

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: 2301R016-Dopravní a manipulační technika

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Konstrukce brzdových posilovačů

Autor: **Martin Wagner**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**

Akademický rok 2017/2018

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Martin WAGNER**
Osobní číslo: **S15B0080K**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Konstrukce brzdových posilovačů**
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Rešerše konstrukce a funkce brzdových posilovačů: Analýza vybraných posilovačů a jejich pohybových vlastností. Vytvoření 3D modelů vybraných posilovačů pomocí software Catia při různých otevření popouštěcího ventilu.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Úvod
2. Teoretický rozbor úlohy
3. Vytvoření 3D modelů posilovačů
4. Zhodnocení úlohy
5. Závěr

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

VLK, F, Podvozky motorových vozidel. Brno: František Vlk, 2000


DAY, A. Breaking of road vehicles. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2014

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Matouš Zaremba**
Continental Automotive Czech Republic s.r.o., Jičín
Datum zadání bakalářské práce: **19. září 2017**
Termín odevzdání bakalářské práce: **21. května 2018**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 19. září 2017

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat společnosti Continental Automotive Czech Republic s.r.o., že mi umožnila vypracování této práce. Konkrétně bych chtěl poděkovat panu Ing. Štěpánu Lendělovi, Ing. Janu Šanovi a Ing. Matoušovi Zarembovi za uvedení do problematiky, jejich cenné rady, studijní materiály a čas, který mi věnovali. Dále bych chtěl poděkovat panu Doc. Ing. Ladislavovi Němcovi, CSc., pod jehož vedením jsem mohl tuto práci realizovat. V neposlední řadě bych chtěl také poděkovat rodině, přátelům a blízkým, kteří mě ve studiu podporovali a byli mi po celý čas oporou.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Wagner	Jméno Martin	
STUDIJNÍ OBOR	23-35-8 „Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulu) Doc. Ing. Němec, CSc.	Jméno Ladislav	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Konstrukce brzdových posilovačů		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2018
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	48	TEXTOVÁ ČÁST	48	GRAFICKÁ ČÁST	0
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Bakalářská práce obsahuje rešerši konstrukce podtlakových brzdových posilovačů a jejich funkce. Dále je práce zaměřena na analýzu průtočných průřezů uvnitř posilovače, které ovlivňují aerodynamickou hlučnost posilovače. Toho je docíleno vymodelováním inverzních modelů různých brzdových posilovačů pro různá otevření v software Catia V5 a jejich srovnáním. Právě inverzní modely jsou vstupními modely pro výpočet proudění vzduchu uvnitř posilovače.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Podtlakový brzdový posilovač, inverzní model podtlakového brzdového posilovače průtočné průřezy uvnitř podtlakového brzdového posilovače, srovnání průtočných průřezů podtlakových brzdových posilovačů

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Wagner	Name Martin	
FIELD OF STUDY	23-35-8 "Transport and handling machinery"		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Němec, CSc.	Name Ladislav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Construction of brake boosters		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2018
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	48	TEXT PART	48	GRAPHICAL PART	0
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The bachelor thesis contains a research on the construction of vacuum brake boosters and their function. In addition, the work is focused on the analysis of flow cross-sections inside the booster, which influence the aerodynamic noise of the booster. This is achieved by modeling the inverse models of various brake boosters for various openings in the Catia V5 software and their comparison. Inversion models are input models for calculating the air flow inside the booster.
KEY WORDS	Vacuum brake booster, inverse model of vacuum brake booster, flow cross sections inside the vacuum brake booster, comparison of flow cross sections of vacuum brake boosters

Obsah

Přehled použitých zkratk, symbolů a veličin	8
Úvod.....	9
Teoretická část.....	10
1. Historický vývoj brzdového posilovače.....	10
2. Části brzdového posilovače	10
2.1 Hlavní brzdový válec.....	11
2.2 Nádržka na brzdovou kapalinu	11
2.3 Podtlakový vzduchový posilovač	12
3. Podtlakový vzduchový posilovač.....	12
3.1 Koncepční popis podtlakového brzdového posilovače	12
3.2 Princip činnosti brzdového posilovače	13
3.2.1 Klidová poloha.....	13
3.2.2 Částečné brzdění	14
3.2.3 Plné brzdění	14
3.2.4 Uvolněná brzda	15
3.3 Aktuální konstrukce brzdového posilovače.....	15
3.4 Rozdělení podtlakových brzdových posilovačů	16
3.5 Hlučnost brzdového posilovače.....	19
4. Vytyčení cíle práce	20
Praktická část	21
Úvod do praktické části	21
5. Vytvoření inverzních modelů	21
5.1 Diagram postupu při vytvoření inverzních modelů	21
5.2 Představení modelů a sekcí.....	22
5.3 Zjištění posuvů pístnice v závislosti na otevření gapu	24
5.4 Posuv modelu pro otevření gap 1,5mm	25
5.4.1 Posuv pístnice, řídicí jednotky a uzavření spojovacích kanálků.....	25
5.4.2 Přemodelování membrán	27
5.4.3 Posuv klínu.....	31
5.5 Vytvoření sekce a objemu spodní pracovní komory	31
5.6 Vymodelování spodní pracovní komory brzdového posilovače	33
5.7 Vymodelování kanálků.....	34
5.8 Vytvoření objemu horní membrány	34
5.9 Vymodelování horní části brzdového posilovače.....	35

5.10 Výsledný inverzní model.....	35
6. Průtočné průřezy.....	36
6.1 Vytvoření řezů prostřednictvím software Catia V5.....	36
6.2 Umístění řezů v posilovačích	36
6.3 Naměřené průtočné průřezy u jednotlivých brzdových posilovačů	39
6.4 Srovnání průtočných průřezů pro jednotlivé otevření mezi tandemovými brzdovými posilovači.....	43
6.5 Rozbor srovnání tandemových brzdových posilovačů	44
6.6 Srovnání průtočných průřezů pro jednotlivé otevření mezi dvoukomorovými brzdovými posilovači.....	45
6.7 Rozbor srovnání dvoukomorových brzdových posilovačů	46
7. Celkové zhodnocení.....	47
8. Závěr.....	47
Seznam použité literatury.....	48

Přehled použitých zkratk, symbolů a veličin

mm	milimetr (Jednotka délky)
mm ²	milimetr čtvereční (Jednotka plochy)
BKV	Podtlaková část brzdového posilovače (Bremskraftverstärker)
BEH	Nádržka (Behälter)
THZ	Hlavní brzdový válec (Tandem Hauptcylinder)

Úvod

Komfort řidiče je v dnešní době jedním ze základních kamenů automobilového průmyslu. Snaha automobilek je proto taková, aby řidič dokázal vozidlo ovládat za co nejmenšího použití jakékoliv vstupní síly. Právě z tohoto důvodu vznikl brzdový posilovač, který až několika násobně zvětšuje vstupní sílu řidiče a umožňuje mu brzdit větší silou, než by byl schopen sám vynaložit.

V automobilovém průmyslu je u hydraulických soustav podtlakový brzdový posilovač dnes již nedílnou součástí každého automobilu. Právě brzdový posilovač ve značné míře ovlivňuje bezpečnost na silnicích a hlavně brzdnou dráhu. Při dnešní maximální rychlosti a výkonu vozidel bychom jen těžko brzdili vozidlo pouze vlastní silou, tedy silou řidiče.

Trendem dnešní doby je i co nejnižší provoz vozidla. Proto i brzdové posilovače nesmí být příliš hlučné. Hlučnost brzdového posilovače ovlivňuje spousta faktorů. Tato práce se bude zabývat hlavně vytvořením modelů posilovačů v software Catia pro různé otevření nasávacího ventilu a následně vytvořením inverzního objemu. Následně přes tyto modely budou provedeny řezy. Díky těmto řezům zjistíme, v čem se jednotlivé posilovače liší a získáme velikosti průtočných průřezů v daných oblastech. Právě proudění vzduchu v brzdovém posilovači se ve velké míře podílí i na jím produkované hlučnosti.

Teoretická část

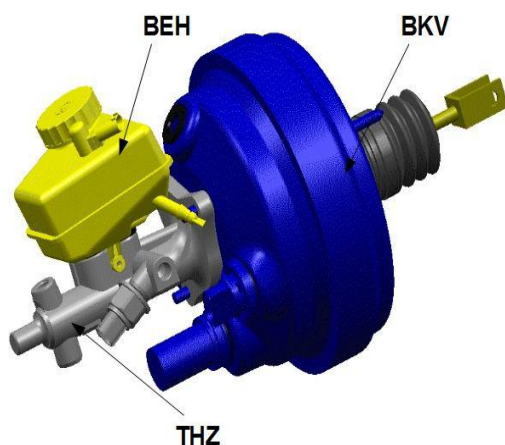
1. Historický vývoj brzdového posilovače

Již se vznikem dopravního prostředku se neřešila pouze otázka, jak uvést tento prostředek do pohybu, ale i jak tento prostředek zastavit. S rostoucí rychlostí i výkonem těchto prostředků bylo nutné i zlepšení brzdového ústrojí. Vznikla špalíková, bubnová, kotoučová a pásová brzda. S dalším rostoucím výkonem a rychlostí už nestačila pouze síla řidiče na pedál, ale pro bezpečné a účinné brzdění bylo třeba tuto sílu posílit a zvětšit. Z tohoto důvodu vznikl brzdový posilovač a následně podtlakový brzdový posilovač. [4]

Vznik prvního podtlakového posilovače se datuje do 30. let 20. století. V této době však nebyl plně využíván. Do automobilového průmyslu se dostává až později a to v 60. letech 20. století. Od této doby prošel spoustou technických úprav, které umožňují hlavně rychlejší posilovací efekt. [4]

Poslední a aktuální změna pro brzdový posilovač je využití vakuové pumpy. Ta vytváří podtlak např. u elektromobilů nebo u aut využívající jako pohon hybridní technologie. [4]

2. Části brzdového posilovače

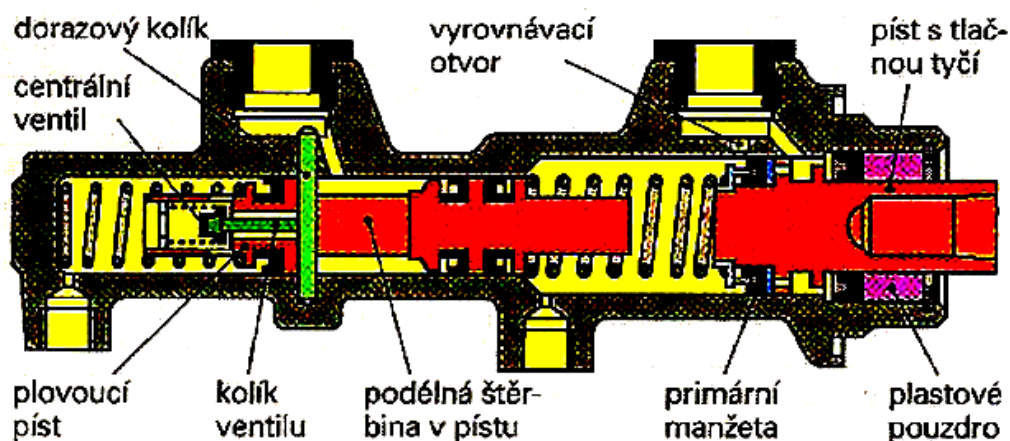


Obr. 1: Základní rozdělení brzdového posilovače[5]

Podtlakový brzdový posilovač se skládá z 3 základních částí – obr. 1. Jedná se o podtlakový vzduchový posilovač (BKV- Bremskraftverstärker), hlavní brzdový válec (THZ- Tandem Hauptcylinder) a nádržka na brzdovou kapalinu (BEH- Behälter). Každá z těchto komponent má svoji funkci a dohromady tvoří ucelený systém, který zesílí vstupní sílu řidiče až několikanásobně. [6]

2.1 Hlavní brzdový válec

V hlavním brzdovém válci se mění síla tlačné tyče na tlak v brzdové kapalině. Síla tlačné tyče je rovna síle řidiče zvětšené o sílu z brzdového posilovače. Dnes se ve většině případů používá tandemový brzdový válec. Ten obsahuje 2 písty. Jeden je píst u tlačné tyče a druhý plovoucí píst. Plovoucí píst zajišťuje vyrovnání tlaku v obou okruzích brzdové soustavy. V dnešní době se kvůli bezpečnosti používají 2 okruhy brzdové soustavy. Pokud dojde k selhání jednoho okruhu, druhý je schopen zabrzdit vozidlo, ale bohužel dojde k prodloužení brzdné dráhy. [6]

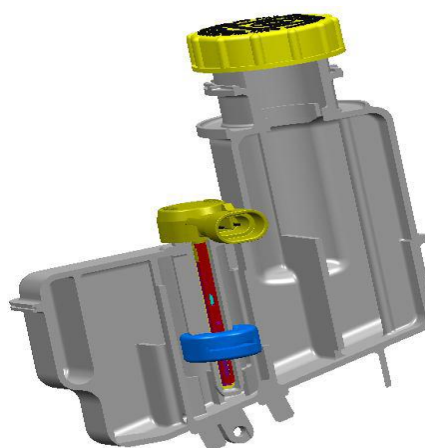


Odstupňovaný dvouokruhový hlavní válec s centrálním ventilem

Obr. 2- Řez hlavním brzdovým válcem[7]

2.2 Nádržka na brzdovou kapalinu

V dnešní době jsou využívány různé velikosti a tvary této nádoby. Každý výrobce navrhuje svoji nádobu vzhledem k jejímu specifickému umístění v motorovém prostoru. Hlavní funkcí nádržky je zabránění průniku vzduchu do hlavního brzdového válce. Vzduch v hlavním brzdovém válci je velký problém, jelikož je více stlačitelný než brzdová kapalina. Hlavní brzdový válec mění sílu na tlak v brzdové kapalině pomocí stlačení a právě menší stlačitelnost kapaliny oproti vzduchu hraje klíčovou roli pro správnou funkci hlavního brzdového válce. Přítomnost vzduchu v hlavním brzdovém válci by způsobila to, že pokud by chtěl řidič zabrzdit vozidlo stejně účinně, musel by vynaložit o mnoho větší sílu a mnohem více sešlápnout brzdový pedál. Proto musí uchovat nádržka na brzdovou kapalinu minimální hladinu brzdové kapaliny i při akceleraci, brzdění a pohybu vozidla. Toho je docíleno komorami s přepážkami uvnitř této nádoby. [6]



Obr. 3 -Řez nádržkou na brzdovou kapalinu[6]

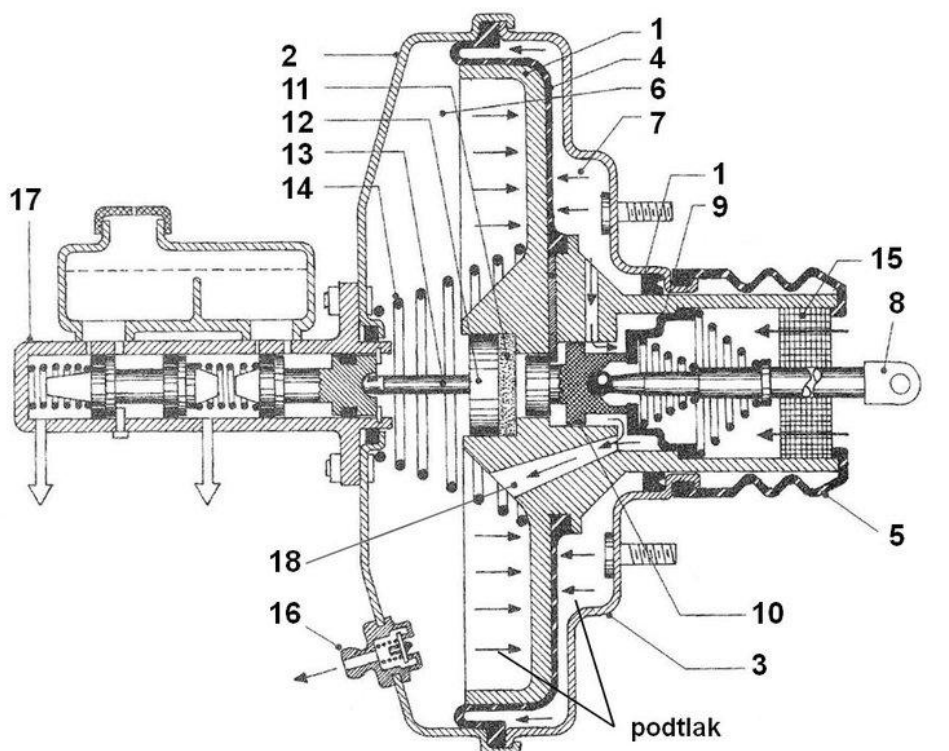
2.3 Podtlakový vzduchový posilovač

Zde dochází k zesílení síly řidiče, kterou vynaložil k sešlápnutí brzdového pedálu. K zesílení dochází z důvodu rozdílných tlaků mezi komorami. Podtlak v komoře vzniká u zážehových motorů tak, že vzduch je odčerpáván sacím podtrubím a u vznětových motorů podtlak vytváří vakuové čerpadlo. Podtlakovým vzduchovým posilovačem se budu zabývat dále v této práci. [1]

3. Podtlakový vzduchový posilovač

3.1 Koncepční popis podtlakového brzdového posilovače

Řez podtlakového posilovače je vidět na obr. 4. Přístroj se skládá z dvoudílného pláště, což je dno (2) a víko (3). Ke dnu (2) je z vnější strany připevněn zpětný ventil (16). Ten je připojen k sacímu ústrojí motoru nebo vakuovému čerpadlu. Pokud je posilovač v klidové poloze, potom podtlak, který je vytvořen čerpadlem nebo sáním motoru, se vytváří jak v prostoru před pístem (1) s membránou (4) v podtlakové komoře (6), tak i v prostoru za ním v pracovní komoře (7). Tohoto jevu je dosaženo pomocí odsávacího kanálku (18) v pístu. Na dnu (2) se také nachází 2 šrouby, které umožňují upevnění hlavního brzdového válce k posilovači. Návrat pístu (1) s membránou (4) do klidové polohy zajišťuje vratná kuželová pružina (14). Píst (1) je ve víku utěsněn kuželovým těsněním. Dále je zde tlačítko složené z táhla (13) a pístu (12), které je z přední části vloženo do pístu (1). Toto tlačítko je opatřeno seřizovacím šroubem. Tento šroub umožňuje nastavení provozní vůle mezi hlavním brzdovým válcem (17) a pístem (1). Tlačítko je ve dnu (2) utěsněno pryžovým těsněním. V horní části se tlačítko opírá o pryžový reakční kotouč (11). V zadní části pístu (1) je pístnice pedálu (8). Tato je zajištěna proti vysunutí omezovací podložkou. Brzdový pedál je spojen s pístnicí pedálu (8) pomocí stavitelné objímky. Tato umožňuje změny výšky pedálu na úroveň spojky. Ochranu funkčních částí ovládacího ventilu proti nečistotám zajišťuje protiprašná molitanová vložka (15). Tyto nečistoty by mohly způsobit netěsnost nebo poruchu brzdového posilovače. [1]



- | | | |
|-----------------------------|---------------------|---------------------------|
| 1 – pracovní pist | 7 – pracovní komora | 13 – táhlo |
| 2 – plášť podtlakové komory | 8 – pístnice pedálu | 14 – vratná pružina |
| 3 – plášť pracovní komory | 9 – membrána | 15 – filtr vstupu vzduchu |
| 4 – membrána | 10 – vložka ventilu | 16 – připojení podtlaku |
| 5 – manžeta | 11 – reakční kotouč | 17 – hlavní válec |
| 6 – podtlaková komora | 12 – pist | 18 – odsávací kanál |

Obr. 4 – základní prvky BKV v klidové poloze [7]

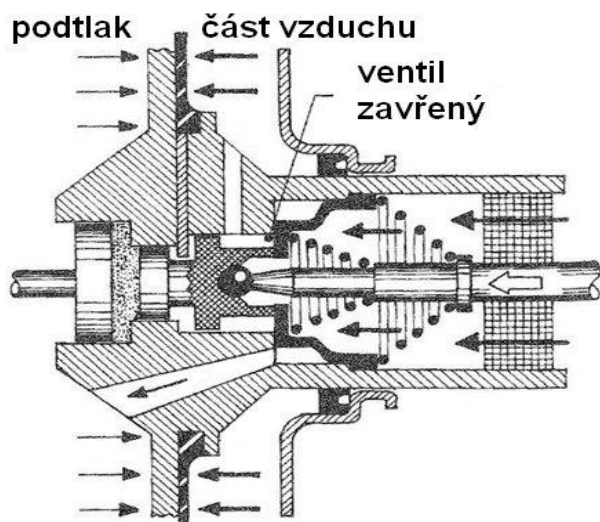
3.2 Princip činnosti brzdového posilovače

3.2.1 Klidová poloha

Tato poloha nastává, když řidič nepůsobí na brzdový pedál žádnou silou. Při klidové poloze jsou pracovní i podtlaková komora propojeny odsávacím kanálem a v obou je tedy stejný tlak. Jelikož je z prostoru stále odsáván vzduch sacím potrubím jedná se o podtlak - vztaheno k atmosférickému tlaku. Na pístnici pedálu nepůsobí žádná síla. Situace je vyobrazená na obr. 4. [7]

3.2.2 Částečné brzdění

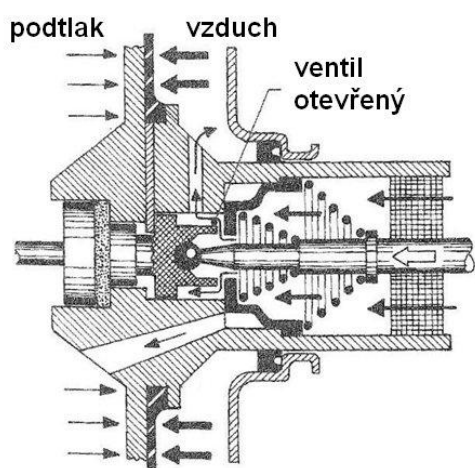
Částečné brzdění nastává při sešlápnutí brzdového pedálu řidičem. Jedná se nejčastější druh brzdění. Při částečném brzdění se silou řidiče působící na pístnici pedálu tato součást



Obr. 5 – částečné brzdění[7]

se do pracovní komory dostane část vzduchu a vzroste tlak. Podtlaková komora je stále odsávána sacím potrubím motoru. Rozdíl tlaků působí na pracovní píst. Tímto dojde k posunu pracovního pístu směrem k hlavnímu válci a posílení brzdné síly řidiče. Po uvolnění brzdového pedálu se otevře odsávací kanál mezi komorami a tlaky se vyrovnají. Pracovní píst je pružinou vrácen do původní polohy. [7]

3.2.3 Plné brzdění



Obr. 6- plné brzdění[7]

posune s vložkou ventilu. Vložka ventilu dále dosedne na reakční kotouč, který se při větší vstupní síle i deformuje. Tento reakční kotouč dále tlačí na tlačítko (píst s táhlem), které ovládá hlavní válec. Oddálením vložky ventilu od membrány uvnitř pístu vznikne štěrbinu, tzn. gap – tento název bude využíván v celé této práci. Touto štěrbinou vnikne do pracovní komory určité množství vzduchu z okolí. Dále membrána v pístu uzavře odsávací kanál spojující podtlakovou a pracovní komoru. Toto je způsobeno pružinou tlačící na membránu uvnitř pístu. [7]

Poté se štěrbinu tzv. gap uzavře z důvodu, že reakční kotouč tlačí zpět na vložku ventilu. Tuto situaci uzavřené štěrbinu vidíme na obr. 5. Tímto částečným brzděním

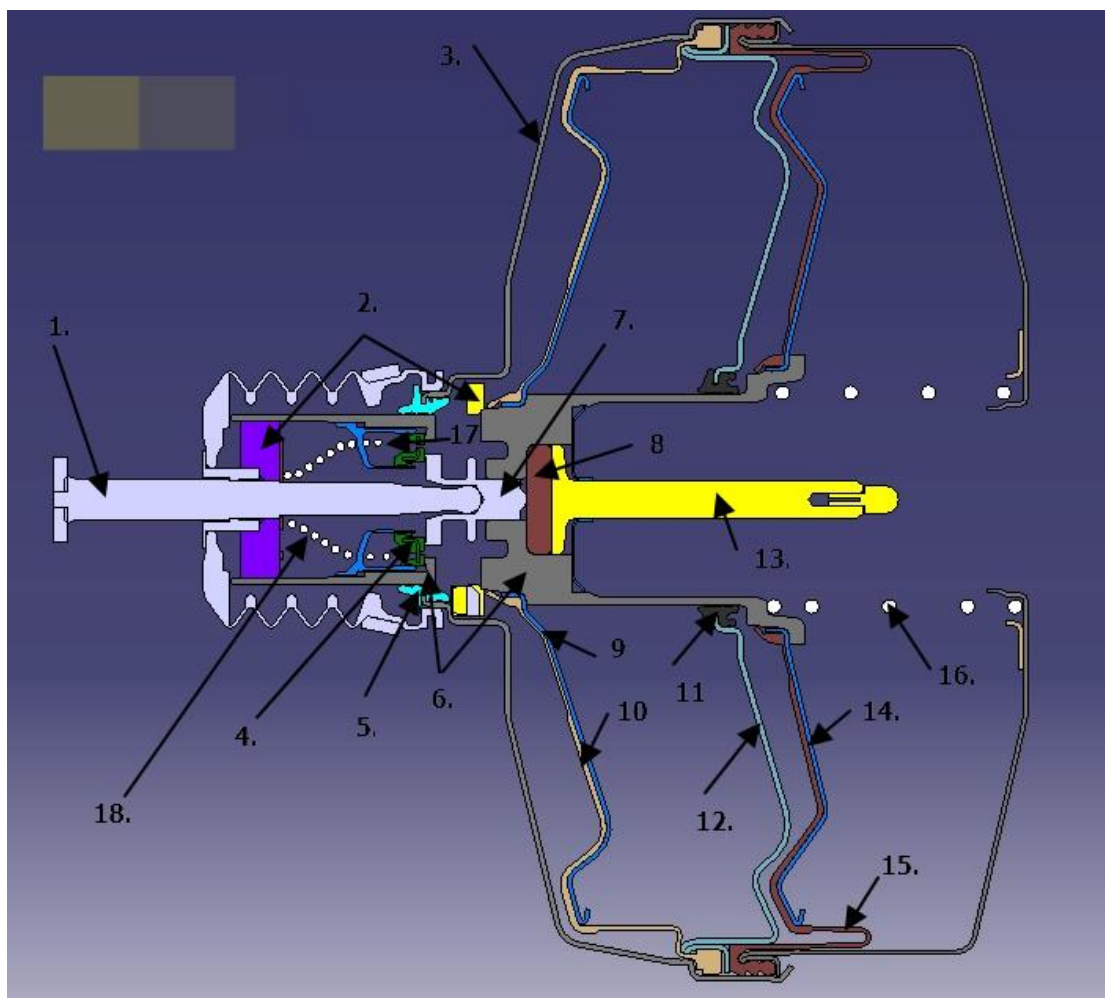
Tento stav se nazývá i panická brzda. Jedná se o nouzové brzdění, kdy řidič co největší silou sešlápně brzdový pedál. Je to stav, kdy je pístnice pedálu a vložka ventilu posunuta do krajní polohy. Důsledkem je, že i když reakční kotouč tlačí zpět na vložku ventilu, je mezi nimi stále otevřená štěrbinu. V této situaci tedy proudí vzduch do pracovní komory a odsávací kanál je uzavřen. Rozdíl tlaků a posílení brzdné síly řidiče je maximální. Celá situace je vyobrazená na obr. 6. [7]

3.2.4 Uvolněná brzda

Fáze, při které se brzdový posilovač vrací do klidové polohy. Při uvolnění síly na pístnici pedálu dojde k odsednutí pístu ventilu od reakčního kotouče. Tím se uzavře gap a dojde k oddělení pracovní komory s vnějším prostředím. Poté se otevře odsávací kanálek mezi pracovní a podtlakovou komorou. Pružiny vrátí všechny části do původní polohy. Následně se postupně sacím potrubím prostřednictvím odsávacího kanálku odsaje vzduch z pracovní komory a vznikne podtlak v pracovní i podtlakové komoře. V obou těchto komorách tento podtlak bude stejný. I když je mnoho druhů posilovačů, ať už jsou obohaceny různými asistenty, dvoukomorové nebo čtyřkomorové, tak popis funkce je v zásadě stejný jako u tohoto konvenčního typu. [7]

3.3 Aktuální konstrukce brzdového posilovače

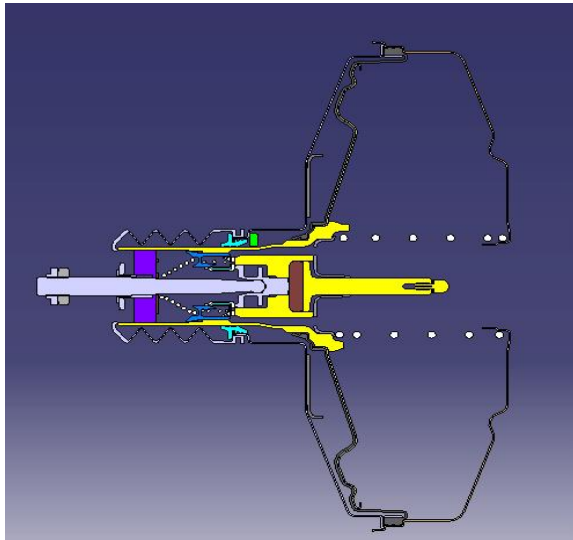
Aktuální konstrukce se od koncepční konstrukce podtlakového brzdového posilovače liší. Toto můžeme vidět na obr. 7, kde máme zobrazený řez tandemovým podtlakovým brzdovým posilovačem.



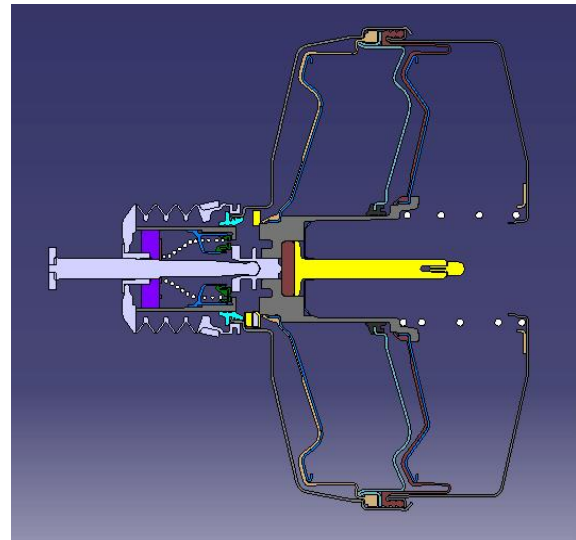
Obr. 7 - Řez tandemovým posilovačem - základní prvky BKV - 1-pístnice, 2 - filtry proti nečistotám, 3- plášť posilovače, 4- talířový ventil, 5- těsnění mezi pláštěm a řídicí jednotkou, 6- řídicí jednotka, 7- vložka ventilu, 8- reakční kotouč, 9- talíř horní membrány, 10 - horní membrána, 11- těsnění mezi rozdělovačem a řídicí jednotkou, 12 - rozdělovač komor, 13- tlačná tyč, 14- talíř dolní membrány, 15- dolní membrána, 16- vratná pružina, 17- Pružina talířového ventilu, 18- zpětná pružina[5]

3.4 Rozdělení podtlakových brzdových posilovačů

Podtlakové brzdové posilovače lze dělit dle mnoha kritérií. Prvním kritériem je velikost. Základním rozměrem pro určení velikosti je průměr pláště brzdového posilovače. Velikost brzdového posilovače se udává v palcích. Brzdové posilovače máme tedy 8-11 palcové. Dalším kritériem pro dělení může být počet komor. Dle tohoto kritéria posilovače dělíme na dvoukomorové (single boosters) nebo čtyřkomorové (tandem boosters). Rozdíl můžeme vidět na obr. 8. a obr. 9. [6]

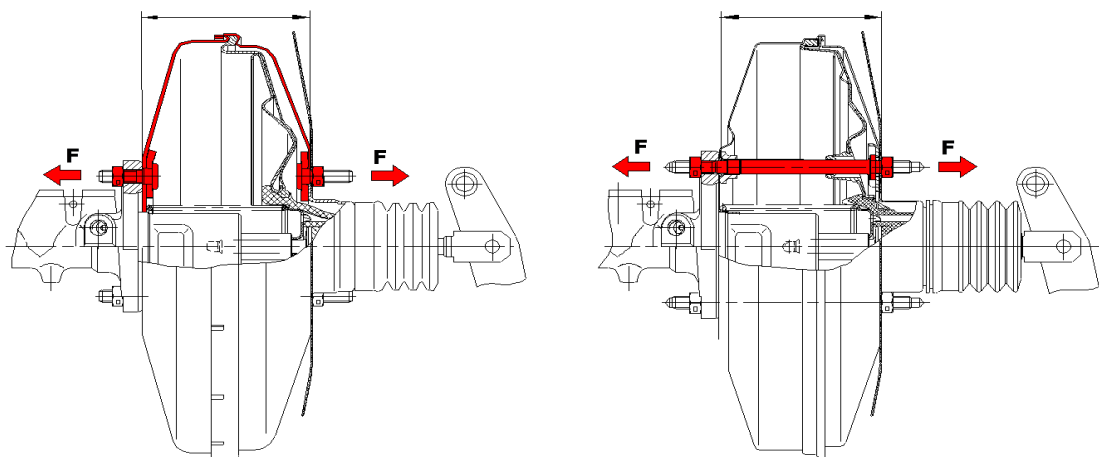


Obr. 8 - Řez dvoukomorovým BKV[5]



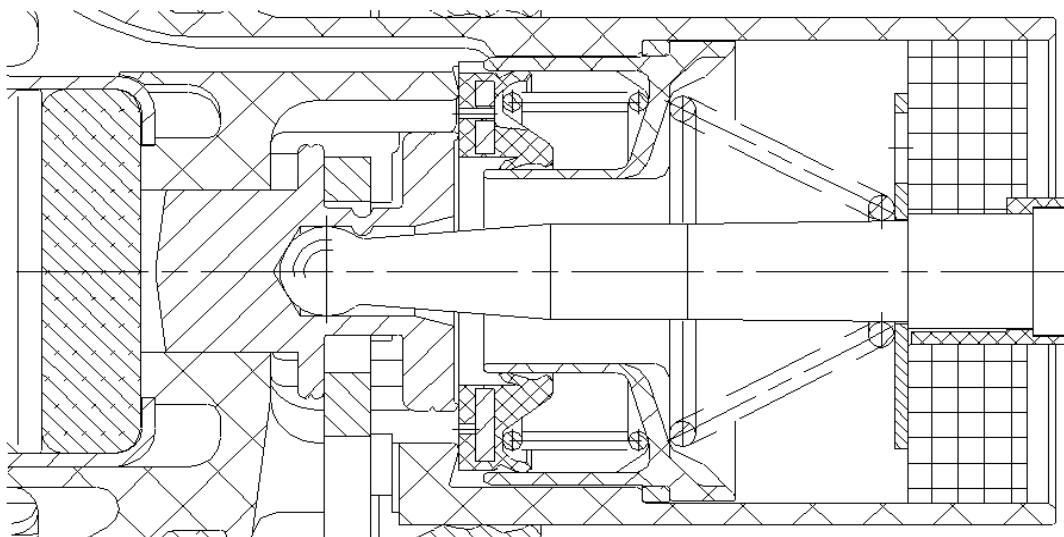
Obr. 9 - Řez tandemovým BKV[5]

Dalším kritériem je konstrukční provedení z hlediska převodu axiálních sil. Rozlišujeme tři a to konvenční, s průchozími svorníky a s průchozími trubkami. U konvenčních musí plášť posilovače snášet mnohem větší zatížení, proto je tloušťka pláště větší. Je to hlavně z důvodu toho, že síly se přenášejí podél obvodů pláště posilovače. Naopak je tomu u posilovačů s průchozími svorníky nebo trubkami. Zde se osové síly přenášejí přes šrouby nebo trubičky umístěné uvnitř těla posilovače. Rozdíl je vidět na obr. 10. [4]

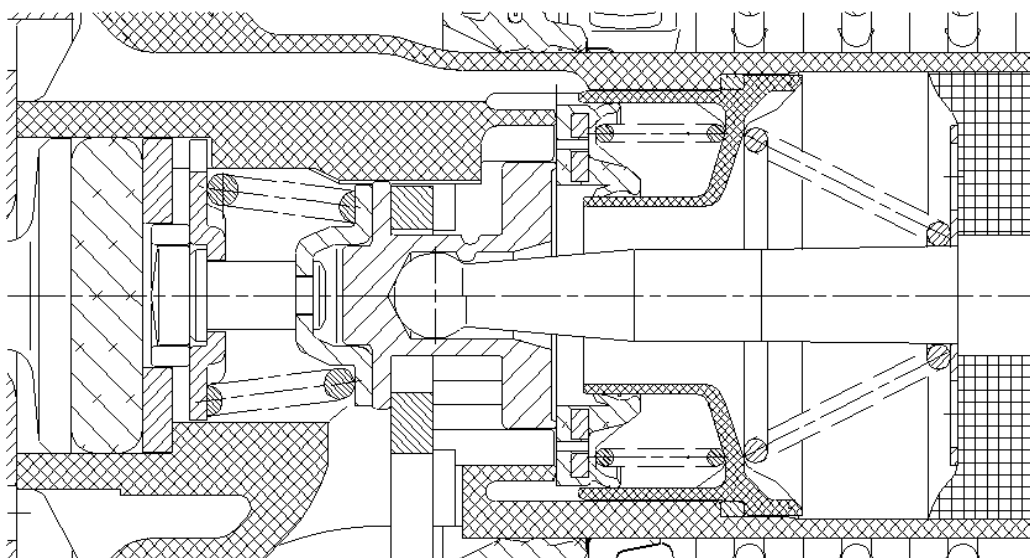


Obr. 10 – Vlevo konvenční BKV, vpravo posilovač, který přenáší axiální sílu přes průchozí svorníky[5]

Další kategorií je konstrukční řešení mající vliv na výstupní charakteristiky posilovače. Jedná se o jednoduchý převod, dvojitý převod, mechanický brzdový asistent a elektrický brzdový asistent. [3]



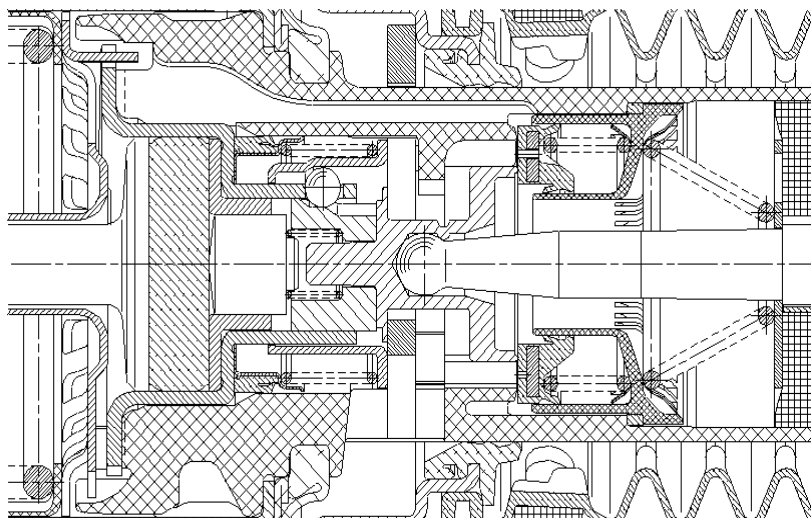
Obr. 11- Jednoduchý převod [5]



Obr. 12 - Dvojitý převod[5]

Mechanický brzdový asistent

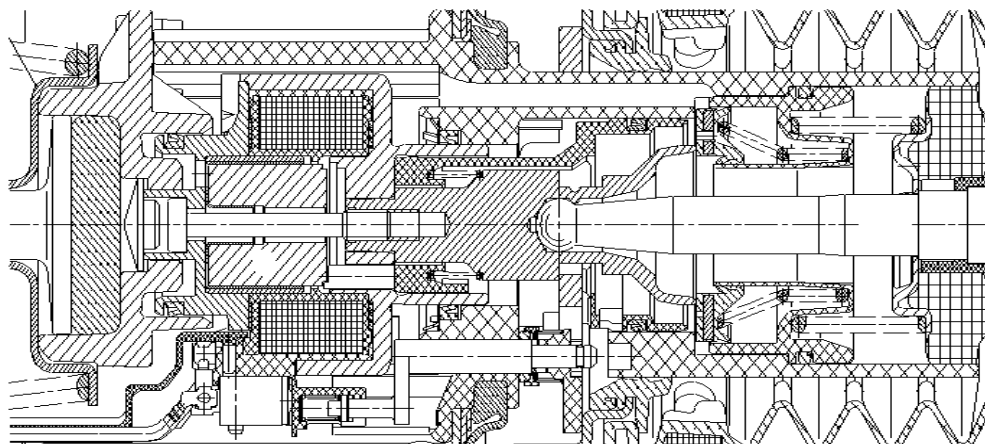
Tento je zabudován přímo do těla posilovače viz obr. 11. Ve standardních brzdných situacích se posilovač brzd s asistentem chová jako konvenční posilovač brzd. Pokud však při brzdění dojde k překročení prahové hodnoty definované funkcí rychlosti a síly, kterou řidič působí na brzdový pedál, zasáhne brzdový asistent, který urychlí náběh brzd a zkrátí dobu dosažení maximálního brzdného účinku. Prahová hodnota se určuje různě pro různé typy vozidel. [1]



Obr. 13 –Mechanický brzdový asistent [5]

Elektrický brzdový asistent

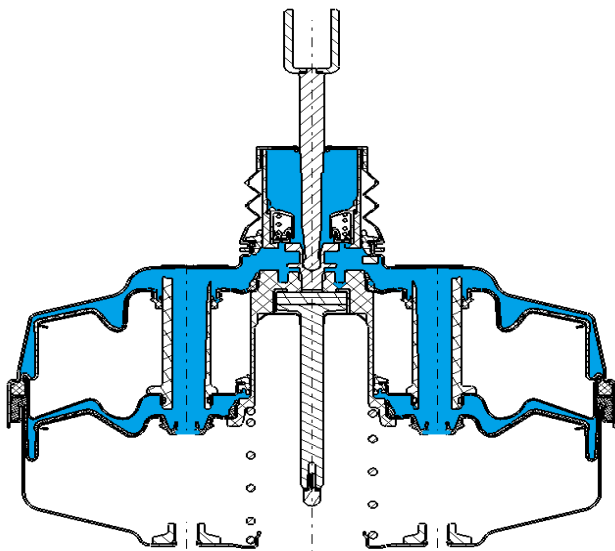
Elektrický brzdový asistent má stejnou funkci jako mechanický brzdový asistent. Liší se pouze ve způsobu snímání pro činnost potřebných veličin a způsobem řízení vlastní činnosti. [1]



Obr. 14 - Elektrický brzdový asistent[5]

3.5 Hlučnost brzdového posilovače

Trend dnešní doby je mít vozidlo co nejtišší. Proto se u každého dílu vozidla zkoumá, jak jej co nejvíce odhlučnit anebo jak jiným konstrukčním řešením snížit jeho hlučnost. U brzdových posilovačů můžeme rozlišovat 2 hlavní složky hluku. První složkou je mechanická hlučnost, která je způsobena pohybujícími se komponenty a jejich vzájemným stykem. Největší podíl na mechanické hlučnosti podtlakového brzdového posilovače mají pružiny. [3]

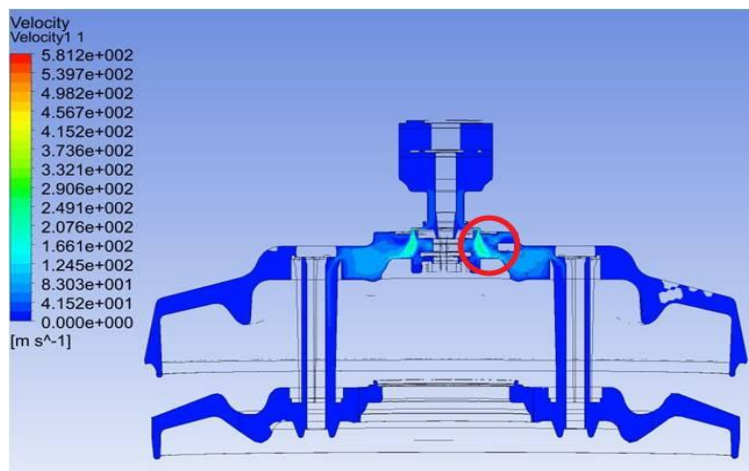


Obr. 15 – Oblast proudění vzduchu v BKV[5]

Druhou hlavní složkou je aerodynamická hlučnost. Tato je způsobena prouděním vzduchu při brzdění v brzdovém posilovači. Jednou z možných příčin aerodynamické hlučnosti je právě velká změna průtočných průřezů, na kterých je závislá i rychlost proudění, která v určitých místech dosahuje kritických hodnot. Oblast proudění vzduchu vidíme na obr. 15.

Druhou hlavní složkou je aerodynamická hlučnost. Tato je způsobena prouděním vzduchu při brzdění v brzdovém posilovači. Jednou z možných příčin aerodynamické hlučnosti je právě velká změna průtočných průřezů, na kterých je závislá i rychlost proudění, která v určitých místech dosahuje kritických hodnot. Oblast proudění vzduchu vidíme na obr. 15.

Jak vidíme na obrázku, dochází zde k velké změně průtočných průřezů a tím i ke kolísání rychlosti proudění vzduchu. Toto má za následek vznik hluku. Na obr. 16 vidíme analýzu rychlosti proudění. Jak vidíme tak v kritické oblasti kolem štěrbin - gapu (červený kruh) dosahuje rychlost hodnoty rychlosti zvuku. [5]



Obr. 16 – Analýza rychlosti proudění v BKV[5]

Dále v této práci jsou tvořeny inverzní modely vybraných posilovačů pro různá otevření. Právě vytvořením inverzních modelů zjistíme prostor, kudy proudí vzduch. Toto je pro nás důležité z hlediska analýzy průtočných průřezů a jejich změny uvnitř celého brzdového posilovače. Právě na průtočných průřezech závisí i rychlost proudění vzduchu a hlavně hlučnost brzdového posilovače. Z tohoto důvodu jsou v inverzních modelech místy, kde se mění průtočný průřez provedeny řezy a změřeny velikosti průtočných průměrů. Hluk při brzdění samozřejmě snižuje komfort řidiče a proto je snaha tento rušivý element odstranit. Inverzní modely jsou také vstupními modely pro výpočet proudění vzduchu v posilovači.

4. Vytyčení cíle práce

První část práce je zaměřena na popis součástí podtlakového brzdového posilovače. Popisuje funkci brzdového posilovače při různých fázích brzdění. Dále uvádí rozdělení brzdových posilovačů dle různých kritérií a v neposlední řadě rozdělení hlučnosti brzdového posilovače.

Druhá část je zaměřena na vytvoření inverzních modelů a jejich řezů a získání průtočných průřezů vzduchu pro jednotlivé posilovače a jejich srovnání. V druhé části práce jsou posunuty části uvnitř posilovače pro různá otevření gapu. Dále přemodelování 4 modelů brzdových posilovačů pro různá otevření gapů a to konkrétně pro 0,2mm, 0,5mm, 1mm a 1,5mm v software Catia V5. Po vytvoření těchto modelů je základem vytvoření inverzního modelu pro brzdové posilovače. Tento inverzní model je objem, kde proudí vzduch. Následně je provedena analýza otevření brzdových posilovačů, porovnání pro různé modely brzdových posilovačů a zhodnocení odchylek těchto průtočných průřezů.

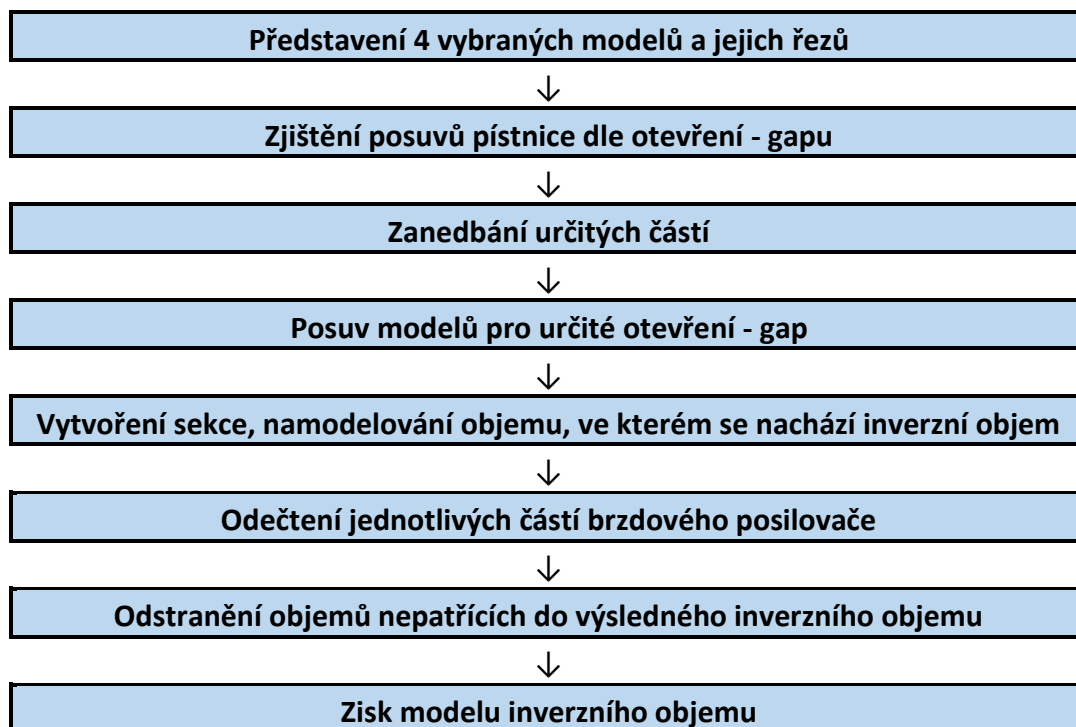
Praktická část

Úvod do praktické části

Tato část je zaměřena na srovnání průtočných průřezů u jednotlivých brzdových posilovačů a jejich analýze. Popisuje i modelování v programu Catia V5, konkrétně vytvoření posunutých modelů pro různá otevření gap a následně vytvoření inverzních objemů. Inverzní objem je objem, ve kterém proudí vzduch. Tento objem je důležitý pro další výzkum brzdových posilovačů a jejich aerodynamické hlučnosti. Právě velkou změnou průtočných průřezů v jednotlivých částech posilovače dochází ke vzniku hluku prouděním vzduchu. Hluk se firma Continental snaží co nejvíce eliminovat a zvýšit tak komfort řidiče za jízdy a hlavně při brzdění.

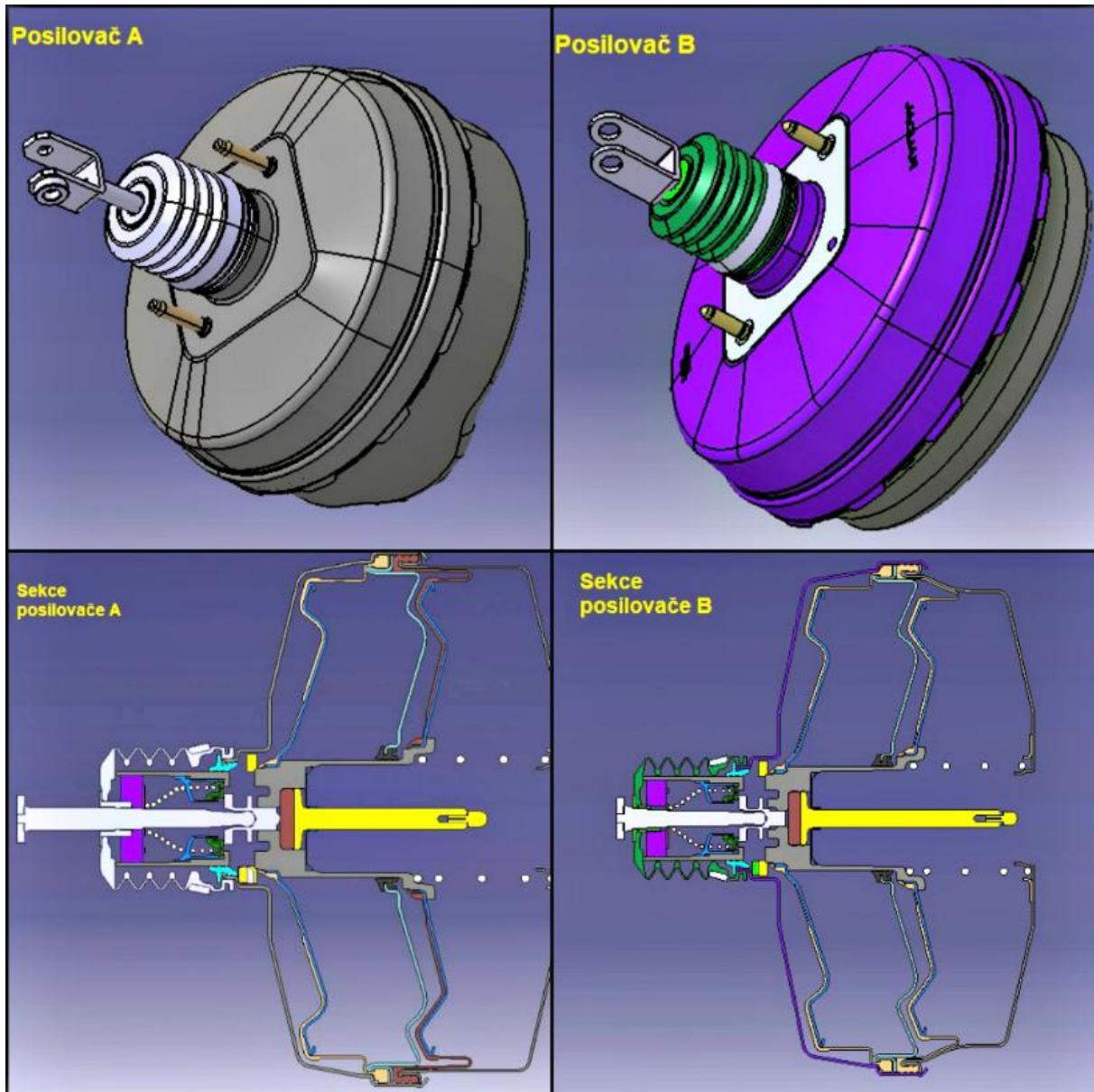
5. Vytvoření inverzních modelů

5.1 Diagram postupu při vytvoření inverzních modelů

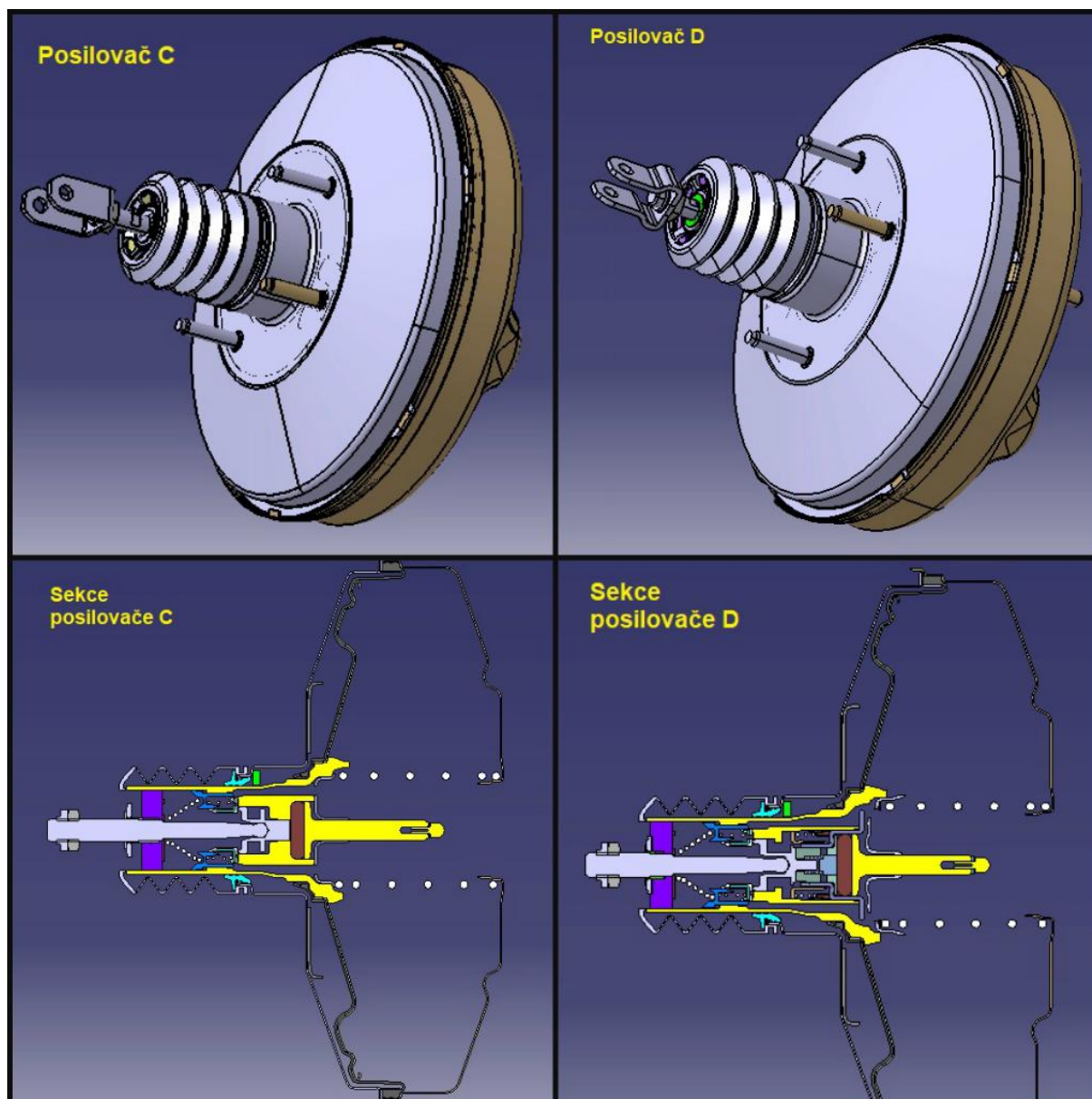


5.2 Představení modelů a sekcí

Firma Continental s. r. o. poskytla 4 modely různých brzdových posilovačů viz obr. 17 a obr. 18. Jedná se o 2 dvoukomorové a 2 čtyřkomorové spojené kanálky.



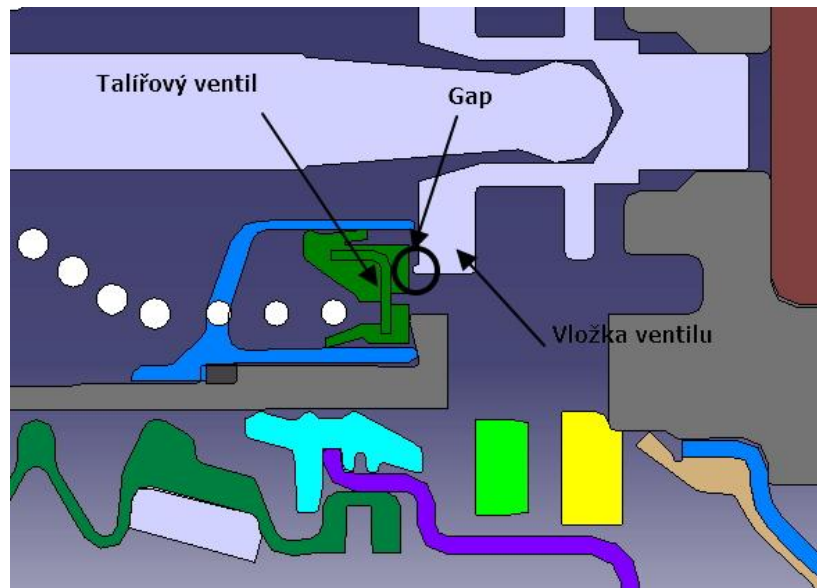
Obr. 17 – Druhy modelů tandemových posilovačů s řezy



Obr. 18 – Druhy modelů dvoukomorových posilovačů s řezy

Definice šterbiny - gapu

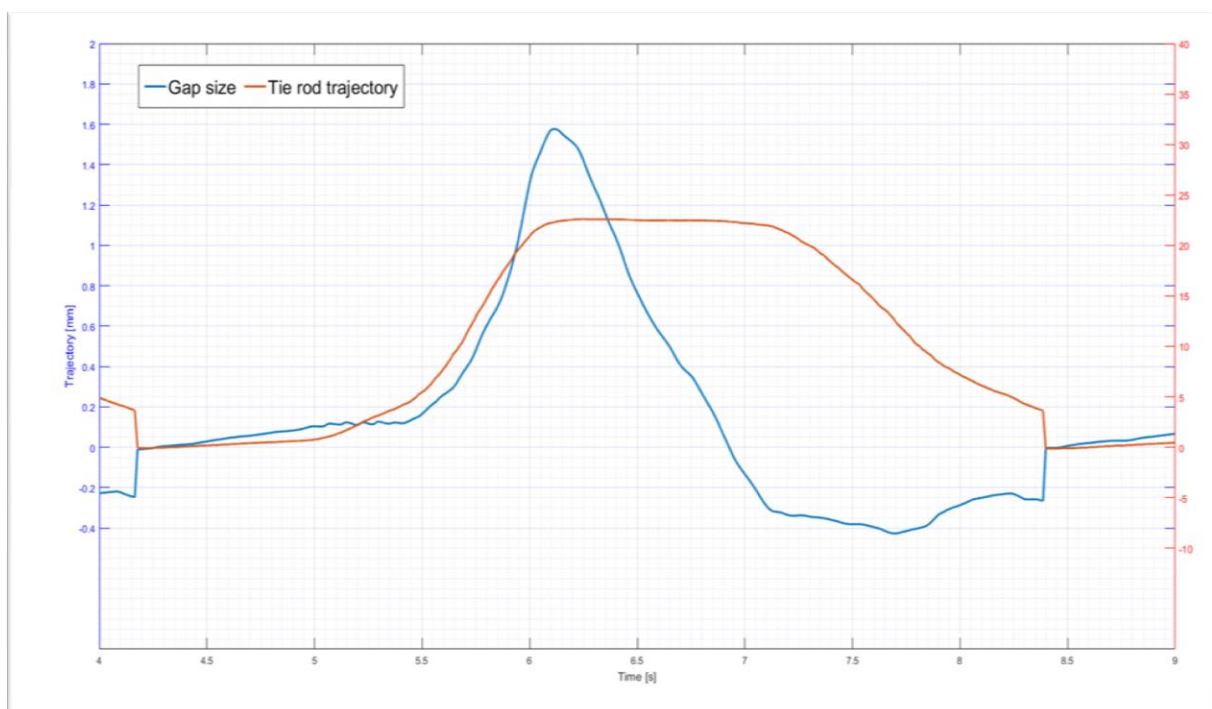
Tyto modely je třeba upravit, aby byly otevřené na požadovanou velikost tzv. Gap - nejužší místo průniku vzduchu. Gap je tvořen šterbinou mezi 2 částmi. Jedná se o vložku ventilu a talířový ventil.



Obr. 19 - Detail řídicí jednotky – Gap

5.3 Zjištění posuvů pístnice v závislosti na otevření gapu

Dále firma Continental s. r. o. poskytla graf závislosti posuvu pístnice na velikosti gapu viz graf 1. Tento graf popisuje průběh sešlápnutí brzdového pedálu, který vede k posuvu pístnice – červená křivka. V závislosti na posuvu pístnice se brzdový posilovač otevírá, aby do pracovní komory proudil vzduch. Velikost otevření – gap znázorňuje modrá křivka.



Graf 1

Firma Continental s. r. o. zvolila 4 velikosti gapů a to 0,2 mm, 0,5 mm, 1 mm a 1,5 mm. V následující tabulce je z grafu 1 získán posuv pístnice.

	Velikost gapu			
	0,2 mm	0,5 mm	1 mm	1,5 mm
Posuv pístnice	5,1 mm	12 mm	19 mm	22 mm

Tab. 1

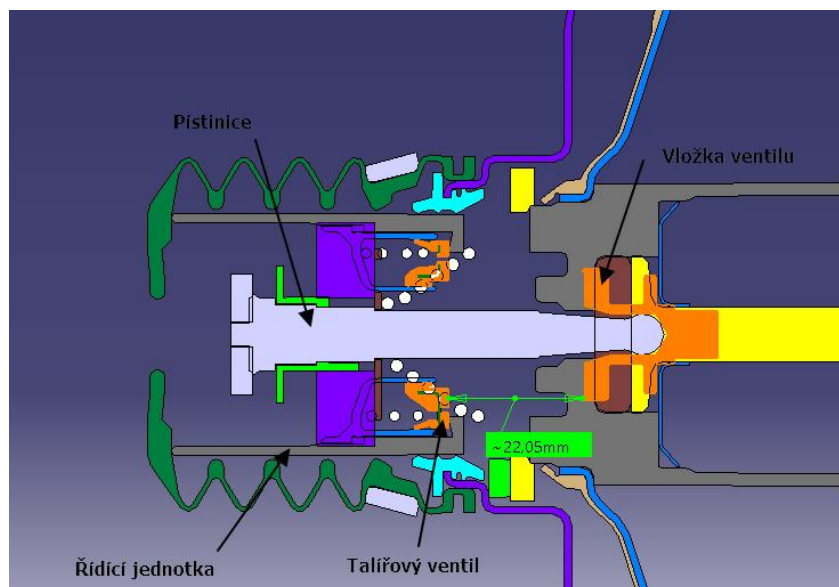
Jelikož víme, jak se posune pístnice a velikost gapů, můžeme v programu vytvořit různé modely pro všechna otevření a velikosti gapů. To je dáno tím, že velikost posuvu řídicí jednotky můžeme získat právě z velikosti gapu a posuvu pístnice. Analýza vybraných posilovačů bude provedena na inverzních modelech pro různá otevření.

5.4 Posuv modelu pro otevření gap 1,5mm

Jelikož budeme tvořit 16 inverzních modelů, uvedu zde postup na vytvoření 1 tandemového posilovače pro otevření 1,5mm gap a to posilovače B. Ostatní posilovače se vytvoří stejným postupem jako tento posilovač s tím rozdílem, že pokud se jedná o dvoukomorový posilovač, tak nám ubude práce na kanálcích a druhé pracovní komoře. V první řadě zanedbáme pružiny a části, které by nám ovlivnili model inverzního objemu, ale nemají zásadní vliv na výpočet aerodynamické hlučnosti.

5.4.1 Posuv pístnice, řídicí jednotky a uzavření spojovacích kanálků

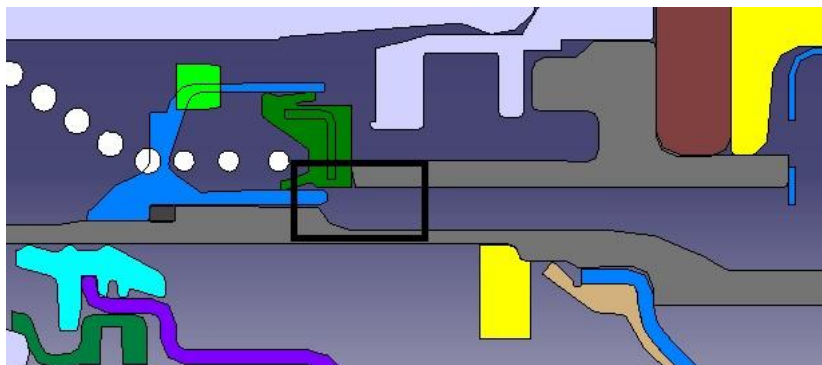
Z tab. 1 víme, že pro velikost gap 1,5mm se pístnice posune o 22mm. Toto tedy provedeme. Dále je třeba zjistit posuv řídicí jednotky, který zjistíme změřením nejkratší vzdálenosti mezi vložkou ventilu a talířovým ventilem viz obr. 20.



Obr. 20 – Detail řídicí jednotky

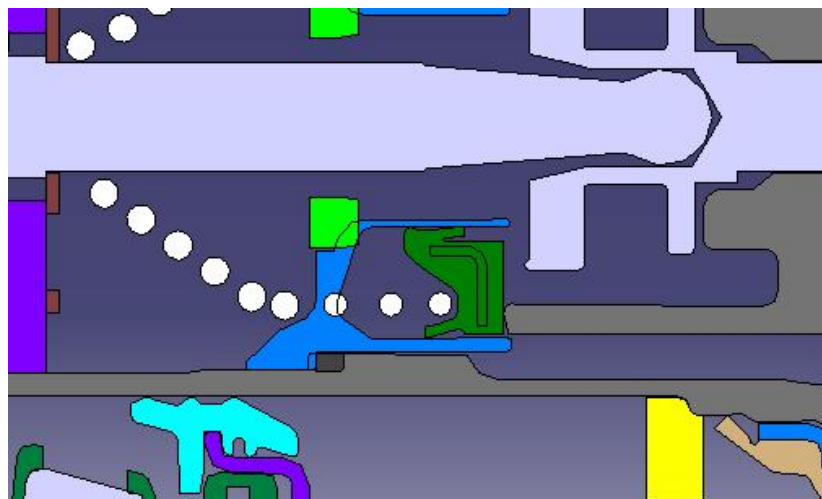
Dle obrázku vidíme, že velikost aktuálního gapu je 22,05 mm, proto víme, že talířový ventil, který je pevně spojen s řídicí jednotkou musíme posunout o $22,05 - 1,5 = 20,55$ mm. Toto provedeme.

Na obr. 21 vidíme, že je nutné uzavřít kanálky mezi komorami.



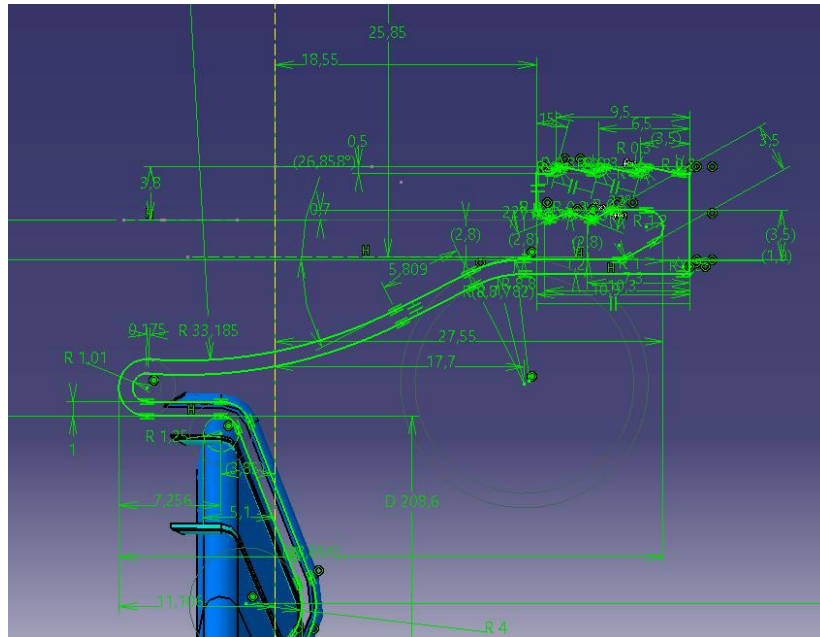
Obr. 21 – Detail otevřeného spojovacího kanálku mezi pracovní a podtlakovou komorou

Uzavřené kanálky vidíme na obr. 22.



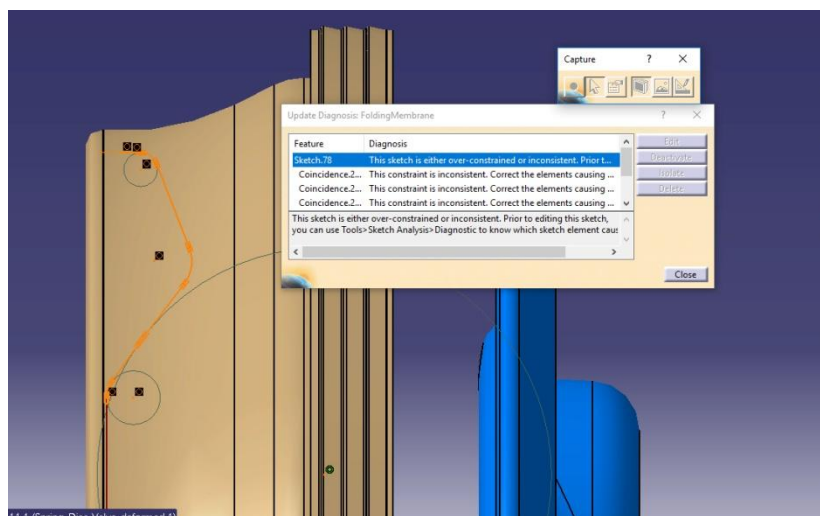
Obr. 22 - Detail uzavřeného spojovacího kanálku mezi pracovní a podtlakovou komorou

Přemodelovaná skica dolní membrány viz obr. 25. Tato má délku membrány od talíře naprosto stejnou jako původní membrána a to 50,483 mm.



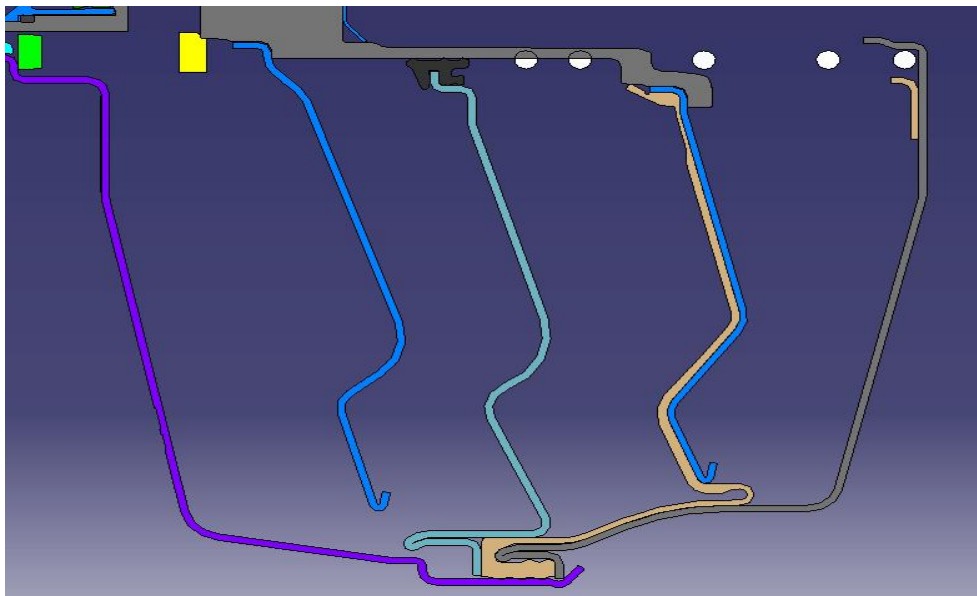
Obr. 25- Skica spodní membrány opřená o talíř po přemodelování

Jak vidíme na obr. 26, došlo k chybě. Je to z důvodu toho, že žebrování membrány neleží na membráně, proto je třeba upravit i geometrii žebrování. Jedná se o krátká i dlouhá žebra, proto obě tyto žebra přemodelujeme a získáme výslednou spodní membránu.



Obr. 26 – chybové hlášení - žebrování

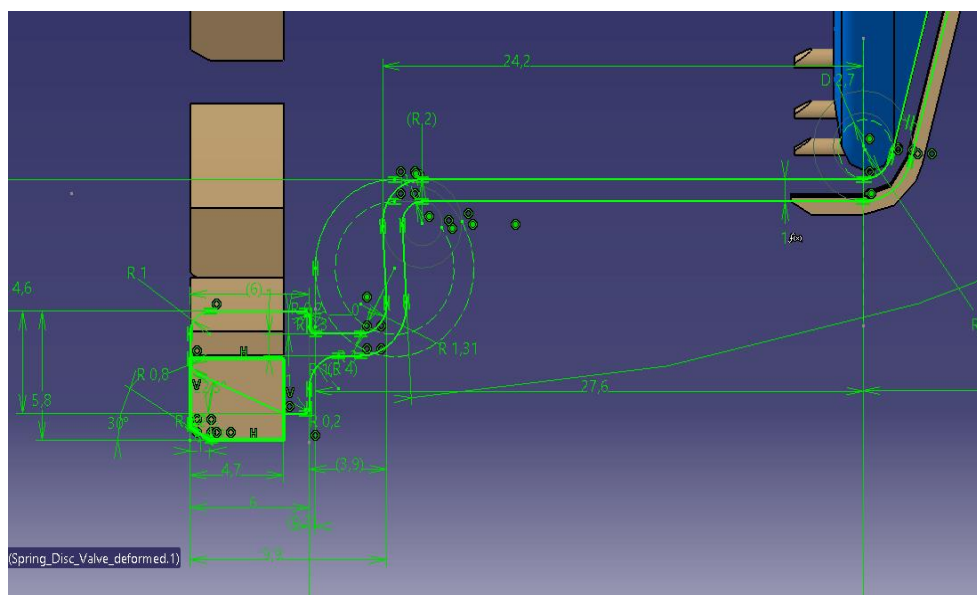
Výsledná spodní membrána, jak vidíme na obr. 27, dosedá přesně na plášť brzdového posilovače. Tím je spodní membrána hotová.



Obr. 27 – Přemodelovaná spodní membrána dosedací na plášť posilovače

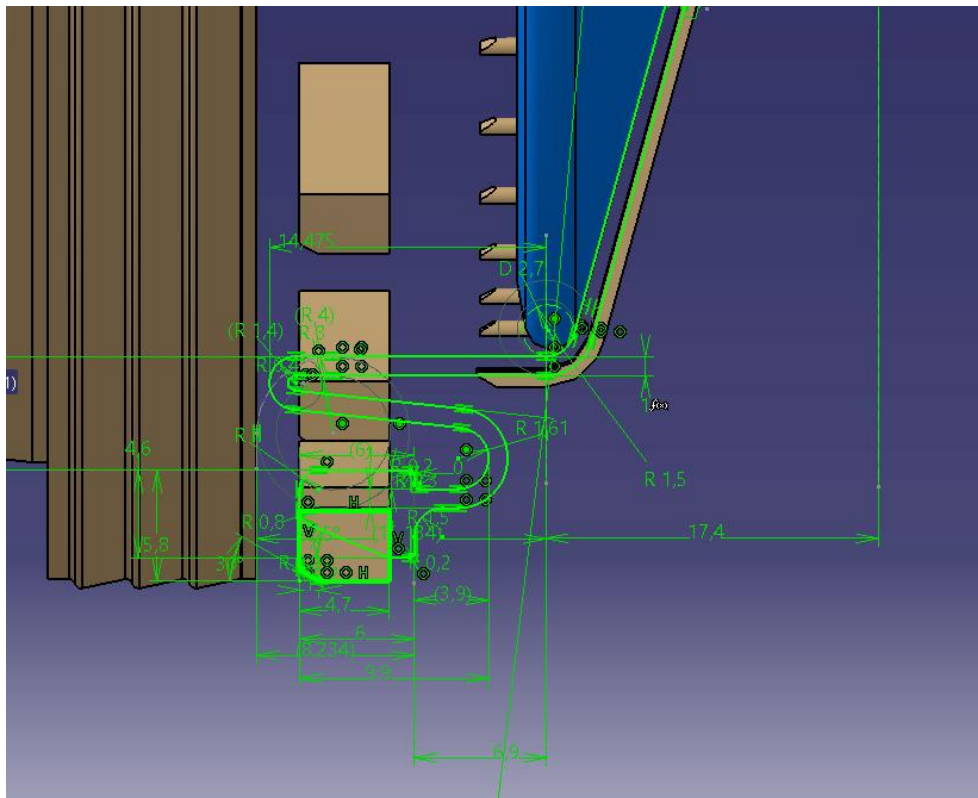
5.4.2.2 Přemodelování horní membrány

Když už máme namodelovanou dolní membránu, je třeba za stejných předpokladů zachování délky membrány od talíře 35,285 mm a změny pouze části membrány mimo talíř přemodelovat i horní membránu. Skica původní horní membrány je na obr. 28.



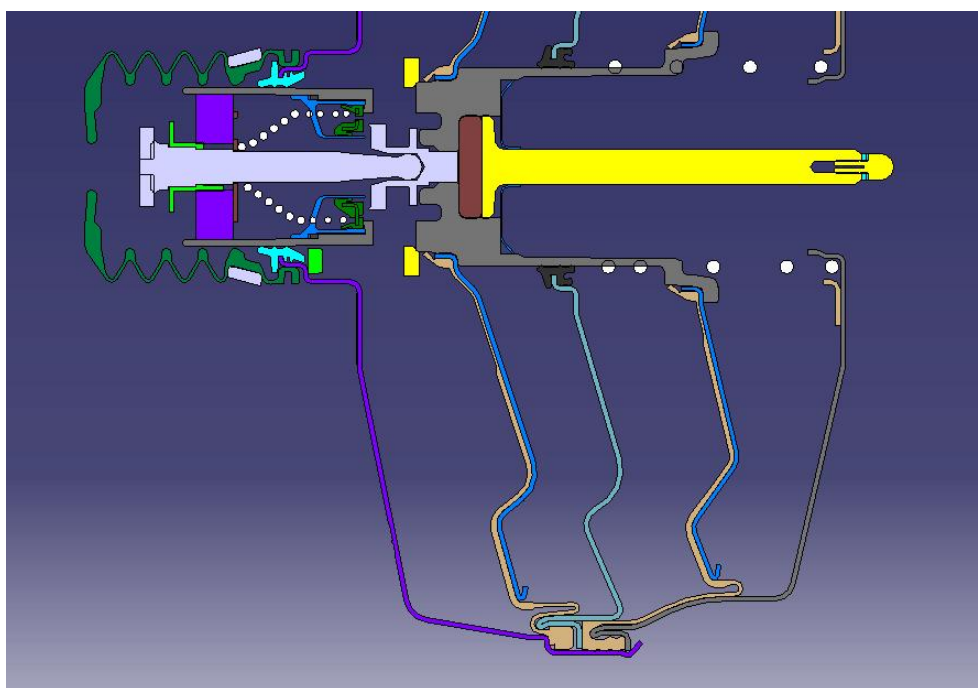
Obr. 28 - Skica horní membrány opřená o talíř před přemodelováním

Přemodelovaná skica horní membrány je obr. 29. Tato má délku membrány od talíře naprosto stejnou jako původní membrána a to 35,285 mm.



Obr. 29 - Skica horní membrány opřená o talíř po přemodelování

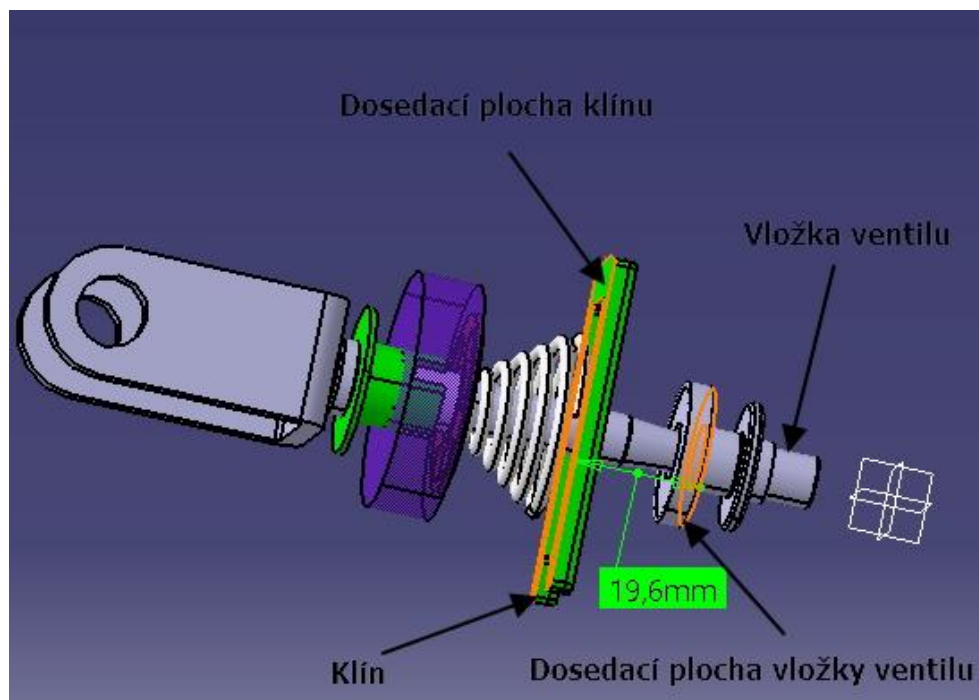
Výsledná horní membrána, jak vidíme na obr. 30, dosedá přesně na plášť brzdového posilovače.



Obr. 30 – Ukázka řezu posilovače při dosednutí membrán jak na talíře posilovače, tak i na plášť

5.4.3 Posuv klínu

Poslední část co je třeba posunout je klín. Jak vidíme na obr. 31. je třeba posunout klín tak, aby dosedal na horní část vložky ventilu.

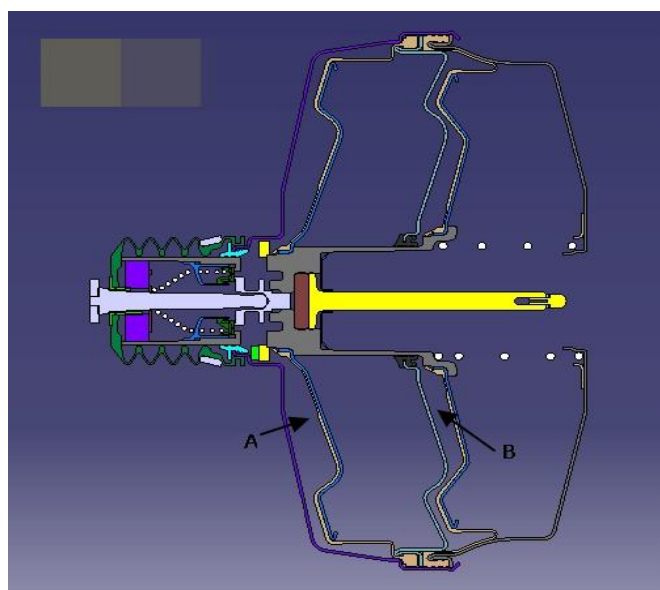


Obr. 31 – Posunutý klín s dosedacími plochami

Tím je brzdový posilovač pro otevření gap 1,5mm přemodelovaný a můžeme začít tvořit inverzní model. Nepřemodelované části ve tvorbě inverzního modelu pro proudění vzduchu neovlivní výsledek, proto jsou zachovány.

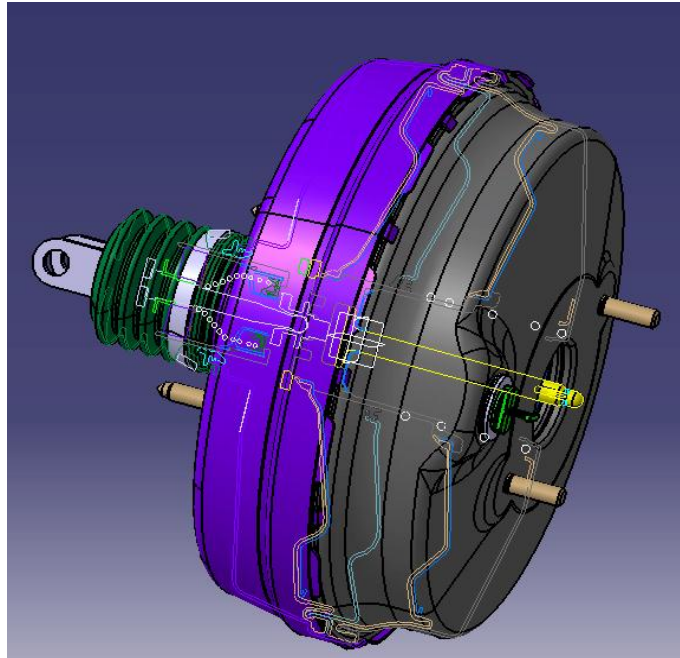
5.5 Vytvoření sekce a objemu spodní pracovní komory

Z předchozí kapitoly víme, že máme vytvořený model pro gap 1,5mm tandemového posilovače B. Vytvoření inverzního modelu z důvodu složitosti rozdělíme na 2 části a to spodní pracovní komoru B a horní pracovní komoru A včetně řídicí jednotky viz obr. 32.



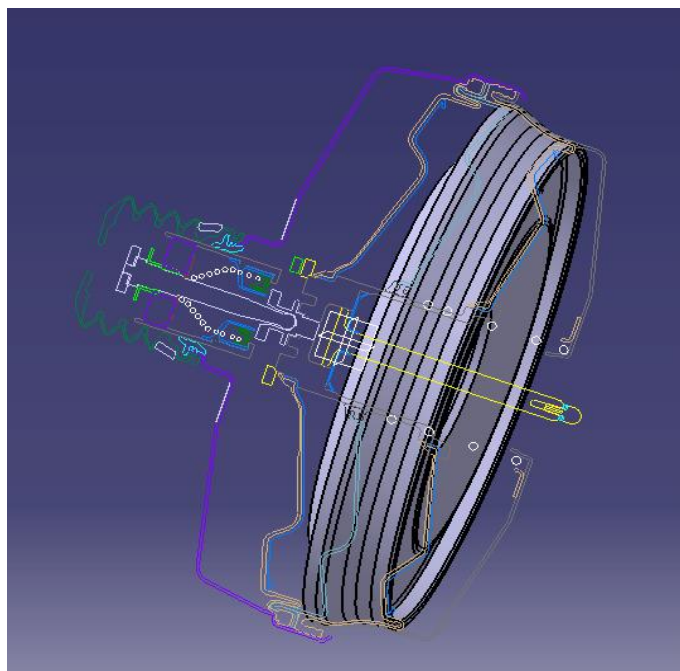
Obr. 32 – Určení spodní a horní pracovní komory

V první části budeme modelovat spodní pracovní komoru, ke které poté přidáme kanálky. Začneme tedy tím, že si do původního modelu přidáme další část (part) a to s názvem spodní komora1,5mm a použijeme pro tento model stejné hlavní osy, jako jsou v původním modelu. Následně provedeme sekci celého složeného modelu, abychom viděli, jak naskicovat spodní komoru. Sekci si pro jistotu rotací kolem osy z, pootočíme, abychom věděli, jak spodní komora vypadá pro různá natočení. Výslednou sekci vidíme na obr. 33.



Obr. 33 – Brzdový posilovač se sekci

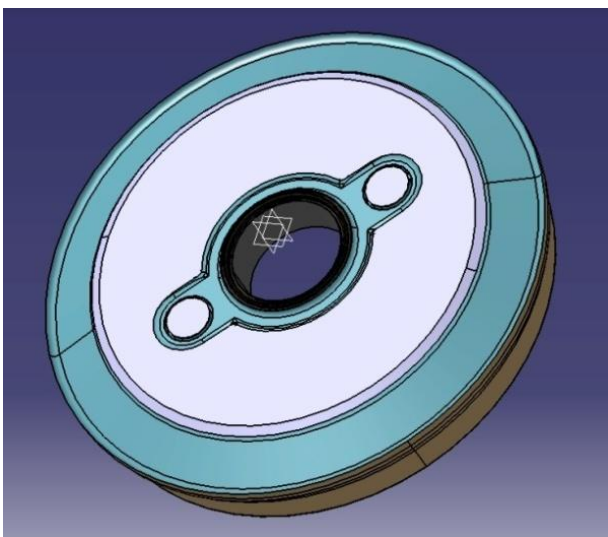
Když už vidíme sekci a víme, jak bude vypadat spodní komora, otevřeme si skicář ve stejné rovině, jako je sekce. Poté ve skicáři vytvoříme geometrii, která obepisuje sekci spodní pracovní komory. Následně geometrii orotujeme kolem osy z a to funkcí Shaft v programu Catia V5. Výsledek je vidět na obr. 34.



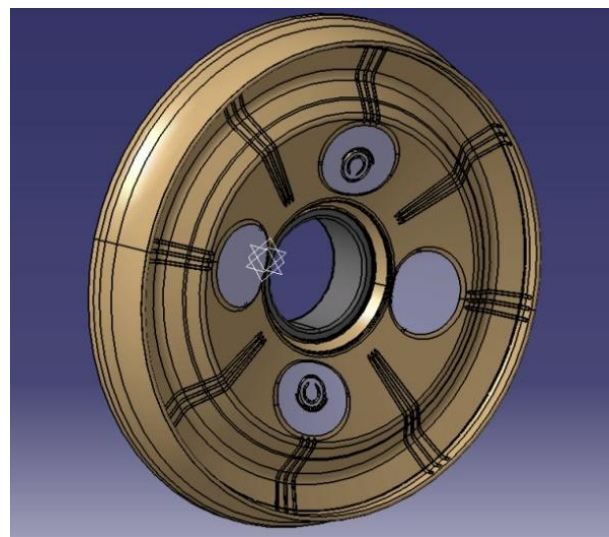
Obr. 34 – Orotovaný model – ve kterém se nachází inverzní objem

5.6 Vymodelování spodní pracovní komory brzdového posilovače

Teď již máme objem, ve kterém se nachází kompletní spodní pracovní komora. Od tohoto modelu prostřednictvím funkce Boolean operations – Remove odečteme objemy částí, které ohraničují objem spodní pracovní komory. Jedná se o části rozdělovač komor, spodní membrána, řídicí jednotka a dále těsnění mezi řídicí jednotkou a rozdělovačem komor. Do této spodní komory zasahují i šrouby, ovšem tyto odečteme od kompletního modelu obou komor. Dále se zde nachází kanálky, tyto budeme řešit v další části po dokončení spodní pracovní komory. Část po odečtení výše zmíněných objemu je vidět na obr. 35 a obr. 36. Jak vidíme, stále se zde nachází objemy, které do této části nepatří. Tyto je třeba odstranit prostřednictvím funkce Remove face. Touto funkcí označíme povrchy, které chceme odstranit. Bohužel musíme definovat i povrchy, které chceme zachovat. Bez tohoto kroku by funkce Remove face nefungovala.

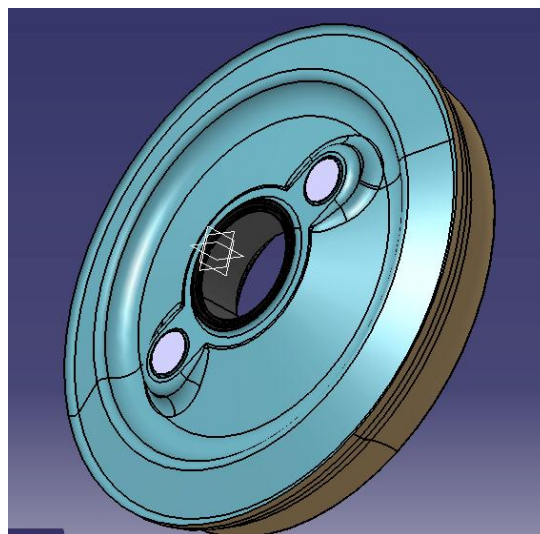


Obr. 35 - nežádoucí objem v horní části



Obr. 36 – nežádoucí objem ve spodní části

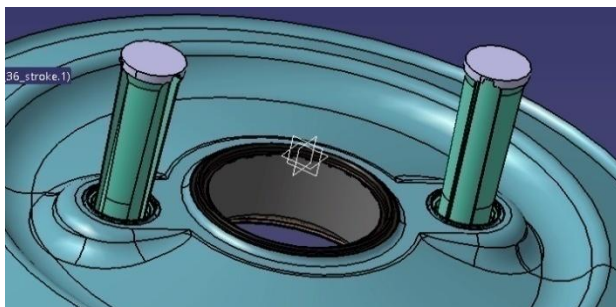
Po odečtení objemů, které do pracovní komory nepatří, získáme výslednou spodní pracovní komoru. Jak vidíme na obr. 37 je zde pořád vstup kanálků.



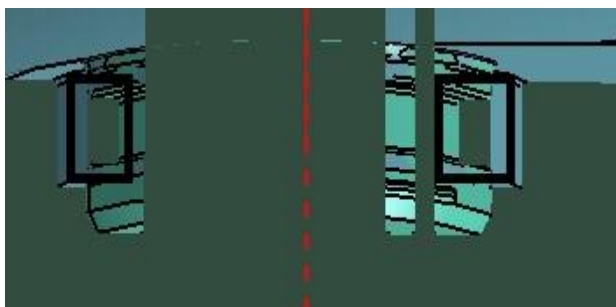
Obr. 37 – Výsledný inverzní objem spodní pracovní komory

5.7 Vymodelování kanálků

Když už je namodelovaná spodní pracovní komora, vytvoříme kanálky. Ty vytvoříme tak, že otevřeme skicář v rovině výstupů a zde vytvoříme 2 kruhy o průměru výstupů. Poté tyto kruhy funkcí Pad vytáhneme ve směru osy z do požadované výšky. Následně od těchto výstupů funkcí Boolean operation - Remove odečteme oba kanálky. Tím dostaneme průchod kanálky dle obr. 38.



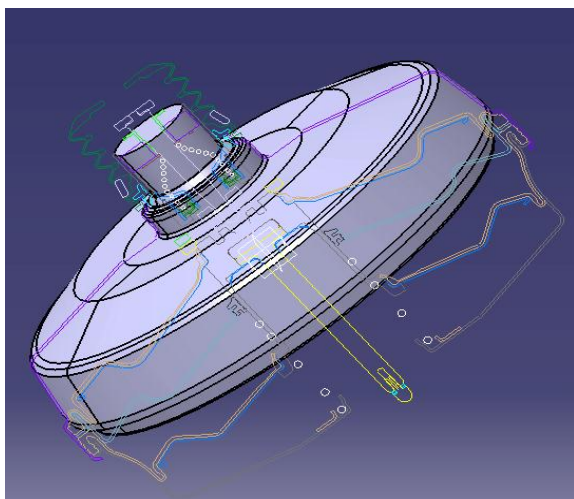
Obr. 38 – Vytvořený průchod kanálky



Obr. 39 – Nežádoucí objemy

Po vytvoření kanálků vznikl další objem, který sem nepatří. Jedná se o objem mezi těsněním a kanálky. Tento musíme opět odebrat. Zde bohužel nelze využít funkci Remove face. Proto tuto funkci obejdeme a to tak, že zvolíme plochu pod tímto nežádoucím objemem a opět otevřeme skicář. Naskicujeme dvě soustředné kružnice tak, aby se nacházel nežádoucí objem v mezikružích. Poté využije funkci Pocket. Tímto odstraníme nežádoucí objemy, které jsou viditelné na obr 39. Po tomto odstranění je hotová celá spodní pracovní komora u tandemového posilovače včetně kanálků.

5.8 Vytvoření objemu horní membrány

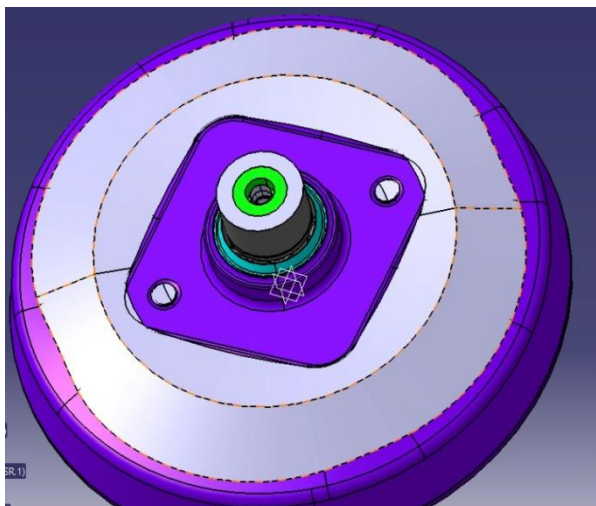


Obr. 40 – Orotovaný model, ve kterém je horní část inverzního objemu

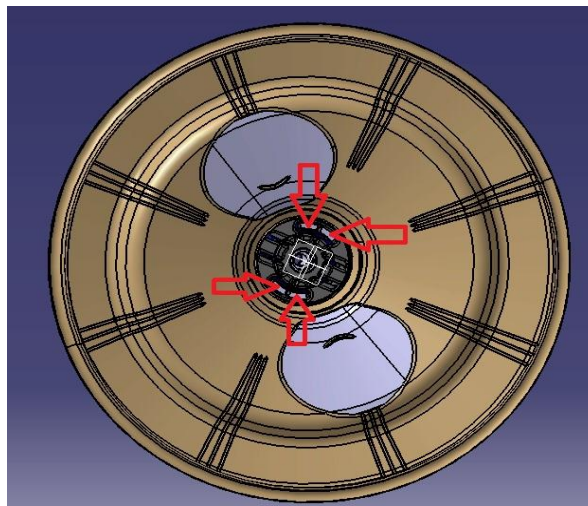
Při modelování inverzního objemu spodní komory jsme si vytvořili sekci v daném průřezu. Tuto využijeme i při vytvoření objemu horní části posilovače. Vytvoříme si novou součást s názvem inverzníobjemhorní1,5mm. V této části si otevřeme skicář ve stejné rovině jako je dříve vytvořená sekce. Poté ve skicáři vytvoříme geometrii, která je vedena přímo v některých částech, což nám znovu ulehčí práci při následném odečítání objemu funkcí Boolean operations - Remove. Následně geometrii orotujeme kolem osy z a to funkcí Shaft. Výsledek je vidět na obr. 40.

5.9 Vymodelování horní části brzdového posilovače

Teď když je již vytvořen tento objem je třeba od něj odečíst části, které s ním souvisejí. Jsou zanedbány pružin u všech zmíněných součástí z důvodu zjednodušení výsledného objemu. Poté jsou zde 2 filtry, které také zanedbáme z důvodu, že tyto pouze odstraňují nečistoty, ale vzduch přes ně prochází. Odečteme tedy všechny části zasahující do tohoto objemu. Jedná se o celou řídicí jednotku, plášť brzdového posilovače, horní membránu, tlačnou tyč a klín. Po odebrání těchto prvků vznikne model, kde se stále nachází objemy, které je třeba odstranit a jsou vidět na obr. 41 a na obr. 42, kde jsou kromě šedivých snadno viditelných objemů, šipkami označeny i mále objemy k odstranění.



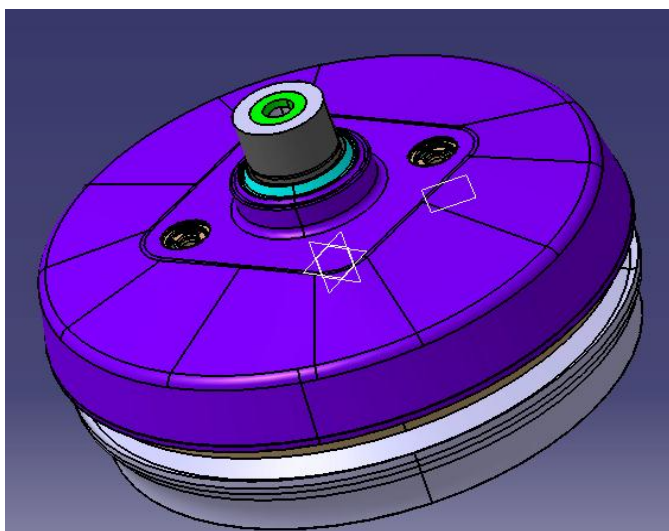
Obr. 41 – Nežádoucí objem v horní části



Obr. 42 – Nežádoucí objemy ve spodní části

Tyto objemy znovu odstraníme funkcí Remove face v part designu. Po odstranění objemu získáme kompletní inverzní horní komory včetně celé horní části posilovače.

5.10 Výsledný inverzní model



Obr. 43 – Výsledný inverzní model

Od této odečteme ještě kanálky a spojíme přes funkci Boolean operations – Add spodní i horní část posilovače. Od tohoto odečteme ještě šrouby s kryty a získáme výsledný inverzní model posilovače pro otevření 1,5mm viz obr. 43.

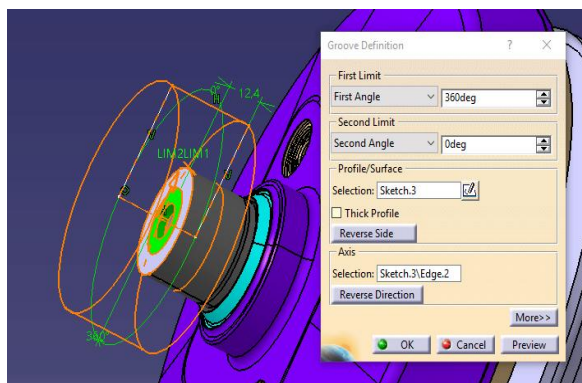
Tímto způsobem jsme vytvořili všech 16 inverzních modelů. Pro 4 typy posilovače 4 různá otevření, se kterými dále budeme pracovat v analýze každého z nich a porovnání mezi nimi.

6. Průtočné průřezy

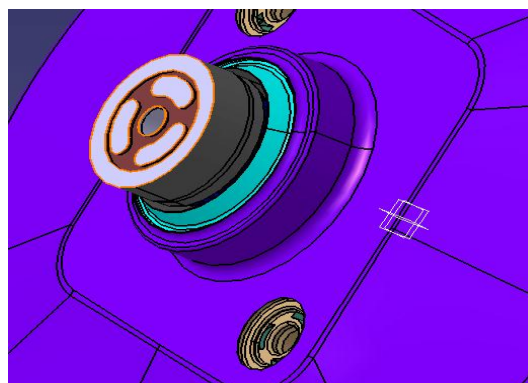
V této kapitole se budeme zabývat průtočnými průřezy, na kterých závisí průtočná rychlost a aerodynamický hluk. Je zde postup na vytvoření řezu prostřednictvím software Catia V5 v inverzním modelu a následným změřením. Dále umístění řezů na posilovačích. Zapsání průtočných průřezů v tabulce a srovnáním tandemových a single posilovačů. Dále zhodnocení rozdílů mezi jednotlivými posilovači.

6.1 Vytvoření řezů prostřednictvím software Catia V5

Řezy v prostředí software Catia vytvoříme pomocí jednoduché funkce Groove. Tato je v balíčku part design. Základem je naskicování geometrie, která se otouje kolem osy z a odečte se od původního inverzního modelu. Následně změříme velikost povrchu, který vznikl odříznutím výše zmíněné části. Tento změříme funkcí Measure item.



Obr. 44 – Funkce groove



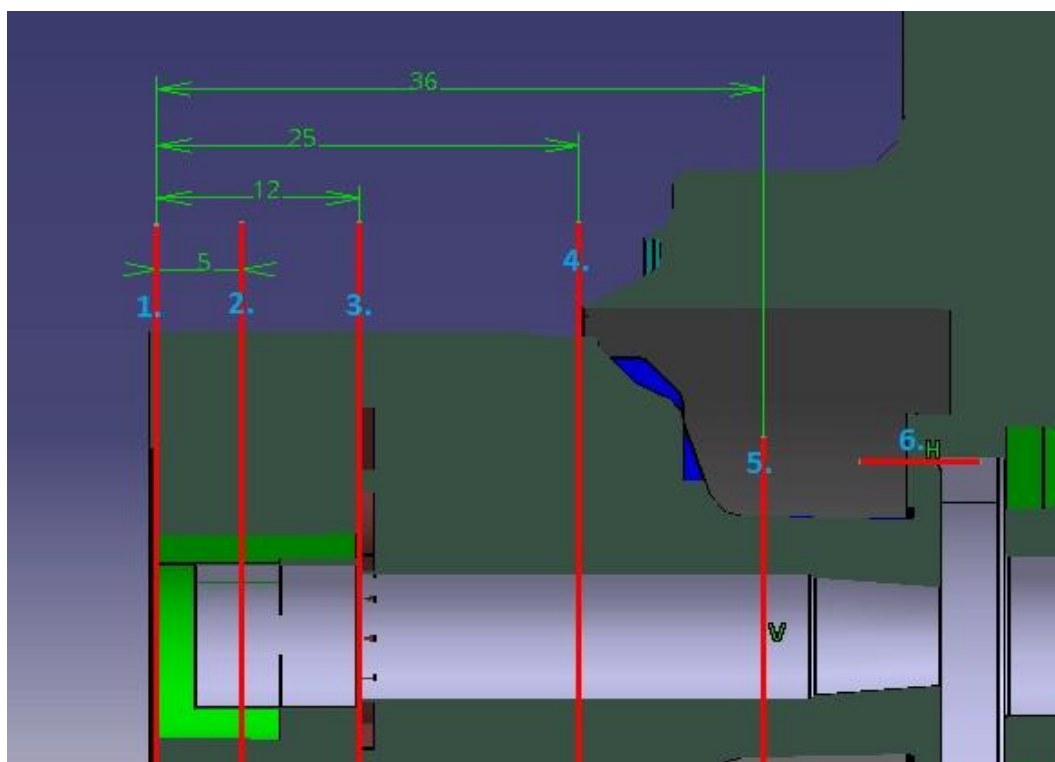
Obr. 45 – Model po odebrání objemu funkcí groove

6.2 Umístění řezů v posilovačích

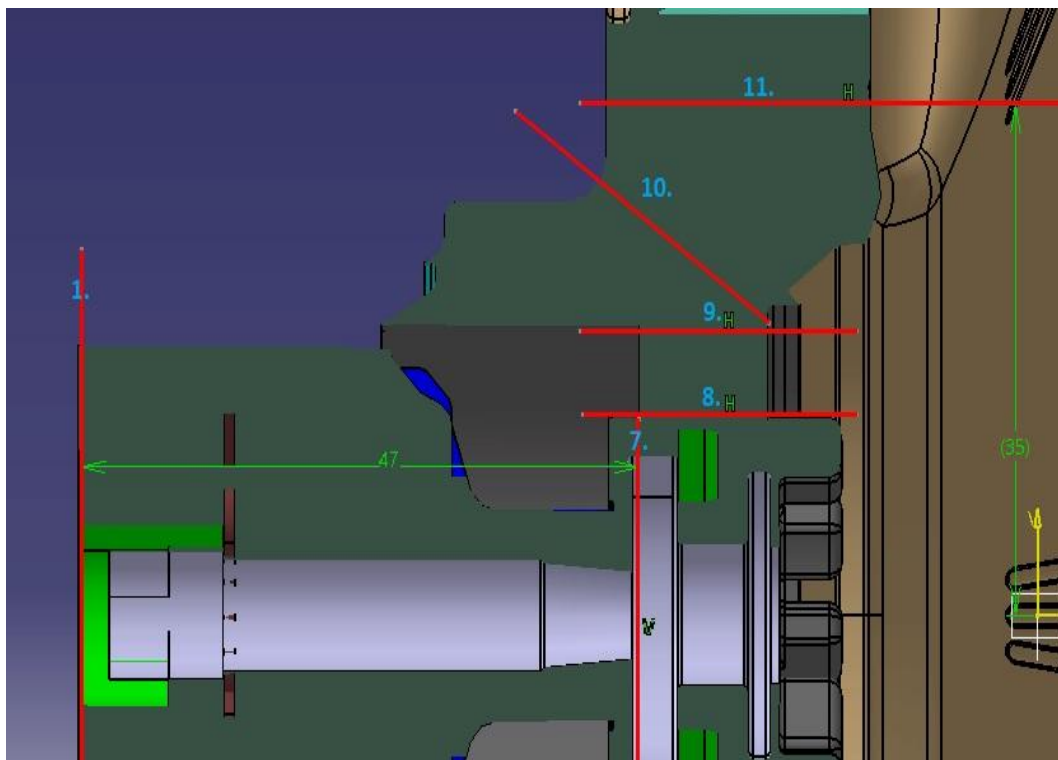
Základní předpoklad pro správné srovnání brzdových posilovačů je, aby řezy byly vytvořené na stejné pozici u každého posilovače. Všechny řezy jsou vztaženy k hlavní ose posilovače a ke vstupu posilovače. U tandemových posilovačů je část řezů vztažena ke kanálku. U single boosters je provedeno 11 řezů. Naproti tomu u tandemových posilovačů je provedeno 16 řezů s tím, že prvních 11 odpovídá umístění stejnému jako je u single boosters. Umístění řezů je zobrazeno na obr. 46, obr. 47 a obr. 48. Popis k řezům je uveden v následující tabulce tab. 2.

Řez 1	Vstup
Řez 2	5mm od vstupu
Řez 3	12mm od vstupu
Řez 4	25mm od vstupu
Řez 5	36mm od vstupu
Řez 6	Gap
Řez 7	47mm od vstupu
Řez 8	Vnitřní průměr řídicí jednotky
Řez 9	Vnější průměr řídicí jednotky
Řez 10	V ohybu úhel 45 stupňů
Řez 11	Na průměru 35mm
Řez 12	Vstup do kanálku – rotace kolem osu kanálků
Řez 13	Kanálky 5mm od horní části
Řez 14	Kanálky 40mm od horní části
Řez 15	Kanálky výstup
Řez 16	Rozpínání vzduchu komolý kužel – rotace kolem osy kanálků

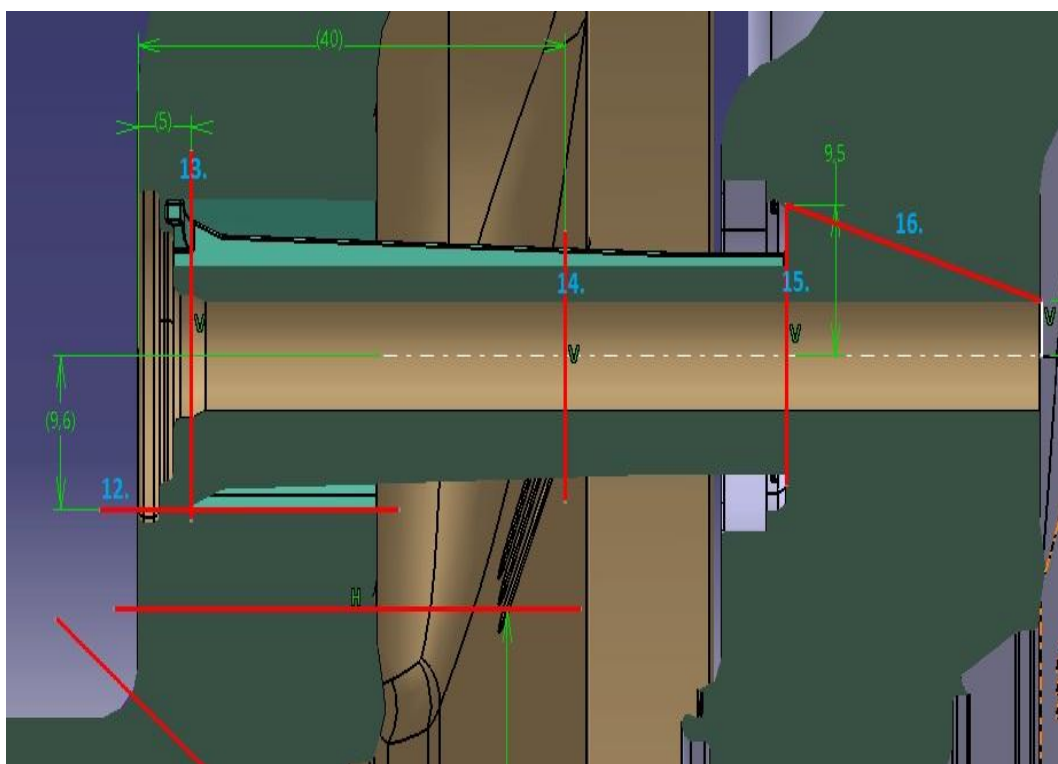
Tab. 2



Obr. 46 – Umístění prvních 6 řezů posilovače



Obr. 47 – Umístění řezů 7 – 11 posilovače



Obr. 48 – Umístění řezů 12 – 16 posilovače

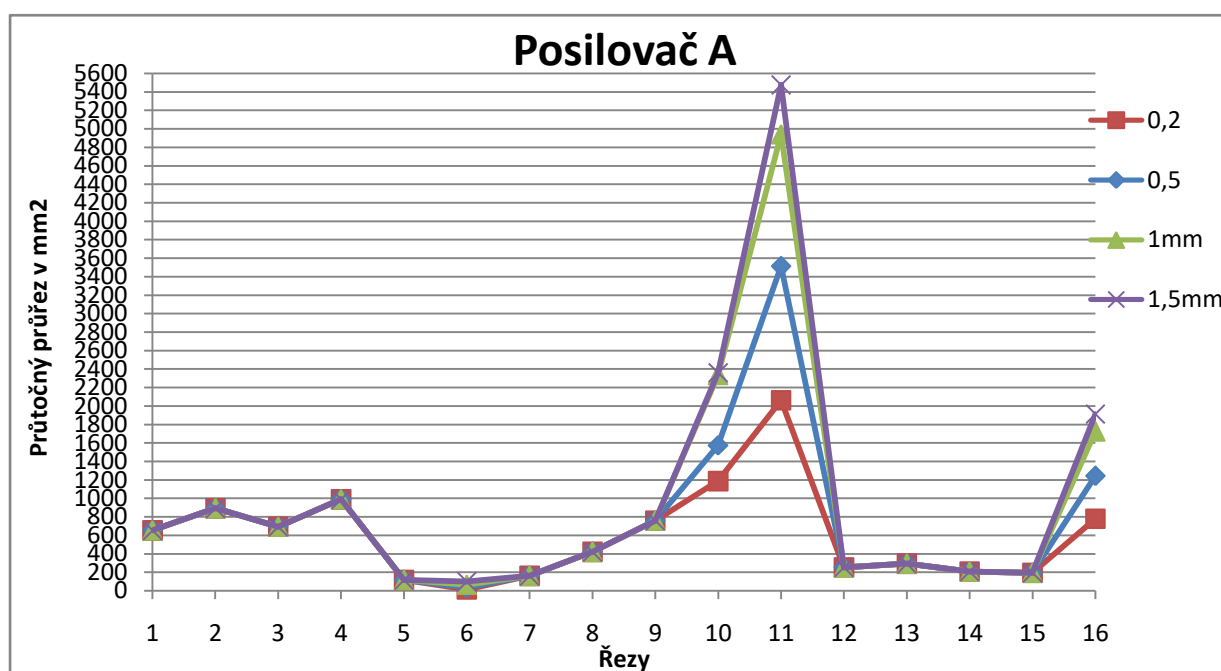
Teď když jsou vytvořené všechny řezy u všech modelů brzdových posilovačů, je třeba změřit průtočné průřezy funkcí Measure item. Toto je provedeno a výsledky jsou shrnuty v následující kapitole.

6.3 Naměřené průtočné průřezy u jednotlivých brzdových posilovačů

Naměřené hodnoty průtočného průřezu pro posilovače A, B, C, D pro různé velikosti gap můžeme vidět v následujících tabulkách. Všechny průtočné průřezy jsou uvedeny v jednotkách mm².

Posilovač A	Velikost gapu			
	0,2 mm	0,5mm	1mm	1,5mm
Řez 1	653,93	653,93	653,93	653,93
Řez 2	892,691	892,691	892,691	892,691
Řez 3	693,396	693,396	693,396	693,396
Řez 4	990,356	990,356	990,356	990,356
Řez 5	117,15	117,15	117,15	117,15
Řez 6	13,559	33,54	66,841	98,81
Řez 7	162,314	162,314	162,314	162,314
Řez 8	421,572	421,572	421,572	421,572
Řez 9	758,714	758,714	758,714	758,714
Řez 10	1187,655	1573,427	2337,424	2361,279
Řez 11	2061,651	3513,06	4942,491	5475,304
Řez 12	252,99	252,99	252,99	252,99
Řez 13	293,366	293,366	293,366	293,366
Řez 14	207,618	207,618	207,618	207,618
Řez 15	195,582	195,582	195,582	195,582
Řez 16	781,248	1242,708	1724,3	1914,004

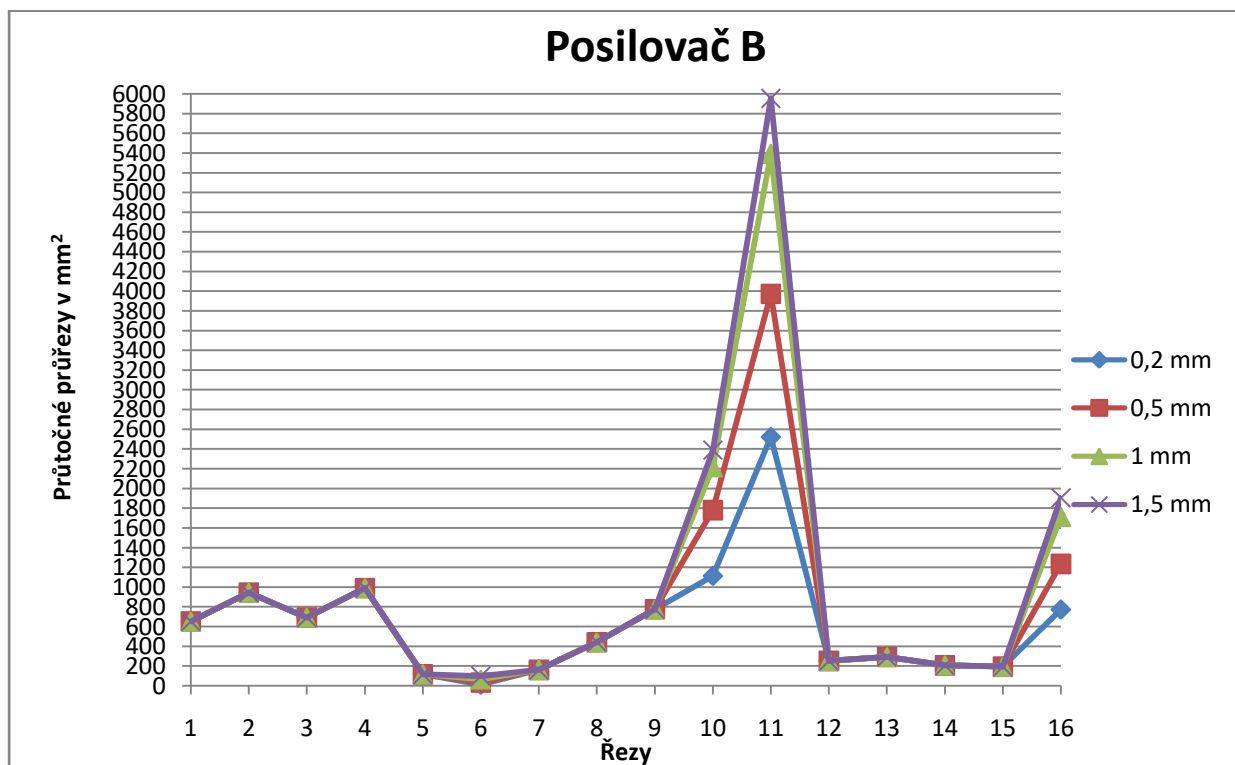
Tab. 3 – Průtočné průřezy posilovače A v mm²



Graf 2 – Průtočné průřezy posilovače A

Posilovač B	Velikost gapu			
	0,2 mm	0,5mm	1mm	1,5mm
Řez 1	653,93	653,93	653,93	653,93
Řez 2	946,688	946,688	946,688	946,688
Řez 3	693,396	693,396	693,396	693,396
Řez 4	990,356	990,356	990,356	990,356
Řez 5	117,15	117,15	117,15	117,15
Řez 6	13,559	33,54	66,841	98,81
Řez 7	162,314	162,314	162,314	162,314
Řez 8	443,428	443,428	443,428	443,428
Řez 9	776,894	776,894	776,894	776,894
Řez 10	1115,631	1781,001	2216,687	2388,304
Řez 11	2521,516	3972,931	5391,36	5952,135
Řez 12	252,99	252,99	252,99	252,99
Řez 13	293,366	293,366	293,366	293,366
Řez 14	207,618	207,618	207,618	207,618
Řez 15	195,582	195,582	195,582	195,582
Řez 16	774,86	1236,27	1712,962	1906,392

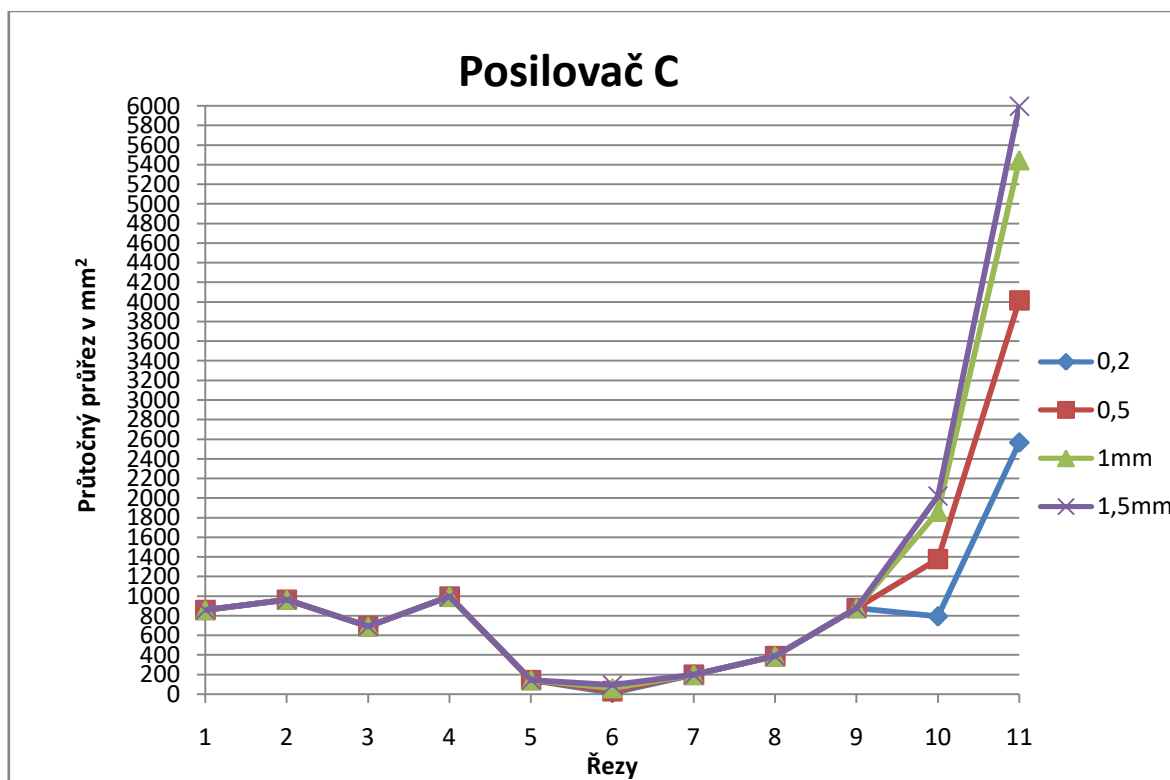
Tab. 4 – Průtočné průřezy posilovače B v mm²



Graf 3 – Průtočné průřezy posilovače B

Posilovač C	Velikost gapu			
	0,2 mm	0,5mm	1mm	1,5mm
Řez 1	859,885	859,885	859,885	859,885
Řez 2	965,537	965,537	965,537	965,537
Řez 3	693,396	693,396	693,396	693,396
Řez 4	996,081	996,081	996,081	996,081
Řez 5	144,477	144,403	144,477	144,477
Řez 6	13,826	33,203	64,304	95,406
Řez 7	199,832	199,832	199,832	199,832
Řez 8	389,1	389,1	389,1	389,1
Řez 9	879,104	879,104	879,104	879,104
Řez 10	793,165	1379,229	1863,678	2022,541
Řez 11	2566,593	4018,009	5447,434	5997,212

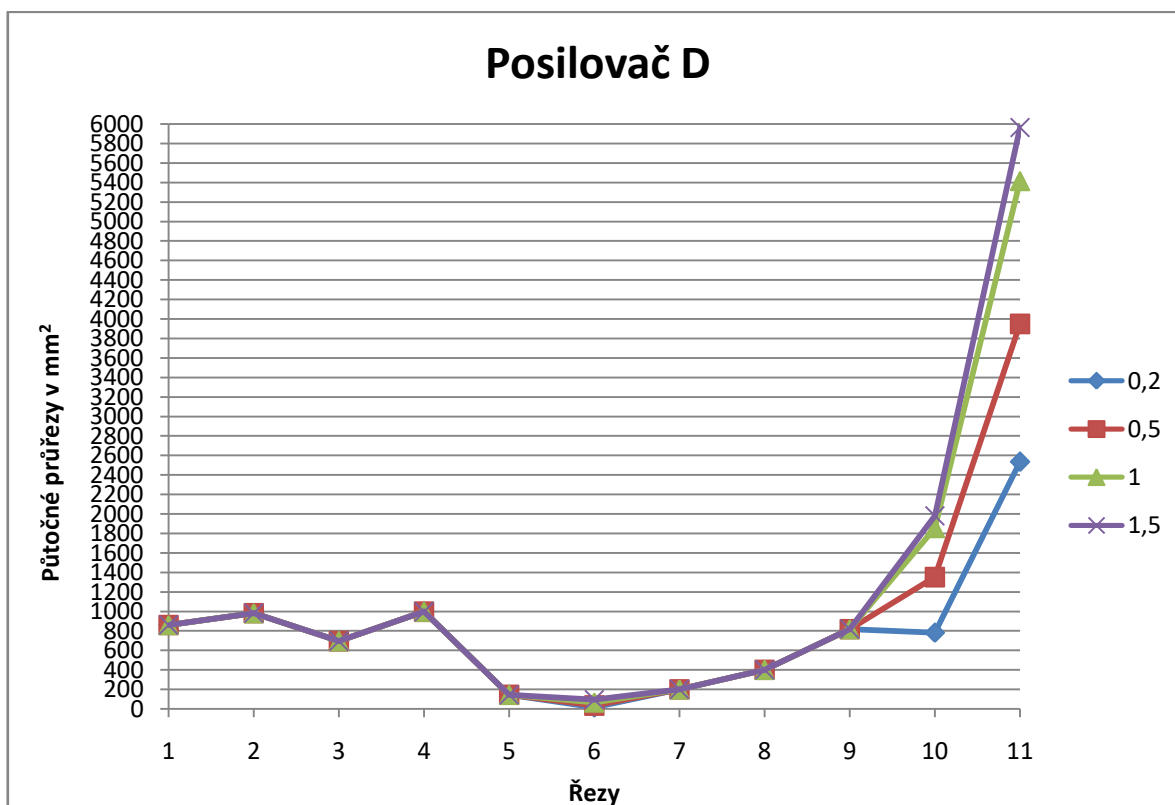
Tab. 5 – Průtočné průřezy posilovače C v mm²



Graf 4 – Průtočné průřezy posilovače C

Posilovač D	Velikost gapu			
	0,2 mm	0,5mm	1mm	1,5mm
Řez 1	859,885	859,885	859,885	859,885
Řez 2	981,805	981,805	981,805	981,805
Řez 3	693,396	693,396	693,396	693,396
Řez 4	996,081	996,081	996,081	996,081
Řez 5	144,403	144,403	144,403	144,403
Řez 6	13,826	33,203	64,304	95,406
Řez 7	199,549	199,549	199,549	199,549
Řez 8	399,496	399,496	399,496	399,496
Řez 9	817,804	817,804	817,804	817,804
Řez 10	781,484	1350,649	1855,07	1978,945
Řez 11	2533,387	3948,802	5414,227	5964,006

Tab. 6 – Průtočné průřezy posilovače D v mm²

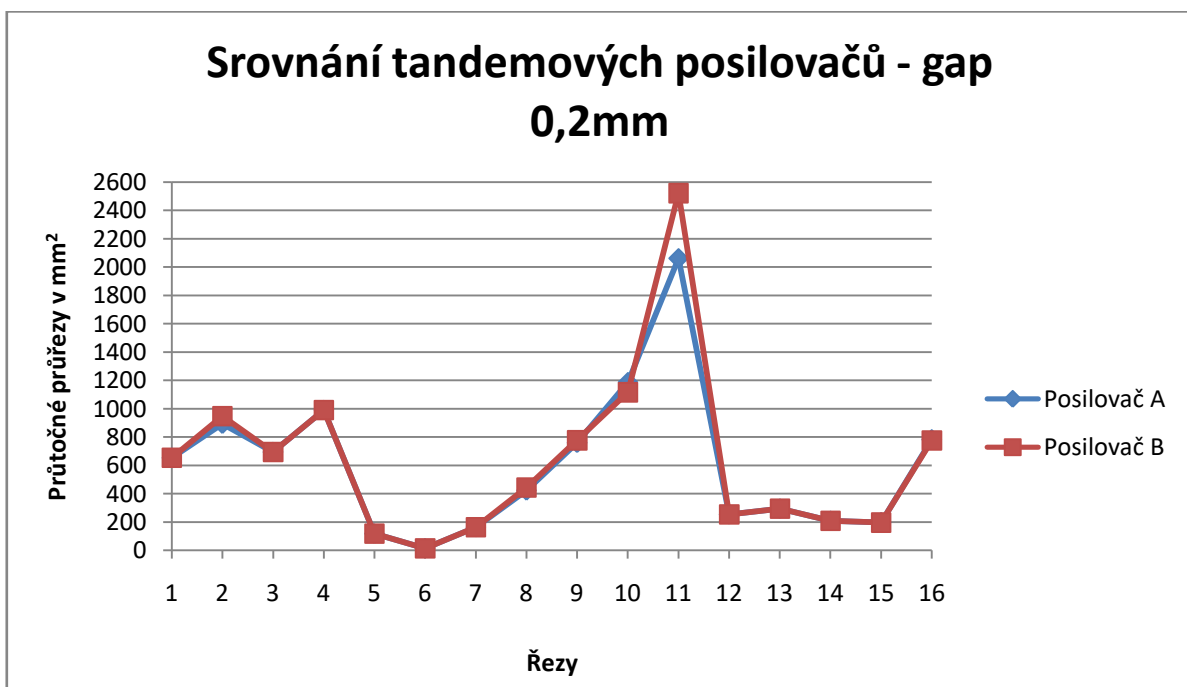


Graf 5 – Průtočné průřezy posilovače D

6.4 Srovnání průtočných průřezů pro jednotlivé otevření mezi tandemovými brzdovými posilovači

Srovnání tandemových posilovačů- gap 0,2mm		
	Posilovač A	Posilovač B
Řez 1	653,93	653,93
Řez 2	892,691	946,688
Řez 3	693,396	693,396
Řez 4	990,356	990,356
Řez 5	117,15	117,15
Řez 6	13,559	13,262
Řez 7	162,314	162,314
Řez 8	421,572	443,428
Řez 9	758,714	776,894
Řez 10	1187,655	1115,631
Řez 11	2061,651	2521,516
Řez 12	252,99	252,99
Řez 13	293,366	293,366
Řez 14	207,618	207,618
Řez 15	195,582	195,582
Řez 16	781,248	774,86

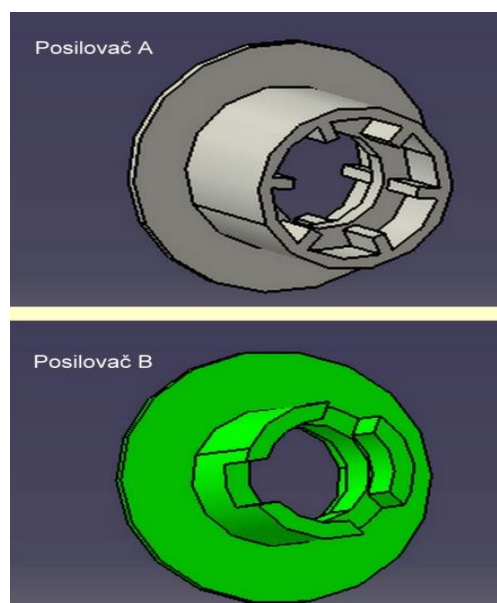
Tab. 7 – Srovnání posilovače A a B pro gap 0,2 mm z hlediska průtočných průřezů v mm²



Graf 6

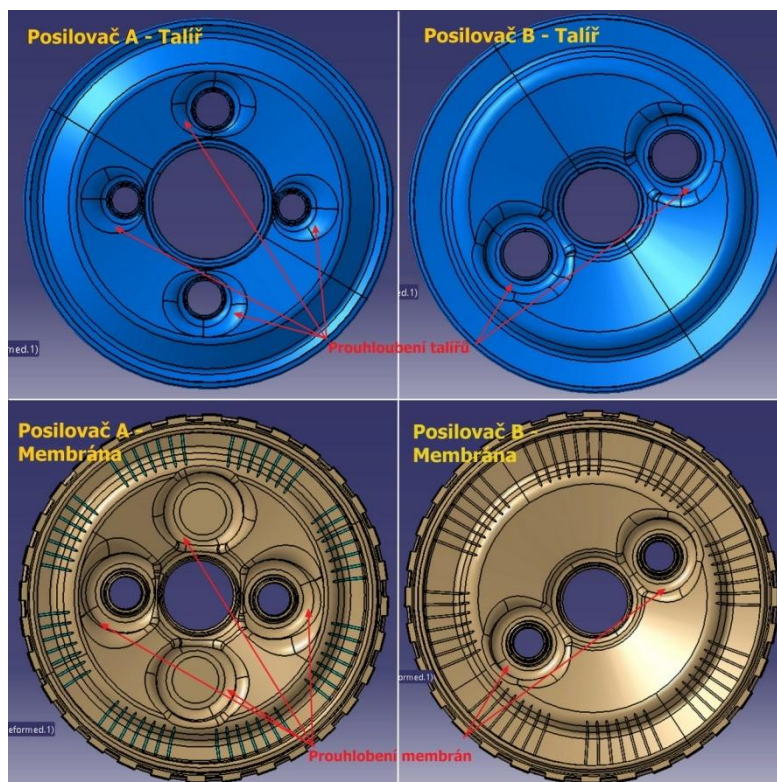
6.5 Rozbor srovnání tandemových brzdových posilovačů

Jak vidíme na grafu č. 6, průběh průtočných průřezů se liší zřetelně pouze ve 2 místech a to pro všechny velikosti gapu. Jedná se o řezy č. 2 a č. 11. Ve všech ostatních řezech jsou průtočné průřezy totožné nebo se liší zanedbatelně. Vznik rozdílů v řezu č. 2 je dán rozdílnou objímkou pístnice, jak je vidět na obr. č. 49. Tato objímka nám ovlivňuje i průtočný průřez na vstupu do posilovače. Vstupy pro oba posilovače jsou totožné, jelikož i průměr širší části je pro tyto objímky stejný.



Obr. 49 – Rozdíl objímky pístnice

Rozdíl v řezu č. 11 je dán hlavně prohloubením jak talíře, na který dosedá horní membrána tak i samotné horní membrány. Rozdíl vidíme na obr. č. 50. U posilovače A máme mimo prohloubení u vstupu do kanálků ještě další 2 prohloubení. U posilovače B se nachází prohloubení jen na vstupech do kanálků. Dále se toto prohloubení liší i z hlediska hloubky - u posilovače A není vedeno do takové hloubky jako u posilovače B.

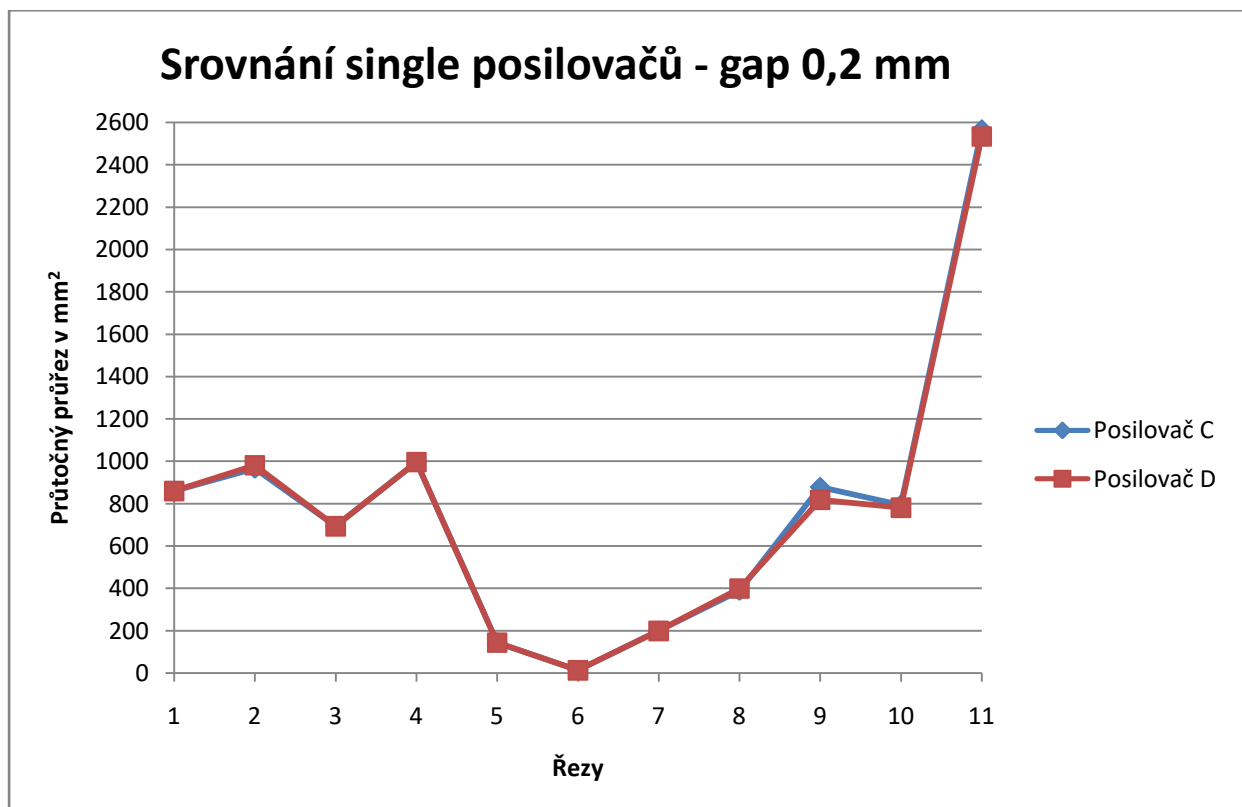


Obr. 50 – Rozdíl horní membrány a talíře pro vybrané posilovače

6.6 Srovnání průtočných průřezů pro jednotlivé otevření mezi dvoukomorovými brzdovými posilovači

Srovnání dvoukomorových posilovačů- gap 0,2mm		
	Posilovač C	Posilovač D
Řez 1	859,885	859,885
Řez 2	965,537	981,805
Řez 3	693,396	693,396
Řez 4	996,081	996,081
Řez 5	144,477	144,403
Řez 6	13,826	13,826
Řez 7	199,832	199,549
Řez 8	389,1	399,496
Řez 9	879,104	817,804
Řez 10	793,165	781,484
Řez 11	2566,593	2533,387

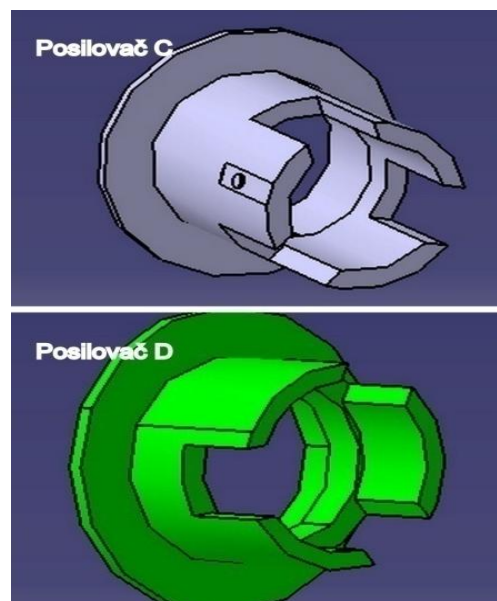
Tab. 8 – Srovnání posilovače C a D pro gap 0,2 mm z hlediska průtočných průřezů v mm²



Graf 7

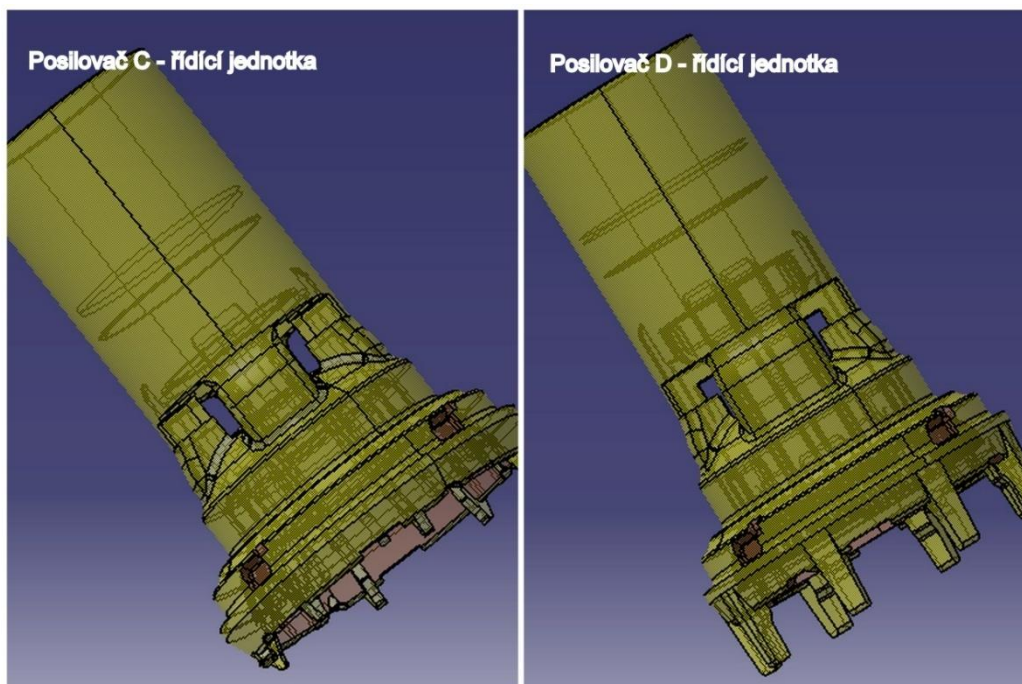
6.7 Rozbor srovnání dvoukomorových brzdových posilovačů

Jak vidíme na grafu č. 7, průběh průtočných průřezů se liší pouze ve 3 místech a to pro všechny velikosti gapu. Jedná se o řezy č. 2, č. 8 a č. 9. Ve všech ostatních řezech jsou průtočné průřezy totožné nebo se liší o zanedbatelně malou část. Vznik rozdílů v řezu č. 2 je dán rozdílnou objímkou pístní tyče jak je vidět na obr. č. 51. Tento rozdíl vznikl rozdílnou délkou objímky, ale hlavně hloubkou vybrání v této části. Tato objímka nám ovlivňuje i průtočný průřez na vstupu do posilovače. Vstupy pro oba posilovače jsou totožné, jelikož i průměr širší části pro tyto objímky je stejný.



Obr. 51 - Rozdíl objímky pístnice

Dále se posilovače liší v řezech č. 8 a č. 9. Tyto spolu souvisejí a jsou dány rozdílnými řídicími jednotkami a jejich otvory, kterými proudí vzduch. Rozdíl řídicích jednotek je znázorněn na obr. 52.



Obr. 52 – Rozdíl řídicích jednotek

7. Celkové zhodnocení

Rozborem jednotlivých posilovačů jsme získali informace, že průtočné průřezy se liší jen v několika málo místech. V ostatních místech jsou průtočné průřezy téměř totožné. Kritickým místem pro proudění vzduchu je tedy stále gap. Zde jsou nejmenší průtočné průřezy a rychlost zde dosahuje kritických hodnot a tím zde také vzniká největší hluk. Tuto hodnotu konstrukčním řešením podtlakového brzdového posilovače jen těžko ovlivníme. Při brzdění zde bude ve srovnání s ostatními průtočnými průřezy nejmenší průtočný průřez a to až několikanásobně. Dále z principu fungování podtlakového brzdového posilovače při sešlápnutí brzdového pedálu se musí otevřít vstup pro vzduch do pracovní komory. Tento vstup nemůže mít příliš velký průtočný průřez, protože by i při lehkém sešlápnutí brzdového pedálu řidičem a malém posunu pístnice brzdový posilovač vyvinul posilovací efekt podobný, jako při panickém brzdění. Šlo by o získání nežádoucího brzdného efektu a špatné citlivosti brzdy.

Díky rozboru průtočných průřezů je možné ovšem snížit aerodynamickou hlučnost, která vzniká ve zbývajícím prostoru brzdového posilovače. Konkrétně u tandemových brzdových posilovačů s kanálky je velký skok průtočných průřezů při proudění vzduchu do kanálků, který má za následek vyšší hodnoty rychlosti a hlučnosti.

8. Závěr

V této práci jsem se zaměřil na zjištění velikosti průtočných průřezů jednotlivých brzdových posilovačů a jejich srovnání. Právě průtočné průřezy ovlivňují aerodynamickou hlučnost posilovačů. Práci jsem rozdělil na 2 části. V první se zabývám konstrukcí brzdových posilovačů a vysvětlením základních principů fungování brzdového posilovače. V druhé části se zabývám zjištěním průtočných průřezů, jejich změřením, porovnáním a rozбором.

Právě pro zjištění průtočných průřezů v různých místech při různém otevření brzdového posilovače je třeba namodelovat inverzní modely. Prvním krokem tedy bylo přemodelování vybraných posilovačů v klidové poloze pro otevření gapu 0,2 mm, 0,5 mm, 1 mm a 1,5 mm. Po přemodelování byly vytvořeny inverzní modely. V inverzních modelech jsou zanedbány prvky jako pružiny, které jen minimálně ovlivní průtočný průřez. V inverzních modelech byly vytvořeny řezy v místech, kde dochází ke změně průtočného průřezu.

Následným srovnáním brzdových posilovačů jsme zjistili, že jejich průtočné průřezy se liší jen v několika místech a byl proveden rozbor, proč právě v těchto místech jsou průtočné průřezy rozdílné.

Právě průběh průtočných průřezů uvnitř posilovačů nám pomůže objasnit průběh rychlosti proudění vzduchu a na něm závislý aerodynamický hluk. Průběh nám ukázal, že kritické místo je u všech posilovačů právě v otevření brzdového posilovače. V tomto místě jen těžko změním průtočný průřez a zde dosahované kritické hodnoty rychlosti a hluku. Ovšem u zbylého posilovače můžeme konstrukčním řešením změnit skoky průtočných průřezů a tím dosahované hodnoty rychlosti a hluku. Právě těmito konstrukčními řešeními se zabývá firma Continental s.r. o., která mi umožnila s nimi spolupracovat a vytvořit inverzní modely posilovačů a rozbor průtočných průřezů, který povede k dalším výpočetním analýzám a do budoucna hlavně ke zkvalitnění brzdových posilovačů z hlediska aerodynamické hlučnosti.

Seznam použité literatury

[1] Vlk, F.,: *Podvozky motorových vozidel*. Brno 2006,
ISBN 80-239-6464-X

[2] Day, A.,: *Breaking of road vehicles*. Oxford 2014,
ISBN 978-0-12-397314-6

[3] Kašpar, P.,: *Disertační práce: Analýza hlučnosti vybraných částí brzdových soustav silničních vozidel a výzkum možností jejího snižování*. Univerzita Pardubice, 2013

[4] Šana, J.,: *Bakalářská práce: Analýza těsnosti dílu řídicí skupiny podtlakového brzdového posilovače motorového silničního vozidla*. ČVUT – Praha, 2015

[5] Interní dokumentace společnosti Continental

[6] Tesař, M., Kašpar, P.,: *Vybrané statě z konstrukce silničních vozidel II. Brzdové posilovače*. Pardubice 2012, studijní opora

[7] Gscheidle, R.,: *Příručka pro automechanika*. Praha 2007
ISBN: 978-80-86706-17-7