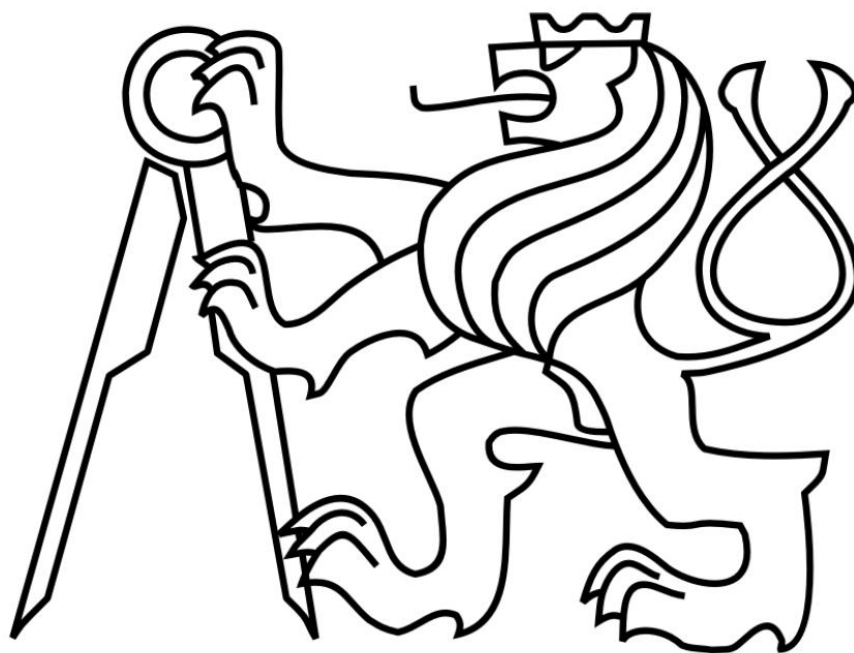


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



Diplomová práce

Optimalizace sacích kanálů motoru Yamaha R6 pro Formuli student

Autor práce:

Bc. Patrik Bugár

Vedoucí práce:

Ing. Libor Červenka, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Bugár** Jméno: **Patrik** Osobní číslo: **408804**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Optimalizace sacích kanálů motoru Yamaha R6 pro Formuli student.

Název diplomové práce anglicky:

Optimization of Yamaha R6 intake ports.

Pokyny pro vypracování:

Provedte studii vlivu změny turbulence náplně válce na výkonové parametry motoru. Studii proveďte na motoru Yamaha R6 určeném pro použití ve voze pro Formuli Student. Pro studii použijte dostupné 1D a 3D software. Navržený tvar vložky kanálu otestujte na zkušebním zařízení.

Seznam doporučené literatury:

SAE Papers

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Libor Červenka, Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **19.04.2018**

Termín odevzdání diplomové práce: _____

Platnost zadání diplomové práce: _____



Ing. Libor Červenka, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce



doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry



prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

25.4.2018

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

Anotácia

Autor:	Bc. Patrik Bugár
Názov BP:	Optimalizace sacích kanálů motoru Yamaha R6 pro Formuli Student
Rozsah práce:	77 strán, 62 obrázkov, 5 tabuliek
Školský rok vyhotovenia:	2018
Škola:	ČVUT Fakulta Strojní
Ústav:	Ú12120 – Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedúci BP:	Ing. Libor Červenka, Ph.D.
Kľúčové slová:	Sacie kanály, CFD, Tumble, Formula Student
Abstrakt:	Cieľom práce bola optimalizácia sacích kanálov motora Yamaha R6 s restriktorom v sacom potrubí pre aplikáciu v súťaži Formula Student a následné testovanie navrhnutých tvarov vložiek sacích kanálov na skúšobnom zariadení.

Annotation

Author: Bc. Patrik Bugár

Title: Optimization of Yamaha R6 intake ports

Extent of work: 77 pages, 62 pictures, 5 tables

Academic year: 2018

University: CTU Prague

Department: Ú12120 – Department of Automotive, Combustion Engines and Railway Engineering

Supervisor: Ing. Libor Červenka, Ph.D.

Key words: Intake ports, CFD, Tumble, Formula Student

Abstract: The main goal of this thesis was optimizing the intake ports of Yamaha R6 engine with a restrictor in the intake system for the application of Formula Student events. Testing of suggested intake port designs and simulation data validation is also a part of this thesis.

Pod'akovanie

Týmto by som sa chcel poďakovať vedúcemu mojej diplomovej práce Ing. Liborovi Červenkovi Ph.D. za vedenie tejto práce, za jeho ochotu, ktorú preukázal a pomoc, ktorú podával.

Taktiež by som sa chcel poďakovať pánovi doc. Ing. Oldřichovi Vítkovi, Ph.D. a Ing. Vítkovi Dolečkovi, Ph.D. za ich rady a pomoc pri sieťovaní a výpočtoch. Ďakujem aj pánovi Ing. Petrovi Hatschbachovi, Csc. za pomoc pri experimentoch. Vďaka týmto vymenovaným osobám dosiahla táto práca lepšiu kvalitu.

V neposlednom rade patrí vďaka aj tímu CTU CarTech za možnosť pracovať na tomto projekte.

Ďakujem tiež firme Honeywell za výrobu navrhnutých vložiek do sacích kanálov.

Vďaka patrí aj mojim rodičom, ktorí ma podporovali počas celého štúdia.

Prehlásenie

Prehlasujem, že túto diplomovú prácu som vypracoval samostatne, iba za pomoci vedenia vedúceho a odborných konzultantov tejto práce. Všetky zdroje použité pri tvorbe sú uvedené v zozname.

Nemám závažný dôvod proti použitiu tohto školného diela v zmysle § 60 Zákona č. 121/2000 Sb., o práve autorskom, o právach súvisiacich s právom autorským a o zmene niektorých zákonov (autorský zákon).

V Prahe dňa 11. 7. 2018

.....

Bc. Patrik Bugár

Obsah

1. Úvod.....	1
2. Parametre spaľovacieho motora.....	3
2.1 Krútiaci moment.....	3
2.2 Výkon.....	4
2.3 Stredný efektívny tlak.....	5
2.4 Plniaca účinnosť.....	5
2.5 Chemická účinnosť.....	6
2.6 Tepelná účinnosť.....	6
2.7 Merná spotreba paliva.....	6
2.8 Vlastnosti sacích kanálov.....	7
2.8.1 Prietokový súčiniteľ.....	7
2.8.2 Vírové útvary vo valci.....	8
2.8.3 Prstencový vír.....	9
2.8.4 Vír typu Tumble.....	9
2.8.5 Vír typu Swirl.....	9
2.8.6 Vír typu Squish.....	10
2.9 Tvar sacích kanálov.....	10
3. Motory použité vo vozidlách Formula Student.....	12
3.1 Motor Yamaha YZF-R6.....	12
3.2 Problematika restriktora.....	14
3.3 Optimalizácia sacích kanálov.....	14
4. Postup návrhu.....	15
4.1 Analýza v programe GT-Power.....	16
4.2 Tvorba 3D modelu.....	18
4.2.1 Skenovanie a úprava skenovaných modelov.....	19

4.2.2	Model sacích kanálov	20
4.2.3	Model spaľovacieho priestoru	21
4.2.4	Modely ventilov a sediel	21
4.2.5	Model piestu	22
4.2.6	Model zostavy	22
4.3	Kontrola modelu	23
4.4	Návrh geometrie vložiek sacích kanálov	24
4.4.1	Zostavenie modelu sériového motora v GT-Power	24
4.4.2	Výpočet prierezu vložiek	25
4.4.3	Tvar vložiek	26
4.5	Kontrola zmontovateľnosti	28
4.6	Výroba vložiek sacích kanálov	28
5.	Statická simulácia	29
5.1	Príprava statickej simulácie	29
5.1.1	Príprava geometrie do prostredia AVL Fire	29
5.1.2	Príprava povrchovej siete	29
5.1.3	Príprava siete hrán geometrie	30
5.1.4	Príprava objemovej siete	30
5.1.5	Nastavenie výpočtu	32
5.2	Výsledky statickej simulácie	33
5.2.1	Ustálenie výpočtov	33
5.2.2	Rýchlostné pole	33
5.2.3	Výpočet prietokových parametrov	36
6.	Upresnená analýza v programe GT-Power	38
6.1	Výsledky upresnenej analýzy v programe GT-Power	38
7.	Experimentálna prefukovacia skúška	41
7.1	Príprava experimentu	41

7.2	Výsledky experimentu	42
8.	Dynamická simulácia	43
8.1	Príprava dynamickej simulácie	43
8.1.1	Príprava 3D geometrie	43
8.1.2	Príprava siete pre dynamickú simuláciu	45
8.2	Nastavenie dynamických simulácií	47
8.3	Výsledky dynamickej simulácie	48
8.3.1	Výsledky RANS simulácií	48
8.3.2	Výsledky LES simulácií	51
8.4	Nastavenie dynamických simulácií so spaľovaním	54
8.5	Výsledky dynamickej simulácie LES so spaľovaním	56
8.6	Výsledky dynamickej simulácie RANS so spaľovaním	57
9.	Výsledná analýza v GT-Power	58
10.	Záver	61
	Použitá literatúra	62
	Zoznam obrázkov	63
	Zoznam tabuliek	65
	Zoznam príloh	66

Zoznam použitých symbolov

d	[m]	Priemer
F	[N]	Sila
h	[m]	Zdvih
H_u	[J/kg]	Výhrevnosť zmesi
i	[-]	Počet pracovných cyklov
m	[kg]	Hmotnosť
\dot{m}	[kg/s]	Hmotnostný tok
M	[Nm]	Krútiaci moment
n	[1/min]	Otáčky motora za minútu
p	[Pa]	Tlak
P	[kW]	Výkon
Q	[J]	Tepelná energia
r	[]	Merná plynová konštanta
R	[m]	Dĺžka
S	[m ²]	Plocha
T	[K]	Teplota
TKE	[m ² /s ²]	Turbulentná kinetická energia
v	[m/s ²]	Rýchlosť
V	[m ³]	Objem
W	[J]	Práca
z	[-]	Počet valcov motora
Δ	[-]	Rozdiel
ε	[-]	Kompresný pomer
η	[-]	Účinnosť
κ	[-]	Poissonova konštanta tekutiny
μ	[-]	Prietokový súčiniteľ
ρ	[kg/ m ³]	Hustota
σ	[-]	Uzavieracie číslo
ω	[s ⁻¹]	Uhlová rýchlosť

Zoznam použitých skratiek

BDC	Dolná úvrať piestu
BMEP	Stredný efektívny tlak
BSFC	Merná spotreba paliva
CAD	Počítačom podporovaný návrh
CFD	Počítačová mechanika tekutín
DOHC	Dve vačkové hriadele v hlave valcov
Exp	Experiment
FS	Formula Student
LES	Large Eddy Simulation
MFR	Hmotnostný prietok
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
RPM	Otáčky za minútu
stock	Pôvodný variant sacích kanálov
TDC	Horná úvrať piestu
TDCF	Horná úvrať piestu so zapálením zmesi
VFR	Objemový prietok
v1	1. variant sacích kanálov
v2	2. variant sacích kanálov
v3	3. variant sacích kanálov

1. Úvod

Spaľovací motor je jeden z najviac zdokonalených vynálezov človeka. Dodnes sa používa vo vysokej miere a počas svojej existencie prešiel rôznymi úpravami. V prvom rade sa jedná o úpravy s cieľom zvyšovať merné výkony, znižovať merné spotreby paliva a v poslednom období hlavne znižovať emisie vo forme škodlivých produktov spaľovacieho procesu a taktiež vo forme hluku.

Optimalizácie spomínaných parametrov motora spočívajú v snahe zdokonaľovať energetické procesy v motore, od tvorby tepelnej energie až po odber mechanickej energie na výstupe motora. [3]

Prístup k týmto úpravám sa líši z hľadiska aplikácie spaľovacieho motora. Typickým príkladom sú závodné motory, pri ktorých sa uprednostňujú iné parametre na rozdiel od sériových motorov dopravných prostriedkov. Pričom sa parametre motorov dopravných prostriedkov ladia na každodenný prevádzkový režim v súlade so zákonmi a legislatívou, v prípade závodných aplikácií sa motory ladia pre určité závodné režimy, dané pravidlami určitých závodov.

Formula Student je jedna z mnoho súťaží s tematikou motoršportu. Taktiež sú dané pravidlá, ktoré je treba dodržiavať pri stavbe závodného špeciálu na tento typ závodov. Pôvodom je táto súťaž z Ameriky, kde sa nazývala Formula SAE. Cieľom tejto súťaže je stavba monopostu výhradne študentmi vysokých škôl a následné absolvovanie statických a dynamických disciplín súťaže. Keďže sa každoročne zapája viac než 500 univerzít vo svete, monoposty jednotlivých univerzít sa neustále vyvíjajú.

Pre stavbu konkurencieschopného monopostu je teda potreba napredovať spolu s vývojom a trendmi v tejto súťaži. Predmetom tejto práce je práve snaha o naladenie a optimalizáciu protichodných parametrov motora monopostu tímu CTU CarTech pre tento typ závodov.

Tím CTU CarTech sa zúčastnil závodov Formula Student v roku 2017 už s deviatim monopostom v poradí a stále dosahuje skvelé výsledky. Pre tento úspech sa iba na pohonnej jednotke monopostu vykonalo viacero opatrení. Kolegovia navrhli ladený sací a výfukový systém, úpravy profilov vačkových hriadeľov a v neposlednom rade úpravy rýchlostných stupňov v prevodovke.

Ďalšou možnosťou týchto opatrení je optimalizácia horenia zmesi vo valci úpravou veľkosti a tvaru sacích kanálov. Vírové útvary vo valci totiž vo veľkej miere ovplyvňujú vlastnosti horenia a tým samozrejme hlavné parametre motora.

Ciele tejto diplomovej práce sú nasledovné:

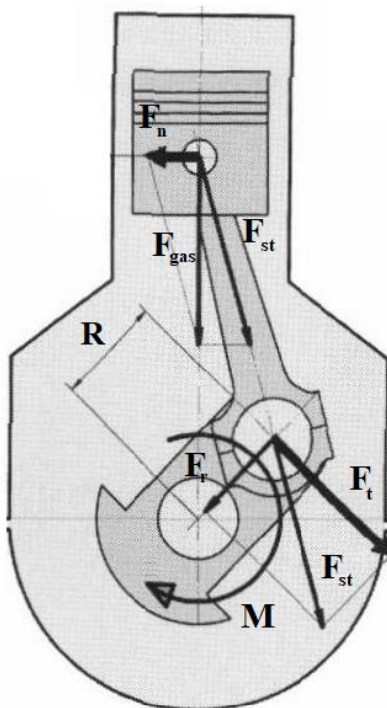
- Definovať hlavné parametre motora
- Zistiť vplyv zmeny turbulencie náplne valca na výkonové parametre motora
- Analyzovať možnosti zlepšenia horenia vo valci motora
- Navrhnuť vhodnú úpravu sacích kanálov motora Yamaha YZF-R6 pre aplikáciu Formula Student
- Vyrobiť najvhodnejšie návrhy
- Overiť funkčnosť úprav sacích kanálov

2. Parametre spaľovacieho motora

Pre úplnosť je potreba definovať princíp činnosti a hlavné hodnotiace parametre spaľovacieho motora. Keďže spaľovací motor je tepelný stroj, v ktorom dochádza k vývinu tepelnej energie horením, vzniká požiadavka na zabezpečenie vhodných podmienok pre priebeh chemických reakcií. Chemická energia paliva sa premieňa na tepelnú energiu v spaľovacom priestore a následne na energiu tlakovú, ktorá pôsobí na piest motora.

2.1 Krútiaci moment

Tlaková energia, v tomto prípade indikovaný tlak p_i , pôsobí na piest silou F_{gas} v ose valca motora v smere ako je naznačený na obrázku č. 1. Proti tejto sile pôsobia všetky zotrvačné sily mechanizmu. Rozkladom tejto sily do osi ojnice vzniká sila F_{st} pôsobiaca na ojnicu a sila F_n , ktorá pôsobí na stenu valca. Následným rozkladom sily F_{st} vzniká radiálna sila F_r pôsobiaca na ložiská kľukového hriadeľa a tangenciálna sila F_t , z ktorej po vynásobení ramenom R vzniká priebeh krútiaceho momentu M jedného valca motora.



Obr. 1 - Schéma rozloženia síl v kľukovom mechanizme [5]

V prípade viacvalcových motorov je definovaný krútiaci moment motora súčtom priebehov momentov všetkých valcov motora. Tento moment v porovnaní s merateľným stredným krútiacim momentom motora napríklad na skúšobni, neobsahuje trecie straty, ktoré sa samozrejme prejavujú negatívne.

Z hľadiska prevádzky motoru je okrem maximálnej hodnoty krútiaceho momentu dôležitý aj priebeh krútiaceho momentu v závislosti na otáčkach motora. Ten totiž určuje vhodnú voľbu prevodových stupňov v prevodovke dopravného prostriedku. [5]

2.2 Výkon

Základná definícia výkonu motora je závislosť na krútiacom momente a otáčkach:

$$P_e = M \cdot \omega \quad (1)$$

kde P_e je efektívny výkon motora [W]
 M je krútiaci moment motora [Nm]
 ω je uhlová rýchlosť kľukového hriadeľa [rad.s⁻¹]

Ďalšia definícia je napríklad závislosť výkonu na konštrukčných parametroch motora:

$$P_e = i \cdot z \cdot p_e \cdot V_z \cdot n \quad (2)$$

kde P_e je efektívny výkon motora [W]
 i je počet pracovných cyklov za 1 otáčku (pre štvordobý motor $i = 0,5$) [-]
 ω je uhlová rýchlosť kľukového hriadeľa [rad.s⁻¹]
 z je počet valcov motora [-]
 p_e je stredný efektívny tlak 1 valca motora [Pa]
 V_z je zdvihový objem motora [m³]
 n sú otáčky motora za 1 minútu [min⁻¹]

Zo vzťahov (1) a (2) je zrejmé, že výkon motora sa dá zvyšovať objemom, otáčkami motora alebo zvýšením stredného efektívneho tlaku. V závodných aplikáciách sú väčšinou tieto veličiny limitované priamo alebo nepriamo. Priama limitácia môže byť obmedzenie maximálneho zdvihového objemu motora a nepriama limitácia napríklad obmedzenie maximálneho hmotnostného toku vzduchu do motora. Pri zvýšených otáčkach sa toto obmedzenie hmotnostného toku prejaví zvýšenými čerpacími stratami a následnou zníženou plniacou účinnosťou. Dôsledkom zhoršeného naplnenia valca motora je nutnosť redukovať aj množstvo paliva z dôvodu dodržania stechiometrického pomeru zmesi paliva a vzduchu pri spaľovaní. To znamená, že pri spálení menšieho množstva zmesi paliva so vzduchom sa premení menej energie do použiteľnej formy a tým sa zníži aj stredný efektívny tlak motora.

[5]

2.3 Stredný efektívny tlak

V anglickej literatúre má skratku BMEP. Dá sa vypočítať vynásobením stredného indikovaného tlaku mechanickou účinnosťou, pričom stredný indikovaný tlak vyjadruje priemerný tlak vo valci počas všetkých cyklov 1 valca motora.

$$BMEP = \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{i \cdot V_z \cdot 10^3} \quad (3)$$

kde $BMEP$ je stredný efektívny tlak [kPa]

M je krútiaci moment motora [Nm]

i je počet pracovných cyklov za 1 otáčku (pre štvordobý motor $i = 0,5$) [-]

V_z je zdvihový objem motora [m³]

Tento tlak ovplyvňuje krútiaci moment motora, ktorý ovplyvňujú ďalšie parametre, hlavne teplota plynov v spaľovacej komore, s ktorou sa viaže účinnosť plniaca, chemická a tepelná.

[4]

2.4 Plniaca účinnosť

Plniaca účinnosť priamo súvisí s tematikou tejto práce. Jedná sa o účinnosť naplnenia valca motora čerstvou zmesou paliva a vzduchu, teda o pomer reálneho naplnenia a teoretického naplnenia valca motora:

$$\eta_p = \frac{m_r}{m_t} \quad (4)$$

kde η_p je plniaca účinnosť [-]

m_r je reálna hmotnosť náplne valca motora [kg]

m_t je teoretická hmotnosť náplne valca motora [kg]

Na plniacu účinnosť vplýva mnoho parametrov. Z prevádzkových parametrov to sú napríklad zaťaženie, otáčky, atmosférický tlak, teplota nasávaného vzduchu a z konštrukčných parametrov napríklad konštrukcia sacieho systému, časovanie a zdvih ventilov a geometria sacích a výfukových kanálov. Keďže platí, že pre získanie najväčšieho výkonu motora je potrebné spáliť čo najväčšie množstvo zmesi paliva a vzduchu, je priaznivé, aby naplnenie valca čerstvou zmesou bolo čo najväčšie.

[4]

2.5 Chemická účinnosť

Samotnú kvalitu spaľovania sa dá vyjadriť chemickou účinnosťou. Skutočným spaľovaním vzniká mnoho produktov ale pri menej vhodných podmienkach pre spaľovanie, ako je napríklad obmedzený prístup oxidačného činidla, nemusí zmes zhorieť úplne. Chemická účinnosť vyjadruje teda pomer získanej energie spálením zmesi a energie obsiahnutom v palive:

$$\eta_{CH} = \frac{Q_p}{m_p \cdot H_u} \quad (5)$$

kde Q_p je získaná tepelná energia spálením zmesi [J]
 m_p je hmotnosť spáleného paliva [kg]
 H_u je výhrevnosť zmesi paliva a vzduchu [J/kg]

[1]

2.6 Tepelná účinnosť

Tepelná účinnosť udáva mieru využitia privedenej tepelnej energie spálením zmesi a získanej energie vo viacerých formách, ako je napríklad odvedené teplo chladením motora, alebo využiteľná mechanická energia znížená o mechanickú účinnosť. Vypočíta sa podľa vzťahu:

$$\eta_t = \frac{Q_p - Q_o}{Q_p} = 1 - \frac{Q_o}{Q_p} = \frac{W}{W + Q_o} \quad (6)$$

kde Q_p je privedená tepelná energia spálením zmesi [J]
 Q_o je odvedená tepelná energia rôznymi spôsobmi [J]
 W je energia vo forme mechanickej práce [J]

Tepelná účinnosť je závislá na viacerých faktoroch, napríklad na kompresnom pomere motora, avšak nelineárne. Zvyšovanie kompresného pomeru motora je limitované vlastnosťami použitého paliva. Keďže sa pri zvýšenom kompresnom pomere dosahujú vyššie tlaky a teploty po kompresii, môže dochádzať k tzv. klepaniu motora, ktorý sa prejavuje samovznietením paliva a má negatívne účinky na životnosť motora. [1, 10]

2.7 Merná spotreba paliva

Merná spotreba paliva je univerzálny parameter na hodnotenie spotreby spaľovacích motorov. Vďaka mernosti udáva množstvo paliva pre zisk výkonu 1 kW na 1 hodinu. To znamená, že sa

prostredníctvom tohto parametru dajú porovnávať spaľovacie motory rôznych typov a rozmerov. Pre výpočet je nutné použiť vzťah:

$$BSFC = \frac{\dot{m}_p}{P_e} \cdot 3600 \quad (7)$$

kde $BSFC$ je merná spotreba paliva [g/(kW.h)]

\dot{m}_p je hmotnostný prietok paliva [g/s]

P_e je efektívny výkon motora [kW]

Zo vzťahu č. 7 je zrejmé, že merná spotreba paliva priamo súvisí s celkovou účinnosťou motora.

2.8 Vlastnosti sacích kanálov

Keďže sa sacie kanály podieľajú na výmene náplne valca, musia byť navrhnuté tak, aby mali určité schopnosti. Prvá schopnosť je naplniť valec motora čerstvou zmesou, ktorú definuje plniaca účinnosť. Druhá schopnosť sacích kanálov je vytvorenie vírových útvarov vo valci pri sacom zdvihy, ktoré majú zásadný vplyv na premiešanie zmesi paliva so vzduchom a taktiež na rýchlosť horenia resp. šírenia čela plameňa. Tieto schopnosti sacích kanálov popisujú nasledovné parametre.

2.8.1 Prietokový súčiniteľ

Prietokový súčiniteľ vyjadruje straty pri pretekaní určitého množstva tekutiny cez sací kanál. Je daný pomerom skutočného hmotnostného toku a teoretického hmotnostného toku cez sací kanál, pričom teoretický prietok je bezstratové prúdenie ideálnej tekutiny. Vzťah pre stanovenie prietokového súčiniteľa je teda:

$$\mu = \frac{\dot{m}_{skut}}{\dot{m}_{teor}} = \frac{\dot{m}_{skut}}{S_{ref} \cdot \rho_{vz} \cdot v_{teor}} \quad (8)$$

kde μ je prietokový súčiniteľ [-]

\dot{m}_{skut} je skutočný hmotnostný tok tekutiny [kg/s]

S_{ref} je prietočná plocha daná geometriou ventilu a jeho zdvihom [m²]

ρ_{vz} je hustota tekutiny (v prípade prefukovacieho experimentu sacích kanálov je hustota vzduchu) [kg/m³]

v_{teor} je teoretická rýchlosť prúdenia ideálnej tekutiny bez strát [m/s]

Pre výpočet teoretickej rýchlosti je nutné použiť nasledovný vzťah pre podkritické prúdenie:

$$v_{teor} = \sqrt{2 \cdot r \cdot T \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_b - \Delta p_v}{p_b} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} \quad (9)$$

kde v_{teor} je teoretická rýchlosť prúdenia ideálnej tekutiny bez strát [m/s]

r je merná plynová konštanta tekutiny [J/(kg.K)]

T je termodynamická teplota tekutiny [K]

κ je Poissonova konštanta tekutiny [-]

p_b je atmosférický tlak [Pa]

Δp_v je rozdiel tlaku na vstupe a výstupe [Pa]

Väčšinou sa ale prietokové vlastnosti sacích kanálov hodnotia prietokovým číslom, ktorý je súčinom prietokového súčiniteľa a uzavieracieho čísla. Uzavieracie číslo udáva mieru škrtenia prietoku tekutiny v medzere medzi ventilom a sedlom. Definuje sa ako:

$$\sigma = \frac{S_{sedlo}}{S_{kanál}} = \frac{\pi \cdot d \cdot h}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{4 \cdot h}{d} \quad (10)$$

kde σ je uzavieracie číslo kanálu [-]

d je vnútorný priemer sedla sacieho kanálu [m]

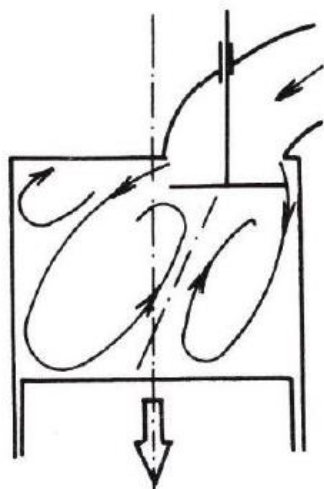
h je zdvih ventilu [m]

[3, 4, 8]

2.8.2 Vírové útvary vo valci

Druhá schopnosť sacích kanálov je vytvoriť vírové útvary vo valci. Na vírové útvary má vplyv tvar, zakrivenie, prierez, poloha sacích kanálov a blízkosť steny valca. Určitý vplyv má taktiež tvar spaľovacieho priestoru a koruny piestu. Pre hodnotenie týchto vlastností sa zaviedli vírové čísla, ktoré sa počítajú hlavne pre najdominantnejší typ vírových útvarov vo valci. Vírové čísla udávajú pomer otáčok víru k otáčkam motora, čiže čím vyššie vírové číslo, tým vyššia kinetická energia víru. Typy vírových útvarov sú uvedené v nasledovných odsekoch.

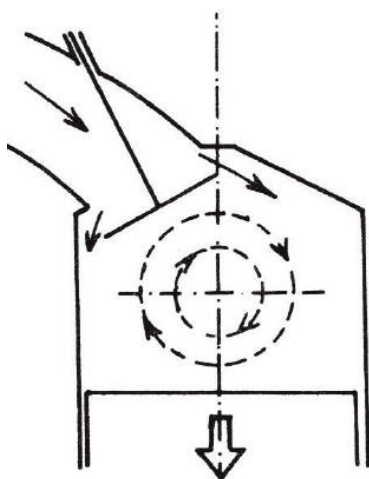
2.8.3 Prstencový vír



Pri sacom zdvihu v dôsledku prúdenia čerstvej zmesi do valca sa okolo ventilov vytvárajú prstencové víry (pozri obr. č. 2). Príčinou vytvárania 2 dominantných vírov v reze na obrázku č. 2 je približne rovnomerné rozdelenie vtokového prúdu tekutiny po celom obvode sedla ventilov. Víry v tomto prípade nie sú dostatočne stabilné a neudržia sa dostatočne dlho vo valci.

Obr. 2 - Vtokový prúd a vytváranie prstencových vírov vo valci [3]

2.8.4 Vír typu Tumble



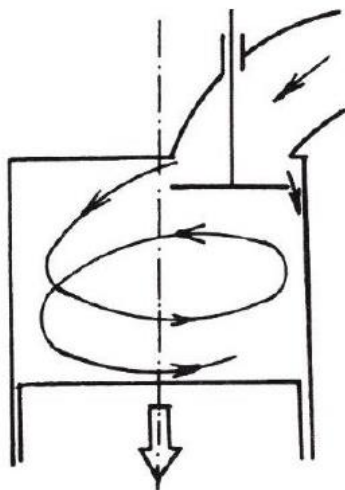
Obr. 3 - Vír typu Tumble [3]

Tvorenie víru typu Tumble je podobný ako u prstencových vírov, avšak rozdelenie vtokového prúdu nie je rovnomerné po obvode sedla ventilov, ale prevláda na jednej strane ako je viditeľné v reze na obrázku č. 3. V podstate sa jedná o vír s osou kolmou na osu valca. Je vhodný pre zážihové motory a stabilita víru je vyššia ako u prstencových vírov.

Tento typ víru je veľmi citlivý na tvar a polohu sacích kanálov voči valcom a jeho vznik sa skladá z viacerých fáz. Od fázy vzniku, vír prechádza stabilizáciou, pri pohybu pístu k hornej úvrati roztáčaním až rozpadom, pri ktorom sa vír rozpadne na niekoľko menších vírov. Vznikajúce menšie víry preberajú kinetickú energiu veľkého víru a spôsobia turbulenciu vo valci, ktorá je pre spaľovanie priaznivá a urýchľuje horenie.

2.8.5 Vír typu Swirl

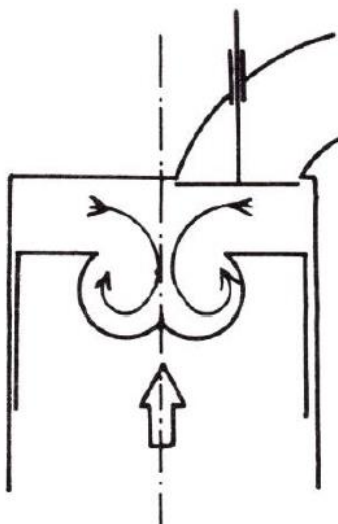
Na rozdiel od prstencových vírov pro vtokovom prúde, vír typu Swirl je vo valci vytváraný nútene. Jeho vznik zaobstarávajú špeciálne tvarované sacie kanály a ich tangenciálne vedenie do valca. Vír typu Swirl je uvedený na obrázku č. 4.



Obr. 4 - Vír typu Swirl [3]

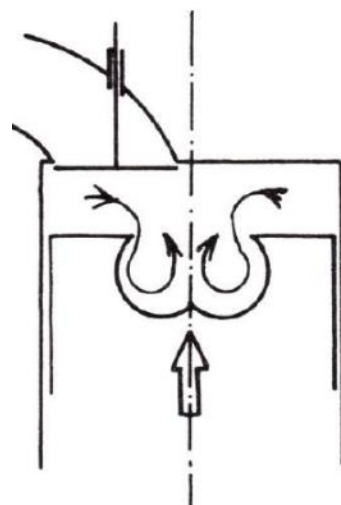
Tento typ víru sa vyznačuje rotačným momentom hybnosti okolo osy valca a používa sa hlavne vo vznetrových motoroch. Pri kompresii síce tento vír stráca na intenzite, ale keďže sa pri hornej úvrati piestu na konci kompresného zdvihu vír presunie do spaľovacieho priestoru piestu s menším polomerom, dochádza k jeho urýchleniu. Existuje však viac spôsobov ako udržať intenzitu víru až do vhodného momentu, procesu spaľovania. Veľmi obvyklá je kombinácia s vírom Squish.

2.8.6 Vír typu Squish



Obr. 5 - Vír typu Squish [3]

Vír typu Squish vzniká hlavne na konci kompresného zdvihu v motoroch, ktoré majú vhodný tvar koruny piestu a zároveň vhodný tvar spaľovacieho priestoru v hlave valca. Ide o vytlačanie tekutiny z miest, kde sa výrazne zmenší objem vplyvom priblíženia koruny piestu k hlave valca. Keďže sa tvorí na konci kompresného zdvihu, v momente horenia vo valci, z vymenovaných vírov má najväčšiu šancu ovplyvniť horenie vysokou intenzitou.



Obr. 6 - Vír typu Squish ovplyvnený vírom Swirl [3]

Tento typ víru však existuje väčšinou v kombinácií s inými typmi vírov, takže jeho tvar je závislý na prevládajúcich víroch vo valci. Možné tvary víru sú uvedené na obrázkoch č. 5 a 6.

2.9 Tvar sacích kanálov

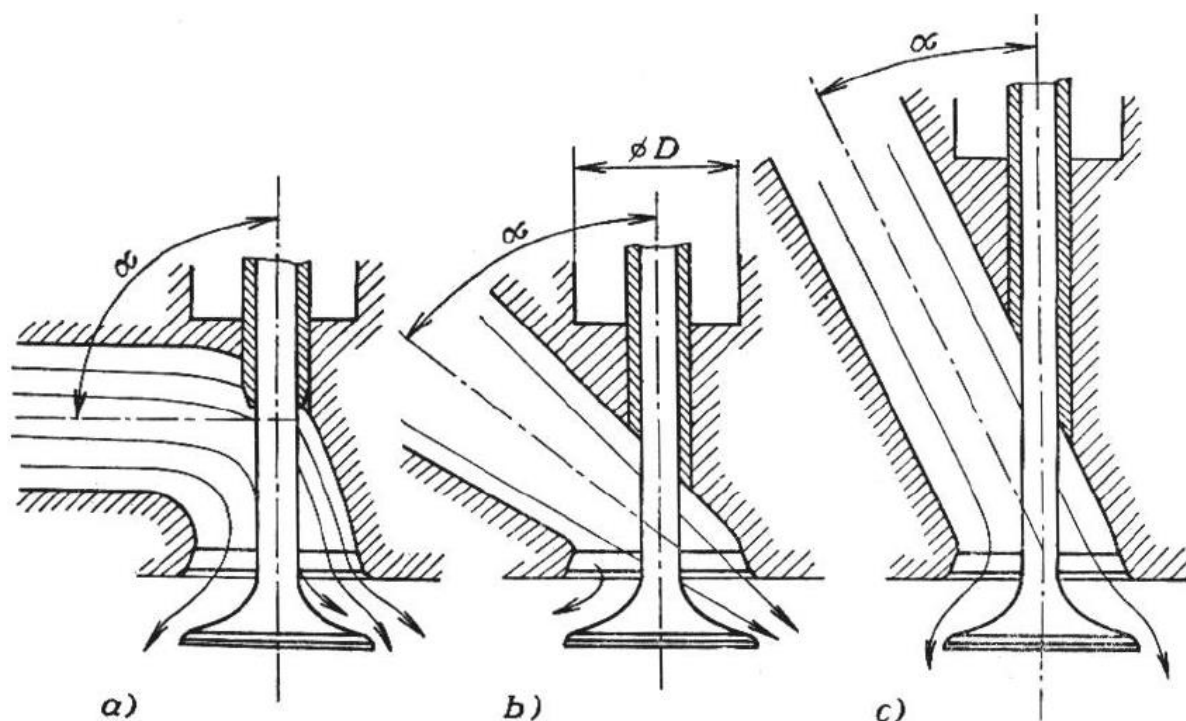
Z konštrukčného dôvodu musia mať sacie kanály vždy koleno, ktoré ovplyvňuje plniacu účinnosť motora, rozloženie prúdu tekutiny vo valci a tým vlastne tvorbu vírových útvarov. Všeobecne platí, že v prípade väčšieho zalomenia sacieho kanálu sa zvyšujú straty v prúde a znižuje sa rovnomernosť využitia prierezu sacieho kanálu. Avšak tento jav posilňuje tvorbu

vírových útvarov vo valci. Väčšie zalomenie sacích kanálov taktiež umožňuje kompaktnejšiu konštrukciu hlavy valca motora z hľadiska dĺžky a hmotnosti ventilu.

Dá sa teda povedať, že voľba tvaru a konštrukcie sacích kanálov je kompromisom medzi mierou naplnenia valca čerstvou zmesou, tvorbou vírových útvarov a kompaktnosti konštrukcie hlavy valca. Voľba tvaru je ovplyvnená aj aplikáciou motora. V závodných motoroch, ktoré fungujú vo vysokých zaťaženiach a otáčkach je snaha o maximálne naplnenie valca, pričom v motoroch dopravných prostriedkov je snaha udržiavať veľké rozvírenie náplne valca z rôznych dôvodov aj pri nižších zaťaženiach a otáčkach motora.

Príklady tvarov sacích kanálov sú uvedené na obrázku č. 7.

[3, 8, 10]

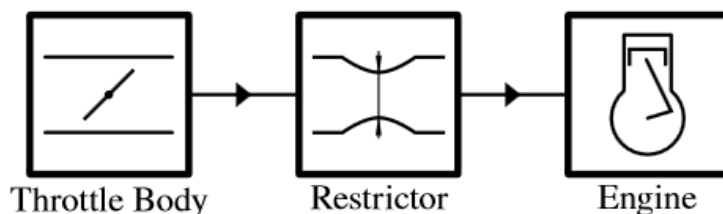


Obr. 7 - Príklady tvarov sacích kanálov motora [10]

Zvláštnym prípadom je závodný motor použitý v aplikácii Formula Student. Síce sa tento motor používa pre závodné účely, jeho zaťaženie a otáčky sú v niektorých prípadoch obmedzené vplyvom restriktora v sacom potrubí v porovnaní so sériovým motorom. Práve z tohto dôvodu je v tejto práci snaha určitým spôsobom optimalizovať tvar sacích kanálov motora použitého v aplikácii FS.

3. Motory použité vo vozidlách Formula Student

Možnosti použitia určitého typu motora vo vozidlách kategórie Formula Student Combustion stanovujú pravidlá súťaže. Motor musí byť piestový, štvordobý s maximálnym zdvihovým objemom 710 cm³. Dovolený typ paliva na tejto súťaži je benzín RON 98 alebo etanol E85. V závislosti na používanom palive a typu plnenia motora sa viažu pravidlá na konštrukciu sacieho systému, ktorý musí byť v určitej obálke danej rozmermi vozidla (pozri [9]). Pre atmosféricky plnené motory musí mať usporiadanie podľa obrázku č. 8 a musí obsahovať tzv. restriktor. Pravidlami stanovený maximálny geometrický priemer restriktora je 20 mm pre benzínové motory a 19 mm pre motory s použitím paliva E85. Restriktor obmedzuje maximálny hmotnostný tok vzduchu do motora a z tohto dôvodu je nutné použiť vhodne navrhnutý sací trakt. [7, 9]



Obr. 8 - Schéma usporiadania sacieho systému atmosféricky plneného motora [9]

Na súťažiach FS sa používajú rôzne motory. Vo väčšine prípadov sa používajú štvorvalcové motory vysokovýkonných športových motocyklov alebo jednovalcové motory preplňované atmosféricky alebo turbodúchadlom. Výhod a nevýhod jednotlivých koncepcií motorov je mnoho a výber určitej koncepcie by mal byť závislý aj na schopnosti tímu jednotlivé nevýhody motora v aplikácii FS aspoň čiastočne odstrániť.

3.1 Motor Yamaha YZF-R6

V tíme CTU CarTech sa motor Yamaha YZF-R6 používa od začiatku existencie tímu. Vo výbere tohto motora čiastočne hrala rolu aj dostupnosť motora alebo finančná náročnosť prevádzkovania motora.

Na obrázku č. 9 je uvedený motor Yamaha YZF-R6 v čiastočnom reze.

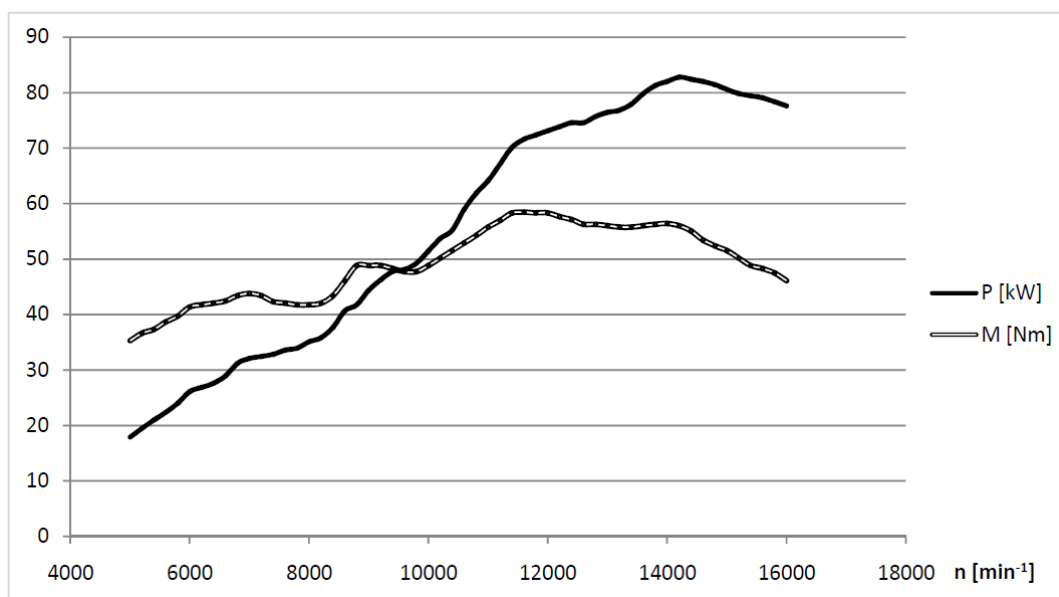


Obr. 9 - Motor Yamaha YZF-R6 v čiastočnom reze [12]

Parametre sériového motora sú nasledovné.

- Typ motora: zážihový, štvordobý,
- Počet valcov: 4
- Zdvihový objem: 599 cm³
- Typ rozvodu: DOHC
- Vítanie x Zdvih: 67,0 x 42,5 mm
- Kompresný pomer: 12,8:1

Vonkajšia charakteristika výkonu a krútiaceho momentu motora v závislosti na otáčkach je uvedený obrázku č. 10.



Obr. 10 - Vonkajšia charakteristika sériového motora v závislosti na otáčkach motora [11]

Medzi obrovské výhody tohto motora patrí jeho spoľahlivosť v aplikácii FS, keďže jeho sériový výkon je značne vyšší ako výkon tohto motora vybaveného s restriktorom v sacom systéme. To znamená, že namáhanie jednotlivých dielov je menšie ako namáhanie, na ktoré boli tieto diely navrhnuté.

3.2 Problematika restriktora

Z dôvodu prítomnosti restriktora sú znížené aj prevádzkové otáčky motora. Kritický prietok restriktorom sa začína prejavovať na parametroch motora už od 9500 otáčok za minútu. Tento jav spôsobuje značný nárast čerpacích strát a tým pokles plniacej účinnosti motora vo vyšších otáčkach než 9500 1/min. Zvýšenie čerpacích strát motora má samozrejme negatívne následky na výkon motoru a mernú spotrebu paliva. To znamená, že nemá zmysel motor prevádzkovať v otáčkach vyšších ako je 9500 za minútu, ak to nemá iné závažné dôvody. [7]

Keďže všetky diely tohto motora sú navrhnuté na maximálne otáčky až 16000 za minútu vrátane sacích kanálov, vzniká potenciál pre ich optimalizáciu. V prevádzkových otáčkach tohto motora vybaveného restriktorom sa dosahujú nižšie rýchlosti prúdenia tekutiny v sacích kanáloch, ktoré môžu spôsobovať zníženie miery turbulencií vo valci a predĺženie doby horenia zmesi.

3.3 Optimalizácia sacích kanálov

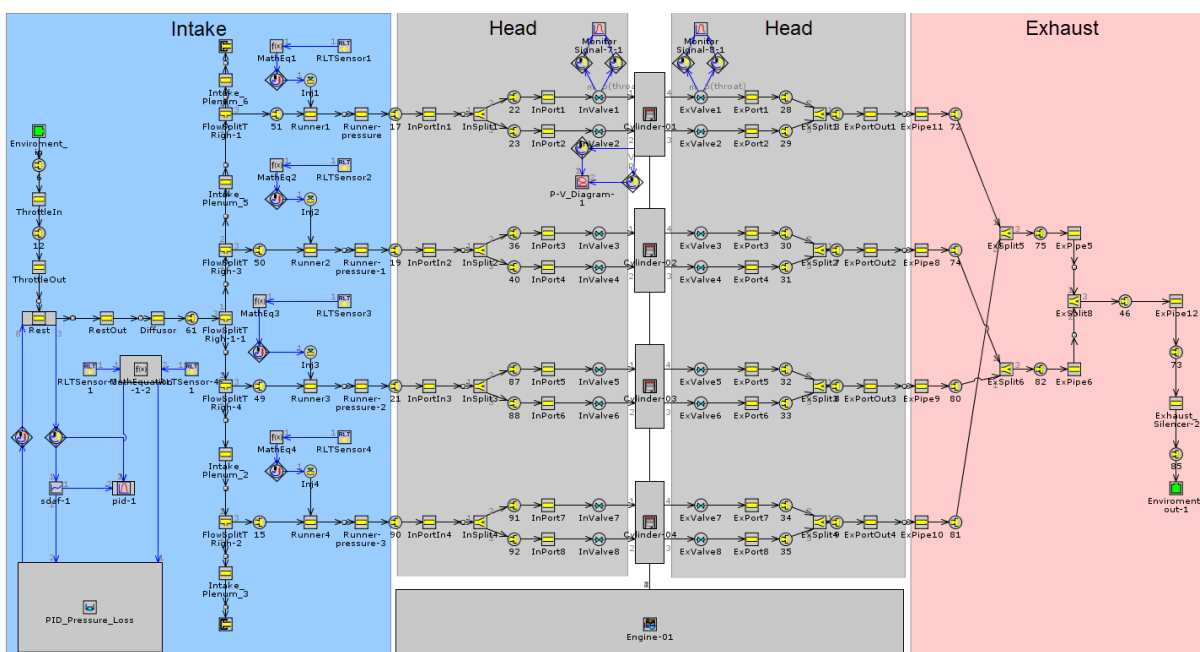
Riešením tejto problematiky by teda mohlo byť opatrenie, ktoré by spôsobilo zvýšenie rýchlostí tekutiny v sacích kanáloch alebo zvýšenie miery turbulencií v náplni valcov motoru. Vhodným tvarovaním sacích kanálov je možné vytvoriť vír typu tumble, ale táto úprava je veľmi náročná keďže vyžaduje značné konštrukčné úpravy hlavy valcov.

Z dôvodu jednoduchosti a kompaktnosti sa teda zvolila úprava sacích kanálov vložkami, ktoré sa namontujú do sériových sacích kanálov. V prípade poruchy motora sa taktiež dajú jednoducho vymontovať a nasadiť do záložného motora.

4. Postup návrhu

Pre overenie predpokladu na možnosť optimalizácie sacích kanálov bolo vhodné analyzovať vplyv skrátenia doby horenia na výkonové parametre motora pomocou 1D softvéru z dôvodu jednoduchosti a menšej výpočtovej náročnosti ako má 3D softvér.

Program GT-Power z balíčku GT-Suite od firmy Gamma Technologies patrí do skupiny 1D softvérov a je používaný v tíme CTU CarTech. Model motora v tomto programe bol vytvorený už na začiatku existencie tímu a odvtedy sa postupne zdokonaľuje a upresňuje vďaka prácam predchádzajúcich kolegov. Pomocou tohto programu boli navrhnuté nové vačkové hriadele a každoročne je použitý pre návrh sacieho a výfukového systému monopostu. Na obrázku č. 11 je uvedený model motora Yamaha YZF-R6 s restriktorom v sacom systéme.



Obr. 11 - Model motora v programe GT-Power

Model motora v programe GT-Power slúži tímu CTU CarTech hlavne na analýzu zmien parametrov motora v dôsledku vykonaných zmien na jednotlivých komponentoch motora a v niektorých prípadoch aj pre návrh jednotlivých dielov. Vo veľkej miere slúži model pre definíciu okrajových a počiatočných podmienok pre 3D CFD simulácie.

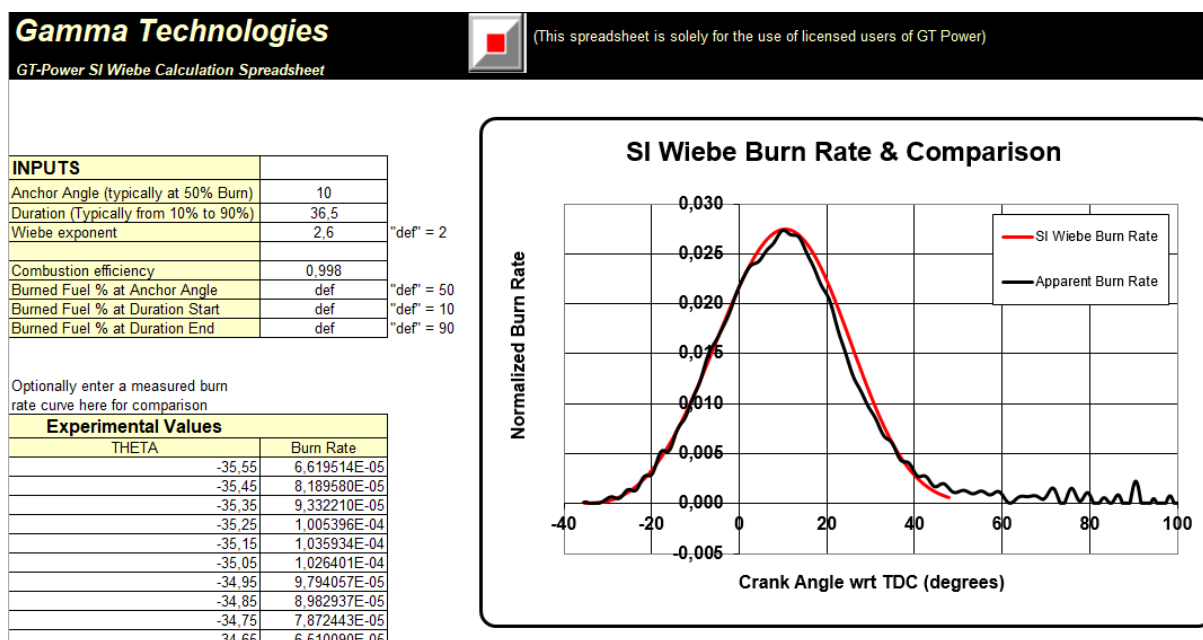
Výsledky parametrov z programu sa líšia od reálnych parametrov nameraných na brzdovom stanovišti, avšak priebeh určitých parametrov program zachycuje. Pre zlepšenie zhody výsledkov by bolo potrebné podrobnejšie nastaviť jednotlivé matematické modely častí motora

v programe, ale keďže je to náročná aktivita vyžadujúca veľké množstvo experimentov, nepodarilo sa to ešte zrealizovať.

4.1 Analýza v programe GT-Power

Do spomínaných matematických modelov motora patrí aj model horenia zmesi vo valci. Kolegovia pri začiatkoch zostavovaní modelu vytvorili pre presnejšiu definíciu tohto parametra troj-tlakovú analýzu. Jedná sa o indikáciu tlaku v saní, vo valci a vo výfuku pre presné určenie priebehu vývinu tepla vo valci. Keďže výsledkom tejto indikácie tlakov je presný priebeh tlaku v určitých miestach motora, pre možnosť vykonania zmien doby horenia zmesi vo valci bolo potrebné nameraný priebeh parametrizovať, respektíve nahradiť nejakou funkciou. Vhodná funkcia pre tieto účely je Wiebeho funkcia, ktorá definuje množstvo spáleného paliva v závislosti na čase alebo uhlu natočenia kľukového hriadeľa pri určitých otáčkach motora.

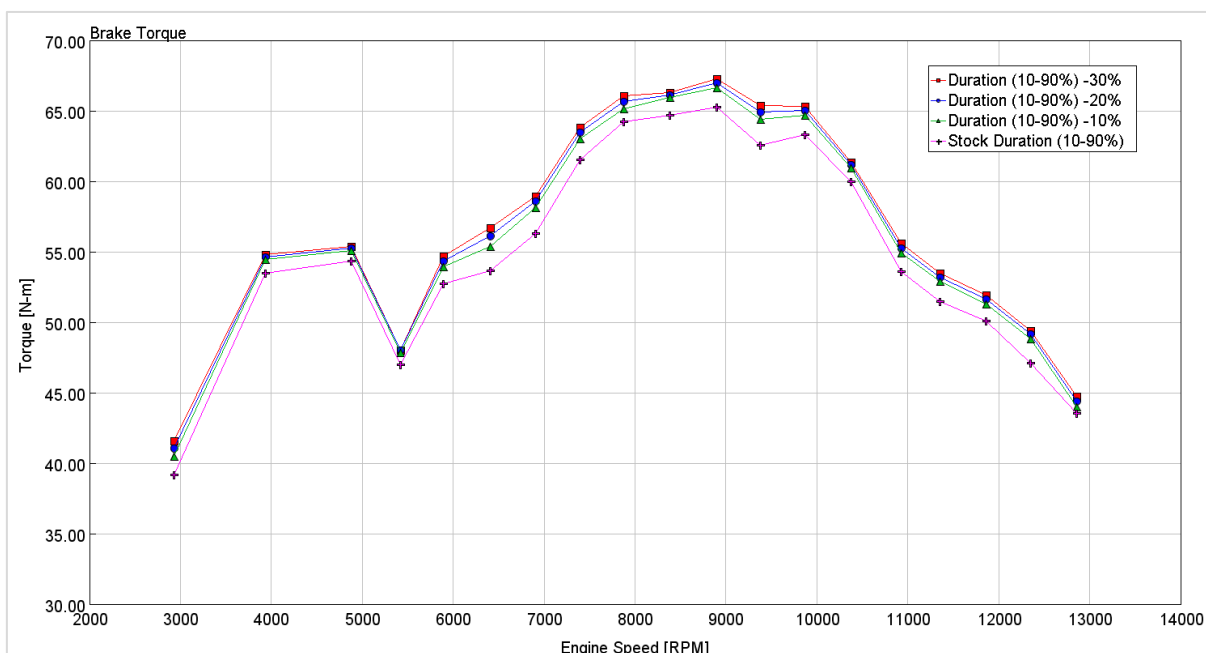
Pre jednoduchšie vyhodnotenie potrebných parametrov do matematického modelu horenia z nameraných parametrov indikáciou bol vytvorený firmou Gamma Technologies súbor v MS Excel. Tento súbor bol vhodný pre nahradenie priebehu horenia funkciou. Na obrázku č. 12 je uvedené nahradenie nameraného priebehu funkciou pre určité otáčky motora.



Obr. 12 - Príklad nahradenia experimentálnych dát Wiebeho funkciou

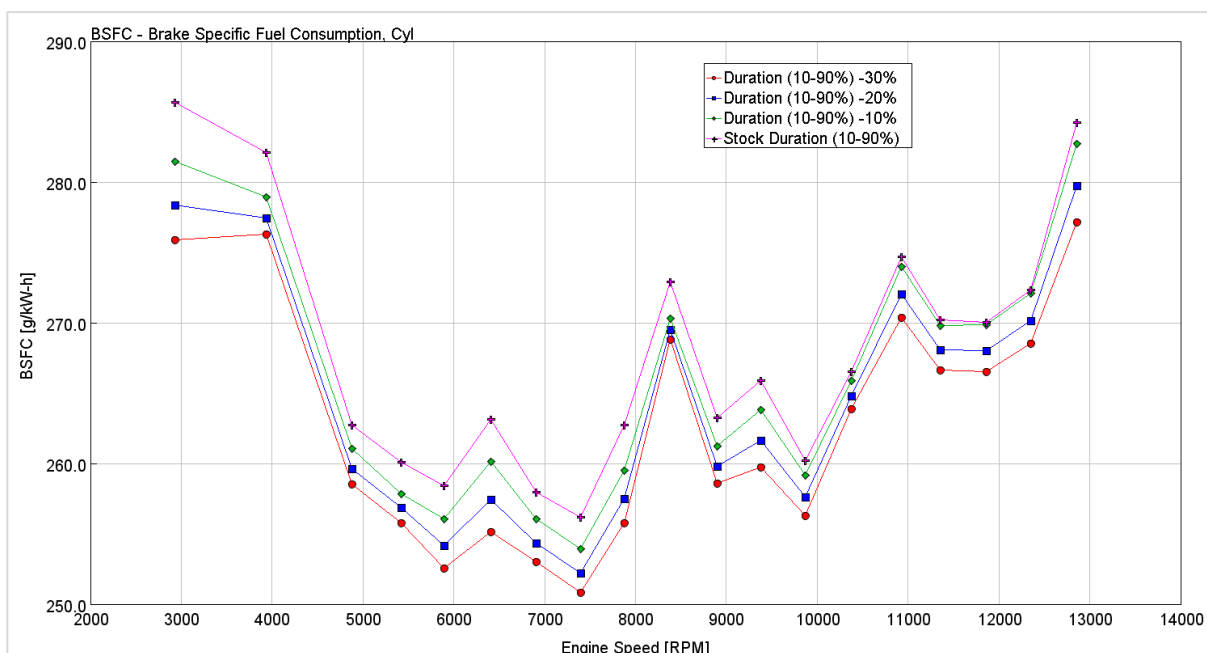
Priebeh horenia je definovaný po každých 500 otáčkach motora za minútu pre celé otáčkové spektrum motora vybaveného restriktorom. Tým pádom bolo treba nahradiť všetky priebehy horenia funkciami a následne sa parameter doby horenia dal meniť.

V analýze vplyvu doby horenia na parametre motora sa tzv. doba horenia 10 - 90% skracovala o určité percentá. Výsledok vplyvu skrátenia doby horenia na krútiaci moment motora je uvedený na obrázku č. 13.



Obr. 13 - Vplyv skrátenia doby horenia na krútiaci moment motora

Z grafu na obrázku č. 13 je zrejmé, že skrátenie doby horenia spôsobí zvýšenie krútiaceho momentu v celom otáčkovom spektre. Vplyv skrátenia doby horenia na mernú spotrebu je uvedený na obrázku č. 14.



Obr. 14 - Vplyv skrátenia doby horenia na mernú spotrebu paliva motora

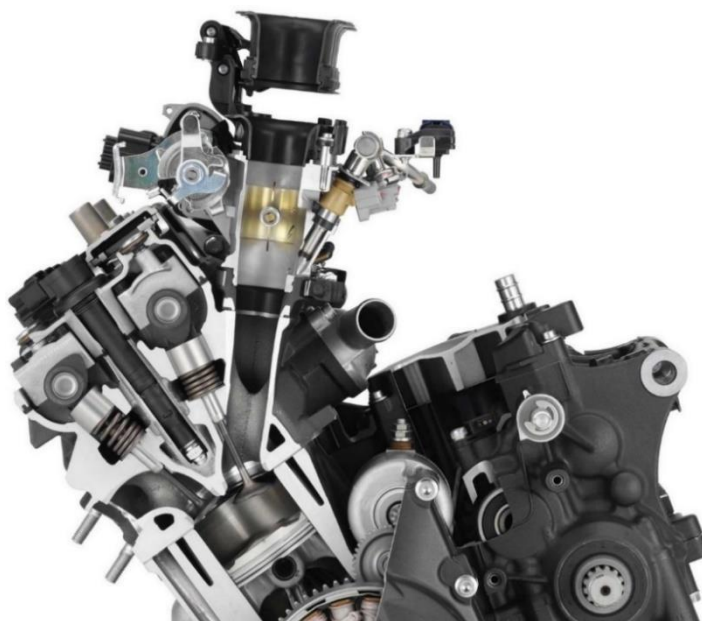
Z predchádzajúcich grafov je viditeľné, že skrátenie doby horenia má pozitívny vplyv na oba parametre motora. Z tejto analýzy sa teda dá predbežne usúdiť, že snaha skrátiť dobu horenia

vo valci určitým spôsobom dáva zmysel a preto sa neskôr pristúpilo k 3D simuláciám. Výhodou vývoja pomocou 3D simulácií spočíva v tom, že sa dokážu určité nedostatky systémov zachytiť v zárodku určitými analýzami bez časovo a finančne náročných experimentov. Samozrejme majú simulácie nevýhodu v presnosti a preto ich je vhodné experimentami následne overovať.

Výsledky v predchádzajúcich grafoch sú iba smerodajné, pretože sa v nastavení parametrov výpočtu menil len jeden parameter horenia. V skutočnosti ale deje ovplyvňujúce rýchlosť a priebeh horenia menia viac parametrov, ktoré by bolo náročné odhadnúť. Vo výpočte tiež nie sú uvažované zmeny prietokových parametrov kanálov, spôsobené ich optimalizáciou geometrie a tvaru.

4.2 Tvorba 3D modelu

Pre návrh vložiek sacích kanálov a možnosť následných analýz pomocou simulácií bolo potrebné vytvoriť 3D model jednotlivých častí motora. Pre zjednodušenie sa vytvorili iba modely sacích kanálov, spaľovacieho priestoru a valca motora. Pre názornosť je uvedený rez sacím ústrojenstvom a valcom motora Yamaha YZF-R6 na obrázku č. 15.



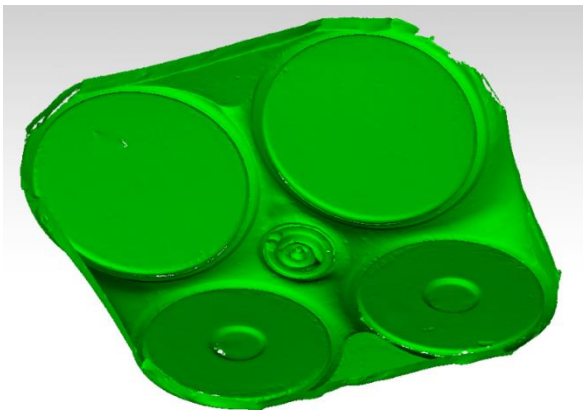
Obr. 15 - Rez sacím ústrojenstvom motora Yamaha YZF-R6 [13]

Keďže sa jednalo o pomerne presnú geometriu z hľadiska tvaru a rozmerov sacích kanálov, bolo potrebné zvoliť vhodný postup tvorby 3D modelu. Ak by sa 3D model nezhodoval s reálnou geometriou sacích kanálov a valca motora, mohlo by dôjsť k nevhodnému návrhu tvaru vložiek, ktoré by následne nesedeli v sacích kanáloch. Okrem toho by taktiež vznikla pomerne vysoká chyba vo výpočtoch prúdenia, ktorá by mala negatívne následky na vyhodnotenie účinkov navrhnutých vložiek sacích kanálov.

Pre tvorbu 3D modelu komponentov bol použitý prístup tzv. reverse engineering, keďže sa jednalo o vytvorenie 3D modelu z už existujúcej geometrie. Pre tieto aplikácie sa v dnešnej dobe používa najčastejšie 3D skenovanie. Bolo teda potrebné zabezpečiť aby tento 3D skener mohol naskenovať kompletnú geometriu sacích kanálov a spaľovacieho priestoru.

4.2.1 Skenovanie a úprava skenovaných modelov

V prípade spaľovacieho priestoru skenovanie nebolo zložité, ale v prípade sacích kanálov sa skener do kanálov nezmestil. Preto sa pripravil odliatok sacích kanálov zo silikónu, ktorý sa následne naskenoval. Naskenované modely sacích kanálov a spaľovacieho priestoru zobrazené v CAD systéme Catia V5 sú uvedené na obrázkoch č. 16 a 17.



Obr. 17 - Naskenovaný model spaľovacieho priestoru

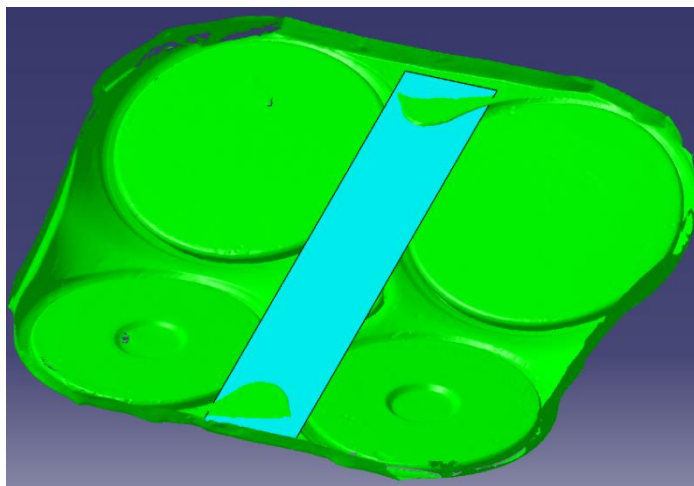


Obr. 16- Naskenovaný model odliatku sacích kanálov

Z obrázkov modelov naskenovaných dielov je viditeľné, že plochy tvorené definovanými bodmi skenovaním majú určité chyby, v niektorých oblastiach sú zbytočne detailné a naopak v niektorých miestach zachycujú príliš málo detailov. Z tohto dôvodu bolo nutné modely opraviť. Ďalším dôvodom opráv bola veľkosť týchto súborov, ktorá sa v CAD softvéri prejavovala nestabilitou modelovania.

V ďalšom kroku teda bolo nutné chyby modelov odstrániť a jednotlivé plochy vyhladiť. Na opravu a vyhladzovanie týchto plôch sa použil integrovaný modul CAD programu Catia V5 s názvom Digitized Shape Editor. Tento modul má na úpravu skenovaných dielov mnoho užitočných funkcií, medzi inými aj možnosť nahradenia jednotlivých plôch zjednodušenou plochou, vhodnou pre ďalšie práce s modelom.

Po vyhladení a nahradení vhodných plôch modelov sa následne použila ďalšia funkcia v module, ktorá umožnila rozpoznať určité plochy, pomocou ktorých sa dal model v priestore ukotviť a dal sa k modelu priradiť vhodný súradnicový systém. Na obrázku č. 18 je uvedený príklad funkcie rozpoznania určitej plochy.

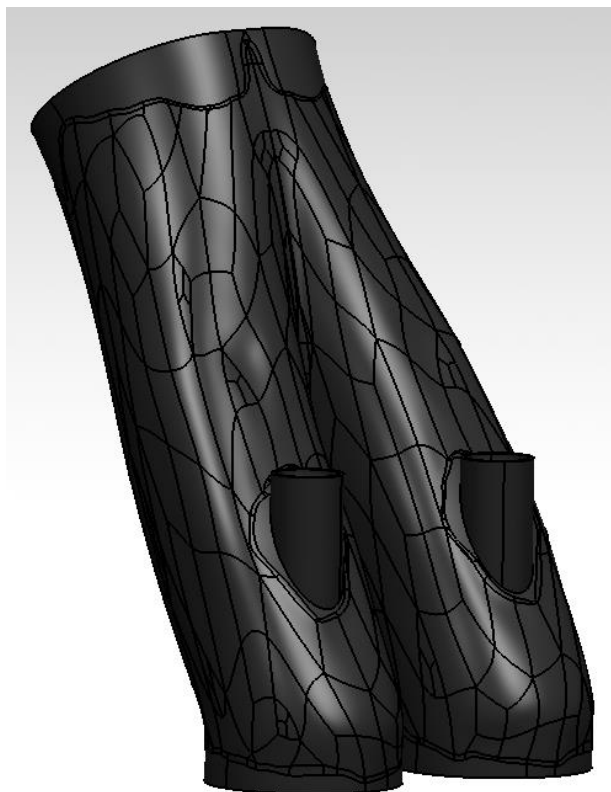


Obr. 18 - Príklad funkcie rozpoznania určitej plochy

4.2.2 Model sacích kanálov

Po ukotvení modelov v priestore sa zistilo, že určité detaily skenovaných dielov sú príliš nepresné a bude sa musieť použiť pre tvorbu CAD modelov kombinácia skenovaných a meraných plôch. To znamenalo, že určité charakteristické rozmery sacích kanálov, napríklad uhly medzi sacími a výfukovými ventilmi, uhol medzi sacími ventilmi a plochy vstupnej príruby sacích kanálov a osová vzdialenosť kanálov sa museli namerať, vymodelovať a následne zlúčiť s plochami vytvorenými z naskenovaných plôch.

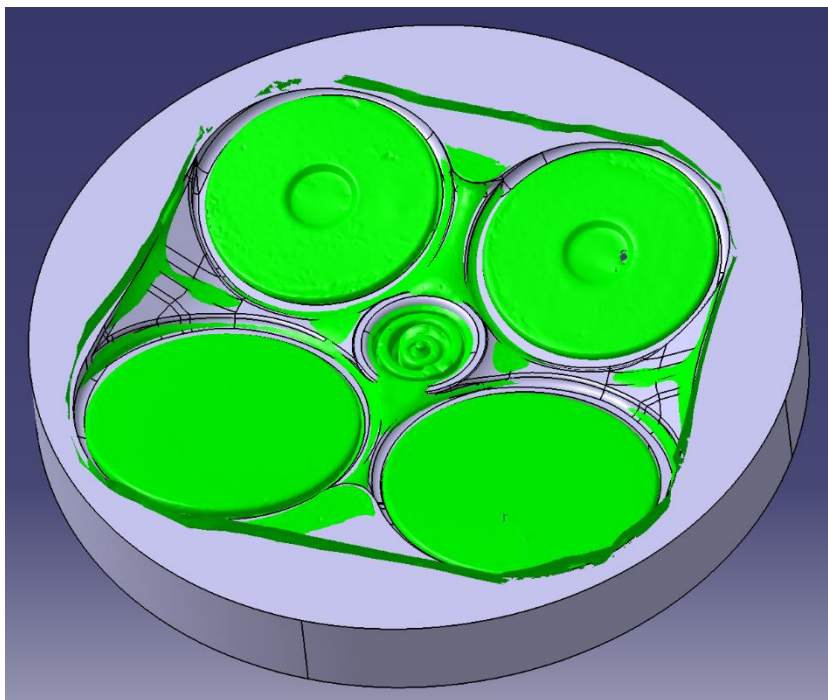
Tento postup je síce náročný na modelovanie ale výsledkom je model, ktorý je pomerne presný. Na obrázku č. 19 je uvedený výsledný model sacích kanálov s deviáciou maximálne 0,1 mm od skenovanej plochy.



Obr. 19 - Výsledný model sacích kanálov

4.2.3 Model spaľovacieho priestoru

Postup, ktorý bol aplikovaný pre modelovanie sacích kanálov, bol pre modelovanie spaľovacieho priestoru nevhodný. Dôvodom bola príliš vysoká členitosť geometrie a nestabilita modelu a preto sa radšej zvolila metóda objemového modelovania. Skenovaná plocha tu slúžila iba pre vzor geometrie. Výsledný model spaľovacieho priestoru v porovnaní so skenovanou plochou je uvedený na obrázku č. 20.



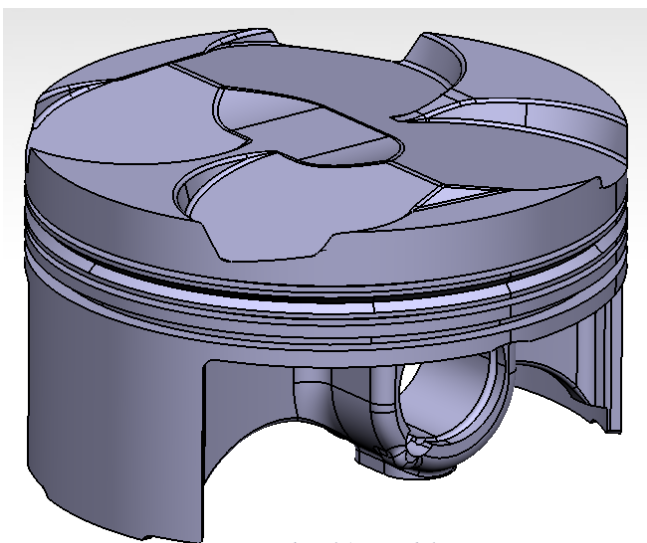
Obr. 20 - Výsledný model spaľovacieho priestoru v porovnaní so skenovanou plochou

4.2.4 Modely ventilov a sediel

Z potrebnej geometrie zostavy pre návrh vložiek do sacích kanálov chýbali ventily a príslušné sedlá. Keďže sa jedná o diely, ktoré vo vysokej miere ovplyvňujú parametre sacieho ústrojenstva, aj v tomto prípade bolo nutné zvoliť vhodnú metódu tvorby 3D modelu.

Zvolil sa postup objemového modelovania, ktorý sa aplikoval na základe nameraných rozmerov z presného meracieho zariadenia. Výsledok merania rozmerov ventilu a sediel je uvedený v prílohe č. 1.

4.2.5 Model piestu



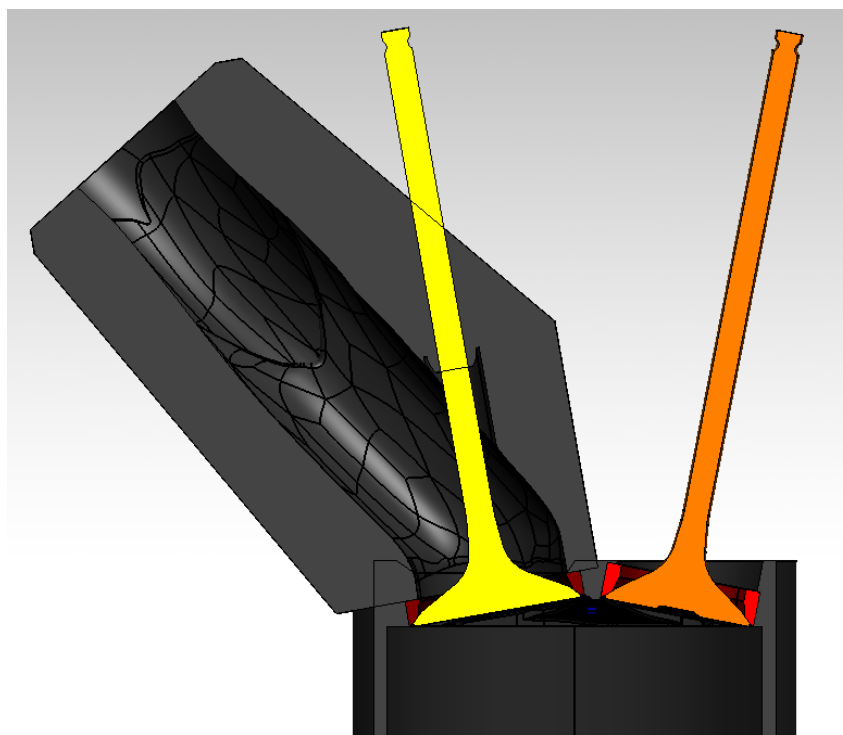
Obr. 21 - Model piestu

Model piestu bol potrebný taktiež pre úplnosť modelu, avšak použil sa iba pre dynamickú simuláciu. Model piestu bol vyhotovený na základe nameraných rozmerov.

Na obrázku č. 21 je uvedený model piestu.

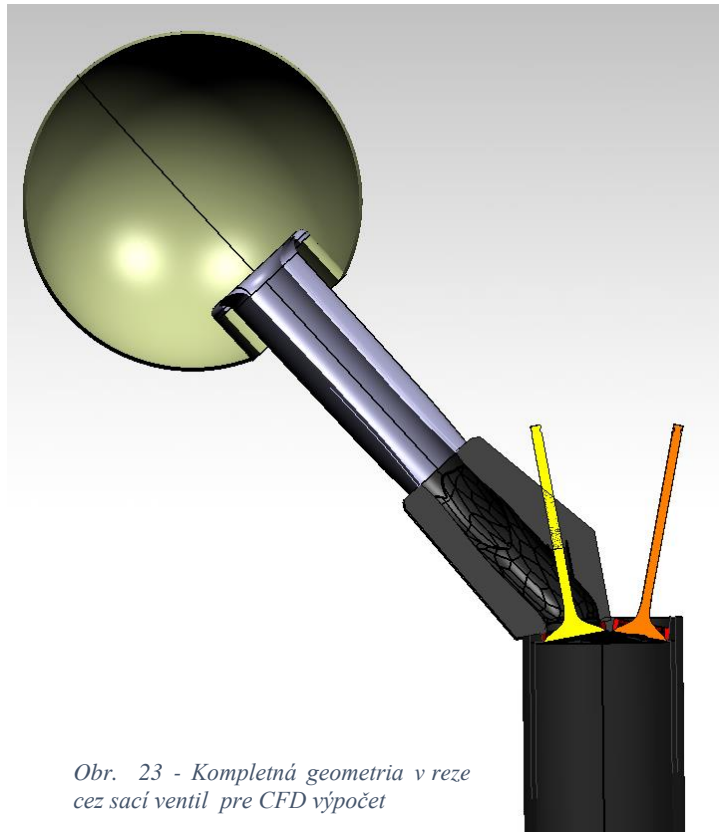
4.2.6 Model zostavy

Po vyhotovení všetkých potrebných modelov bolo potrebné zostavu zaväzbiť a parametrizovať zdvih sacích ventilov. Parametrizovanie zdvihu sacích ventilov totiž bude neskôr potrebné pri exportovaní jednotlivých modelov do 3D CFD softvéru. Model zostavy v reze cez sací ventil je uvedený na obrázku č. 22.



Obr. 22 - Model zostavy v reze cez sací ventil

Pre definíciu geometrie zostavy do 3D CFD softvéru bolo potrebné pridať do zostavy nátrubok, ktorý zamedzí kontrakciu prúdu tekutiny na vstupnej prírube. Dĺžka a priemer nátrubku bol zvolený na základe rozmerov pôvodného nátrubku motora a nátrubku použitého na vozidle tímu CTU CarTech s označením FS.09. Okrem nátrubku bolo potrebné definovať aj plénum v tvare guľovej plochy, ktorá je náhradou za atmosférické okolie.



Obr. 23 - Kompletná geometria v reze cez sací ventil pre CFD výpočet

Pri príprave geometrie sa dbalo aj na to, aby všetky modely určitým spôsobom nahradzovali okolité podmienky pri prefukovacej skúške. Porovnanie simulácií CFD a experimentu totiž potvrdzuje správnosť resp. nesprávnosť geometrie a nastavenia jednotlivých matematických modelov vo výpočtoch.

4.3 Kontrola modelu

Po vyhotovení modelu bola skontrolovaná správnosť rozmerov modelu nameraním určitých rozmerov. Ďalšia možnosť ako overiť správnosť bola kontrola kompresného pomeru modelu.

Po vložení piestu do modelu sa odmerali vnútorné objemy valca s piestom v hornej a dolnej úvrati. Kompresný pomer sa následne vypočítal podľa vzťahu:

$$\varepsilon = \frac{V_{HU} + V_Z}{V_{HU}} = \frac{V_{DU}}{V_{HU}} \quad (11)$$

kde

ε je kompresný pomer [-]

V_{HU} je objem valca s piestom v hornej úvrati [m³]

V_Z je zdvihový objem valca [m³]

V_{DU} je objem valca s piestom v dolnej úvrati [m³]

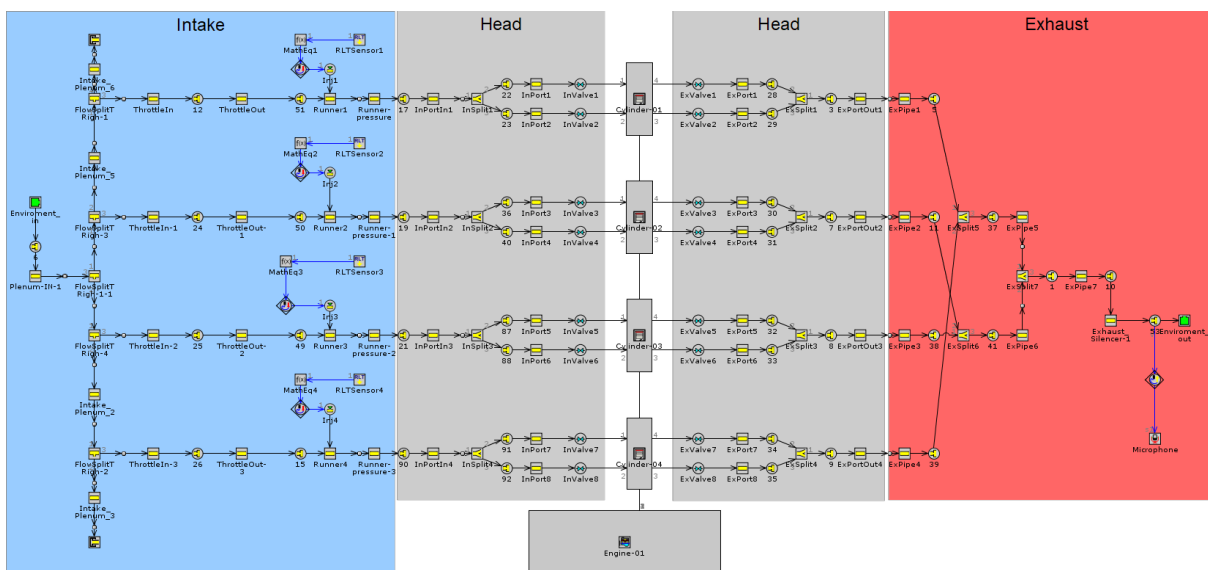
Vypočítaný kompresný pomer je 13,9, pričom reálny motor vo vozidle CTU CarTech FS.09 má kompresný pomer 13,7. Vzniknutý rozdiel 1,5 % v geometrii mohla spôsobiť nepresnosť pri skenovaní, prípadne pri modelovaní jednotlivých dielov. Z porovnania vypočítaného a reálneho kompresného pomeru sa dá usúdiť, že geometria modelu spaľovacieho priestoru a piestu je správna.

4.4 Návrh geometrie vložiek sacích kanálov

Pri návrhu plochy prierezu vložiek sa vychádzalo z toho, že maximálne rýchlosti tekutiny v sacích kanáloch restriktorovaného motora s vložkami by nemali prevyšovať maximálne rýchlosti tekutiny v sacích kanáloch sériového motora Yamaha YZF-R6. Najjednoduchší spôsob pre zistenie týchto maximálnych rýchlostí tekutiny v sacích kanáloch bol výpočet pomocou GT-Power. Keďže model restriktorovaného motora bol k dispozícii od kolegov z tímu CTU CarTech, model sériového motora bolo nutné zostaviť.

4.4.1 Zostavenie modelu sériového motora v GT-Power

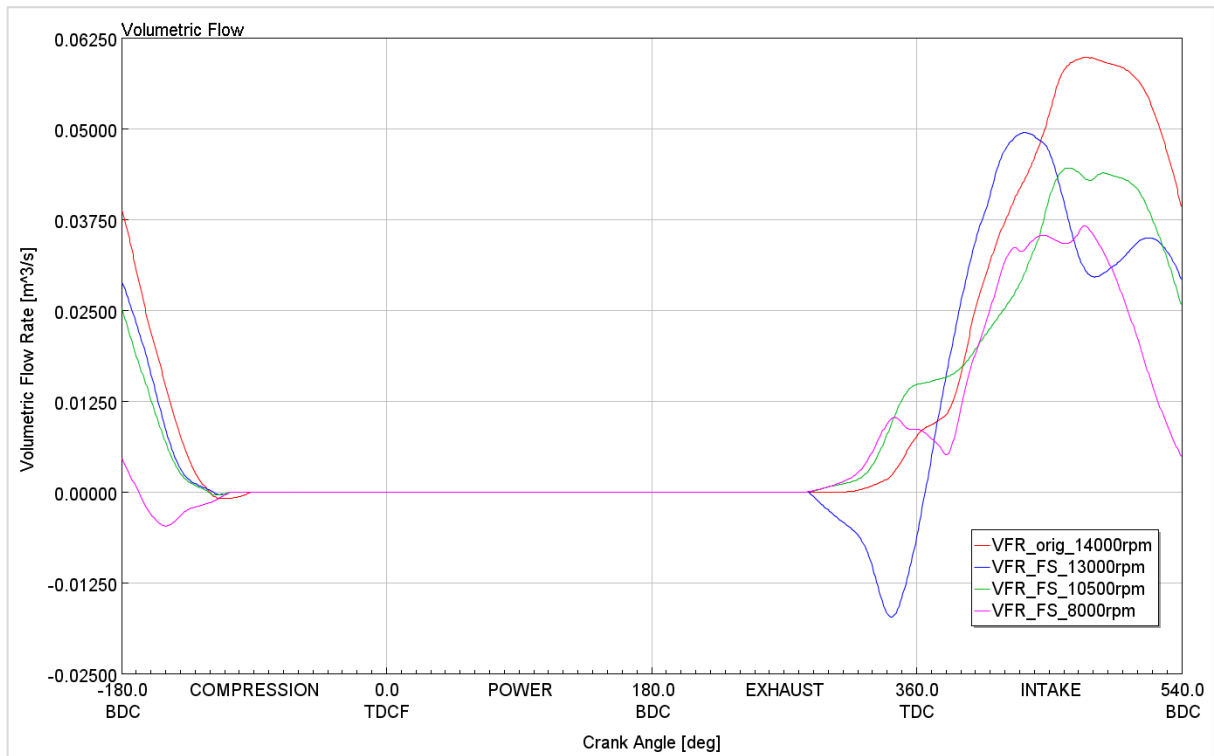
Pri zostavení modelu sériového motora sa vychádzalo z modelu motora s restriktorom. Avšak, niektoré parametre sa museli predefinovať a niektoré systémy motora zmeniť podľa sériového príslušenstva motora. Zmeny sa týkali hlavne sacieho a výfukového systému. Referenčný parameter, podľa ktorého sa zostavil a naladil model, je výkon v závislosti na otáčkach motora uvedený na obrázku č. 10 v kapitole 3.1. Zostavený model je uvedený na obrázku č. 24.



Obr. 24 - Model sériového motora v prostredí GT-Power

4.4.2 Výpočet prierezu vložiek

Po vyhodnotení výsledkov sériového motora Yamaha YZF-R6 v programe GT-Power sa zistilo, že maximálna rýchlosť nastáva pri otáčkach motora 14000 min^{-1} . Priebeh rýchlostí tekutiny v sacích kanáloch pri otáčkach 14000 min^{-1} je uvedený v grafe na obrázku č. 25 v porovnaní s hodnotami rýchlostí motora v aplikácii FS pri rôznych otáčkach uvedených v legende grafu.



Obr. 25 - Objemový tok sacím kanálom pre rôzne otáčky

Z grafu na obrázku č. 25 je zrejmé, že maximálna rýchlosť tekutiny v sacích kanáloch motora v aplikácii FS sú nižšie ako v sériovom motore. Pre dosiahnutie rýchlosti tekutiny v sacích kanáloch sériového motora bolo potrebné redukovať prierez sacích kanálov motora v aplikácii FS. Prierez sacích kanálov sa vypočítal zjednodušene pomocou rovnice kontinuity pre ustálené prúdenie ideálnej kvapaliny:

$$\dot{V} = S \cdot v \quad (12)$$

kde \dot{V} je objemový tok tekutiny sacím kanálom [m^3/s]

S je plocha najmenšieho prierezu sacieho kanálu [m^2]

v je rýchlosť tekutiny v sacom kanále [m/s]

Vypočítané rýchlosti a prierezy rôznych variantov sacích kanálov sú uvedené v tabuľke č. 1

Varianta	Max. objemový tok \dot{V} [m ³ /s]	Podiel [%]	Plocha prierezu kanálu S [mm ²]	Plocha prierezu vložky S_1 [mm ²]	Rýchlosť v [m/s]
Original (14000 1/min)	0,0598	100,0	452,39	0	132,2
FS (13000 1/min)	0,0483	80,7	452,39	0	106,7
FS v1 (13000 1/min)	0,0483	80,7	365,10	87,29	132,2
FS v2 (10500 1/min)	0,0438	73,2	331,29	121,10	132,2
FS v3 (8000 1/min)	0,0361	60,4	272,83	179,56	132,2

Tab. č. 1 - Vypočítané rýchlosti a prierezy rôznych variantov sacích kanálov

Pre názornosť sú uvedené v tabuľke č. 1 rôzne parametre. Jedným z nich je stĺpec podielu, ktorý naznačuje v percentách zníženie objemového toku tekutiny v sacích kanáloch motora pri rôznych otáčkach v porovnaní s maximálnym objemovým tokom tekutiny v sacích kanáloch sériového motora. V stĺpci plochy prierezu kanálu S je vidieť, že sa plocha prierezu kanálu musí redukovať pre udržanie stanovenej rýchlosti tekutiny označenej modrou farbou. Červenou farbou je v stĺpci rýchlosti označená znížená rýchlosť tekutiny v sacom kanále z dôvodu nižšieho objemového toku tekutiny cez sací kanál.

Ďalším uvedeným parametrom je plocha prierezu vložky S_1 , ktorý sa stanovil nasledujúcim spôsobom:

$$S_1 = S_{Original} - S \quad (13)$$

kde S_1 je plocha prierezu vložky [m²]

$S_{Original}$ je plocha prierezu sacieho kanálu sériového motora [m²]

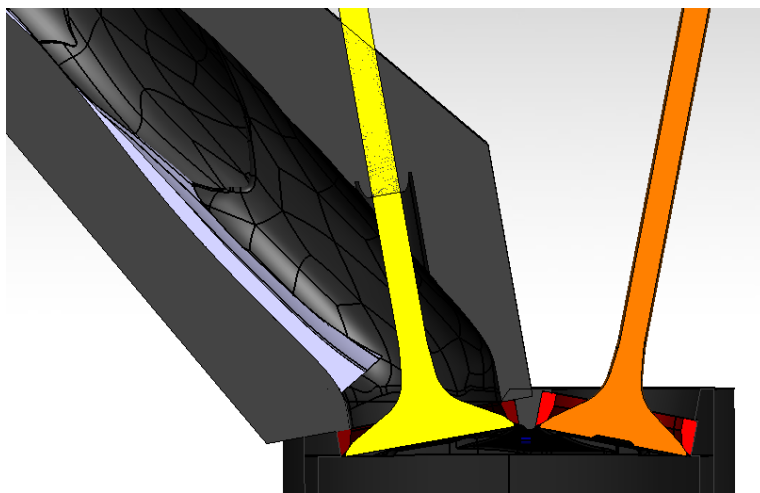
S je plocha prierezu sacieho kanálu v najužšom mieste [m²]

Pri jednotlivých variantoch sú uvedené aj otáčky motora, pre ktoré sa na základe objemových tokov pri zachovaní maximálnych rýchlostí tekutiny v kanáloch navrhoval prierez vložiek. Otáčky 13000 min⁻¹ sú maximálne otáčky motora v aplikácii FS a otáčky 8000 min⁻¹ sú najpoužívanejšie otáčky motora vychádzajúce z histogramu závodov FS. Variant v2 sa navrhol pre otáčky motora 10500 min⁻¹, ktoré sú stredom medzi najpoužívanejšími a maximálnymi otáčkami motora, pričom funkčnosť tohto variantu sa overí následne vo výpočtoch 3D CFD a experimentoch.

4.4.3 Tvar vložiek

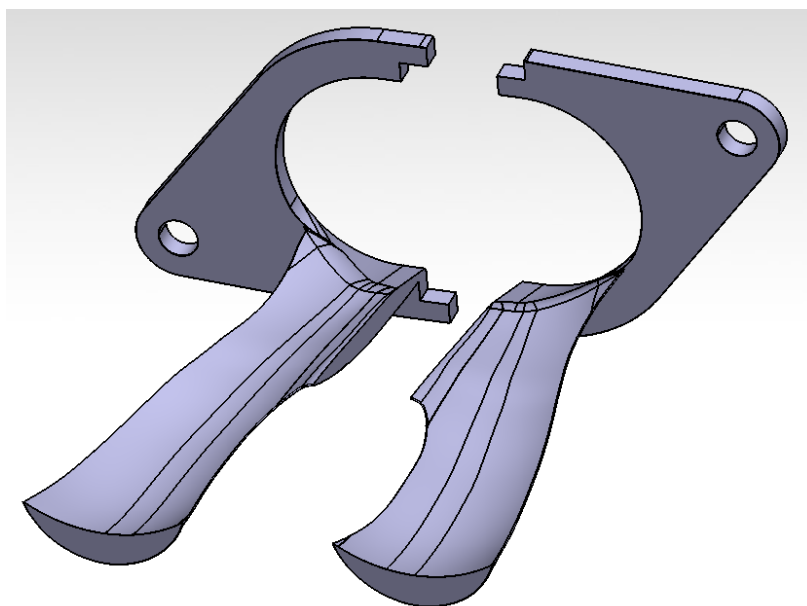
Výsledný tvar vložiek bol ovplyvnený rôznymi aspektmi. V prvom rade bolo potrebné zaistiť vhodným návrhom tvaru vložiek kompaktnosť, vyrobiteľnosť a zmontovateľnosť.

Pri návrhu tvaru prierezu vložiek sa musel voliť kompromis medzi zmontovateľnosťou vložiek do sacích kanálov a najplynulejšími prechodmi medzi jednotlivými prierezmi vložiek. Taktiež sa musela zachovať funkčnosť, ktorá bola okrem redukovania plochy prierezu kanálu aj usmernenie prúdu tekutiny na zvolenú časť obvodu sedla bližšie ku stredu valca. Tento výber časti sedla bol vykonaný na základe poznatkov z kapitol 2.8 a 2.9 so snahou podporiť tvorbu víru typu Tumble. Vypočítaná plocha prierezu vložky v návrhu odpovedá ploche konca vložky blízko sacieho ventilu. Keďže táto plocha je kolmá na osu sacieho kanálu, je zabezpečená vypočítaná redukcia prierezu sacieho kanálu. Na obrázku č. 26 je uvedený rez sacieho kanálu s vložkou cez sací ventil.



Obr. 26 - Rez sacím kanálom s vložkou varianty v1

Keďže sa dbalo pri návrhu na kompaktnosť, upevnenie sa zvolilo pomocou príruby sacieho systému na hlave valca. Z dôvodu zmontovateľnosti vložiek do sacích kanálov sa museli vložky rozdeliť na 2 kusy. Modely delených vložiek sacích kanálov sú uvedené na obrázku č. 27.



Obr. 27 - Modely delených vložiek varianty v1

Na obrázku č. 27 sú taktiež viditeľné pridané tvarové zámky na príruby vložiek. Tvarové zámky zabezpečia pozíciu vložiek voči sebe a jednoduchšie utesnenie príruby sacieho traktu.

4.5 Kontrola zmontovateľnosti

Po vyhotovení modelov všetkých variant delených vložiek bolo nutné overiť ich zmontovateľnosť do sacích kanálov. Kontrola sa vykonala pomocou CAD softvéru Catia V5, pričom najkritickejšie miesta boli konce vložiek, keďže majú najväčšiu plochu prierezu.

Zistilo sa, že variant v3 s najväčšou plochou prierezu kontrole nevyhovuje. Tým pádom sa musela z návrhov odstrániť. Ostatné varianty v1 a v2 kontrole vyhoveli.

4.6 Výroba vložiek sacích kanálov

Vhodným návrhom tvaru vložiek sa zaistila vyrobiteľnosť. Materiál vložiek sa zvolil hliník z dôvodu zachovania rovnakého materiálu hlavy valcov a vložiek sacích kanálov.

Technológia výroby bola zvolená na základe možností tímu CTU CarTech. Najvýhodnejšia a zároveň realizovateľná technológia, ktorá bola k dispozícii od sponzorov tímu bolo selektívne sintrovanie laserom. Vyrobené vložky sú uvedené na obrázku č. 28.



Obr. 28 – Variant v1 (vľavo) a v2 (vpravo) hliníkových vložiek vyrobené sintrovaním

Keďže je sintrovanie finančne náročná technológia, počet kusov vložiek bolo limitované sponzorským rozpočtom. Tým pádom sa muselo stanoviť, ktorý z variantov vložiek sa vyrobí v plnom počte do všetkých sacích kanálov motora. Voľba variantu bude stanovená po analýze výsledkov výpočtu v kapitole 6.

5. Statická simulácia

Statická simulácia je typ 3D CFD simulácie, v ktorej nedochádza k zmene geometrie. Príkladom statickej simulácie aplikovanej v návrhoch dielov motora je statická prefukovacia skúška. Ide o určenie prietokových vlastností sacích a výfukových kanálov pre určitý zdvih ventilu a tlakový spád. Výsledkom simulácií je napríklad hmotnostný prietok kanálmi, z ktorých sa dá následne stanoviť prietokový súčiniteľ v závislosti na zdvihu ventilu.

5.1 Príprava statickej simulácie

V nasledujúcich odsekoch je popísaný postup tvorby siete pre statickú prefukovaciu simuláciu. Tento postup bol aplikovaný na každý variant siete po 2 mm zdvihu sacích ventilov.

5.1.1 Príprava geometrie do prostredia AVL Fire

Pre importovanie geometrie do výpočtového 3D CFD programu AVL Fire bolo nutné vytvoriť model vnútornej geometrie. Pre tento úkon sa použil CAD program CREO Parametric, pretože obsahuje vhodnú funkciu pod označením Publish Geometry. Po použití tejto funkcie, bolo nutné zvoliť vhodný formát geometrie pre importovanie do výpočtového programu AVL Fire. Program pracuje s viacerými formátmi geometrie, jedným z nich je *.stl, ktorý podporujú aj použité CAD systémy pre export.

5.1.2 Príprava povrchovej siete

Importovaním geometrie do programu AVL Fire sa vytvorí z geometrie tzv. povrchová sieť. Jedná sa o povrch tvorený malými trojuholníkmi, ktoré definujú okrajové podmienky pre následnú tvorbu objemovej siete.

Ďalším krokom bola oprava vzniknutých chýb pri tvorbe povrchovej siete, napríklad prekrytie trojuholníkov, alebo diery v sieti. Použil sa modul v programe AVL Fire M, vďaka ktorému sa opravili chyby vo všetkých variantoch povrchových sietí. Na obrázku č. 29 je uvedený prvý variant opravenej povrchovej siete.

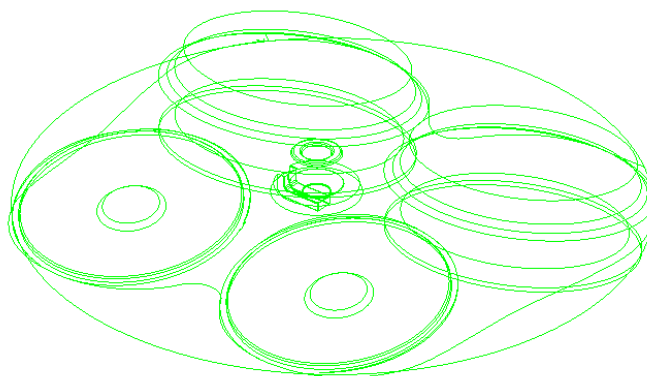


Obr. 29 - Povrchová sieť
v grafickom prostredí
AVL Fire

V prípade prefukovacej simulácie sa piest motora musel z modelu odstrániť. Valec motora sa musel nahradiť predĺženým valcom, ktorého dĺžka ovplyvňuje vlastnosti a presnosť výpočtov. Viacnásobné predĺženie má pozitívny vplyv na konvergenciu výpočtov, naopak na presnosť výpočtov prietokových parametrov má predĺženie valca vplyv negatívny. Z tohto dôvodu sa musí dĺžka valca v modeli vhodne zvoliť. V tomto prípade sa dĺžka valca v modeli zvolila štvornásobná, čiže 170 mm.

5.1.3 Príprava siete hrán geometrie

Ďalšie potrebné definovanie okrajových podmienok pre tvorbu objemovej siete bolo definovanie hrán geometrie. Výberom hrán geometrie, ako sú hrany ventilov, sediel ventilov a spaľovacieho priestoru sa v geometrii vytvorila sieť hrán. Pre názornosť je sieť hrán spaľovacieho priestoru, ventilov a ich sediel uvedená na obrázku č. 30.



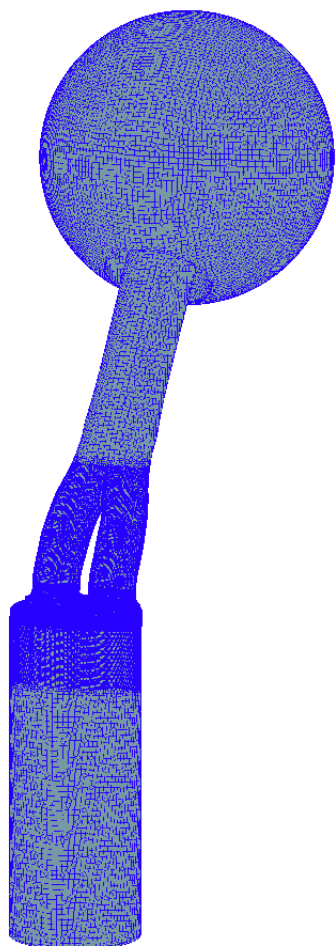
Obr. 30 - Príklad siete hrán v grafickom prostredí AVL Fire

5.1.4 Príprava objemovej siete

Po definovaní potrebných okrajových podmienok sa v programe FAME HEXA, ktorý je súčasťou balíčka programu AVL Fire, vytvorila objemová sieť.

Nastavenie parametrov objemovej siete bolo nutné vhodne zvoliť, pretože musí byť kompromisom medzi presnosťou výpočtu a náročnosťou na výpočtový výkon. Práve kvôli tomu sa nastavenie parametrov siete zvolila z veľkej časti na základe citlivostných analýz v diplomovej práci Ing. Valského. Rozdiel v nastavení bol vo zvolenom rozmere elementu. Keďže geometria uvedená na obrázku č. 29 obsahuje aj tzv. ukládňovaciu nádobu v tvare guľovej plochy, pre túto časť geometrie sa zvolil maximálny rozmer elementu 3 mm z dôvodu snahy redukovať celkový počet elementov siete.

Zjemnenia siete sa následne zvolili tak, aby približne odpovedali nastaveniam rozmerov elementov použitých v práci Ing. Valského. To znamená, že časť sacích kanálov bol tvorený bunkami s maximálnym rozmerom 1,5 mm a viacnásobné zjemnenie siete sa použilo v oblasti sacích ventilov a ich sediel.



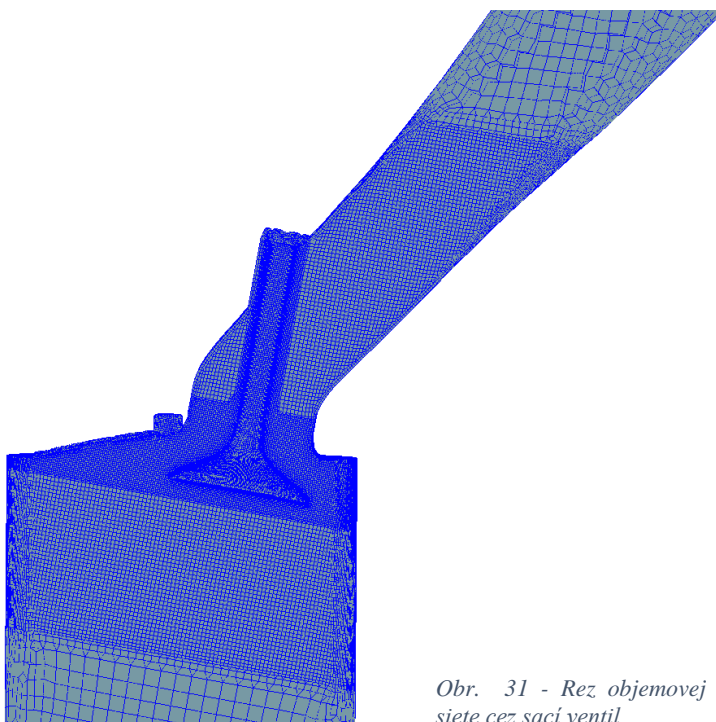
Obr. 32 - Prvý variant objemovej siete

Na obrázku č. 32 je uvedený prvý variant objemovej siete. Nastavenie a výsledné parametre objemovej siete sú uvedené v tabuľke č. 2.

Celkový počet elementov	1 738 001
Počet medzných vrstiev	4
Hrúbka 1 medznej vrstvy [mm]	0,1
Optimalizácia medznej vrstvy	Objemová optimalizácia
Metóda orezania	Štandardná

Tab. č. 2 - Použité nastavenia parametrov objemovej siete

Pre ukážku spomínaného zjemnenia siete okolo ventilov a ich sediel je uvedený rez siete cez sací ventil na obrázku č. 31.



Obr. 31 - Rez objemovej siete cez sací ventil

5.1.5 Nastavenie výpočtu

Počiatočné a okrajové podmienky výpočtu a vlastnosti tekutiny sa museli nastaviť vhodným spôsobom, aby sa výsledky výpočtu dali overiť výsledkami z experimentu. V tabuľke č. 3 sú uvedené všetky nastavenia podmienok, vlastností tekutiny, modelu turbulencie a kritéria konvergencie.

Run mode	Steady	
Module activation	None	
Boundary conditions - Inlet	Total Pressure	100000 Pa
	Temperature	300 K
Boundary conditions - Outlet	Mixed Pressure	95000 Pa
Fluid properties	Air	
Initial conditions	Pressure	100000 Pa
	Density	1.16 kg/m ³
	Temperature	300 K
Active equations	Momentum & Continuity	Yes
	Turbulence	k-zeta-f
	Energy	No
	Two stage pressure correction	No
	Compressibility	Compressible
	Wall Treatment	Hybrid Wall Treatment
	Heat Transfer Wall Model	Standard Wall Function
Underrelaxation factors	Momentum	0.1-0.5
	Pressure	0.01-0.15
	Turb. kin. energy	0.4
	Turb. diss. rate	0.4
	Energy	0.8
	Mass source	1
	Viscosity	1
	Scalar	0.8
Convergence criteria	Max. number of iterations	3000
	Min. number of iterations	3
	Pressure	0.0001
	Momentum	0.0001
	Turb. kin. energy	0.0001

Tab. č. 3 - Nastavenie statickej simulácie

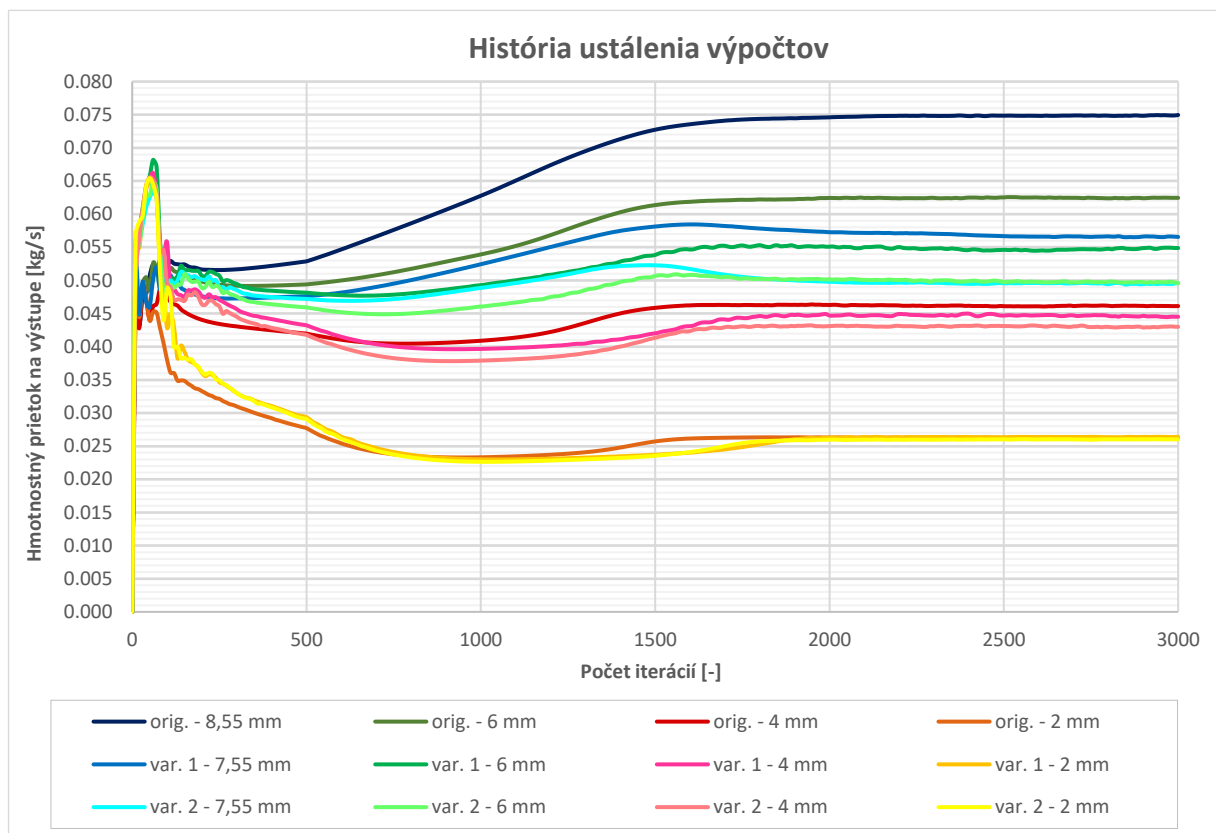
Nastavenia sa pre jednotlivé varianty môžu líšiť, avšak určité nastavenia musia byť rovnaké aby bola možnosť ich medzi sebou porovnať. Tieto nastavenia sa týkajú hlavne tlakového spádu, vlastností tekutiny a modelu turbulencie.

5.2 Výsledky statickej simulácie

Z výsledkov statickej simulácie bola snaha zistiť čo najviac potrebných informácií. V prvom rade išlo o analýzu funkčnosti a účinkov použitých vložiek na iniciáciu vírových útvarov vo valci motora pri sacom zdvihu. Taktiež bolo potrebné stanoviť prietokové parametre pre následnú analýzu v programe GT-Power.

5.2.1 Ustálenie výpočtov

Konvergenciu výpočtov bolo nutné dosiahnuť vhodným nastavením simulácie.



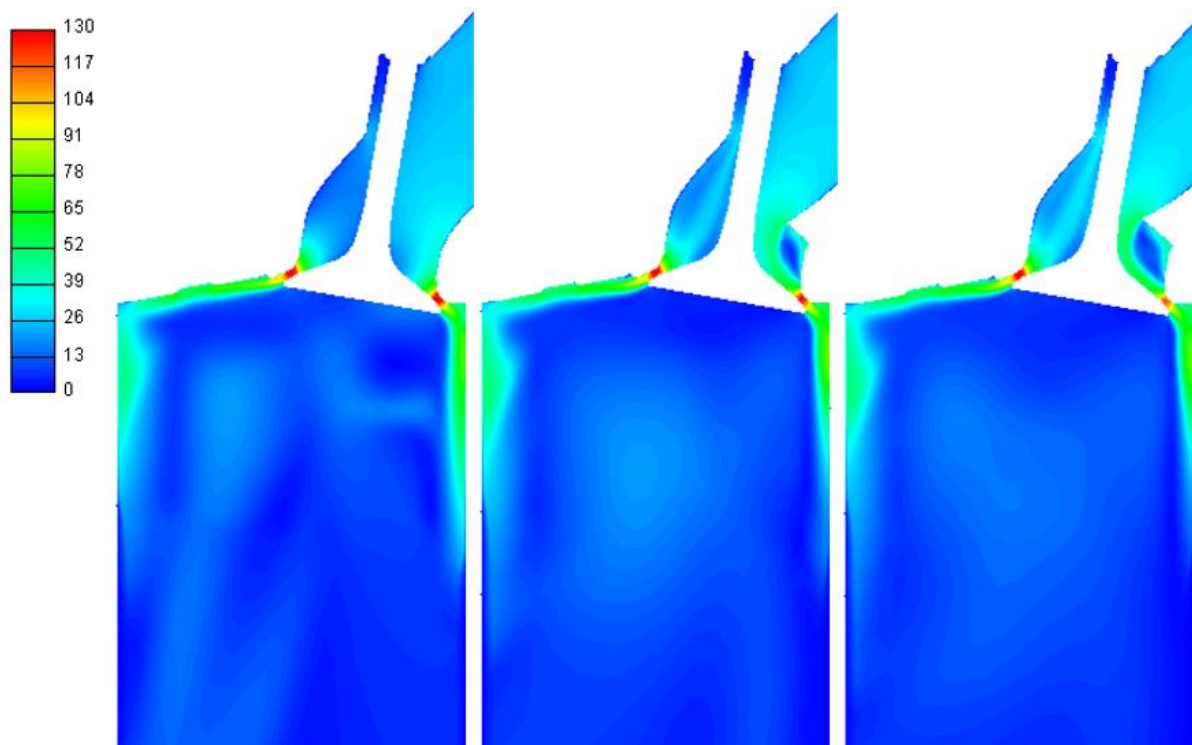
Obr. 33 - História ustálenia výpočtov jednotlivých variantov

Z grafu na obrázku č. 33 je zrejmé, že každý výpočet skonvergoval k určitej hodnote hmotnostného prietoku, pričom rozptýlenie hodnôt v počiatočných iteráciách značne ovplyvňovali nastavené podrelaxačné faktory.

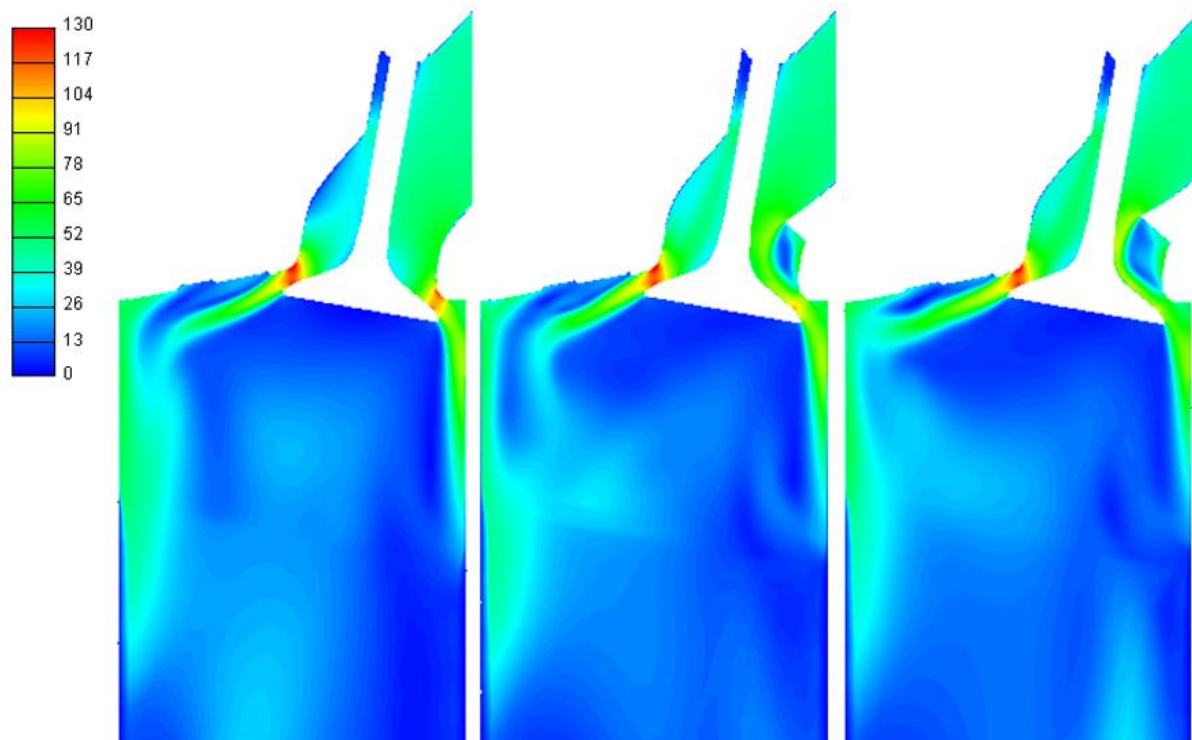
5.2.2 Rýchlostné pole

Pre vyhodnotenie účinkov jednotlivých vložiek sacích kanálov sa zvolilo rýchlostné pole v jednotkách m/s v reze cez sací ventil, rovinou kolmou ku vstupu do kanálov. Pre lepšiu možnosť porovnania jednotlivých variant medzi sebou pre rovnaké zdvihy ventilov sú

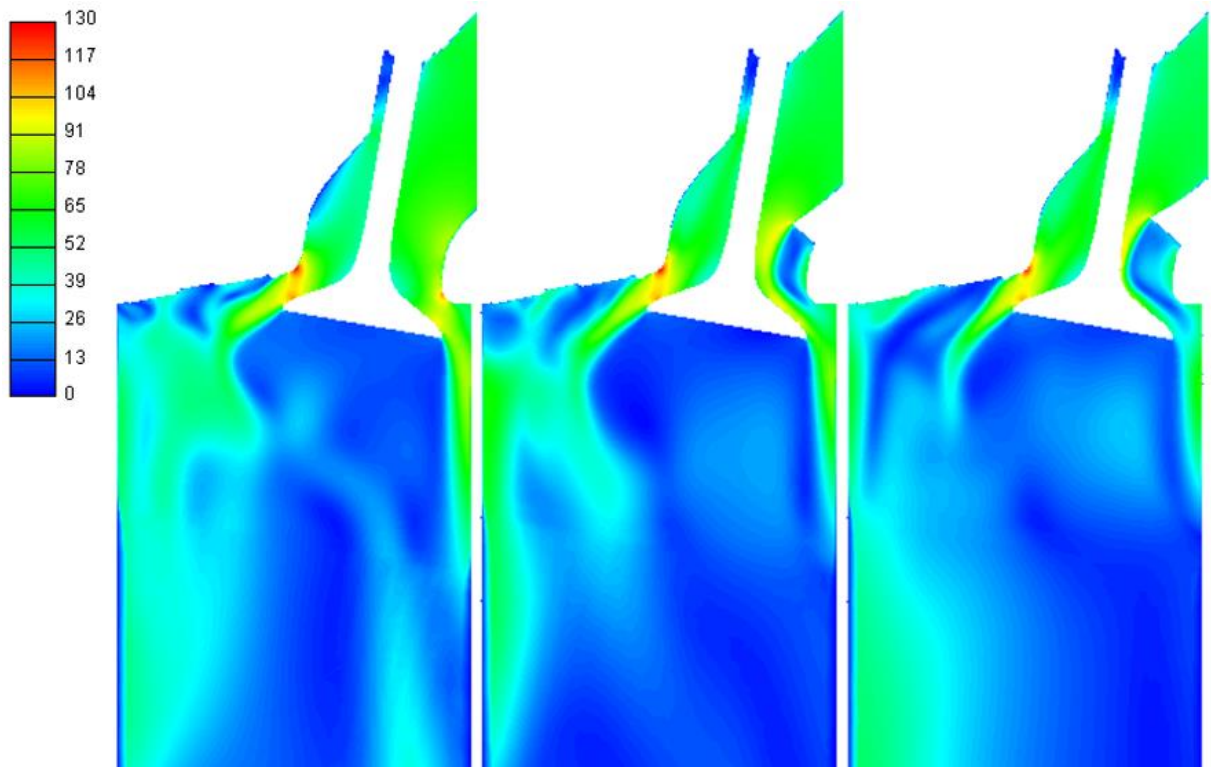
rýchlostné polia na nasledujúcich obrázkoch umiestnené vedľa seba. Vľavo je uvedený originálny kanál a smerom doprava nasleduje variant v1 a variant v2. Pre lepšiu prehľadnosť sa dĺžka valca v rezoch skrátila na polovicu, pričom úplné verzie sú uvedené v prílohe č. 2.



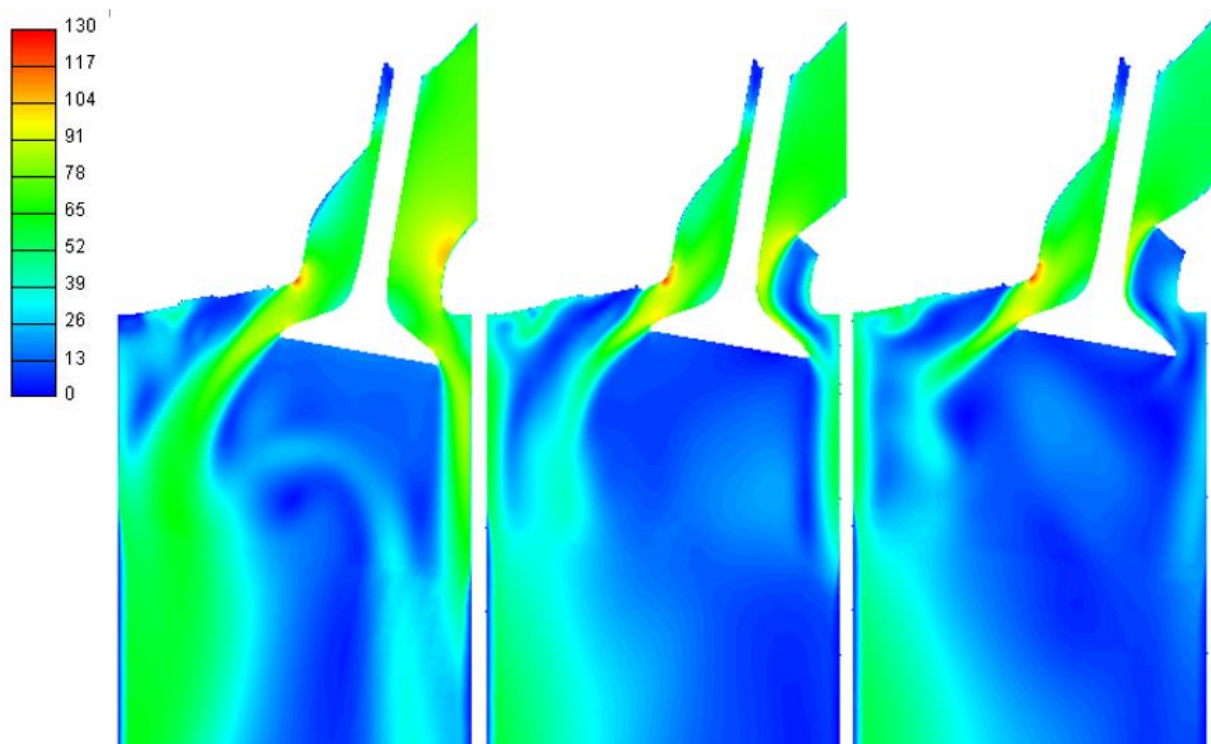
Obr. 34 - Porovnanie variantov so zdvihom sacích ventilov 2 mm; zľava originálny kanál, variant v1, variant v2 [m/s]



Obr. 35 - Porovnanie variantov so zdvihom sacích ventilov 4 mm; zľava originálny kanál, variant v1, variant v2 [m/s]



Obr. 36 - Porovnanie variantov so zdvihom sacích ventilov 6 mm; zľava originálny kanál, variant v1, variant v2 [m/s]



Obr. 37 – Porovnanie variantov s maximálnym zdvihom sacích ventilov; zľava originálny kanál, variant v1, variant v2 [m/s]

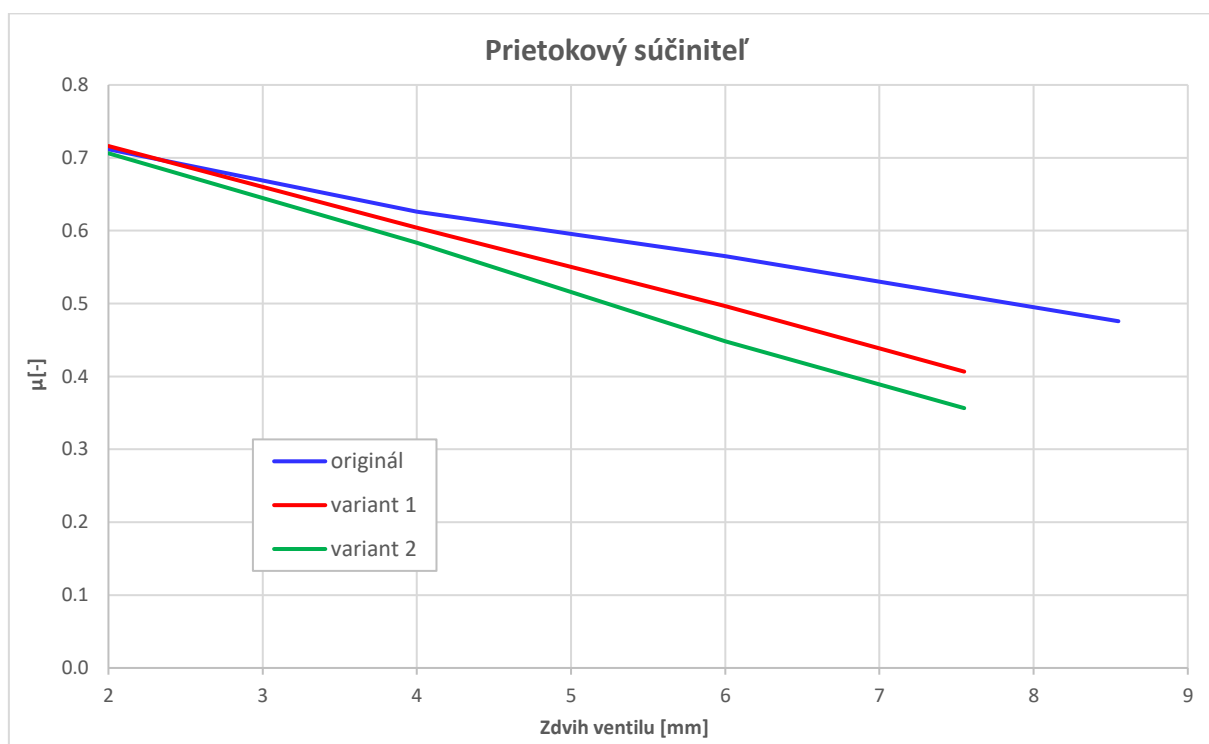
Z obrázkov č. 34 až 37 je zrejmé, že účinok vložiek sa prejavuje redukovaním rýchlosti tekutiny na časti obvodu sedla ventilov bližšie k stenám valca. Tento dej vedie k zvýšeniu rozdielov rýchlostí tekutiny pozdĺž obvodu ventilových sediel a tým k zvýšeniu podpory iniciácie víru. Taktiež je viditeľná závislosť spomínaných účinkov na zdvihu sacieho ventilu. Pre malé zdvihy

sa účinok takmer neprejavuje, avšak pre vyššie zdvihy ventilu je účinok vložiek naopak výrazný.

Vírové útvary sa však priamo v tejto simulácii nevytvoria, pretože tekutina po vstupe do valca pokračuje k výstupnej ploche na spodnej časti valca a neodrazí sa od plochy piestu, ako v prípade reálneho motora. Z tohto dôvodu bude neskôr vykonaná dynamická simulácia, v ktorej bude prítomný aj piest vo valci.

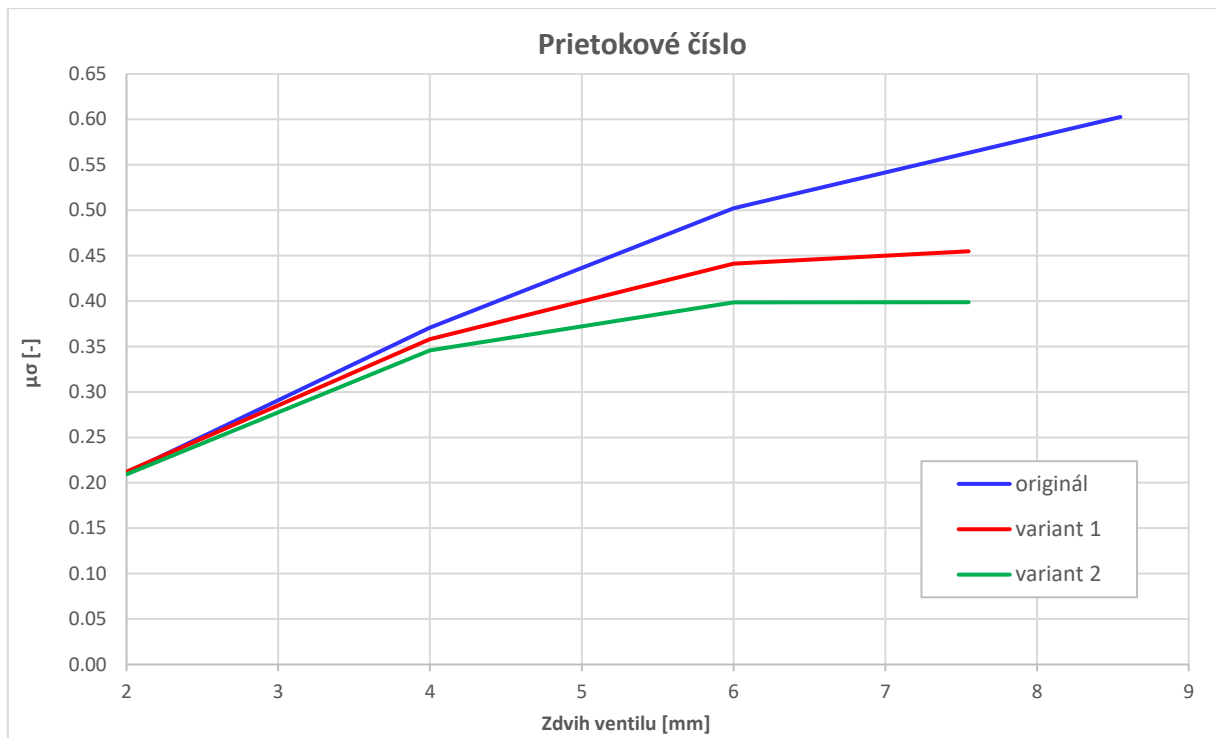
5.2.3 Výpočet prietokových parametrov

Ďalšou formou výsledkov statických simulácií je výpočet prietokových parametrov definovaných v kapitole 2.8.1. Po ich výpočte boli k dispozícii prietokové parametre optimalizovaných variantov sacích kanálov k výpočtom v kapitole 6, ktoré v analýze v kapitole 4.1 neboli definované. Výsledky výpočtov prietokových súčiniteľov všetkých variant sacích kanálov z výsledkov statických simulácií 3D CFD v závislosti na zdvihu ventilu sú uvedené na obrázku č. 38.



Obr. 38 - Prietokové súčinitele jednotlivých variantov sacích kanálov vypočítané zo výsledkov statických CFD simulácií v závislosti na zdvihu ventilu

Keďže sa v modeli motora v programe GT-Power definuje prietokové číslo kanálov, bolo potrebné stanoviť aj tento parameter. Výsledky výpočtu prietokového čísla jednotlivých variantov z výsledkov statických simulácií 3D CFD v závislosti na zdvihu ventilu, ktoré boli dosadené do modelu motora v GT-Power sú uvedené na obrázku č. 39.



Obr. 39 - Prietokové čísla jednotlivých variantov sacích kanálov vypočítané z výsledkov statických CFD simulácií v závislosti na zdvihu ventilu

Z grafu na obrázku č. 39 je zrejmé, že varianty kanálov v1 a v2 majú nižšie prietokové čísla vo vyšších zdvihoch ventilov ako originálny kanál. Táto skutočnosť je viditeľná aj vo výsledkoch statickej 3D CFD simulácie, v ktorých sa to prejavuje redukovaním rýchlosti tekutiny vo vyšších zdvihoch ventilov na obvode sediel bližšie k stene valca.

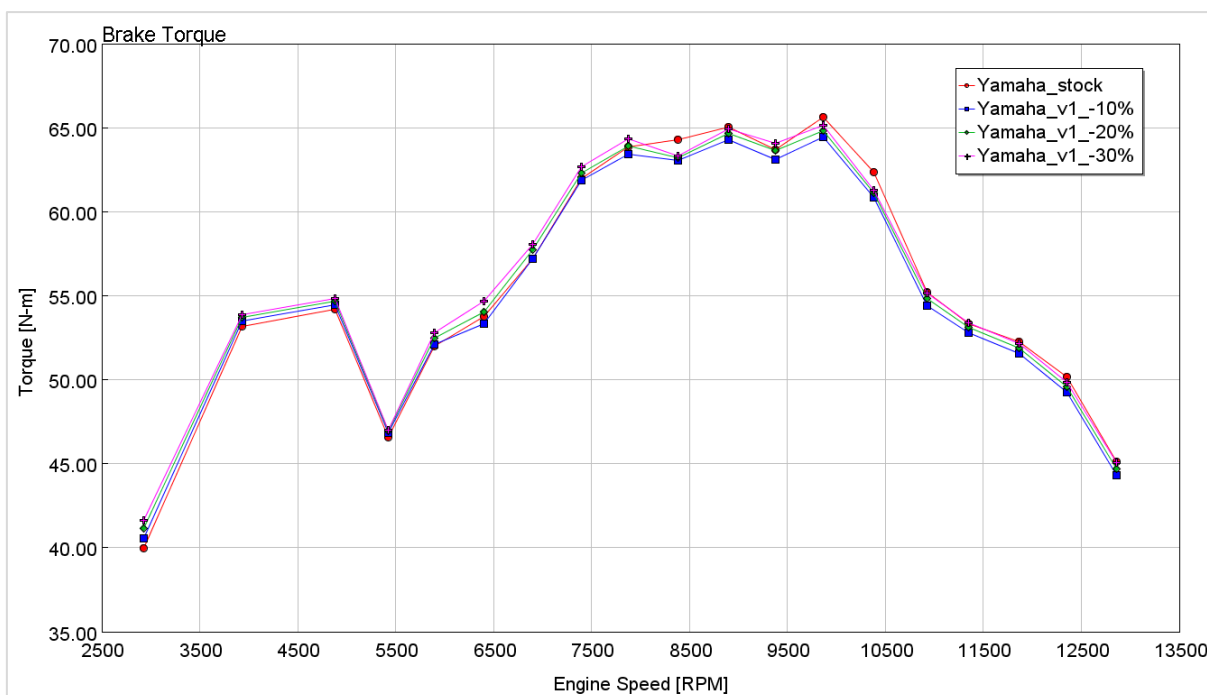
Nižšie prietokové čísla kanálov sa prejavujú na motore zníženou mierou naplnenia valca čerstvou zmesou a majú negatívny vplyv na výkonové parametre motora. Vyšším škrtením prúdu tekutiny taktiež spôsobujú vyššie čerpacie straty motora pri výmene náplne valca.

6. Upresnená analýza v programe GT-Power

Po výpočte prietokových čísel bol k dispozícii ďalší parameter, vďaka ktorému sa analýza v programe GT-Power v kapitole 4.1 dala upresniť. Spomínaný negatívny vplyv nižších prietokových čísel na výkonové parametre motora bude samozrejme pôsobiť proti pozitívnemu vplyvu zrýchlenia horenia. Rozdiel týchto protichodných parametrov bolo preto nutné vyčíslit' vo forme výsledných parametrov motora.

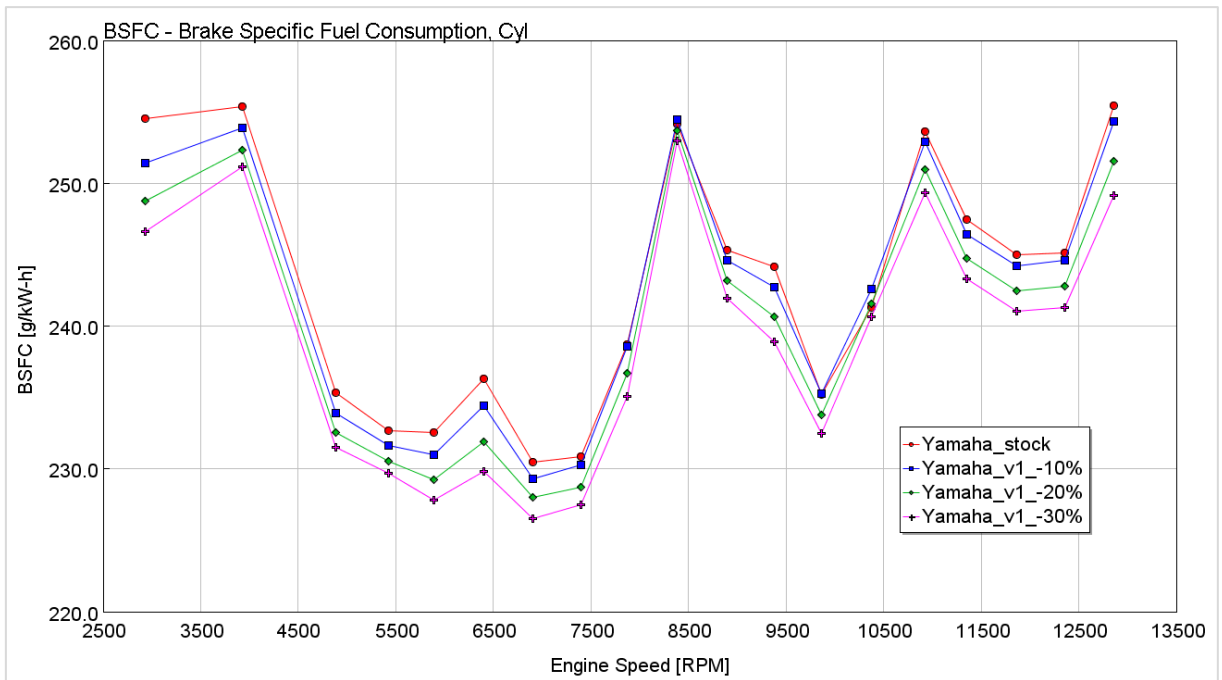
6.1 Výsledky upresnenej analýzy v programe GT-Power

Po dosadení prietokových čísel jednotlivých variant sacích kanálov do modelu a skracovaním doby horenia 10-90% v modeli motora sa dospelo k výsledkom uvedených v grafoch na obrázkoch 40 až 43.



Obr. 40 - Vplyv zmeny doby horenia na krútiaci moment motora v závislosti na otáčkach pre variant v1 sacích kanálov v porovnaní s pôvodným priebehom krútiaceho momentu

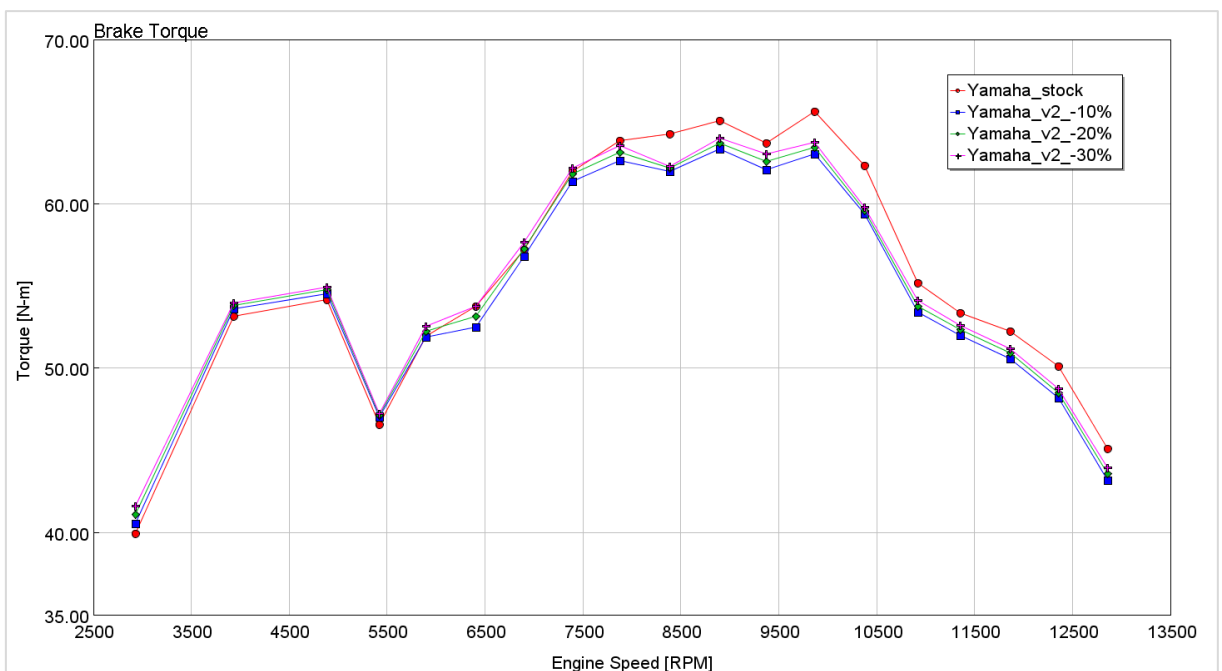
Z grafu na obrázku č. 40 je zrejmé, že v niektorých otáčkach motora prevláda pozitívny vplyv skrátenia doby horenia nad negatívnym vplyvom zhoršenia naplnenia valca a to tým, že je krútiaci moment vyšší ako pôvodný. Okrem krútiaceho momentu sa hodnotila aj merná spotreba paliva v závislosti na otáčkach motora, ktorá je uvedená v grafe na obrázku č. 41. V grafe je vidno, že merná spotreba paliva sa zníži takmer v celom otáčkovom spektre motora už pri malej miere zníženi doby horenia.



Obr. 41 - Vplyv zmeny doby horenia na mernú spotrebu paliva motora v závislosti na otáčkach pre variant v1 sacích kanálov v porovnaní s pôvodným priebehom mernej spotreby paliva

Variant v1 sacích kanálov sa teda dá zhodnotiť ako vhodný, pretože dosiahnutie pôvodného krútiaceho momentu motora je možné, pričom by sa merná spotreba paliva mala znížiť.

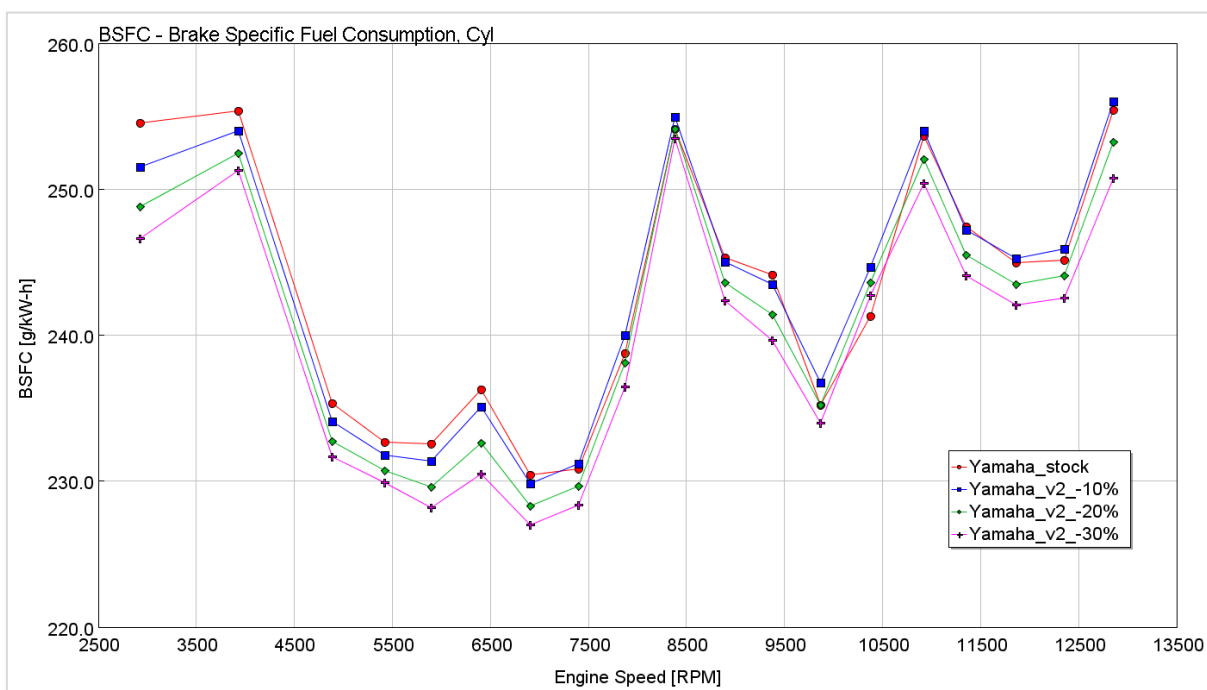
Variant v2 sacích kanálov sa taktiež hodnotil podobným spôsobom. V grafe na obrázku č. 42 je uvedený priebeh krútiaceho momentu motora s pôvodnými a optimalizovanými kanálmi variantu v2 s určitým skrátením doby horenia.



Obr. 42 - Vplyv zmeny doby horenia na krútiaci moment motora v závislosti na otáčkach pre variant v2 sacích kanálov v porovnaní s pôvodným priebehom krútiaceho momentu

V grafe na obrázku č. 42 je vidno, že ani po relatívne vysokej miere skrátenia doby horenia sa krútiaci moment motora nevyrovná krútiacemu momentu pôvodného motora. To znamená, že negatívny vplyv zhoršenia naplnenia valca čerstvou zmesou, spôsobené vyššími stratami v sacích kanáloch, prevláda nad pozitívnym vplyvom zrýchlenia doby horenia zmesi vo valci.

Merná spotreba paliva v závislosti na otáčkach motora je uvedená v grafe na obrázku č. 43. Z porovnania mernej spotreby paliva motora so sacími kanálmi variantu v1 a v2 je viditeľné, že v prípade sacích kanálov variantu v2 nedošlo k zníženiu mernej spotreby paliva v takej miere ako v prípade variantu v1.



Obr. 43 - Vplyv zmeny doby horenia na mernú spotrebu paliva motora v závislosti na otáčkach pre variant v2 sacích kanálov v porovnaní s pôvodným priebehom mernej spotreby paliva

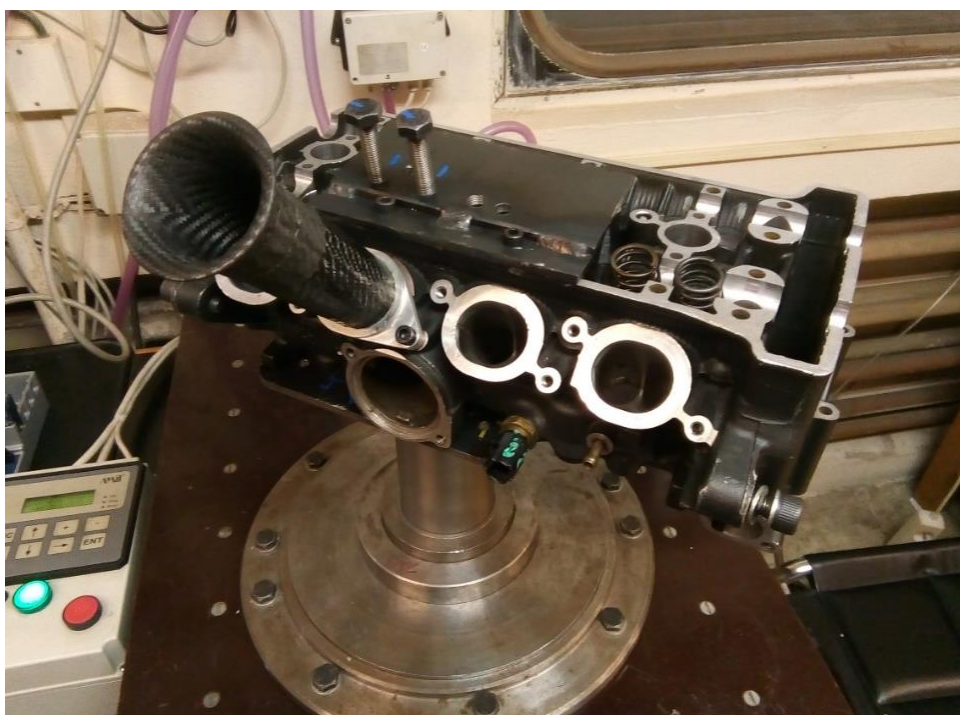
Z týchto skutočností sa dá usúdiť, že variant v2 sacích kanálov motora Yamaha YZF-R6 je nevhodný. Z tohto dôvodu sa vyrobili v plnom počte do všetkých sacích kanálov motora iba vložky variantu v1.

7. Experimentálna prefukovacia skúška

Keďže určité parametre výpočtov v softvéroch CFD sú nastavené podľa určitých experimentov, bolo vhodné výsledky z kapitoly 5.2 nejakým spôsobom overiť. Najvhodnejší spôsob na overenie statických simulácií 3D CFD je statická prefukovacia skúška. Jedná sa o experimentálne zistenie prietokových vlastností sacích kanálov na základe meraní vhodných parametrov pri experimente.

7.1 Príprava experimentu

Pre vykonanie experimentu bolo nutné zostaviť vhodnú aparatúru, ktorá by mala byť približne totožná s rozmermi geometrie v 3D CFD výpočtoch. Na obrázku č. 44 je uvedená hlava valca motora nainštalovaná na prefukovacom skúšobnom zariadení. Na hlave valca boli namontované nastavovacie skrutky pre nastavenie zdvihu ventilov a na príruby sacích kanálov bol namontovaný nátrubok, ktorý bol vhodne zatesnený.

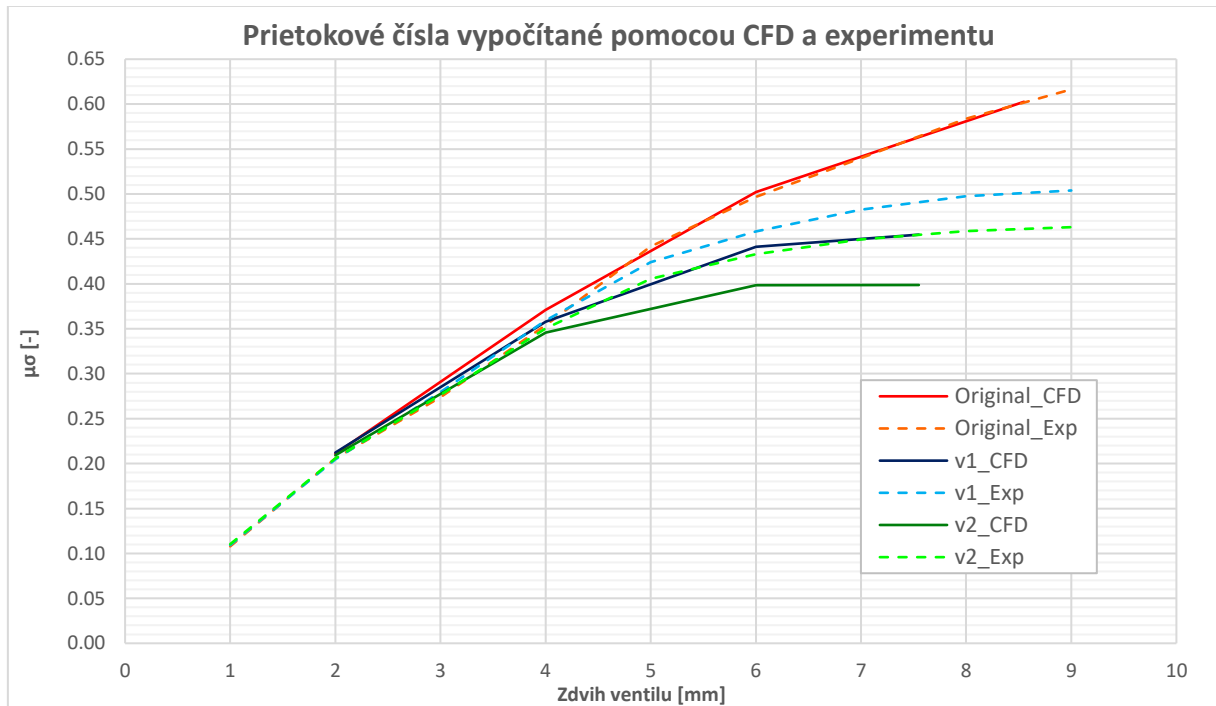


Obr. 44 - Hlava valca motora nainštalovaná na prefukovacom skúšobnom stave

Pred experimentom bolo nutné odskúšať tesnosť aparatúry, ktorá ovplyvňuje presnosť merania. Skúška tesnosti sa vykonala meraním hmotnostného prietoku so zavretými sacími ventilmi. Pri tejto skúške sa namerá nulový hmotnostný prietok, čiže bola aparatúra vhodne zatesnená. Meracie zariadenia použité pri experimente boli všetky nakalibrované.

7.2 Výsledky experimentu

Namerané hodnoty sú uvedené v prílohe č. 3. Z nameraných hodnôt sa vyhodnotili prietokové čísla z dôvodu následného porovnania s vypočítanými hodnotami z výsledkov statických simulácií 3D CFD. Porovnanie hodnôt je uvedené v grafe na obrázku č. 45.



Obr. 45 - Porovnanie prietokových čísel vypočítaných pomocou CFD a experimentu v závislosti na zdvihu ventilu

Z porovnania hodnôt v grafe na obrázku č. 45 je zrejmé, že 3D geometria sacích kanálov, ktorá bola použitá pre výpočty sa celkom zhoduje s reálnou geometriou sacích kanálov motora. Krivky hodnôt prietokového čísla pôvodných sacích kanálov z výsledkov statických simulácií 3D CFD a z experimentu sa totiž z pomerne veľkej časti zhodujú.

Zhoda ale neplatí pre ostatné varianty sacích kanálov. Krivky pre variant v1 a v2 sa v malých zdvihoch ventilu ešte takmer zhodujú, avšak pri vyšších zdvihoch je vidieť, že prietokové čísla oboch variant sú podľa výpočtov 3D CFD nižšie ako v reálnom experimente. Táto nezhoda mohla byť spôsobená viacerými dejmi a ich kombináciami a preto je presný dôvod nezahody náročné vysvetliť. Predpokladá sa, že sa nezhoda stala z dôvodu odtrhnutia prúdu vzduchu, keďže k výraznému odtrhnutiu prúdu vzduchu dochádza iba v sacích kanáloch opatrených vložkami. Následným nesprávnym výpočtom vrátenia prúdu vzduchu k povrchu sacieho ventilu mohol byť znížený efektívny prierez kanálu a preto mohlo dôjsť vyšším stratám a k redukovaniu hmotnostného toku vzduchu cez sacie kanály. Výsledky simulácií v kapitole 6 môžu preto byť pesimistické.

8. Dynamická simulácia

Po skúmaní účinkov vložiek sacích kanálov na iniciáciu víru typu tumble v statických simuláciách 3D CFD, bolo vhodné simulovať aj priame vytvorenie tohto víru, životnosť po kompresii a taktiež jeho vplyv na následné horenie zmesi vo valci. K tomuto účelu bola použitá tzv. dynamická simulácia 3D CFD, ktorá je síce náročnejšia na výpočet ako statická simulácia, ale dokáže vhodným nastavením zachytiť všetky vymenované deje a parametre vírových útvarov vo valci spaľovacieho motora.

8.1 Príprava dynamickej simulácie

Keďže sa dynamická simulácia používa na simuláciu pracovných cyklov motora, v ktorých sa pohybuje piest, sacie a výfukové ventily, bolo nutné vytvoriť pohyblivú sieť z 3D geometrie. Postup tvorby tejto siete sa skladá z viacerých krokov, ktoré sú popísané v tejto kapitole.

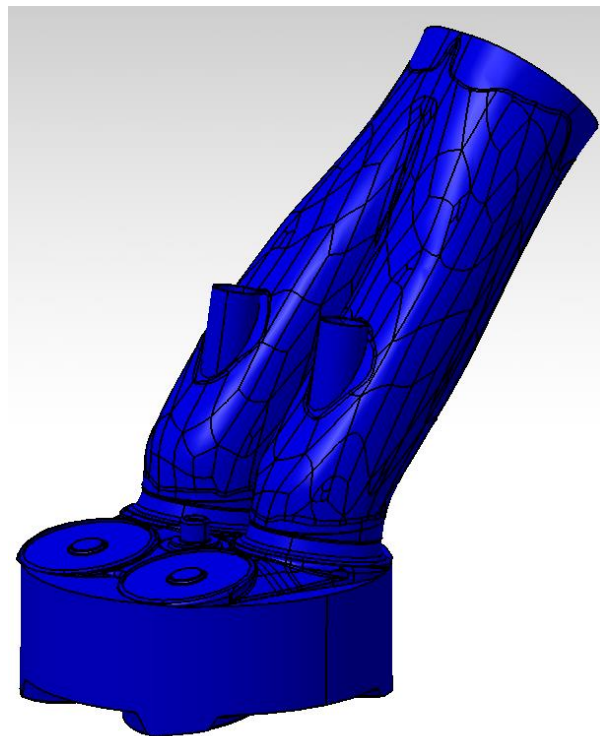
Pohyblivá sieť dynamických simulácií pozostáva z viacerých sad 3D modelov, pričom 1 sada musí obsahovať prvky geometrie, ktoré sú prítomné v určitom pracovnom cykle motora. To znamená, že pri sacom zdvihu pri zavretých výfukových ventiloch obsahuje 3D model všetky prvky okrem výfukových kanálov, naopak pri výfukovom zdvihu so zavretými sacími ventilmi obsahuje 3D model všetky prvky okrem sacích kanálov. V režime prekrytia ventilov, keď sú otvorené všetky ventily, musí 3D model obsahovať všetky prvky, avšak pri kompresnom zdvihu keď sú zavreté všetky ventily, stačí keď 3D model obsahuje všetky prvky okrem sacích a výfukových kanálov.

8.1.1 Príprava 3D geometrie

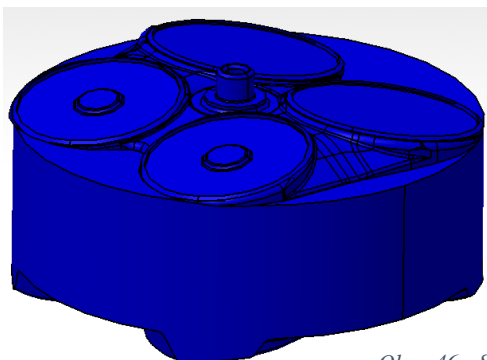
Keďže pre analýzu tvorby, životnosti a vplyvu vírových útvarov na horenie zmesi vo valci bolo potrebné simulovať sací a kompresný zdvih, resp. v prípade simulácie so spaľovaním sací, kompresný a časť expanzného zdvihu, model výfukových kanálov nebol potrebný. Z dôvodu tohto zjednodušenia sa zanedbal režim prekrytia ventilov, čiže bolo potrebné pripraviť iba 2 sady geometrie pre každý variant sacích kanálov.

Geometria pozostávala z vnútorných plôch vymodelovanej geometrie v kapitole 4.2, podobne ako u geometrie použitej v statických simuláciách CFD. Do tejto geometrie však nepatrila ukľudňovacia nádoba z dôvodu iného nastavenia simulácie, ktorej bude venovaná kapitola 8.2. Do geometrie naopak patril piest, ktorého pozíciu bolo vhodné zvoliť totožnú v každej sade.

Prvá sada geometrie s pôvodnými sacími kanálmi, obsahujúca všetky prvky okrem výfukových kanálov, je uvedená na obrázku č. 47. Táto sada geometrie sa musela vytvoriť pre každý variant sacích kanálov, pričom druhá sada geometrie pre kompresný zdvih uvedená na obrázku č. 46 sa dala použiť pre každý variant, keďže neobsahuje sacie kanály.



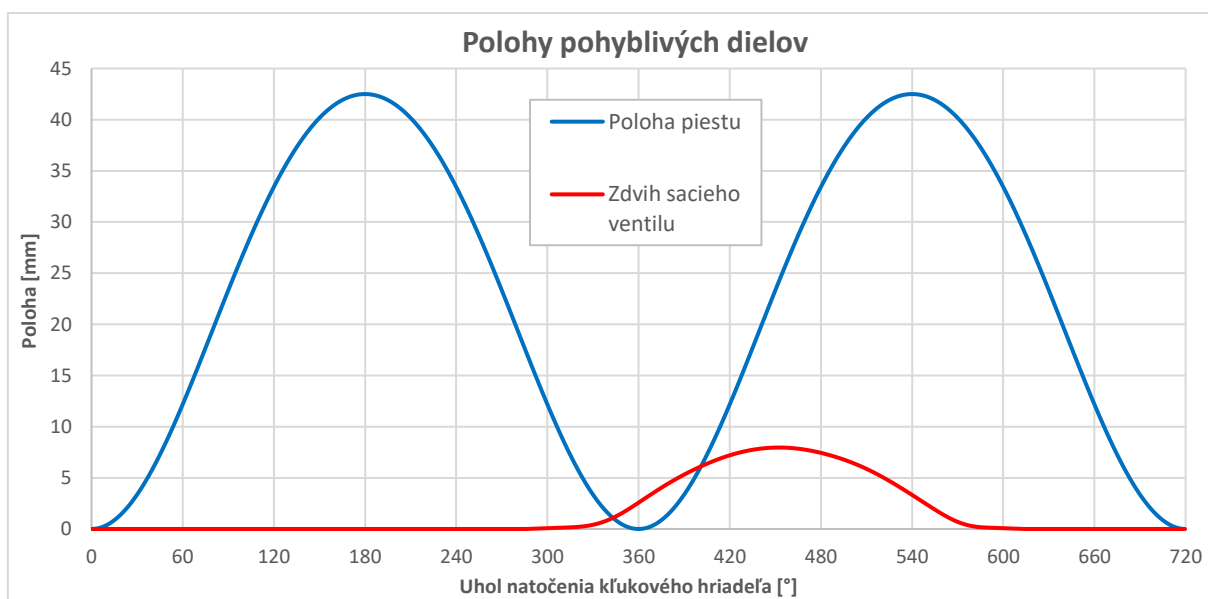
Obr. 47 - Sada geometrie použitá pre simuláciu sacieho zdvihu



Obr. 46 - Sada geometrie použitá pre simuláciu kompresného a expanzného zdvihu

V postupe definovania pohybu geometrie bolo nutné stanoviť aj určité smery pohybu jednotlivých dielov geometrie. Tieto smery sa jednoducho definovali vektormi v použitom súradnicovom systéme geometrie, ktorý musel byť z tohto dôvodu totožný pre všetky sady.

Pre správne časovanie pohybov jednotlivých častí geometrie sa museli stanoviť príslušné zdvihové krivky. Zdvihové krivky uvedené na obrázku č. 48 sa získali z modelu motora v programe GT-Power, v ktorom ich presne definovali predchádzajúci kolegovia z tímu.

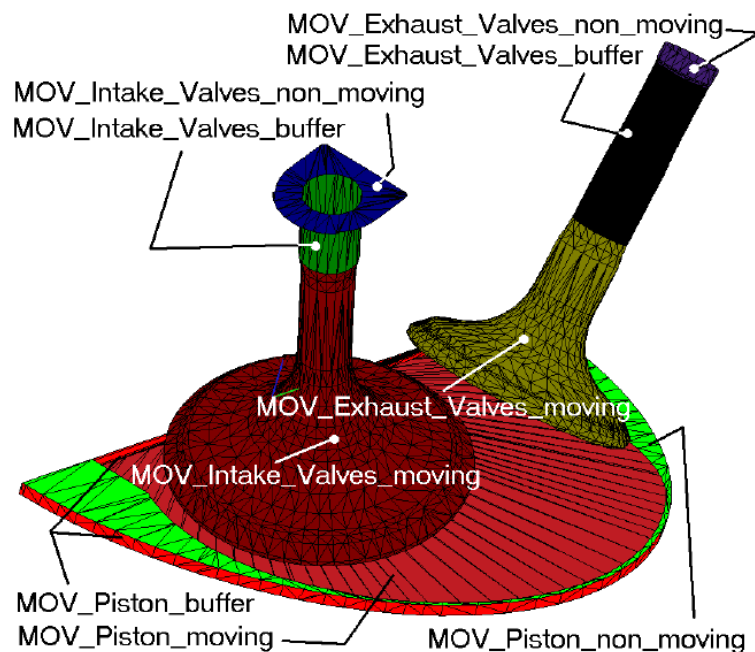


Obr. 48 - Polohy jednotlivých dielov v závislosti na uhlu natočenia kľukového hriadeľa motora

8.1.2 Príprava siete pre dynamickú simuláciu

Podobne ako u statickej simulácie, aj pre dynamickú simuláciu sa museli vytvoriť z 3D modelov povrchové a hranové siete. Po opravení chýb týchto sietí nasledovalo definovanie určitých dielov geometrie výberom príslušných plôch a pomenovaním podľa predpisov softvéru.

Pri pomenovaní dielov sa museli rozlišovať viaceré typy tzv. Selections. Pohyblivé diely geometrie sa pomenovali predponou MOV_, pričom pozostávali z pohyblivých (moving), nepohyblivých (non_moving) a tzv. buffer častí. Príklad s vyznačením týchto častí pohyblivých dielov geometrie je uvedený na obrázku č. 49.



Obr. 49 - Rozdelenie pohyblivých dielov geometrie podľa predpisov AVL Fire [14]

Ďalšie typy Selections sa definovali pod názvom REF_, BND_ a v_INI_. Selections s predponou REF_ sa použili pre jednoduchšiu definíciu miest zjemnenia siete, s predponou BND_ pre definovanie určitých okrajových podmienok a s predponou v_INI pre definovanie počiatočných podmienok a lepšiu orientáciu vo výsledkoch výpočtu.

Pre prípravu pohyblivej siete sa použil modul programu AVL Fire pod názvom FameEnginePlus. Podľa doporučení manuálu softvéru bolo nutné vhodne zvoliť medze zmeny sad sietí. Pri otváraní a zavieraní ventilov totiž dochádza k nadmernej deformácii elementov, prípadne by sa museli použiť príliš malé elementy v medzere medzi ventilom a sedlom. Z tohto dôvodu sa odporúča v rozmedzí zdvihu ventilov 0 mm až 0,25 mm jednoducho považovať

ventily za zavreté. Tento predpoklad je samozrejme zdrojom chýb a nepresností výpočtu a musia sa v niektorých prípadoch tieto chyby určitým spôsobom kompenzovať.

V prípade použitej geometrie boli zvolené okamžiky zmeny sad pri uhlu natočenia kľukového hriadeľa 323,3° a 580,8°, ktoré odpovedajú zdvihom sacích ventilov približne 0,25 mm. K prepočtu polohy dielov zo zdvihových kriviek na uhol natočenia kľukového hriadeľa bolo nutné zadať do softvéru vzdialenosť osí ojnice, ktorá je pre použitý motor 110 mm.

Pre samotné vytvorenie pohyblivej siete sa pre každý variant vložili sady povrchových a hranových sietí a zvolili sa parametre sieťovacích intervalov. Tieto parametre pozostávali z maximálneho kroku vytvorenia siete, ktoré sa zvolilo 10° a z maximálneho pohybu siete, ktoré sa zvolilo 5° natočenia kľukového hriadeľa. Pri voľbe príliš veľkého kroku pohybu siete by mohlo totiž dôjsť k nadmerným deformáciám elementov siete z dôvodu ich naťahovania a stláčania a došlo by k vytvoreniu negatívnych objemov. Po vytvorení sietí sa počet negatívnych objemov kontroloval pomocou nástroja v module programu, pretože siete žiadne negatívne objemy nesmeli obsahovať.

Pri vytvorení prvého variantu siete sa zistilo, že sa musí geometria zjednodušiť práve z dôvodu nadmerných deformácií elementov hlavne v blízkosti detailnej zapaľovacej sviečky. Problém spôsoboval príliš jemné kroky vytvorenia a pohybu siete a následne aj problémy s konvergenciou výpočtu. Tento problém sa jednoducho odstránil nahradením geometrie sviečky jednoduchou plochou.

Variety sietí sa vytvorili s dvoma rozdielnymi nastaveniami maximálnych rozmerov elementu z dôvodu simulácie s dvoma rozdielnymi modelmi turbulencie RANS a LES. Veľkosti maximálneho rozmeru elementov pre príslušný model turbulencie sú uvedené v tabuľke č. 4.

Typ modelu turbulencie	Maximálny rozmer elementu
RANS (k-zeta-f)	1,5 až 0,2 mm
LES (LES-CSM)	1,0 až 0,1 mm

Tab. č. 4 - Maximálny rozmer elementu sietí pre príslušné modely turbulencie

Zjemnenia siete sa nastavili hlavne v oblastiach ventilov, sediel a v okolí hrán vložiek kanálov pre lepšie zachytenie vírových štruktúr.

Všetky siete boli vytvorené od otvorenia sacích ventilov t. j. 323,3° po koniec kompresie t. j. 720°, okrem sietí pre simulácie so spaľovaním, ktoré boli predĺžené do 800° uhlu natočenia kľukového hriadeľa.

8.2 Nastavenie dynamických simulácií

Z dôvodu prítomnosti restriktora v sacom potrubí sa simulácie museli vhodne nastaviť. Zvolilo sa nastavenie pomocou definovania hmotnostného prietoku cez vstupnú plochu sacích kanálov v závislosti na uhlu natočenia kľukového hriadeľa. Pre každý variant sa použili príslušné okrajové podmienky z modelov motora v GT-Power použité pre analýzu v kapitole 6.

Počiatkové podmienky simulácií sa nastavili tiež podľa týchto modelov motora. Jednalo sa o hodnoty tlaku a teploty v určitých miestach geometrie a vlastnosti tekutiny. Niektoré nastavené parametre pre simuláciu RANS pôvodných sacích kanálov sú uvedené v tab. č. 5.

Run mode	Crank-Angle	
	Delta_alpha	0.5 deg
	Start angle	323.3 deg
	End angle	720 deg
	Engine speed	8000 1/min
Module activation	None	
Boundary conditions - Inlet	Mass flow	Imported table
	Temperature	300 K
Fluid properties	Air	
Initial conditions – INI_IN_Ports	Pressure	104800 Pa
	Density	1.19 kg/m ³
	Temperature	305 K
Initial conditions – INI_Cylinder	Pressure	75300 Pa
	Density	0.31 kg/m ³
	Temperature	825 K
Active equations	Momentum & Continuity	Yes
	Turbulence	k-zeta-f
	Energy	Yes
	Two stage pressure correction	No
	Compressibility	Compressible
	Wall Treatment	Hybrid Wall Treatment
	Heat Transfer Wall Model	Standard Wall Function
Underrelaxation factors	Momentum	0.4-0.6
	Pressure	0.1
	Turb. kin. energy	0.4
	Turb. diss. rate	0.05-0.4
	Energy	0.8
	Mass source	1
	Viscosity	1
	Scalar	0.8

Convergence criteria	Max. number of iterations	100
	Min. number of iterations	3
	Pressure	0.0035
	Momentum	0.01
	Energy	0.01

Tab. č. 5 - Nastavenie parametrov pre simuláciu pôvodných sacích kanálov s modelom turbulencie RANS

Nastavený parameter otáčok motora vyplýva z histogramu závodov FS uvedený v prílohe č. 4, v ktorom je zrejmé, že sú to približne najpoužívanéjšie otáčky motora počas závodu. Simulácia sa vykonala pre všetky varianty sacích kanálov so spomínanými dvoma modelmi turbulencie.

8.3 Výsledky dynamickej simulácie

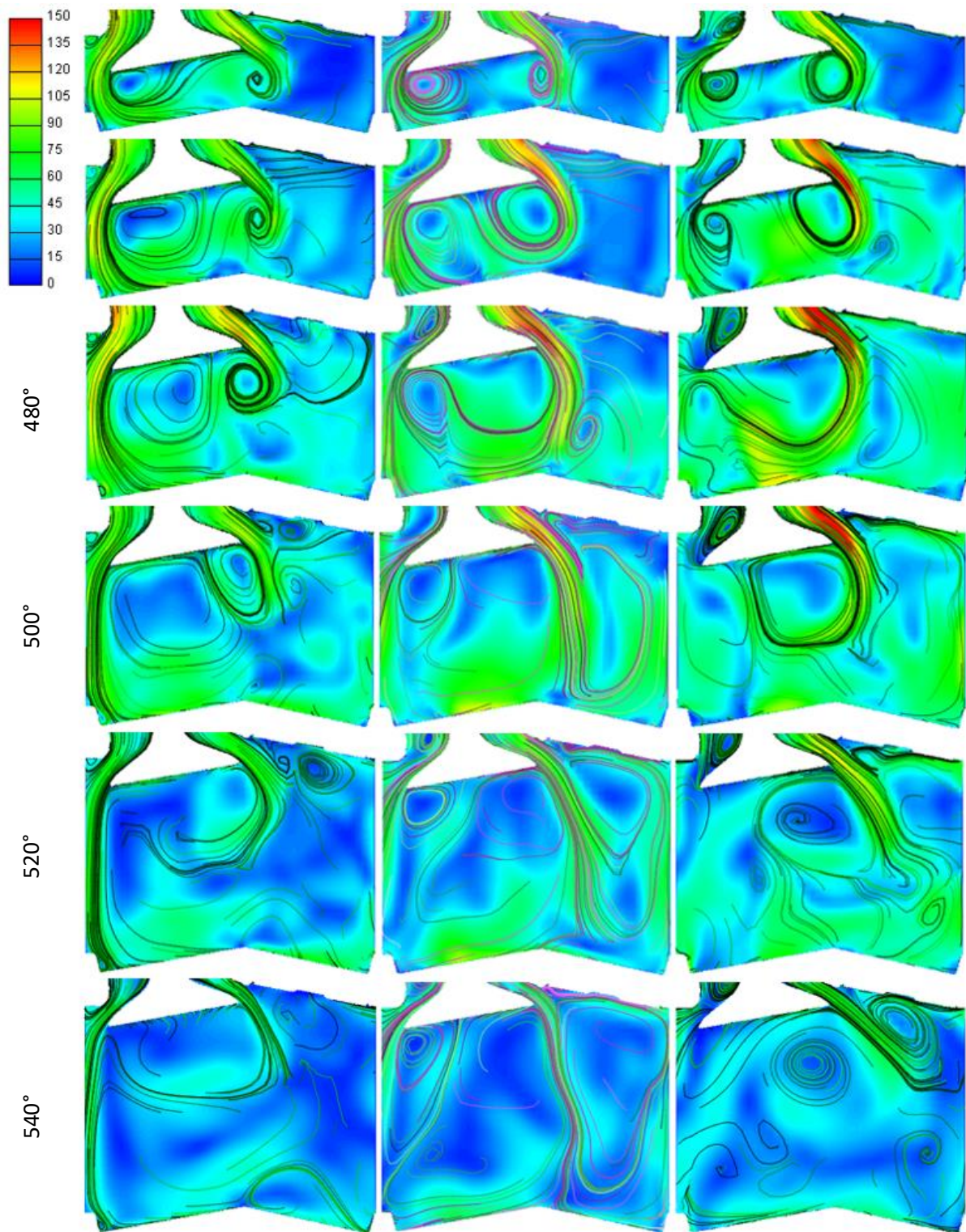
Výsledky simulácií bolo nutné upraviť do vhodného formátu, podobne ako pri statických simuláciách. Pre hodnotenie účinkov vložiek sacích kanálov sa zvolilo rýchlostné pole vo valci v reze cez sací ventil. Pre možnosť porovnania sa rýchlostné polia pre varianty umiestnili do jednotlivých riadkov, ktoré odpovedajú určitému uhlovému natočeniu kľukového hriadeľa motora s krokom 20° až po určitú úvrat' piestu motora. Na obrázkoch rýchlostných polí vo valci je vždy vľavo uvedený originálny sací kanál, v strede stĺpci variant v1 a vpravo variant v2.

Obvykle sa hodnotia aj vírové čísla kanálov, v tomto prípade sa ale vírové čísla nepočítali a zameralo sa priamo na analýzu vplyvu turbulencie vo valci na priebeh horenia zmesi pomocou simulácie spaľovania.

8.3.1 Výsledky RANS simulácií

Rýchlostné polia sacieho a kompresného zdvihu motora z dynamickej simulácie sú uvedené na obrázku č. 50 a 51. Pre lepšiu prehľadnosť sú rýchlostné polia všetkých simulácií uvedené v prílohe č. 5, zvlášť pre každých 10° natočenia kľukového hriadeľa motora.

Okrem rýchlostných polí sa pre RANS simulácie vyhodnotila turbulentná kinetická energia vo valci, keďže sa v tomto type simulácie dala pomerne jednoducho vyjadriť. Graf závislosti turbulentnej kinetickej energie vo valci na natočení kľukového hriadeľa motora pre jednotlivé varianty sacích kanálov je uvedený na obrázku č. 52.

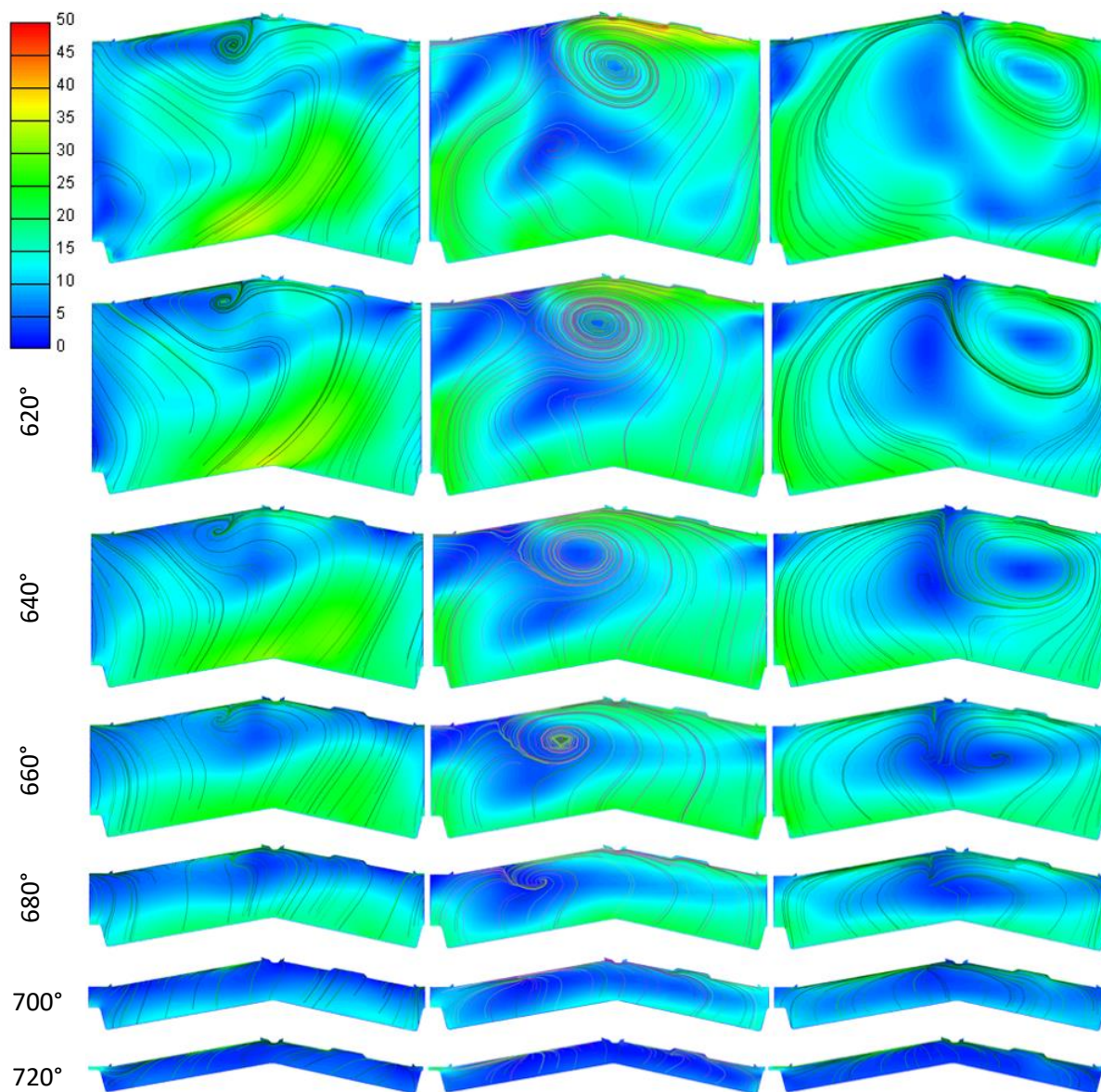


Obr. 50 - Porovnanie variantov pri sacom zdvihu - RANS simulácia, stĺpec zľava: originál, variant v1, variant v2 [m/s]

Z obrázku č. 50 je zrejmé, že v prípade originálnych sacích kanálov je dej pri sacom zdvihu vizuálne bližší k tvorbe vtokového prúdu ako víru typu tumble. Tvar vírových útvarov je na začiatku sacieho zdvihu síce podobný pre všetky varianty, avšak dochádza v priebehu zdvihu k určitým odlišnostiam z dôvodu prítomnej disipácie. Disipácia spôsobuje totiž zánik vírových

útvarov. Z obrázku je vidno, že stabilita vírových útvarov je priamo úmerná ich momentu zotrvačnosti, pretože sa vírové útvary s väčším priemerom rozpadajú pomalšie.

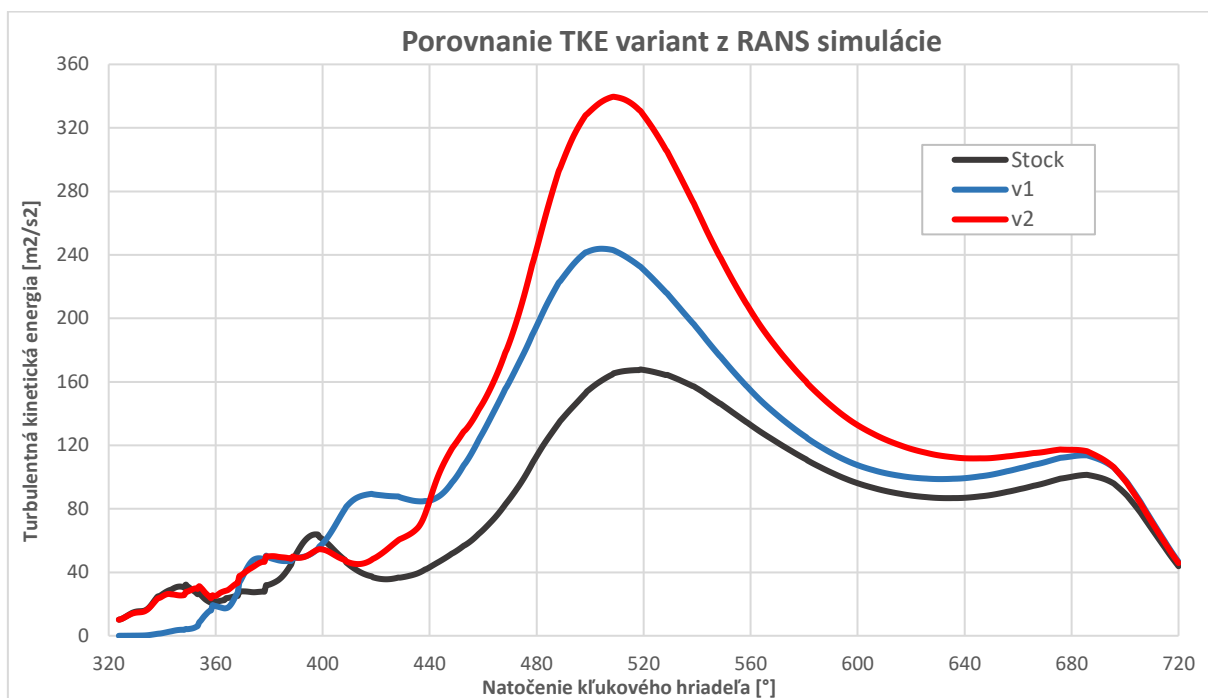
Na rozdiel od originálnych sacích kanálov je v prípade oboch variantov viditeľný vír typu tumble v priebehu zdvihu, ktorý sa udrží vo valci až po dolnú úvrať piestu. Ale keďže je tento vír dôležitý v nasledujúcom kompresnom zdvihu, analyzovala sa jeho životnosť pomocou rýchlostných polí kompresného zdvihu uvedených na obrázku č. 51.



Obr. 51 - Porovnanie variantov pri kompresnom zdvihu - RANS simulácia, stĺpec zľava: originál, variant v1, variant v2 [m/s]

V stĺpci pre originálnu variantu je vidno, že vírový útvar, ktorého tvar sa obtiažne definuje, pomerne rýchlo zanikne. Z rýchlostných polí variantov v1 a v2 je viditeľný vír typu tumble aj po zavretí sacích kanálov. V priebehu kompresného zdvihu však dochádza k znižovaniu objemu a vír znižuje svoj priemer až úplne na obrázkoch zanikne. V skutočnosti nedochádza

k zániku víru, ale k jeho rozpadu na väčšie množstvo menších vírových útvarov, ktoré prijímajú jeho kinetickú energiu. RANS simulácia s použitou hrúbkou siete však tento dej zachycuje buď nedokonale alebo vôbec a to je vidno v rýchlostných poliach variantov pre hornú úvrať piestu v kompresnom zdvihu, kde nie je prítomný žiadny vírový útvar. Táto skutočnosť je viditeľná aj v grafe turbulentnej kinetickej energie uvedenej na obrázku č. 52.

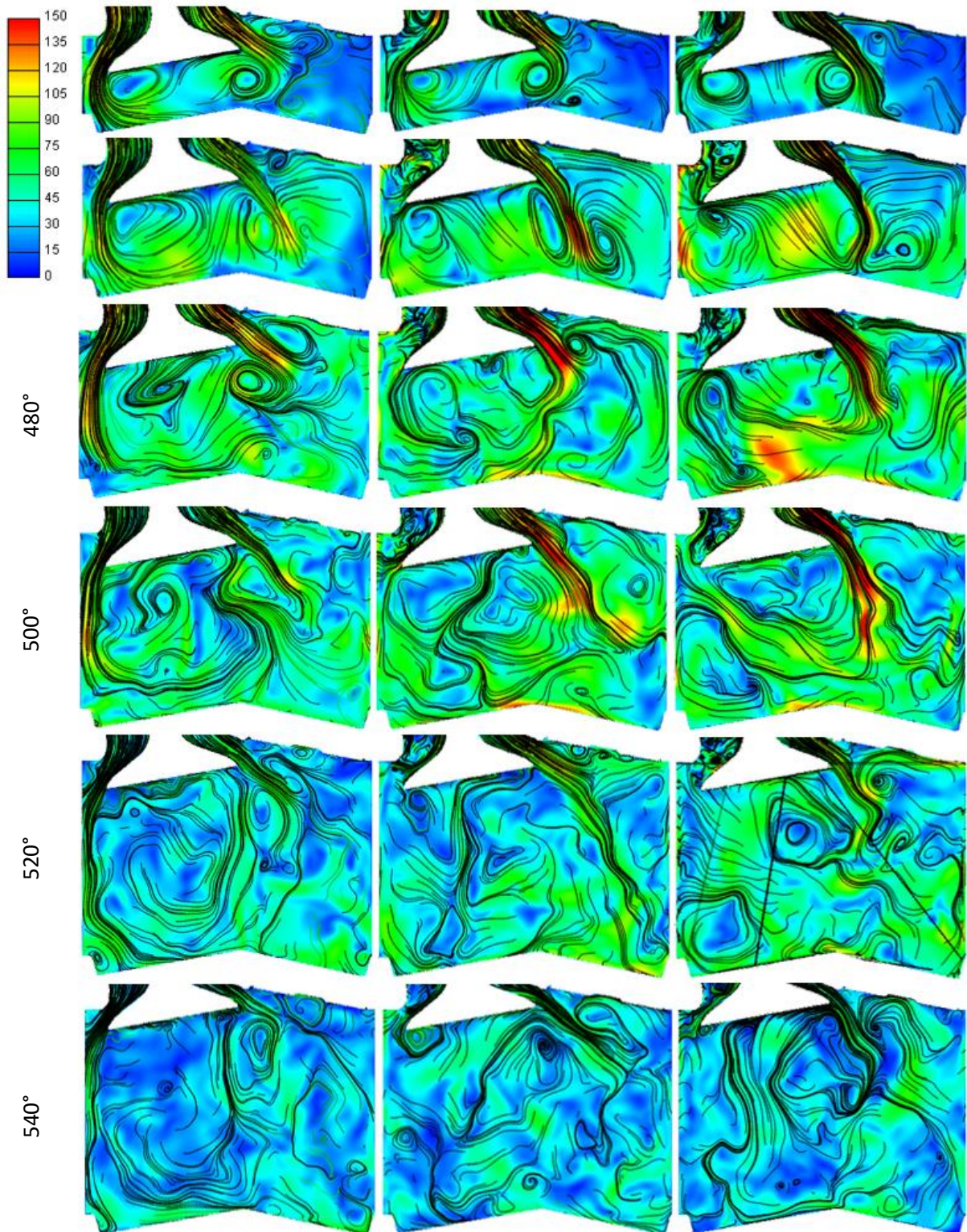


Obr. 52 – Graf závislosti TKE vo valci pre jednotlivé varianty sacích kanálov na natočení kľukového hriadeľa

Z priebehov tohto grafu je zrejmé, že k zvýšeniu TKE dochádza v porovnaní s pôvodnými sacími kanálmi hlavne pri sacom zdvihu pre oba varianty. Po kompresnom zdvihu však TKE podľa grafu klesá a dosiahne na konci približne rovnakú hodnotu ako pôvodné sacie kanály. Dôsledkom tohto priebehu by teda bolo, že sa vplyv turbulencie na priebehu horenia zmesi neprejaví vôbec alebo len minimálne. To by znamenalo, že sa energia na vytvorenie vírových útvarov nevyužije pre daný účel ale úplne zdisipuje. Tento dôsledok sa neskôr analyzoval simuláciami spaľovania a z dôvodu málo vypovedajúcich výsledkov sa následne pristúpilo k LES simuláciám.

8.3.2 Výsledky LES simulácií

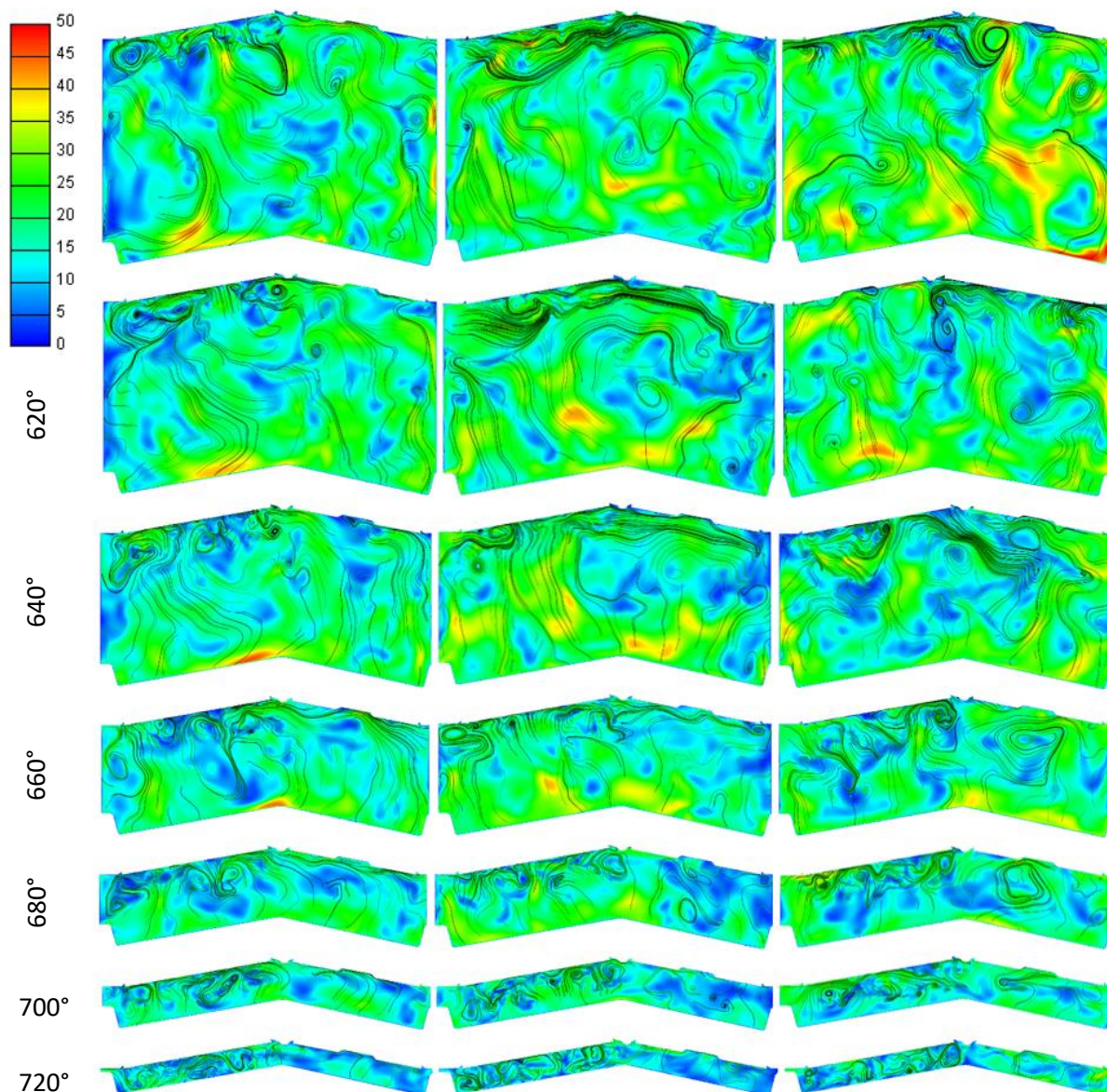
Pre vyhodnotenie výsledkov LES simulácií sa zvolil podobný formát ako u vyhodnocovaní RANS simulácií a to rýchlostné pole v reze cez sací ventil. V tomto prípade už ale vyhodnotenie TKE nebolo jednoduché a preto sa radšej zameralo na následné simulácie spaľovania. Pre porovnanie sú uvedené jednotlivé rýchlostné pole variantov pri sacom zdvihu na obrázku č. 53.



Obr. 53 - Porovnanie variantov pri sacom zdvihu - LES simulácia, stĺpec zľava: originál, variant v1, variant v2 [m/s]

Podobne ako u RANS simulácií, v prípade oboch variantov je viditeľný vír typu tumble tvorený v priebehu sacieho zdvihu. V prípade originálnych sacích kanálov, však typ tvoreného vírového útvaru nie je úplne zrejмый. Prirovnať jeho tvar na začiatku zdvihu by sa dal ku vtokovému prúdu, pri ktorom sa vytvoria 2 protibežné víry, ktoré postupne v priebehu zdvihu zdisipujú.

Pre analýzu životnosti vírových útvarov vo valci sú uvedené rýchlostné polia variantov pri kompresnom zdvihu na obrázku č. 54.



Obr. 54 - Porovnanie variantov pri kompresnom zdvihu - LES simulácia, stĺpec zľava: originál, variant v1, variant v2 [m/s]

V rýchlostných poliach je vidieť väčšie množstvo vírových útvarov, hlavne v okolí zavretého sacieho ventilu, kde sa vplyvom zjemnenia siete zachytili i menšie vírové útvary. Podobne ako u RANS simulácií, aj v tomto prípade sa dá pozorovať znižovanie priemeru ucelených vírových útvarov, avšak nedochádza k ich zániku ale k tvorbe menších vírov hlavne v hornej úvrati piestu. Síce je v prípade originálnych sacích kanálov vytvorený vo valci menej ucelený vírový útvar, v hornej úvrati piestu sú výsledky všetkých variantov len minimálne odlišné. Z tohto dôvodu sa vplyv vytvorenej turbulencie na priebeh horenia zmesi musel analyzovať pomocou simulácie spaľovania.

Simulácie LES dokážu zachytiť aj prejav medzicyklovej variability. V tomto prípade to znamená, že výsledky zo simulácie LES môžu byť nepresné. Ich presnosť by sa dalo zvýšiť pomocou výpočtu viacerých cyklov motora za sebou a následným štatistickým vyhodnotením výsledkov, avšak to je v prípade použitej geometrie bez výfukových kanálov nemožné.

8.4 Nastavenie dynamických simulácií so spaľovaním

Všetky počiatkové a okrajové podmienky simulácií sa nastavili podľa príslušného modelu motora v GT-Power. Na rozdiel však od dynamickej simulácie bez spaľovania sa v tomto prípade definovali aj počiatkové teploty povrchov jednotlivých dielov geometrie a bolo nutné definovať počiatkové zloženie tekutiny v určitých miestach geometrie.

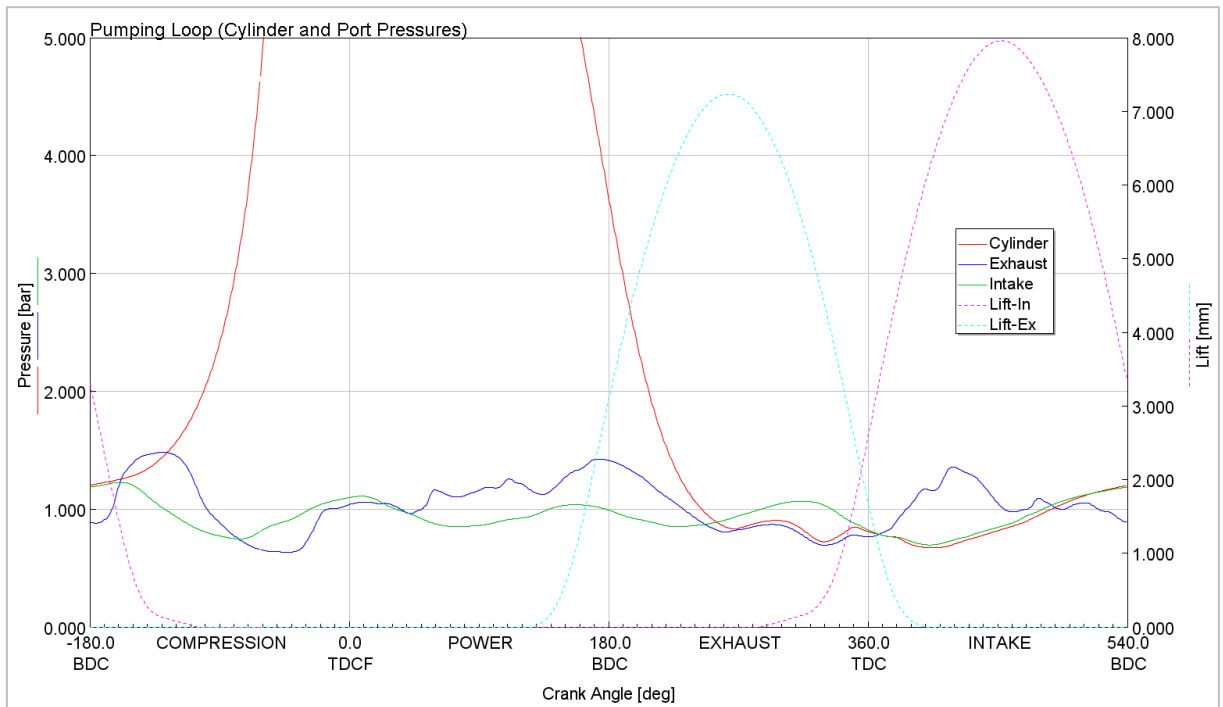
Pre simuláciu spaľovania zmesi bolo nutné aktivovať modul Combustion v softvéri AVL Fire. Ako model horenia sa použil 3-zónový model označený ECFM-3Z na základe článku [16]. Pre nastavenie tohto modelu bolo nutné zadať parametre pod názvom Flame Surface Density v jednotkách m^{-1} a tzv. Stretch factor. Nastavovaním týchto parametrov bolo možné meniť nábeh a priebeh horenia a pomocou neho naladiť model na referenčný priebeh horenia zmesi vo valci. Ako referenčný priebeh horenia sa použil model z GT-Power, ktorý bol naladený na namerané dáta pomocou indikácie motora. Model klepania bol v simulácii vypnutý.

Ďalším potrebným parametrom boli súradnice stredu medzi elektródami zapalovacej sviečky, ktoré sa získali z 3D modelu geometrie pomocou CAD softvéru. Časovanie zapálenia zmesi sa zvolilo pre prvé iterácie simulácií podľa dát z modelu v GT-Power, avšak pre niektoré simulácie ho bolo nutné meniť pre naladenie priebehu horenia na referenčný.

Ladenie nastavenia simulácie spočívalo nielen v naladení priebehu horenia na referenčný, ale taktiež vo voľbe vhodných opatrení pre kompenzáciu chýbajúcich výfukových kanálov z cyklu prekrytia ventilov. Chýbajúci cyklus prekrytia ventilov zo simulácie totiž spôsobovalo značné rozdiely medzi výslednými a referenčnými parametrami.

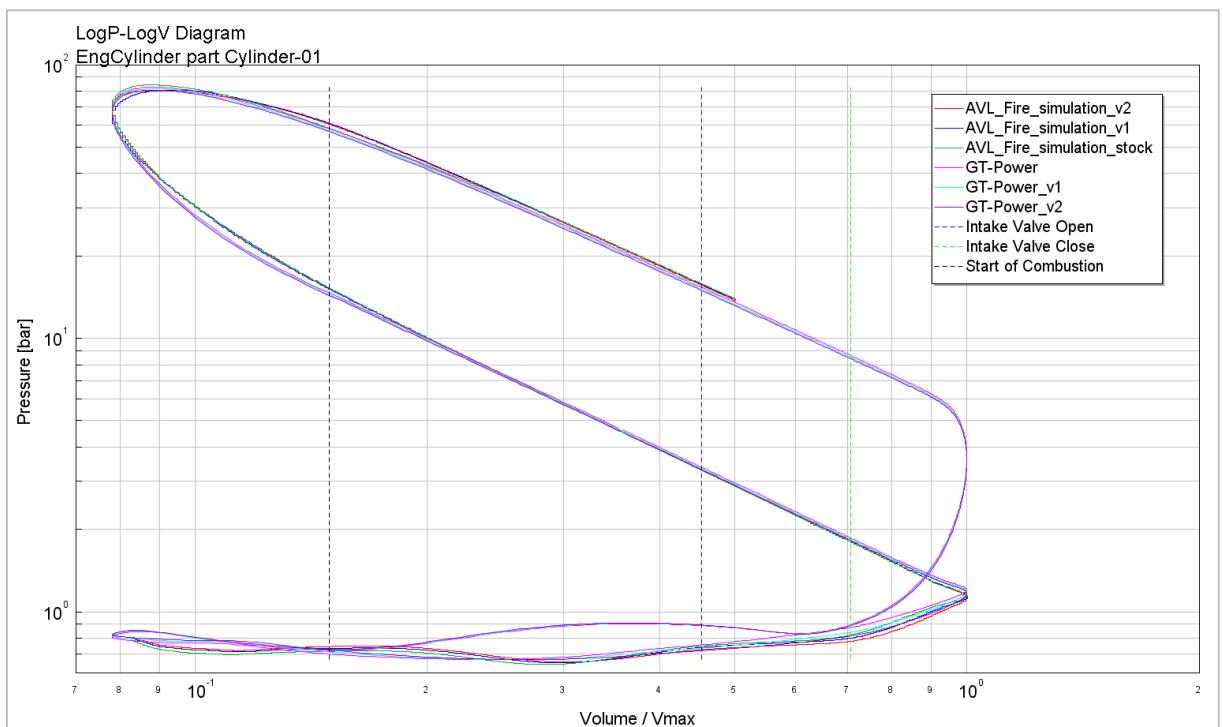
Nezhody parametrov simulovaných cyklov motora sa vyriešili posunutím začiatku simulácie do 367° , kde je tlak v sacom potrubí, vo valci a vo výfukovom potrubí približne rovnaký. Túto skutočnosť je vidieť na obrázku č. 55 v grafe zo simulácie v GT-Power.

Síce je na obrázku č. 55 uvedený tzv. Pumping Loop motoru s originálnymi sacími kanálmi, odlišnosti v oblasti okolo 367° natočenia kľukového hriadeľa sú pre motor s ďalšími variantmi sacích kanálov minimálne a z tohto dôvodu nie sú v tejto práci uvedené.



Obr. 55 - Tlak vo valci, v sacom a výfukovom potrubí motoru s originálnymi sacími kanálmi

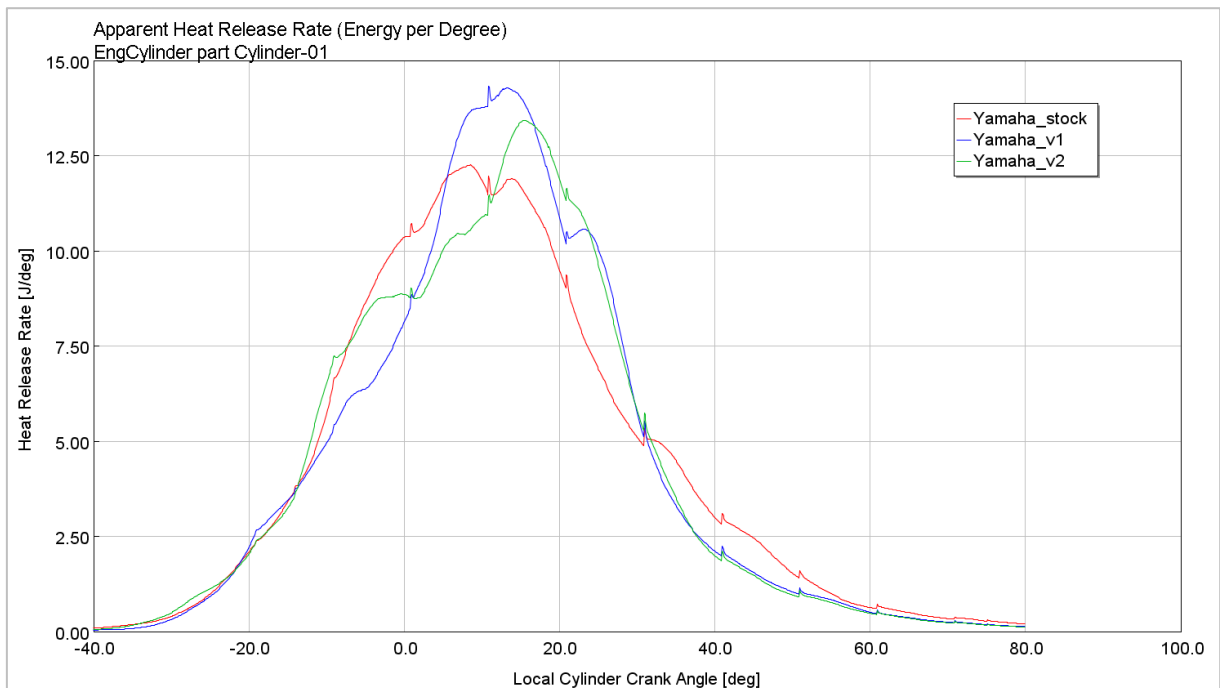
V priebehu simulácií sa neustále kontrolovali rozdiely medzi výslednými a referenčnými parametrami. Naladením nastavenia simulácie sa nakoniec dospelo k približnej zhode parametrov 3D CFD simulácie v AVL Fire a referenčnými z modelu v GT-Power uvedené na obrázku č. 56.



Obr. 56 - Porovnanie logaritmického p-V diagramu obehov motorov jednotlivých variant zo simulácií

8.5 Výsledky dynamickej simulácie LES so spaľovaním

Síce už graf na obrázku č. 56 v kapitole 8.4 obsahuje výsledky simulácie, sú to však len výsledky, ktoré dokazujú správne nastavenie parametrov simulácie. Vypovedajúce výsledky simulácie LES sú vynesené v grafe na obrázku č. 57 v jednotkách rýchlosti vývinu tepla v závislosti na lokálnom natočení kľukového hriadeľa.



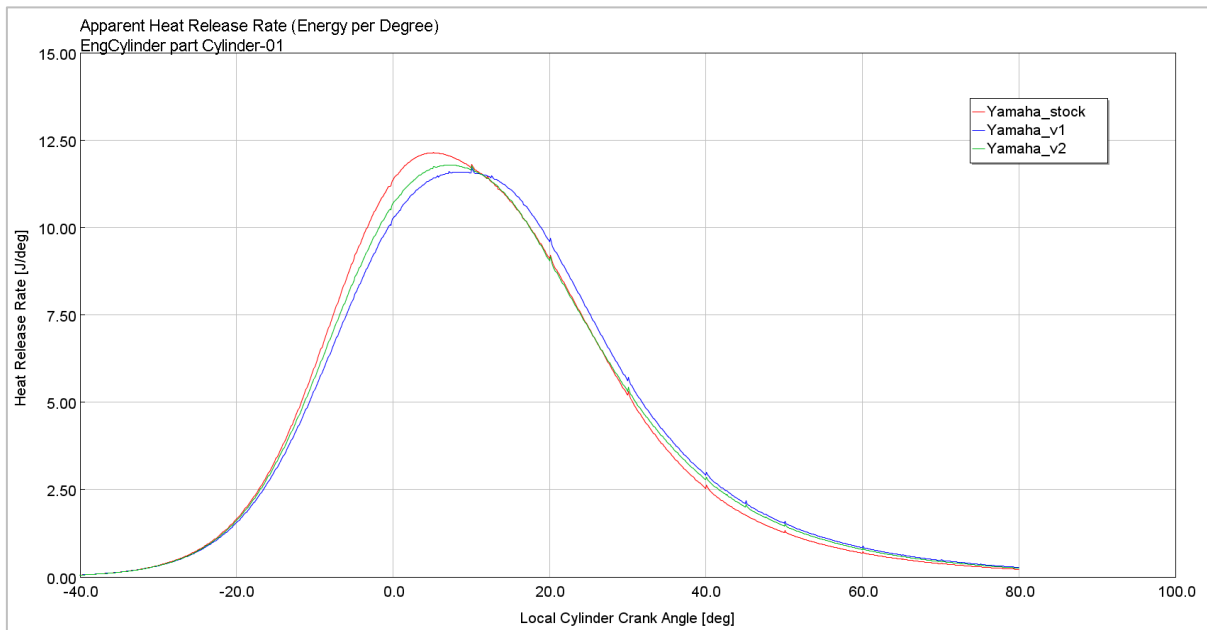
Obr. 57 - Porovnanie výslednej rýchlosti vývinu tepla vo valci motora s rôznymi variantami sacích kanálov – LES simulácia

Z grafu na obrázku č. 57 je zrejmé, že v porovnaní variant v1 a v2 s originálnym variantom k urýchleniu horenia dochádza, pričom v prípade variantu v1 je rýchlosť vývinu tepla najvyššia. Toto zrýchlenie vývinu tepla však nemusí znamenať priame zlepšenie výkonových parametrov motora. Môže totiž dôjsť k zvýšeným spaľovacím teplotám, ktoré môžu spôsobiť vyššie tepelné straty a tým zníženú tepelnú účinnosť motora. Práve z tohto dôvodu sa v kapitole 9 analyzovali výkonové parametre motora pomocou dosadenia výsledkov na obrázku č. 57 do modelov motora v GT-Power.

K výsledkom týchto simulácií je taktiež nutné dodať, že podobne ako u simulácií bez spaľovania, aj v tomto prípade sa jedná o výsledky simulácie LES, v ktorej sa medzicyklová variabilita tiež prejavuje. Pre overenie oboch typov simulácií LES by teda bolo vhodné vykonať experimenty, avšak z časových dôvodov to v tejto práci nie je možné.

8.6 Výsledky dynamickej simulácie RANS so spaľovaním

Výsledky dynamických simulácií RANS bez spaľovania síce nevykazovali žiadne zvýšenie TKE na konci kompresného zdvihu v grafe na obrázku č. 52 v kapitole 8.3.1, pre prípadné potvrdenie trendu výsledkov z dynamických simulácií LES sa vykonala dynamická simulácia RANS so spaľovaním. Nastavenie simulácie sa taktiež naladila na rovnaké referenčné hodnoty ako pri simuláciách LES. Výsledky sú uvedené v grafe na obrázku č. 58.



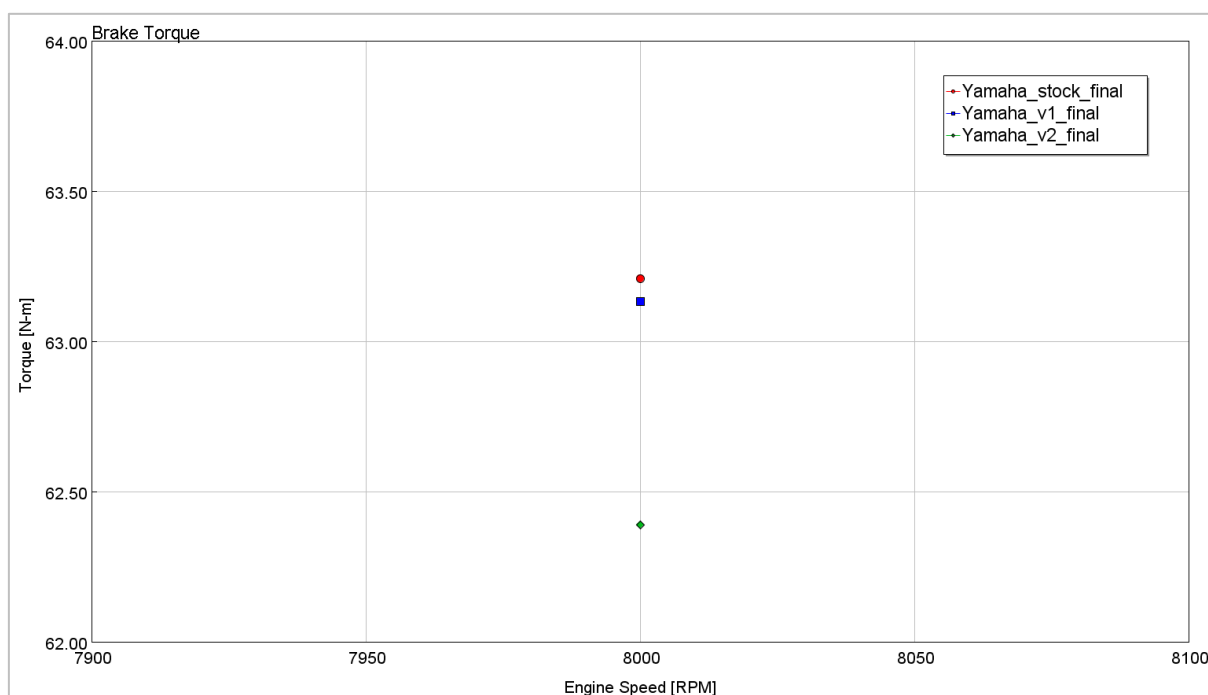
Obr. 58 - Porovnanie výslednej rýchlosti vývinu tepla vo valci motora s rôznymi variantami sacích kanálov – RANS simulácia

Z priebehov rýchlosti vývinu tepla vo valci motora zo simulácií RANS je zrejmé, že trend priebehov je opačný ako u simulácií LES. Výsledky totiž ukazujú, že v pri variantoch v1 a v2 dochádza ku spomaleniu rýchlosti vývinu tepla. Rozdiely medzi jednotlivými variantami síce nie sú značné, napriek tomu táto simulácia dokazuje možný prejav medzicyklovej variability v LES simuláciách. Opačný trend výsledkov je však obtiažne vysvetliteľný.

9. Výsledná analýza v GT-Power

Pre priblíženie výsledných výkonových parametrov motora s rôznymi sacími kanálmi sa výsledný priebeh rýchlosti vývinu tepla zo simulácií LES dosadil do modelov motora v GT-Power. Pre tento účel sa využil model horenia EngCylCombProfile, ktorý slúži pre priamu definíciu priebehu rýchlosti horenia do modelu v závislosti na natočení kľukového hriadeľa motora. Sice veličiny priebehu rýchlosti horenia a výsledný priebeh rýchlosti vývinu tepla zo simulácií nemajú rovnaké jednotky, vo výsledku sú však tieto profily veľmi podobné.

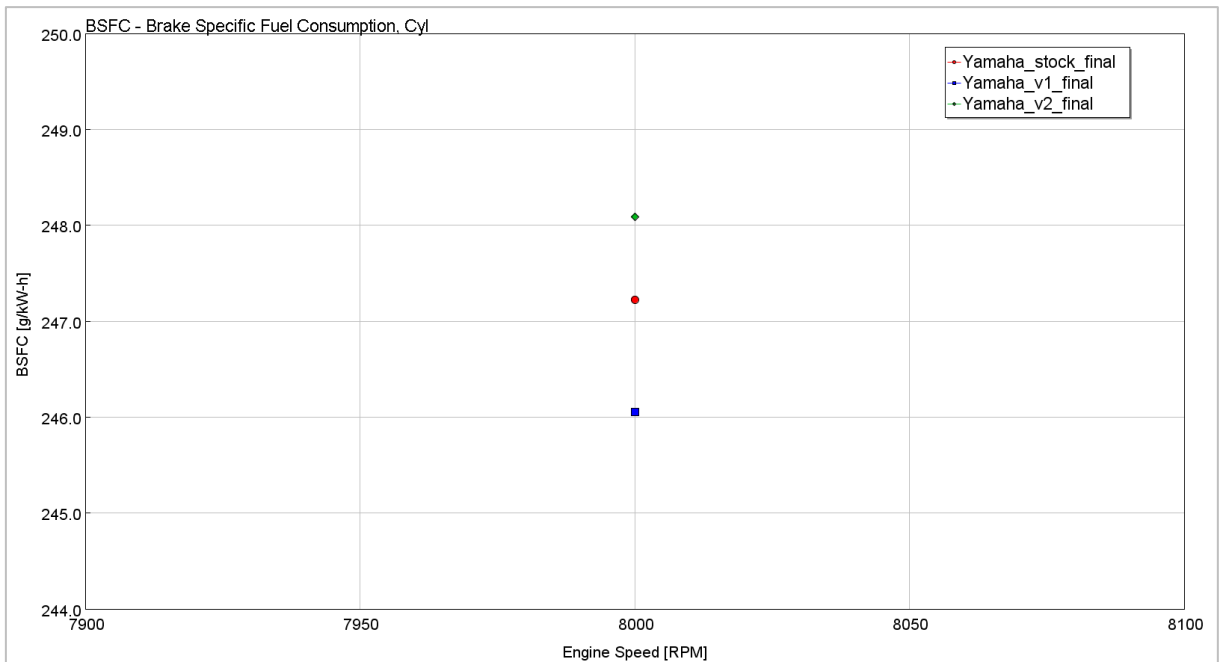
Po dosadení profilu rýchlosti vývinu tepla pre otáčky motoru 8000 1/min, sa musel optimalizovať začiatok horenia v modeli pre najvyšší krútiaci moment motora. Výsledný krútiaci moment pre otáčky motoru 8000 1/min je uvedený v grafe na obrázku č. 59.



Obr. 59 - Porovnanie výsledného krútiaceho momentu motora s rôznymi sacími kanálmi

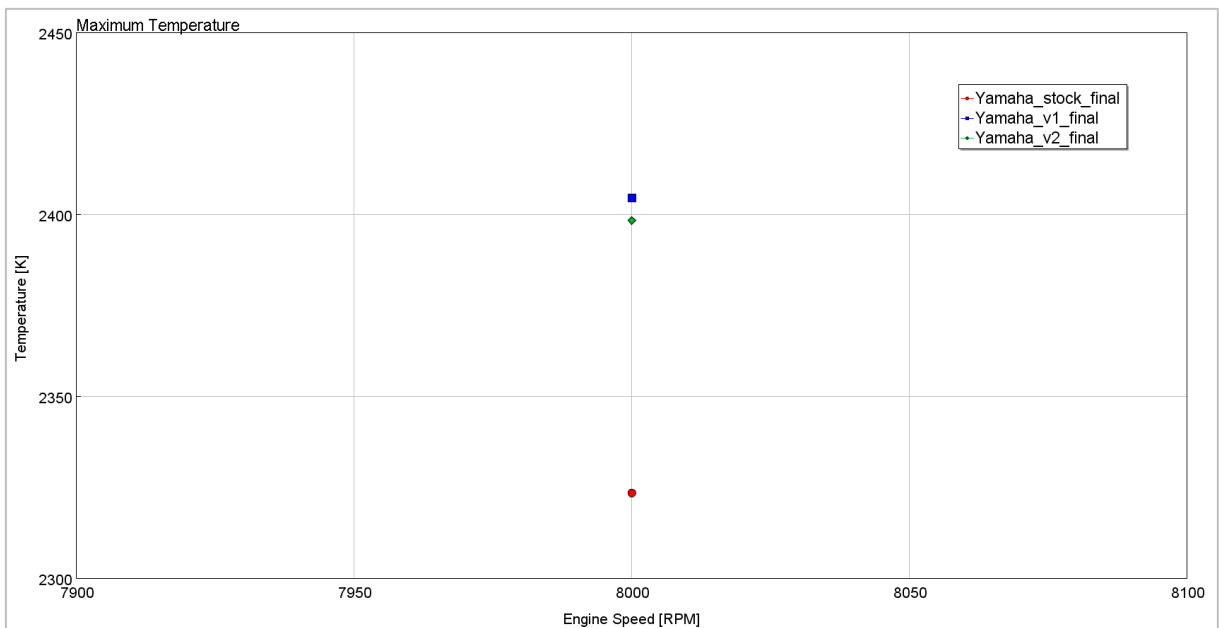
Výsledný krútiaci moment na obrázku č. 59 a merná spotreba paliva uvedená v grafe na obrázku č. 60 sú veľmi podobné výsledkom z upresnených analýz v kapitole 6. V prípade variantu v2 dochádza k výraznejšiemu zníženiu krútiaceho momentu motora v porovnaní s variantom v1. Z porovnania parametrov BSFC je taktiež vidno, že variant v2 vplýva na mernú spotrebu motora negatívne.

Výsledky variantu v1 však ukazujú, že sice dochádza k zanedbateľnému zníženiu krútiaceho momentu, merná spotreba paliva je však nižšia približne o 0,5 %.



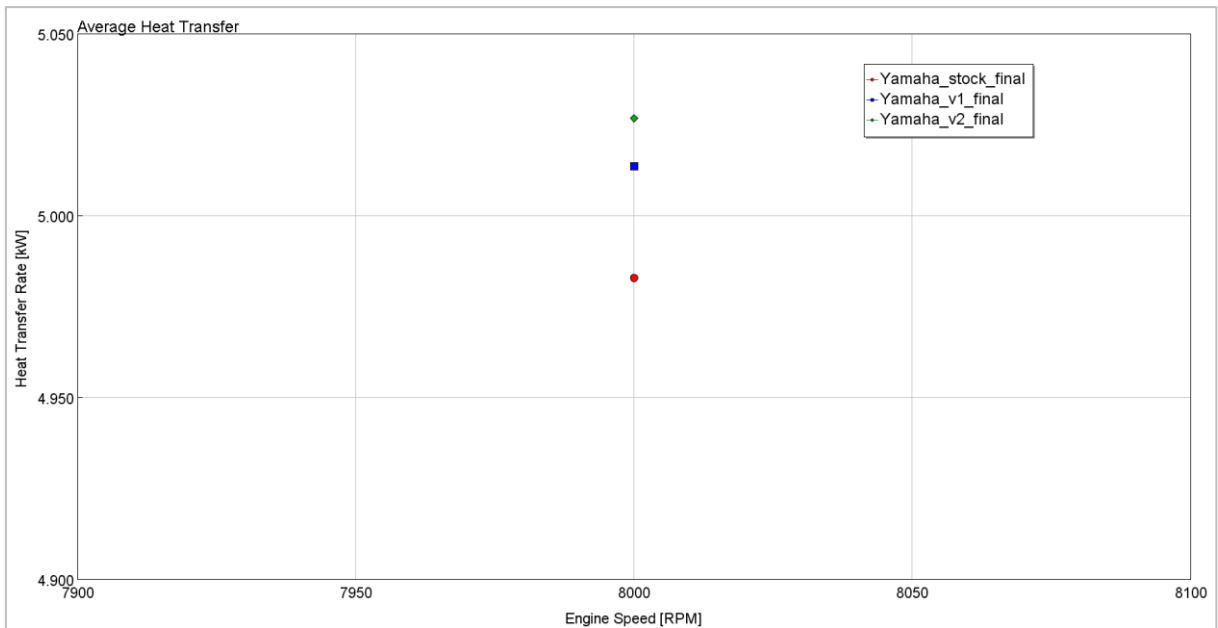
Obr. 60 - Porovnanie výslednej mernej spotreby paliva motora s rôznymi sacími kanálmi

Pre overenie platnosti predpokladu v kapitole 8.6 o zvýšených teplotách pri spaľovaní a následným zvýšeným prestupom tepla do stien sú uvedené nasledujúce grafy.



Obr. 61 - Porovnanie výslednej maximálnej teploty vo valci motora s rôznymi sacími kanálmi

Z grafu na obrázku č. 61 je viditeľné, že vzhľadom na zvýšenú rýchlosť vývinu tepla sú v motore so sacími kanálmi varianty v1 a v2 vyššie i teploty spaľovania vo valci. Tento dej podporuje zvýšenie prestupu tepla do stien a tým dochádza k vyšším tepelným stratám a ku zhoršeniu výkonových parametrov motora. Pre názornosť je preto uvedený priemerný prestup tepla do stien valca v grafe na obrázku č. 61 pre motory s jednotlivými sacími kanálmi.



Obr. 62 - Porovnanie výsledného priemerného prestupu tepla do stien valca motora s rôznymi sacími kanálmi

Z grafu je vidno, že najvyšší prestup tepla je u varianty v2, ktorý sa aj negatívne prejavuje na výkonových parametroch motora. Napriek najvyšším teplotám spaľovania v prípade variantu v1 je však priemerný prestup tepla nižší ako v prípade variantu v2. Z veľkej časti vďaka tomu variant v1 vykazuje lepšie účinky na výkonové parametre motora. Dôvod vyššieho priemerného prestupu tepla do stien valca v prípade variantu v2 je však ťažko vysvetliteľný.

Výsledky analýzy v tejto kapitole sú uvedené výhradne pre otáčky motora 8000 1/min z dôvodu vykonania simulácií len pre tieto otáčky. Priebehy analyzovaných parametrov pre celé spektrum otáčok motora môžu byť však rôzne. Keďže výsledky v tejto kapitole sú približne rovnaké ako v upresnených analýzach v kapitole 6, dá sa povedať, že pozitívne účinky variantov sacích kanálov môžu byť v iných otáčkach vyššie ako pre otáčky 8000 1/min. Prejav negatívnych účinkov vložiek sacích kanálov na analyzované parametre motora taktiež nie je zanedbateľný, avšak podľa upresnených analýz v kapitole 6 prevládajú pozitívne účinky.

10. Záver

V závere tejto práce je uvedené vyhodnotenie výsledkov, návrhy vývoja a výskumu do budúcnosti a splnené ciele práce, ktoré sú nasledovné:

- Definícia použitých hlavných parametrov spaľovacieho motora
- Vykonaná analýza vplyvu zmeny turbulencie náplne valca na výkonové parametre motora
- Vykonaná analýza možností zlepšenia horenia vo valci motora
- Navrhnutá vhodná úprava sacích kanálov motora Yamaha YZF-R6 pre aplikáciu FS
- Vyrobené najvhodnejšie návrhy
- Overenie funkčnosti úprav sacích kanálov

Z porovnania výsledkov výkonových parametrov motora s jednotlivými variantmi sacích kanálov zo simulácií je zrejmé, že vykonanými náročnými úpravami nedošlo k zlepšeniam výkonových parametrov motora pri 8000 otáčkach za minútu. Najvýhodnejším variantom z navrhnutých vložiek sacích kanálov je variant v1, u ktorého dochádza k zanedbateľnému zhoršeniu krútiaceho momentu ale k menej zanedbateľnému zlepšeniu mernej spotreby paliva pri simulovaných otáčkach motora 8000 1/min. V celom spektre otáčok motora môže však dôjsť k celkovému zlepšeniu analyzovaných parametrov, ale pre dôkaz tohto tvrdenia by sa museli vykonať simulácie pre viac otáčkových stavov z celého spektra otáčok motora.

Keďže sa jednalo v tejto práci o závodný motor, ktorý je väčšinu času počas závodu v plnom zaťažení, všetky analýzy sa vykonali pri maximálnom zaťažení motora. To naznačuje, že sa nepreskúmali žiadne režimy čiastočných zaťažení motora, pri ktorých môže byť prínos upravených sacích kanálov vyšší. To znamená, že pri reálnej prevádzke motora na závodoch FS so sacími kanálmi variantu v1 môže byť celkový prínos vyšší, avšak experimentálne zistené parametre, dokazujúce tento fakt, nie sú k dispozícii.

V práci sa v žiadnych modeloch motora nebralo v úvahu klepanie motora. Zrýchlenie doby horenia však môže mať priaznivý vplyv na klepanie motora a tým celkovo na analyzované parametre motora. Z tohto dôvodu by bolo vhodné v budúcnosti vykonať experimenty na motore s navrhnutými sacími kanálmi a analyzovať zmeny tendencií motora na klepanie.

Obrovským prínosom tejto práce pre tím CTU CarTech je v priblížení znalosti faktu, že sacie kanály motoru Yamaha YZF-R6 v aplikácii FS sú bez ďalších výpočtovo a finančne náročných úprav dostatočne účinné z hľadiska optimalizácie spaľovania zmesi vo valci.

Použitá literatura

- [1] MACEK, J. *Spalovací motory I*. Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03618-1.
- [2] NOŽIČKA, J. *Mechanika tekutin*. Nakladatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02865-8.
- [3] BAUMRUK, P. *Problematika náplně válce spalovacích motorů*, České vysoké učení technické v Praze, 1993. ISBN 80-01-01009.
- [4] HEYWOOD, J. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, Inc., 1988. ISBN 0-07-028637-X
- [5] MERKER, P. Günter; SCHWARZ, Christian; TEICHMANN, Rüdiger. *Combustion Engines Development*. Springer, Berlin 2012. 659 strán
- [6] Bc. TOMÍČEK Libor. *Optimalizace výkonu a spotřeby motoru Yamaha R6 pro závodní trať*. Praha ČVUT 2016. Diplomová práce, ČVUT Fakulta strojní. 64 strán.
- [7] Bc. CÍSAŘ Ondřej. *Návrh sacího traktu motoru Yamaha R6*. Praha ČVUT 2016. Diplomová práce, ČVUT Fakulta strojní. 67 strán.
- [8] Bc. VALSKÝ Jonáš. *Výzkum proudění směsi ve spalovacím prostoru vozidlového čtyřválcového zážehového motoru*. Praha ČVUT 2017. Diplomová práce, ČVUT Fakulta strojní. 83 strán.
- [9] *Formula Student Rules 2018* [online]. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2018/rules/FS-Rules_2018_V1.0.pdf
- [10] Ing. MACKERLE, Julius. *Motory závodních automobilů*. Nakladatelství technické literatury, Praha 1980. 194 strán
- [11] ČERMÁK Peter. *Brzdové stanoviště pro motor vozidla CTU CarTech*. Praha ČVUT 2010. Diplomová práce, ČVUT Fakulta strojní. 92 strán.
- [12] *Obrázok č. 9*. Dostupné z: <http://www.topspeed.com/motorcycles/motorcycle-reviews/yamaha/2008-yamaha-yzf-r6-ar43366.html>
- [13] *Obrázok č. 13*. Dostupné z: <http://www.motorcycle-usa.com/photo-gallery/2008-yamaha-yzf-r6/>
- [14] *Manuál AVL Fire*.
- [15] *Manuál GT-Suite*.
- [16] Richard S., Colin O., Vermorel O., Benkenida A., Angelberger C. and Veynante D., "Towards Large Eddy Simulation of Combustion in Spark Ignition Engines," *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 31, No. 1, pp. 3059-3066, 2007.

Zoznam obrázkov

Obr. 1 - Schéma rozloženia síl v kľukovom mechanizme [5]	3
Obr. 2 - Vtokový prúd a vytváranie prstencových vírov vo valci [3]	9
Obr. 3 - Vír typu Tumble [3]	9
Obr. 4 - Vír typu Swirl [3]	10
Obr. 5 - Vír typu Squish [3]	10
Obr. 6 - Vír typu Squish ovplyvnený vírom Swirl [3]	10
Obr. 7 - Príklady tvarov sacích kanálov motora [10]	11
Obr. 8 - Schéma usporiadania sacieho systému atmosféricky plneného motoru [9]	12
Obr. 9 - Motor Yamaha YZF-R6 v čiastočnom reze [12]	13
Obr. 10 - Vonkajšia charakteristika sériového motora v závislosti na otáčkach motora [11]	13
Obr. 11 - Model motora v programe GT-Power	15
Obr. 12 - Príklad nahradenia experimentálnych dát Wiebeho funkciou	16
Obr. 13 - Vplyv skrátenia doby horenia na krútiaci moment motora	17
Obr. 14 - Vplyv skrátenia doby horenia na mernú spotrebu paliva motora	17
Obr. 15 - Rez sacím ústrojenstvom motora Yamaha YZF-R6 [13]	18
Obr. 16 - Naskenovaný model odliatku sacích kanálov	19
Obr. 17 - Naskenovaný model spaľovacieho priestoru	19
Obr. 18 - Príklad funkcie rozpoznania určitej plochy	20
Obr. 19 - Výsledný model sacích kanálov	20
Obr. 20 - Výsledný model spaľovacieho priestoru v porovnaní so skenovanou plochou	21
Obr. 21 - Model piestu	22
Obr. 22 - Model zostavy v reze cez sací ventil	22
Obr. 23 - Kompletná geometria v reze cez sací ventil pre CFD výpočet	23
Obr. 24 - Model sériového motora v prostredí GT-Power	24
Obr. 25 - Objemový tok sacím kanálom pre rôzne otáčky	25
Obr. 26 - Rez sacím kanálom s vložkou varianty v1	27
Obr. 27 - Modely delených vložiek varianty v1	27
Obr. 28 - Variant v1 (vľavo) a v2 (vpravo) hliníkových vložiek vyrobené sintrovaním	28
Obr. 29 - Povrchová sieť v grafickom prostredí AVL Fire	29
Obr. 30 - Príklad siete hrán v grafickom prostredí AVL Fire	30
Obr. 31 - Rez objemovej siete cez sací ventil	31
Obr. 32 - Prvý variant objemovej siete	31
Obr. 33 - História ustálenia výpočtov jednotlivých variantov	33
Obr. 34 - Porovnanie variantov so zdvihom sacích ventilov 2 mm; zľava originálny kanál, variant v1, variant v2 [m/s]	34
Obr. 35 - Porovnanie variantov so zdvihom sacích ventilov 4 mm; zľava originálny kanál, variant v1, variant v2 [m/s]	34
Obr. 36 - Porovnanie variantov so zdvihom sacích ventilov 6 mm; zľava originálny kanál, variant v1, variant v2 [m/s]	35
Obr. 37 - Porovnanie variantov s maximálnym zdvihom sacích ventilov; zľava originálny kanál, variant v1, variant v2 [m/s]	35

Obr. 38 - Prietokové súčinitele jednotlivých variantov sacích kanálov vypočítané zo výsledkov statických CFD simulácií v závislosti na zdvihu ventilu	36
Obr. 39 - Prietokové čísla jednotlivých variantov sacích kanálov vypočítané z výsledkov statických CFD simulácií v závislosti na zdvihu ventilu	37
Obr. 40 - Vplyv zmeny doby horenia na krútiaci moment motora v závislosti na otáčkach pre variant v1 sacích kanálov v porovnaní s pôvodným priebehom krútiaceho momentu	38
Obr. 41 - Vplyv zmeny doby horenia na mernú spotrebu paliva motora v závislosti na otáčkach pre variant v1 sacích kanálov v porovnaní s pôvodným priebehom mernej spotreby paliva	39
Obr. 42 - Vplyv zmeny doby horenia na krútiaci moment motora v závislosti na otáčkach pre variant v2 sacích kanálov v porovnaní s pôvodným priebehom krútiaceho momentu	39
Obr. 43 - Vplyv zmeny doby horenia na mernú spotrebu paliva motora v závislosti na otáčkach pre variant v2 sacích kanálov v porovnaní s pôvodným priebehom mernej spotreby paliva	40
Obr. 44 - Hlava valca motora nainštalovaná na prefukovacom skúšobnom stave	41
Obr. 45 - Porovnanie prietokových čísel vypočítaných pomocou CFD a experimentu v závislosti na zdvihu ventilu	42
Obr. 46 - Sada geometrie použitá pre simuláciu kompresného a expanzného zdvihu	44
Obr. 47 - Sada geometrie použitá pre simuláciu sacieho zdvihu	44
Obr. 48 - Polohy jednotlivých dielov v závislosti na uhlu natočenia kľukového hriadeľa motora	44
Obr. 49 - Rozdelenie pohyblivých dielov geometrie podľa predpisov AVL Fire [14]	45
Obr. 50 - Porovnanie variantov pri sacom zdvihu - RANS simulácia, stĺpec zľava: originál, variant v1, variant v2 [m/s]	49
Obr. 51 - Porovnanie variantov pri kompresnom zdvihu - RANS simulácia, stĺpec zľava: originál, variant v1, variant v2 [m/s]	50
Obr. 52 - Graf závislosti TKE vo valci pre jednotlivé varianty sacích kanálov na natočení kľukového hriadeľa	51
Obr. 53 - Porovnanie variantov pri sacom zdvihu - LES simulácia, stĺpec zľava: originál, variant v1, variant v2 [m/s]	52
Obr. 54 - Porovnanie variantov pri kompresnom zdvihu - LES simulácia, stĺpec zľava: originál, variant v1, variant v2 [m/s]	53
Obr. 55 - Tlak vo valci, v sacom a výfukovom potrubí motoru s originálnymi sacími kanálmi	55
Obr. 56 - Porovnanie logaritmickeho p-V diagramu obehov motorov jednotlivých variantov zo simulácií	55
Obr. 57 - Porovnanie výslednej rýchlosti vývinu tepla vo valci motora s rôznymi variantami sacích kanálov – LES simulácia	56
Obr. 58 - Porovnanie výslednej rýchlosti vývinu tepla vo valci motora s rôznymi variantami sacích kanálov – RANS simulácia	57
Obr. 59 - Porovnanie výsledného krútiaceho momentu motora s rôznymi sacími kanálmi	58
Obr. 60 - Porovnanie výslednej mernej spotreby paliva motora s rôznymi sacími kanálmi	59
Obr. 61 - Porovnanie výslednej maximálnej teploty vo valci motora s rôznymi sacími kanálmi	59
Obr. 62 - Porovnanie výsledného priemerného prestupu tepla do stien valca motora s rôznymi sacími kanálmi	60

Zoznam tabuliek

<i>Tab. č. 1 - Vypočítané rýchlosti a prierezy rôznych variantov sacích kanálov</i>	<i>26</i>
<i>Tab. č. 2 - Použité nastavenia parametrov objemovej siete</i>	<i>31</i>
<i>Tab. č. 3 - Nastavenie statickej simulácie.....</i>	<i>32</i>
<i>Tab. č. 4 - Maximálny rozmer elementu sietí pre príslušné modely turbulencie.....</i>	<i>46</i>
<i>Tab. č. 5 - Nastavenie parametrov pre simuláciu pôvodných sacích kanálov s modelom turbulencie RANS</i>	<i>48</i>

Zoznam príloh

- Príloha č. 1 - Výsledky meraní geometrie sacieho ventilu a sedla
- Príloha č. 2 - Kompletné výsledky statických 3D CFD simulácií
- Príloha č. 3 - Výsledky experimentu
- Príloha č. 4 - Histogram zo závodov Formula Student
- Príloha č. 5 - Kompletné výsledky dynamických simulácií 3D CFD

Súbory AVL

- Súbory flm - geometria pre tvorbu sietí dynamických simulácií
- Súbory fep - súbor s parametrami pre tvorbu sietí dynamických simulácií
- Textové súbory exportovaných výsledkov z dynamických simulácií

Súbory CAD (vo formáte .stp)

- Model zostavy
- Modely jednotlivých dielov zostavy

Súbory GT-Suite

- Textové súbory importované do 3D CFD
- Výsledky z modelu motora Yamaha YZF-R6 s restriktorom v sacom potrubí
- Výsledky z modelu sériového motora Yamaha YZF-R6
- Vyhodnocovací súbor výsledkov 3D CFD simulácií (comb_data) s výsledkami z programu AVL Fire

Súbory MS Excel

- Vyhodnotené prietokové parametre všetkých variantov zo simulácií a experimentu s následným porovnaním
- Zdvihové krivky exportované z modelu motora v GT-Power