



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů  
a kolejových vozidel

3D CFD ANALÝZA PLYNOVÉHO MOTORU  
S KOMŮRKOU

3D CFD ANALYSIS OF PRE-CHAMBER IGNITED  
GAS ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
2021

Bc. David Hor

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ  
Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika  
Vedoucí práce: Ing. Doleček Vít, Ph.D.



# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Hor** Jméno: **David** Osobní číslo: **437713**  
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:

**3D CFD analýza plynového motoru s komůrkou**

Název diplomové práce anglicky:

**3D CFD Analysis of Pre-chamber Ignited Gas Engine**

Pokyny pro vypracování:

- Vypracujte rešerši problematiky motorů pracujících s chudou směsí a zaměřte se na jejich zapalovací systémy.
- Navrhněte a vytvořte 3D geometrii zapalovací komůrky pro motor s chudou koncepcí.
- Pomocí 1D simulačního modelu proveďte analýzu poměrů dodávky paliva sloužící jako zdroj okrajových podmínek pro detailní CFD výpočet.
- V prostředí simulačního nástroje AVL Fire proveďte 3D CFD optimalizaci tvaru zapalovací komůrky s ohledem na zapálení směsi ve válci a rychlost hoření.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Vít Doleček, 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: **30.10.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **06.01.2021**

Platnost zadání diplomové práce: \_\_\_\_\_

Ing. Vít Doleček, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítěk, 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.

21.12.2020

Datum převzetí zadání

David Hor

Podpis studenta

## Anotační záznam

Jméno autora:	Bc. David Hor
Název práce:	3D CFD analýza plynového motoru s komůrkou
Anglický název:	3D CFD Analysis of Pre-chamber Ignited Gas Engine
Rozsah práce:	92 stran 65 obrázků 5 tabulek
Akademický rok:	2020/2021
Ústav:	12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství – 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Vedoucí práce:	Ing. Vít Doleček, Ph.D.
Klíčová slova:	zapalovací komůrka, komůrkový zážeh, vyplachovaná předkomůrka, spalování chudé směsi, plynový motor, CFD simulace, GT-Power, AVL FIRE
Key words:	pre-chamber ignition, scavenged pre-chamber, lean burn combustion, gas engine, CFD simulation, GT-Power, AVL FIRE

## Abstrakt

Diplomová práce se zabývá problematikou pístových spalovacích motorů pracujících s chudou směsí. Z teoretické části vyplývá, že lze při úspěšném zvládnutí technologie spalování chudé směsi navýšit účinnost zážehových motorů. Současně je možné dosáhnout velmi nízké produkce celkových emisí, pokud je použito vhodné palivo, jako je např. bioplyn. Práce se zaměřuje na technologii zapalovací komůrky, u které provádí optimalizaci tvaru s ohledem na zapálení směsi a rychlost hoření ve válci. K řešení je využito poznatků z předchozího vývoje společně s využitím 0D, 1D a 3D CFD simulací. S pomocí sedmi variant simulačních výpočtů je zkoumán vliv objemu zapalovací komůrky, ale i průměr a orientace propojovacích otvůrků, na rychlost hoření ve válci. Při tvorbě prostorových výpočetních sítí pro detailní simulaci s použitím metody LES je využívána tzv. modulární koncepce sítí, která značně snižuje výpočetní nároky pro tento typ výzkumu. Na základě zjištěných poznatků z provedených simulací jsou formulovány zásady pro návrh optimálního tvaru zapalovací komůrky a vhodné orientace propojovacích otvůrků.

## Abstract

The diploma thesis deals with the issue of internal combustion engines that work with lean air-fuel mixture. The theoretical part shows that it is possible to increase the efficiency of spark-ignition engines by successful mastering the technology of burning a lean mixture. Simultaneously, it is possible to achieve very low production of total emissions if the suitable fuel, such as biogas, is used. The presented work focuses on the technology of pre-chamber ignition in which the shape is optimized with respect to the mixture ignition and the burn rate in the cylinder. Knowledge from the previous development together with the use of 0D, 1D and 3D CFD simulations are used for the solution in this study. The effect of pre-chamber volume as well as the diameter and the orientation of the connecting orifices on the burn rate in the cylinder are researched with the help of seven variants of simulation calculations. When creating spatial computational meshes for detailed simulation using LES method, the so-called modular meshes concept is used, which significantly reduces the computational demands for this type of research. Based on the acquired knowledge from the accomplished simulations, the principles for the optimal shape design of the pre-chamber and the appropriate orientation of the connecting orifices are formulated.

## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: “ 3D CFD analýza plynového motoru s komůrkou ” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří 8. kapitola této práce.

V Praze dne: 5. 1. 2021 .....

.....  
*David Hor*

(podpis autora)

## Poděkování

Rád bych tímto způsobem poděkoval vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Vítu Dolečkovi, Ph.D., ale také panu doc. Ing. Oldřichu Vítkovi, Ph.D., za velmi cenné rady, jejich ochotu a pomoc nejen při simulačních výpočtech, které byly potřebné pro tuto práci. Dále bych chtěl poděkovat také panu Ing. Petru Králíkovi, CSc. a vědeckým pracovníkům ČVUT za inspiraci či publikované poznatky, ze kterých čerpala tato práce. Poděkování patří také mým nejbližším, kteří mě nejen ve studiu, ale i v životě podporovali.

# Obsah

1	Úvod.....	8
2	Spalování chudé směsi.....	11
2.1	Emise škodlivin.....	11
2.2	Tepelná účinnost .....	13
2.3	Zápalnost chudé směsi .....	15
3	Komůrkový zážeh.....	19
3.1	LAG.....	20
3.2	Zapalovací komůrka v tělese zapalovací svíčky .....	21
3.3	Zapalovací komůrka s pilotním vstřikem paliva.....	23
3.4	Zapalovací komůrka Mahle – Turbulent Jet Ignition.....	24
3.5	Zapalovací komůrka ČVUT.....	29
4	Tvorba sítí pro 3D CFD výpočty.....	34
4.1	Návrh a vytvoření 3D geometrie zapalovací komůrky .....	34
4.2	Tvorba výpočetní sítě zapalovací komůrky .....	37
4.3	Tvorba modulární pohyblivé výpočetní sítě motoru AVIA.....	40
4.4	Spojení výpočetních sítí .....	44
5	Simulační model motoru se zapalovací komůrkou v programu GT-Power.....	46
5.1	Analýza okrajových podmínek pro 3D CFD simulaci s využitím programu GT-Power.....	47
6	3D CFD simulace motoru AVIA se zapalovací komůrkou v programu AVL FIRE.....	50
6.1	Nastavení 3D CFD simulačního výpočtu.....	50
6.2	Porovnání geometrie zkoumaných zapalovacích komůrek.....	53
6.3	Porovnání okrajových a počátečních podmínek pro simulační výpočet zapalovacích komůrek .....	56
6.4	Porovnání výsledků zapalovacích komůrek s rozdílným objemem.....	57
6.5	Porovnání výsledků zapalovacích komůrek s různým geometrickým uspořádáním propojovacích otvorů a pozměněné strategii řízení .....	63

7	Závěr .....	70
8	Seznam použitých informačních zdrojů .....	74
9	Přílohy .....	76
10	Seznam obrázků .....	84
11	Seznam tabulek .....	88
12	Seznam použitých symbolů a zkratk .....	89



# 1 Úvod

Dopravní prostředky, v podobě osobního či nákladního automobilu, jsou v současné době jen těžko odmyslitelnou součástí života lidí. Pohon většiny těchto vozidel zajišťuje už přes 130 let pístový spalovací motor a ten je stále jen obtížně nahraditelným zdrojem mechanické energie z hlediska ceny, výkonu či komfortu spojeného s rychlým doplněním paliva a následným dojezdem. Při provozu vozidla se spalovacím motorem však vznikají škodlivé emise, které jsou regulovány stále zpřísnující se legislativou s ohledem na ochranu životního prostředí. V poslední době je kladen velký důraz i na snížení celkové produkce oxidu uhličitého (CO<sub>2</sub>), který je považován za velmi významný plyn způsobující skleníkový efekt. Z toho vyplývá i omezení spotřeby paliva a také to už prakticky vylučuje použití konvenčních uhlovodíkových paliv, jako jediný zdroj energie, při plánovaných limitech pro rok 2030.

Pro zachování konkurenceschopnosti spalovacího motoru v době nastupující elektromobility je nutné pokračovat v jeho dalším vývoji. Elektromobil je dle současného pohledu legislativy považován za „bezemisní“ vozidlo bez ohledu na to, z jakého zdroje pochází elektrická energie uložená v jeho bateriích. Při korektním návrhu legislativy, který ovlivňuje budoucnost životního prostředí, by se však mělo postupovat komplexně a měly by se vzít v potaz všechny procesy a vlivy vzniku škodlivin. Mezi ně by mělo patřit např. zahrnutí produkce škodlivin od výroby vozidla až po jeho ekologickou recyklaci (jestli je vůbec možná), vyprodukovaných emisí při výrobě energie či paliva potřebného pro jejich provoz, ekologické zátěže produktů zajišťující jejich provoz atd. Pokud bychom tyto vlivy brali v úvahu, tak by elektromobil, jehož baterie byly dobity ztrátovým rychlým nabíjením z neobnovitelných zdrojů energie, nebyl zdaleka „bezemisním“ vozidlem, jak je dle mnohých, včetně legislativy, viděn. Do té doby, než bude zajištěna výroba elektrické energie bez produkce škodlivých emisí, nebude tedy ani provoz elektromobilu „bezemisní“.

Dnes a možná i v budoucnu bude možné najít aplikace, při kterých bude použití spalovacího motoru rozumnou volbou z mnoha různých důvodů. I přesto je však vhodné pokračovat v jeho vývoji za účelem zvýšení jeho celkové účinnosti či snížení emisí. Produkci škodlivých emisí je možné snížit přechodem k alternativním palivům s nižším obsahem uhlíku, jako je např. zemní plyn. Díky tomu lze dosáhnout snížení produkce emisí CO<sub>2</sub> o téměř 20 % v porovnání s konvenčními palivy, a to při zachování stejného výkonu motoru. Mimo to je možné v motoru navrženém pro spalování zemního plynu použít také bioplyn, jelikož oba dva tyto plyny jsou tvořeny převážně metanem (CH<sub>4</sub>). Ten disponuje ještě další výhodou v podobě vysokého oktanového čísla.

To u motoru posouvá hranici klepání a oproti motoru využívajícího konvenční palivo v podobě benzínu je díky tomu možné navýšit jeho kompresní poměr, čímž lze docílit zvýšení účinnosti, které vede ke snížení spotřeby paliva, respektive produkce CO<sub>2</sub>. Při použití bioplynu, jakožto téměř klimaticky neutrálního paliva, by navíc provoz spalovacího motoru téměř nezvyšoval existující hladinu oxidu uhličitého ve vzduchu způsobující skleníkový efekt.

Jako další perspektivní palivo lze označit vodík (H<sub>2</sub>), při jehož spalování vzniká jen voda (H<sub>2</sub>O). Výhodou spalovacího motoru by mohlo to, že pro spalování není zapotřebí vodík o tak vysoké čistotě jako je tomu v palivových článcích. Při průmyslové výrobě např. chlóru vzniká jako vedlejší produkt vodík, který by se mohl využít jako palivo s dostatečnou čistotou pro použití ve spalovacích motorech. Palivové články naproti tomu vyžadují mnohem vyšší čistotu vodíku, jehož výroba v takové kvalitě je velmi energeticky i finančně náročná.

Z hlediska účinnosti se konvenční automobil se spalovacím motorem nebude moci vyrovnat plně nabitému elektromobilu pravděpodobně nikdy. Pokud však vezmeme v úvahu ztráty při rychlém dobíjení baterie pomocí elektrické energie pocházející z tepelné elektrárny, tak celková účinnost přeměny chemické energie paliva na mechanickou energii pro pohon vozidla konstantní rychlostí nebude už vycházet v tak výrazný prospěch elektromobilu. Zejména pokud uvážíme provoz s požadavkem vytápění interiéru, které při použití spalovacího motoru nevyžaduje zvýšení spotřeby paliva nebo elektrické energie na rozdíl od elektromobilu.

Jednou z možností, jak zvýšit účinnost zážehového motoru, je použití tzv. chudé koncepce. Ta umožňuje řídit výkon kvalitativně (jako u vznětových motorů), díky čemuž se nesnižuje účinnost při částečném zatížení způsobená pumpovacími ztrátami vlivem regulace výkonu motoru pomocí škrcení průtoku vzduchu. Při spalování velmi chudé směsi navíc dochází k poklesu maximálních teplot, což taktéž přispívá ke zvýšení tepelné účinnosti motoru ale i ke snížení produkce emisí oxidů dusíku (NO<sub>x</sub>). Stabilní provoz motoru při použití extrémně chudé směsi, kdy je snížení emisí výrazné, nelze však s použitím jen konvenční zapalovací svíčky dosáhnout. Proto se dnes pro dosažení nízkých emisí u zážehových motorů nejčastěji používá tzv. spalování stechiometrické homogenní směsi (součinitel přebytku vzduchu  $\lambda = 1$ ) společně s třícestným katalyzátorem. V něm dochází k dodatečné oxidaci nespálených uhlovodíků (HC) společně s oxidem uhelnatým (CO) a k redukci oxidů dusíku (NO<sub>x</sub>). Pro správnou funkci třícestného katalyzátoru je zapotřebí přesné dodržení stechiometrické směsi. Dnes se nejčastěji využívá tzv. zpětnovazební lambda regulace, kdy se na základě signálu z lambda sondy umístěné ve výfuku řídí přesná dávka paliva. Při této tzv. kvantitativní regulaci výkonu motoru se reguluje průtok vzduchu nejčastěji škrticí klapkou v sání a vznikají tak výše zmíněné ztráty.

Pro spolehlivé zapálení a rychlé hoření extrémně chudé směsi jsou zapotřebí jiné metody, kterými se bude zabývat tato diplomová práce. Zejména použití technologie zapalovací komůrky, která umožňuje spolehlivě spalovat extrémně chudou směs, je jejím převládajícím tématem.

Hlavním cílem této diplomové práce je optimalizace tvaru zapalovací komůrky s ohledem na zapálení směsi a rychlost hoření ve válci. Předpokladem pro úspěšné splnění tohoto cíle je dokončení jednotlivých dílčích cílů, které lze shrnout následovně.:

1. Vypracování rešerše problematiky motorů pracujících s chudou směsí se zaměřením na jejich zapalovací systémy.
2. Získané poznatky poté využít při samotném návrhu 3D geometrie zapalovací komůrky, případně jejích variant.
3. K optimalizaci tvaru zapalovací komůrky využít 3D CFD simulační nástroj AVL FIRE, který umožňuje velmi detailní analýzu dějů uvnitř spalovacího motoru. Pro takovou metodu optimalizace je nutno provést výpočtové simulace několika geometrických variant.
4. Vytvoření kompletních pohyblivých výpočetních sítí jednotlivých geometrických variant zapalovacích komůrek.
5. Pomocí 0D/1D simulačního nástroje GT-Power provést analýzu poměrů dodávky paliva a vzduchu sloužící jako zdroj okrajových podmínek pro detailní 3D CFD varianty výpočtů.

## 2 Spalování chudé směsi

Spalování chudé směsi v pístových spalovacích motorech přináší řadu výhod, mezi které patří nižší emise škodlivin a zvýšení tepelné účinnosti. O výhodách či nevýhodách se bude detailněji pojednávat v následujících kapitolách.

### 2.1 Emise škodlivin

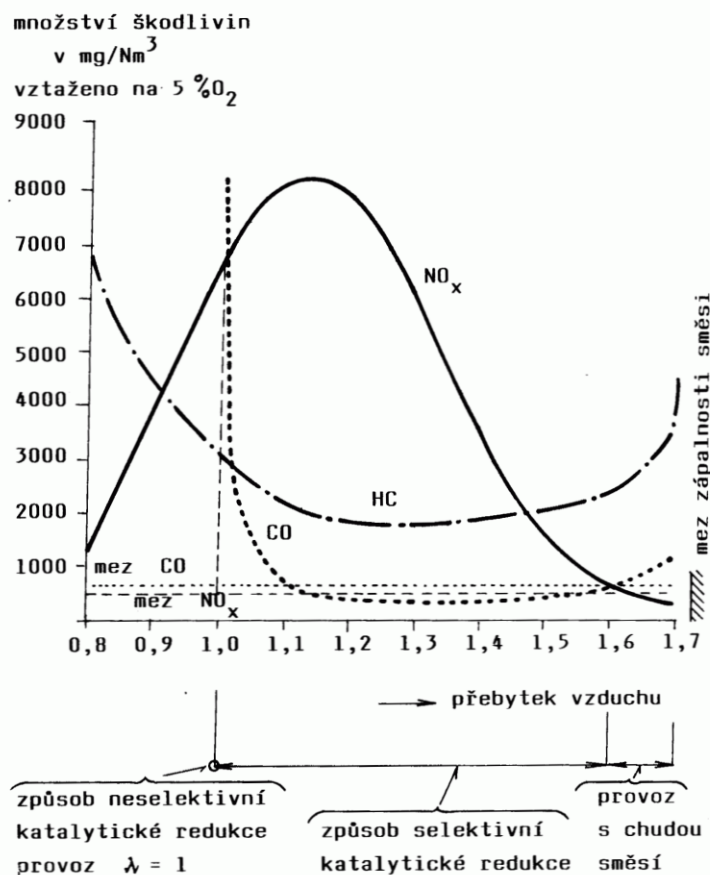
Při provozu pístového spalovacího motoru dochází ke vzniku chemických sloučenin, které jsou škodlivé vůči životnímu prostředí či živým organismům. Škodliviny působí i nepřímo na životní prostředí a to např. CO<sub>2</sub> jako produkt dokonalé oxidace, který přispívá k tzv. skleníkovému efektu způsobujícímu celkové narušování tepelné rovnováhy na zemi. Proto se dnes usiluje o jeho snižování ve výfukových plynech pomocí zvyšování účinnosti motoru vedoucím také ke snížení spotřeby paliva.

Nejvýznamnější z chemických škodlivin jsou především oxid uhelnatý (CO), nespálené uhlovodíky (HC) a dusíkaté sloučeniny označované většinou jako NO<sub>x</sub> (oxid dusnatý NO a oxid dusičitý NO<sub>2</sub>).

Oxid uhelnatý (CO) vzniká jednak při nedokonalém spalování s nedostatkem kyslíku, ale i disociací produktů dokonalého spalování při vysokých teplotách nad 1700 K. Dále také neúplnou oxidací v důsledku „zamrznutí“ reakcí při spalování za nižších teplot. K neúplné oxidaci dochází u chudých směsí zejména díky pomalému hoření, které způsobí, že při expanzním zdvihu ve válci klesnou teploty pod kritickou hranici, kde už nedochází k dostatečně rychlé oxidaci CO. To vede k nárůstu koncentrace CO ve výfukových plynech.

Nespálené uhlovodíky (HC) vznikají při obdobných podmínkách jako CO, kde působí nízká teplota plamene i rozvleklost spalování. Nastává to u směsí příliš bohatých, ale také u směsí příliš chudých, kde může zároveň docházet k vynechávání zážehů. Toto vynechávání zážehů lze do veliké míry eliminovat použitím výkonnější zapalovací soustavy např. zapalovací komůrky, která dokáže vyvinout vyšší iniciační energii pro zážeh směsi v hlavním spalovacím prostoru než při použití standardní zapalovací svíčky. [1, 2, 3]

Výrazný vznik sloučenin oxidů dusíku (NO<sub>x</sub>) nastává při vysokých teplotách cca nad 1700 K za přítomnosti dostatečné koncentrace dusíku a kyslíku. Tyto relativně pomalé řetězové reakce jsou popsány tzv. Zeldovičovým mechanismem, který následně doplnil Lavoie o reakci vyžadující dostatečnou koncentraci dusíku a hydroxylového radikálu OH. Maximum tvorby NO<sub>x</sub> je tedy posunuto do mírně chudé směsi ( $\lambda \approx 1,1$ ), kde je vysoká koncentrace kyslíku a dusíku. Zároveň jsou zde dostatečně vysoké teploty, proto je nejvyšší tvorba oxidů dusíku v mírně chudé směsi. [1, 2]



Obr. 1 – Emise škodlivin čtyřdobého zážehového motoru spalující zemní plyn v závislosti na přebytku vzduchu. [1]

Na obrázku 1 je vidět složení chemických škodlivin plynového motoru a z nich plynoucí dnes používané typy katalytických systémů. Při přesném dodržení stechiometrické směsi ( $\lambda = 1,00 \pm 0,01$ ) lze s výhodou použít třicestný katalyzátor (oxidačně-redukční), který v tomto poměrně úzkém pásmu součinitele přebytku vzduchu a při správné teplotě bude mít účinnost konverze škodlivin přes 90 %. Proběhnou v něm tedy dodatečné oxidace CO i HC a redukce  $\text{NO}_x$ .

Při spalování chudé směsi ( $\lambda = 1,1 \div 1,6$ ) se používá dvoucestný katalyzátor (oxidační), ve kterém proběhnou dodatečné oxidace CO a HC. Neproběhnou v něm však redukce  $\text{NO}_x$ . Proto se dnes používá nejčastěji způsob selektivní katalytické redukce (SCR), který za pomoci vstříkovaní vodného roztoku syntetické močoviny redukuje emise  $\text{NO}_x$  na vodu a dusík.

Pokud použijeme nějaký zapalovací systém, který dokáže vyvinout vysokou iniciační energii zážehu např. komůrkový zážeh zajišťující celkové prohoření směsi včetně CO a HC, je možné provozovat motor v režimu s extrémně chudou směsí ( $\lambda > 1,6$ ), kde může mít motor nízkou spotřebu a produkovat při tom velmi nízké množství škodlivin i bez dodatečných úprav v katalytickém systému. [1, 2, 4]

## 2.2 Tepelná účinnost

Pro zjednodušené určení tepelné účinnosti motorů se využívají idealizované oběhy motorů. K určení tepelné účinnosti zážehového motoru, kde je rychlost spalování dostatečně vysoká, se používá tzv. Ottův cyklus s izochorickým přívodem tepla, jehož tepelná účinnost je dána vztahem

$$\eta_t = \frac{W}{Q_p} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}. \quad (2)$$

$\eta_t$	tepelná účinnost oběhu	[1]
$W$	práce vykonaná oběhem	[J]
$Q_p$	přivedené teplo	[J]
$\varepsilon$	kompresní poměr	[1]
$\kappa$	Poissonova konstanta	[1]

Z tohoto vztahu lze vidět, že účinnost motoru je možné zvýšit navýšením kompresního poměru  $\varepsilon$  nebo zajištěním, aby Poissonova konstanta  $\kappa$  byla, pokud možno, co nejvyšší.

Při postupném navyšování kompresního poměru  $\varepsilon$  bude účinnost nejdříve strmě růst, později bude její růst pomalejší až neznatelný. Zvyšování kompresního poměru má ale i nevýhody, jako např. nutnost použití robustnější konstrukce motoru (zvýšení ceny či hmotnosti) nebo vyšší náchylnost k předčasnému samovznícení paliva (klepání) u zážehových motorů. Jako u většiny parametrů motoru tedy platí, že i kompresní poměr  $\varepsilon$  má nějakou optimální hodnotu s ohledem na ostatní vlivy a požadavky. [1]

Dalším způsobem, jak zvýšit termickou účinnost, je zajistit dostatečně vysokou Poissonovu konstantu  $\kappa$  při pracovním zdvihu, protože ta se u plynů mění v závislosti na teplotě.

Poissonova konstanta  $\kappa$  je definována vztahem

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (3)$$

$c_p$  izobarická měrná tepelná kapacita  $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

$c_v$  izochorická měrná tepelná kapacita  $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

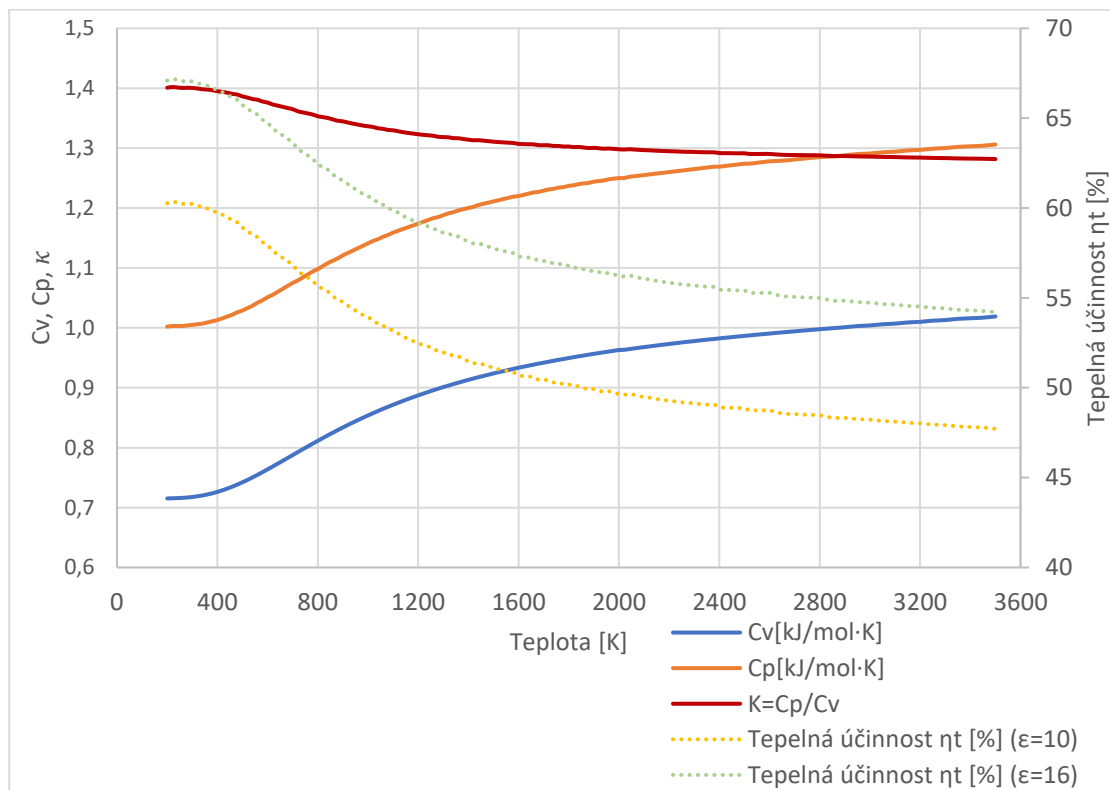
S použitím Mayerova vztahu

$$c_p = c_v + r, \quad (4)$$

kde  $r$  je měrná plynová konstanta  $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$ , můžeme rovnici pro Poissonovu konstanta  $\kappa$  upravit do tvaru

$$\kappa = \frac{c_v + r}{c_v} = 1 + \frac{r}{c_v} \quad (5)$$

U plynů izochorická měrná tepelná kapacita  $c_v$  roste s teplotou a proto  $\kappa$  s narůstající teplotou klesá.

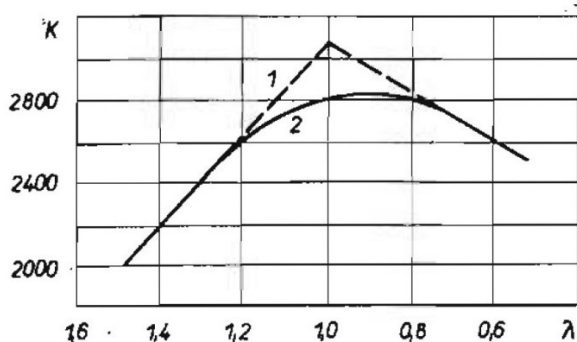


Obr. 2 – Vlastnosti ideálního plynu se složením odpovídajícím vzduchu při konstantním tlaku 0,1 MPa v závislosti na teplotě a tepelná účinnost. [Příloha 1]

Z obrázku 2 je patrné, že při spalování za nižších teplot bude tepelná účinnost motoru vyšší. To je způsobeno i snížením tepelných ztrát vysokotlaké části pracovního cyklu. Také je vidět, že motory s vyšším kompresním poměrem  $\epsilon$  mají vyšší tepelnou účinnost.

Křivky v grafu na obrázku 2 byly vyneseny s použitím vzorce (2) a tabulkových dat vlastností ideálního plynu se složením odpovídajícím vzduchu při konstantním tlaku 0,1 MPa.[6] Zanedbáním proměnných tlaků se sice vzdálíme od skutečných dějů ve spalovacím motoru, avšak pro názornou ukázkou toho, že snižování teploty spalování vede k zvyšování tepelné účinnosti motoru, je to zcela dostačující.

Jednou z možností, jak snižovat maximální spalovací teploty při pracovním zdvihu, je provozovat motor na chudou směs. Na následujícím obrázku 3 je vidět závislost teploty spalování na součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda$ . Křivka č. 1 odpovídá teplotám při zanedbání disociace. Křivka č. 2 znázorňuje teploty s uvažováním disociace. Za vysokých teplot totiž dochází k rozkladu (disociaci) spalin na CO z CO<sub>2</sub> a k tvorbě H<sub>2</sub> z vodní páry. [1]



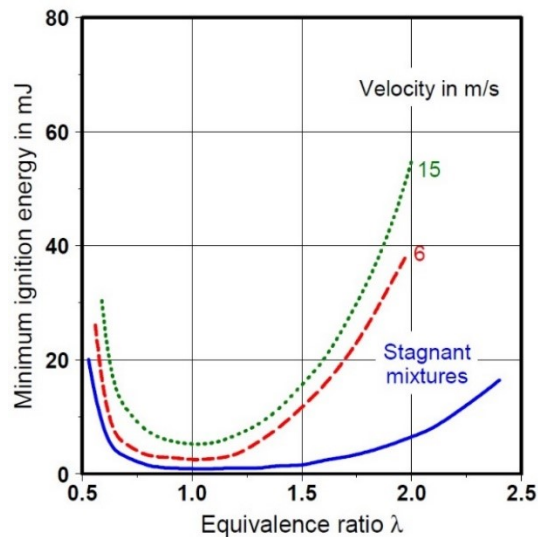
Obr. 3 – Závislost max. spalovacích teplot směsi benzen – vzduch na přebytku vzduchu. Bez disociace (1) a s disociací (2). [1]

Při provozu motoru na chudou směs může být škrtecí klapka plně otevřená. Tím se sníží pumpovací ztráty při výměně náplně válce, což vede též ke zvýšení účinnosti motoru. Při dokonalém spalování tedy dojde ke snížení spotřeby paliva a celkových emisí, včetně dnes velmi sledovaného CO<sub>2</sub>. Vlivem spalování za nižších teplot se snižují emise NO<sub>x</sub> u běžného zážehového motoru už při  $\lambda > 1,3 \div 1,5$  v závislosti na použitém palivu. Zvýšením přebytku vzduchu a zároveň snížením teplot spalování se navíc posune hranice klepání, což umožní zvýšení kompresního poměru, čímž taktéž dojde ke zvýšení účinnosti. [1]

### 2.3 Zápalnost chudé směsi

Z přechozích podkapitol by se mohlo zdát, že spalování chudé směsi má jen samé výhody. Jak už to ale v přírodě většinou bývá, tak i tento režim spalování s sebou nese i svá úskalí ve formě zvýšených nároků na zapalovací soustavu. Při použití konvenčního systému se zapalovací svíčkou totiž při hranici  $\lambda = 1,3$  dochází k vynechávání zážehů, což je v dnešní době přísných emisních limitů nepřijatelné. Proto je třeba používat zapalovací systém, který bude dostatečným zdrojem tepla s dostatečně vysokou teplotou. Čili systém, který dodá vyšší iniciační energii pro zažehnutí směsi. Zvýšením tlaku je možné meze zápalnosti taktéž posunout. [1, 2, 5]

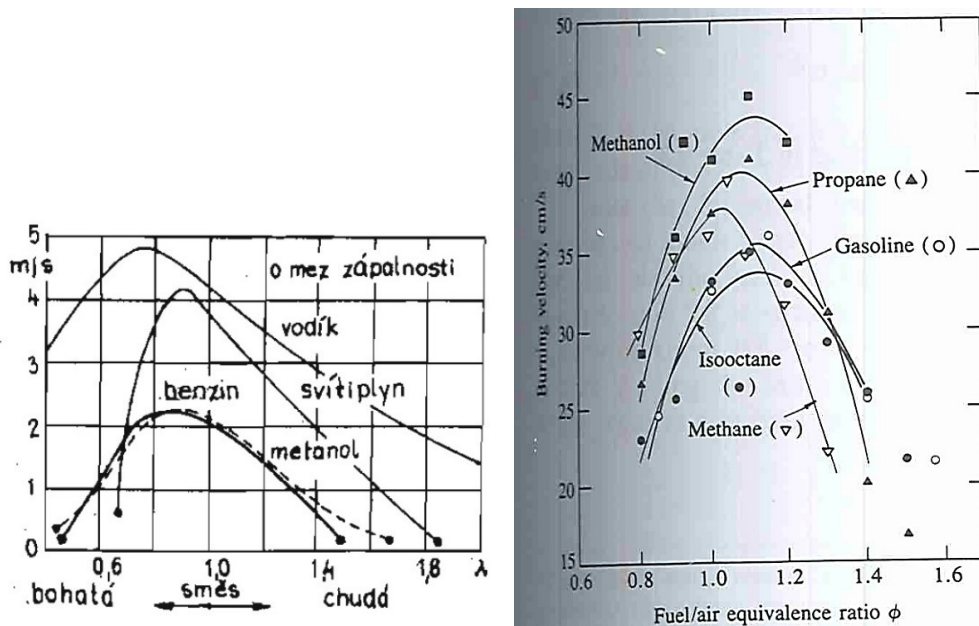




Obr. 4 – Účinek bohatosti směsi a rychlosti toku na minimální zapalovací energii potřebnou pro směsi vzduch/propan. [5]

Na obrázku 4 je znázorněna závislost minimální zapalovací energie (mJ) potřebná pro zapálení směsi v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda$ . Jsou zde vyneseny tři křivky, které ukazují průběhy minimální zapalovací energie při různých rychlostech proudění směsi ve válci, přičemž se při zvyšující rychlosti proudění zvyšuje také hodnota energie potřebná pro zažehnutí. Také je vidět téměř exponenciální závislost zvyšování potřebné energie pro zažehnutí při zvyšování přebytku vzduchu.

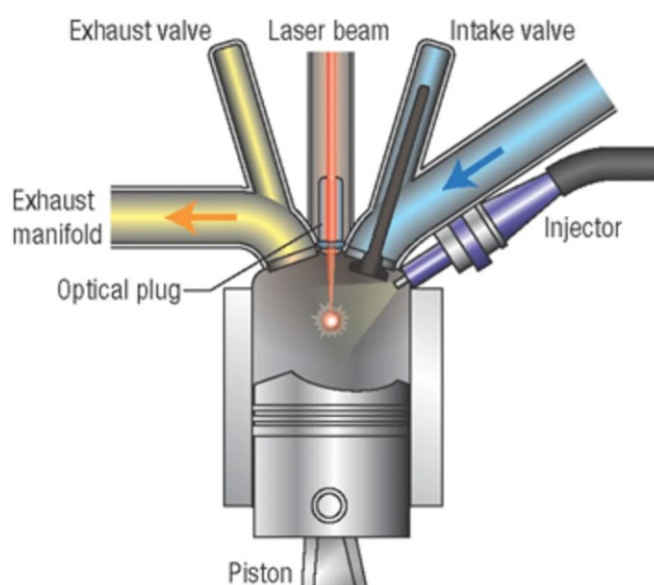
U pístových spalovacích motorů je důležitá také rychlost hoření. Teoreticky je z hlediska vývinu tepla v pracovním oběhu vhodná veliká rychlost, ale ta se může projevat nežádoucím tvrdým chodem zejména u pomaloběžných motorů. [1]



Obr. 5 – Závislost rychlosti hoření směsi v pokusné měřící bombě na součiniteli přebytku vzduchu ( $\lambda$ ). (vlevo) [1] Závislost rychlosti hoření směsi, včetně metanu, na fuel/air equivalence ratio ( $\phi=1/\lambda$ ). (vpravo) [5]

Z obrázku 5 je vidět, že rychlost hoření většiny směsí paliv se vzduchem bývá nejvyšší u mírně bohatých směsí a se snižováním i zvyšováním přebytku vzduchu podstatně klesá. Při spalování v motorech je rychlost hoření vlivem turbulence (proudění ve válci), vyšších tlaků a teplot při týchž přebytcích vzduchu podstatně vyšší. U benzínových motorů dosahuje rychlost 30 až 50  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ , u vznětových motorů 50 až 90  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Rychlost hoření chudé směsi je možné podpořit zvýšením turbulence, což ale vede ještě vyšším nárokům na iniciační energii pro zážeh směsi (Obr. 4). [1, 5]

Ke spolehlivému zažehnutí chudé směsi vzniklo v minulosti několik různých řešení. Jedním z nich je například zažehnutí směsi pomocí laserového paprsku (Obr. 6).

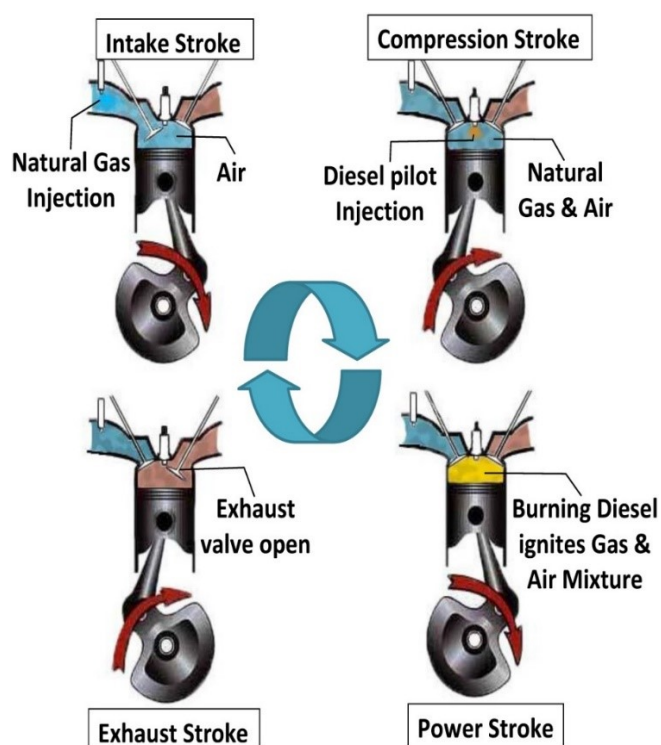


Obr. 6 – Zážeh směsi pomocí laserového paprsku. [22]

Tento systém umožní vývin velkého množství energie v krátkém čase, a tak pomáhá k rapidnímu nárůstu teploty a tlaku. To má za následek rychlý rozpad uhlovodíkových vazeb a snížení doby potřebné pro zážeh směsi. Oproti zapalovací svíčke, která při požadavcích vysoké energie jiskry má jen velmi malou životnost, disponuje tento systém vyšší životností, a to i díky možnosti posunutí bodu vzniku zážehu do větší vzdálenosti od hlavy válce.

Ačkoliv tento systém s sebou nese určité výhody, tak zatím nemůže být komerčně aplikován v automobilních motorech, protože tato technologie není dostatečně vyvinutá a bylo by náročné ji za rozumných finančních nákladů do motoru implementovat. [7]

Dalším způsobem pro zažehnutí směsi je také systém, který využívá vznícení motorové nafty. Funguje na principu použití dvojího paliva. Nejčastější bývá kombinace motorové nafty jakožto paliva s vysokým cetanovým číslem schopného se rychle vznítit a zemního plynu s výbornými antidetonačními vlastnostmi tedy vysokým oktanovým číslem. Použití těchto dvou paliv umožňuje provoz s chudou homogenní směsí zemního plynu a využití benefitů vysokého kompresního poměru. Vysoce vznětlivá nafta je v malé pilotní dávce vstříknuta do předem připravené směsi zemního plynu se vzduchem, kde se podobně jako ve vznětovém motoru vznítí a vygeneruje tak veliké množství energie pro okamžité zažehnutí chudé směsi. Výhody tohoto systému spočívají v poměrně nenáročné adaptaci na dnes používané vznětové motory a možnost provozu jen na motorovou naftu v místech, kde není dobrá dostupnost zemního plynu. Při kombinovaném provozu je možné dosáhnout nízkých výfukových emisí, zejména oxidů NO<sub>x</sub>, a vzhledem k ceně použitého paliva také k ekonomicky výhodnému provozu. Nevýhodou tohoto systému je však stálá závislost na motorové naftě a z toho plynoucí nutnost použití dvou rozdílných palivových nádrží. [8, 9, 10]

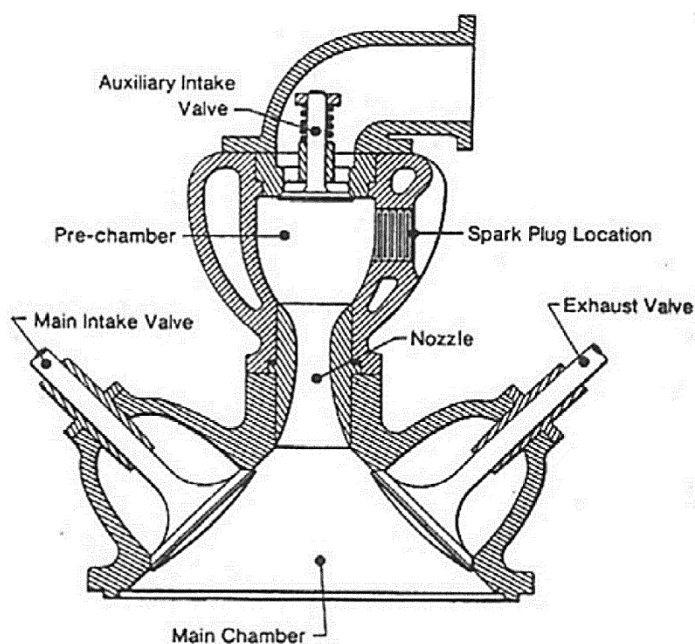


Obr. 7 – Konvenční čtyřdobý vznětový motor na dvojí palivo. [9]

Další možností pro zažehnutí chudé směsi je použití komůrkového zážehu (v angličtině Pre-Chamber Ignition), který bude dále rozepsán v následujících kapitolách.

### 3 Komůrkový zážeh

Snaha o použití komůrkového zážehu pro spalování chudé směsi ve spalovacích motorech začala už v roce 1916, kdy si nechal Sir Harry Ralph Ricardo patentovat svůj koncept motoru schopného spalovat chudou směs (Obr. 8). Tento motor umožňoval spalovat vrstvenou směs díky použití pomocného pasivního sacího ventilu, který zajišťoval naplnění komůrky bohatou směsí. Ta byla následně zažehnuta pomocí zapalovací svíčky a díky trysce, která propojovala komůrku s hlavním spalovacím prostorem, se vlivem turbulentního plamene zažehla i velmi chudá směs ve zbylém objemu válce. [11]



Obr. 8 – Hlava válce Ricardova motoru se jménem Dolphin. [11]

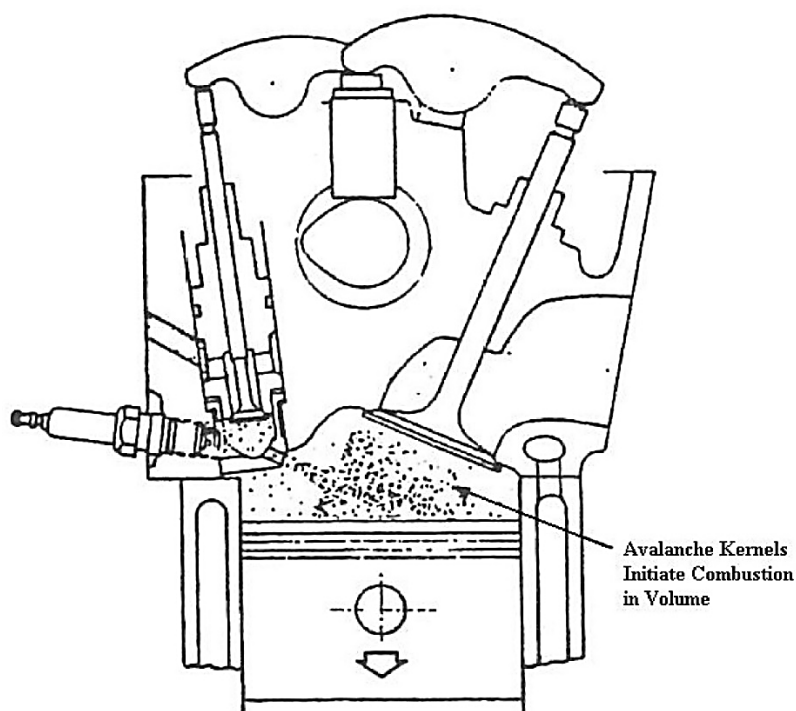
Tento koncept umožňující posunout provozní rozsah motoru do chudých směsí inspiroval mnoho dalších návrhů zejména kolem sedmdesátých let minulého století, kdy nastala ropná krize a spotřeba paliva se stala velkou prioritou.

Následný vývoj zapalovacích komůrek se rozděloval jednak podle způsobu přivodu dodatečného paliva pro zajištění potřebné bohatosti směsi v komůrce. Dále také podle objemu komůrky vůči kompresnímu objemu válce a počtu, či průměru, otvorů propojujících komůrku s hlavním spalovacím prostorem. [11]

### 3.1 LAG

V roce 1950 byl Nikolajem Semenovem představen koncept komůrkového zapalování, který využíval jednoho či více propojovacích otvorů s mnohem menší velikostí oproti do té doby představeným návrhům [11]. Použití malých otvorů způsobí prvotní pohasnutí plamene vlivem velké rychlosti proudění skrz otvůrek, následně však umožní zaplnění hlavního spalovacího prostoru paprsky velmi reaktivních radikálů, které se poté znovu vznítí v určité vzdálenosti od komůrky. Malé otvůrky taktéž umožňují proniknutí paprsků plamene hlouběji do hlavního spalovacího prostoru, což je velmi žádané, pokud to neohrozí životnost dílů přicházejících do kontaktu s plamenem. To lze do určité míry potlačit použitím relativně malého objemu komůrky.

Tento koncept později prozkoumal a vyvinul Lev Ivanovich Gussak do podoby prvního motoru využívajícího tryskové zapalování (v angličtině jet ignition). Tento proces pojmenoval LAG (Lavinia Aktivatisia Gorenia neboli lavinovitě aktivované spalování). Zjistil také, že tento koncept fungoval nejlépe při velikosti komůrky v rozsahu 2 až 3 % kompresního objemu válce, plochou otvůrků 0,03 až 0,04 cm<sup>2</sup> na 1 cm<sup>3</sup> objemu komůrky a délkou otvůrku rovnající se polovině průměru otvůrku. [11]



Obr. 9 – Schéma procesu LAG využívajícího distribuci aktivních radikálů. [11]

Použití malé komůrky má zároveň oproti větším variantám výhodu v podobě zanedbatelných energetických ztrát a nižších emisí HC.

Díky této rozsáhlé studii, kterou provedl Gussak, byla odhalena významnost výskytu aktivních radikálů v systémech tryskového zapalování [11]. Tento systém zapalování využívající LAG procesu v 80tých letech minulého století zkoumal také Yamaguchi a kol. [11]. Prozkoumali proces zapalování a hoření v oddělené komoře pro dvě rozdílné velikosti komůrek a několik průměrů spojovacích otvůrků. Identifikovali čtyři různé modely zažehnutí, které při tomto procesu spalování mohou nastat.:

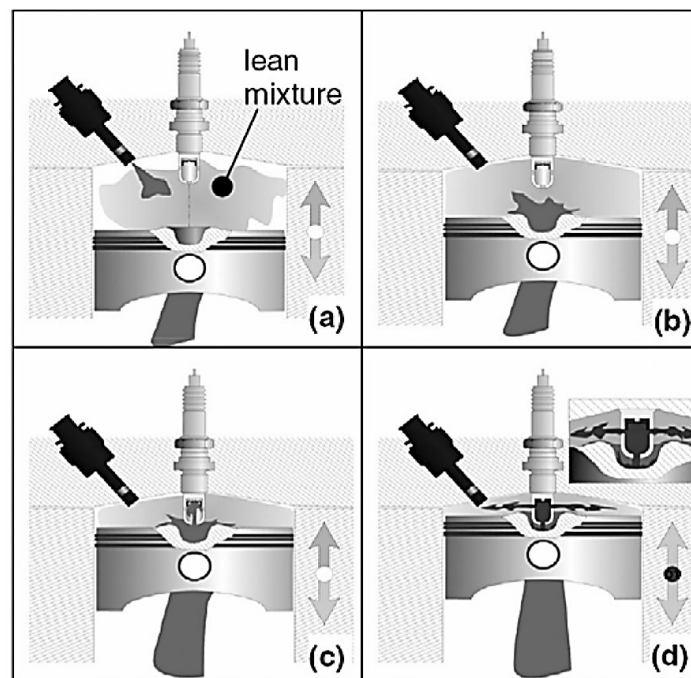
- I. **Dobře rozptýlené hoření:** Otvůrky s malým průměrem. Po dlouhé indukční době je hlavní náplň zapálena a hoří rychle díky chemické řetězové reakci spíše než tepelné reakci.
- II. **Kombinované hoření:** Otvůrky s mírně větším průměrem než v I. způsobí kratší indukční dobu. Zapálení je výsledkem působení aktivních radikálů a tepelných efektů. Hoření v hlavním spalovacím prostoru je podpořeno plamenem. Tento režim byl označen jako nejlepší pro provoz s chudou směsí (směs propan-vzduch, komůrka  $\lambda = 0,9$ , hlavní spalovací prostor  $\lambda = 2,5$ ).
- III. **Zapalování jádrem plamene:** Otvůrky s větším průměrem než ve II., ale pouze do té míry, aby byl zachován charakter turbulentního výšlehu, který pronikne hluboko do hlavního spalovacího prostoru. Zažehnutí je způsobeno výhradně jádrem plamene.
- IV. **Zapalování čelem plamene:** Otvůrky s největším průměrem. Z komůrky přes otvůrky prochází čelo plamene do hlavního spalovacího prostoru, kde následně probíhá normální šíření plamene.

Yamaguchiho výzkum dále podpořil Gussakovu myšlenku, že k efektivnímu zapálení hořlavé směsi stačí pouze aktivní radikály. Z jejich výzkumu však vyplynulo, že nejvýhodnější model zažehnutí chudých směsí je právě kombinované hoření (II.). [11]

### 3.2 Zapalovací komůrka v tělese zapalovací svíčky

Paralelně s Yamaguchiho výzkumem se pokoušel také Reinhard Latsch vyvinout systém komůrkového zážehu. Snažil se zjednodušit LAG proces tím, že odstranil dodatečný ventil pro přívod bohaté směsi do komůrky. Jeho systém se tedy spoléhal na plnění komůrky jen pomocí vtlačení směsi z hlavního spalovacího prostoru vlivem pohybujícího se pístu. Tento systém komůrkového zážehu pojmenovaný Swirl Chamber Spark Plug obsahoval malou komůrku v tělese zapalovací svíčky s průměrem 14 mm. Pro zajištění správné funkce komůrky použil Latsch se svým kolektivem ještě přímé vstřikování paliva a píst s miskovitým vybráním. Tento koncept nazvali BPI (Bowl Pre-Chamber Ignition). [11, 12, 13]

Tento systém používá dvě dávky přímo vstřikovaného paliva. První dávka se vstříkuje během sacího zdvihu a zajišťuje tvorbu homogenní chudé směsi ve válci ( $\lambda = 1,4 - 1,7$ ). Druhá dávka je mnohem menší (přibližně 3 % celkové dávky), vstříkuje se při kompresním zdvihu směrem do miskovitěho vybrání v pístu a je tak transportována pohybem pístu do komůrky s vysokým turbulentním tokem. Bohatá směs v komůrce je následně zažehnuta elektrodami. To vede k vytvoření paprsků plamene, které proniknou do hlavního spalovacího prostoru s chudou směsí. Tento systém vykazuje značné snížení spotřeby paliva a emisí  $\text{NO}_x$  při částečném zatížení. Dochází také ke snížení citlivosti ke klepání při plném zatížení. [11, 12, 13]

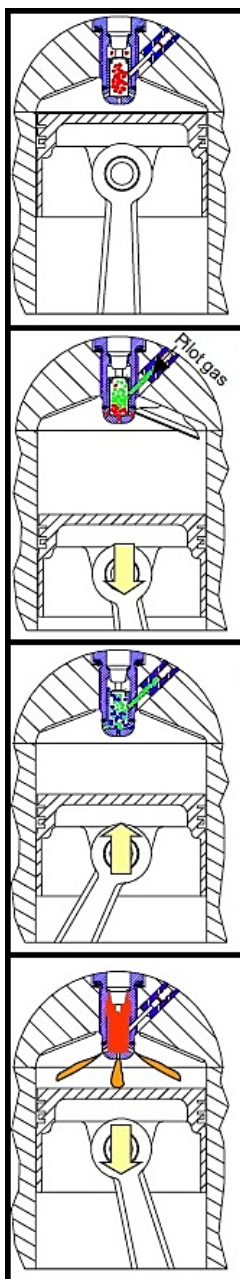


Obr. 10 – Schématické znázornění konceptu BPI. (a) vstřik paliva při kompresním zdvihu, (b) směs v miskovitěm vybrání pístu, (c) směs vtlačovaná do komůrkové zapalovací svíčky, (d) zažehnutí a zapálení pomocí výšlehu paprsků plamene. [11, 12, 13]

Ačkoliv použití této pasivní koncepce vykazuje rychlé uvolnění energie, tak právě kvůli nedostatečnému vypláchnutí zbytkových plynů v komůrce dochází k tomu, že tento systém neposouvá meze zápalnosti do chudších směsí oproti systému s konvenční zapalovací svíčkou. Další návrhy vedly k použití aktivní koncepce, kde byla komůrka vyplachována metanem. To vedlo k výraznému posunutí meze zápalnosti do chudších směsí. [11, 12, 13]

### 3.3 Zapalovací komůrka s pilotním vstřikem paliva

V roce 2007 Latsch se svým kolektivem vydali publikaci výzkumu zapalovací komůrky s pilotním vstřikem paliva [11]. Jedním z cílů bylo vytvořit zapalitelnou zónu s nízkým požadavkem iniciační energie za účelem minimalizovat nároky na zapalovací soustavu. Zároveň chtěli navrhnout systém, kterým by bylo možné zažehnout velmi chudou směs v hlavním spalovacím prostoru. Z předchozích studií věděli o problému s nevypláchnutými zbytkovými plyny v komůrce, a tak jejich systém během sacího zdvihu vstříkával do komůrky malé množství paliva, které pomáhá vytlačit zbytkové plyny z komůrky. Vyplachování komůrky prováděli metanem, reformovaným plynem či vodíkem, se kterým dosahovali nejlepších výsledků v posouvání meze zápalnosti. [11]



#### a) Konec výfukového zdvihu v HÚ

- v komůrce zůstává velké množství zbytkových plynů
- nejdříve v tuto chvíli je vhodné vstříknout pilotní dávku paliva

#### b) Sací zdvih

- vstřikování pilotní dávky paliva do komůrky
- vytlačování zbytkových plynů z komůrky
- nasávání čerstvé chudé směsi do válce

#### c) Kompresní zdvih

- proudění chudé směsi z válce do komůrky
- mísení chudé a bohaté směsi, které vede k přibližně stechiometrickému složení

#### d) Expanzní zdvih

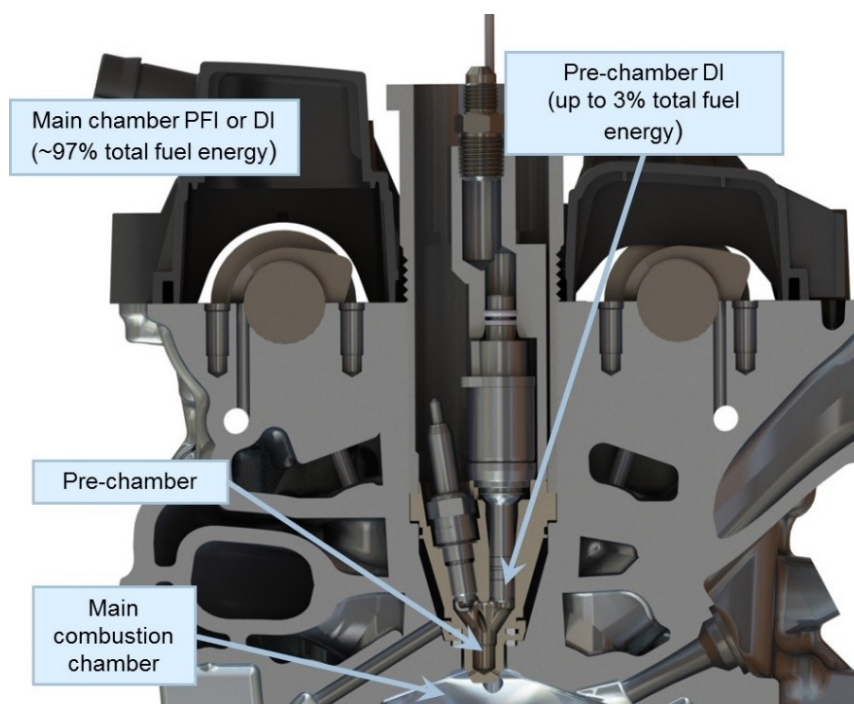
- zažehnutí směsi v komůrce jiskrou od zapalovací svíčky (píst je před HÚ)
- počátek rychlého hoření v komůrce
- tvorba prostorově rozloženého pole paprsků plamene s velkou plochou, které následně zapálí chudou směs hluboko ve válci

Obr. 11 – Princip zapalovací komůrky s pilotním vstřikem paliva. [15]



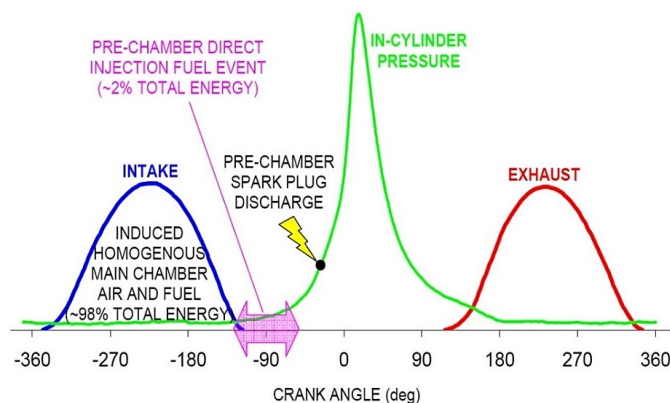
### 3.4 Zapalovací komůrka Mahle – Turbulent Jet Ignition

Od roku 2009 se William Attard s kolektivem zabýval vývojem zapalovací komůrky, která by mohla být jednoduše instalována do běžného zážehového motorů bez výrazných změn v jeho konstrukci [11]. Jejich systém s vyplachovanou komůrkou umožňuje využít sériově vyráběných komponentů (zapalovací svíčka, vstřikovač paliva) a komerčních paliv (benzín, propan, zemní plyn). Tento systém je dnes v produkci společnosti Mahle Powertrain pod názvem Turbulent Jet Ignition, či Mahle Jet Ignition system. Od počátku tohoto vývoje vzniklo několik variant zkoušených motorů, u kterých se komůrka lišila zejména počtem a průměrem propojovacích otvůrků komůrky s hlavním spalovacím prostorem. Nejčastěji se používalo 6 otvůrků s průměrem 1,25 mm a délkou 3 mm. Objem komůrky se pohyboval kolem 2 % kompresního objemu, který při zdvihovém objemu válce  $0,6 \text{ dm}^3$  odpovídal hodnotě  $1,3 \text{ cm}^3$ . Velmi malý objem komůrky snižuje emise HC, tepelné ztráty a množství zbytkových plynů. [11, 14]



Obr. 12 – Aktivně vyplachovaná komůrka MAHLE Jet Ignition 2019. [21]

Systém používá dva vstřikovače paliva. Jeden přímý vstřikovač je umístěn v modulu zapalovací komůrky a vstřikuje malé množství paliva do komůrky za účelem vypláchnutí komůrky od spalin a vytvoření dostatečně bohaté směsi v komůrce, která umožní spolehlivé zažehnutí pomocí malé zapalovací svíčky. Ta je taktéž součástí modulu zapalovací komůrky. Z celkového množství přiváděného paliva se přímo do komůrky vstřikuje 2-3 % paliva. Zbývajících 97-98 % paliva je tedy přiváděno ve formě chudé směsi do válce buďto nepřímým vstřikem paliva do sacího potrubí, nebo v nejnovějších variantách přímým vstřikem do válce (Obr. 13). [11]

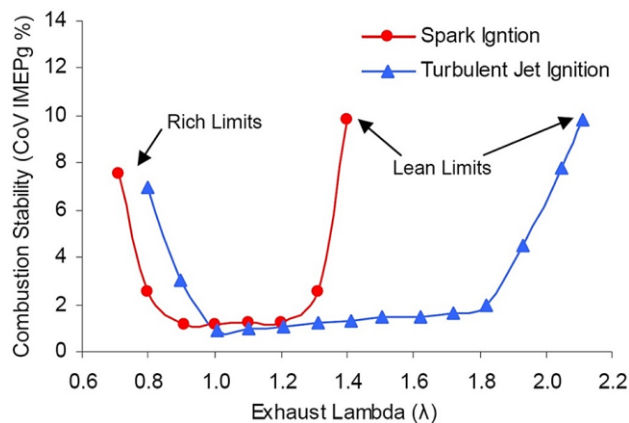


Obr. 13 – Znáznornění fází v jednom cyklu motoru se systémem Mahle. Turbulent Jet Ignition 2010. [11]

Na následujících obrázcích 14 až 19 je vidět porovnání výsledků měření při použití zapalovací komůrky, nebo zapalovací svíčky. Experimentální výsledky byly naměřeny na jednoválcovém zkušebním motoru Mahle a publikovány v roce 2010. Motor byl provozován s nízkým zatížením na benzín přiváděný do válce a propan přiváděný do komůrky při  $1500 \text{ min}^{-1}$ , 3,3 bar IMEP a 2,62 bar BMEP. [14]

<b>Zdvihový objem válce</b>	0,6 dm <sup>3</sup>
<b>Vrtání/zdvih</b>	88/98 mm
<b>Kompresní poměr</b>	10,4:1
<b>Objem komůrky</b>	1,3 cm <sup>3</sup> ; 2 % kompresního objemu válce
<b>Počet propojovacích otvůrků</b>	6
<b>Průměr propojovacích otvůrků</b>	1,25 mm
<b>Délka propojovacích otvůrků</b>	3 mm

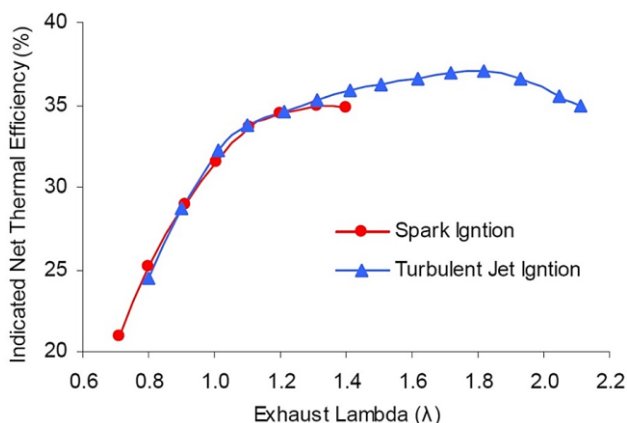
Tabulka 1 – Základní parametry zkušebního motoru a komůrky Mahle. [14]



Obr. 14 – Porovnání stability chodu motoru v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu ve výfuku při použití zapalovací svíčky, nebo zapalovací komůrky Mahle. [14]

Z obrázku 14 je zřetelné, že při použití zapalovací komůrky Mahle lze provozovat motor až do hodnoty součinitele přebytku vzduchu  $\lambda = 2,1$ ; kde má motor stále dostatečně stabilní chod, zatímco při použití konvenční zapalovací svíčky jen do hodnoty  $\lambda = 1,4$ . Systém se zapalovací komůrkou však funguje hůře při provozu motoru s velmi bohatou směsí, což je pravděpodobně způsobeno nedostatkem vzduchu uvnitř komůrky, který zajišťuje spolehlivé rozběhnutí termických reakcí uvnitř komůrky. [14]

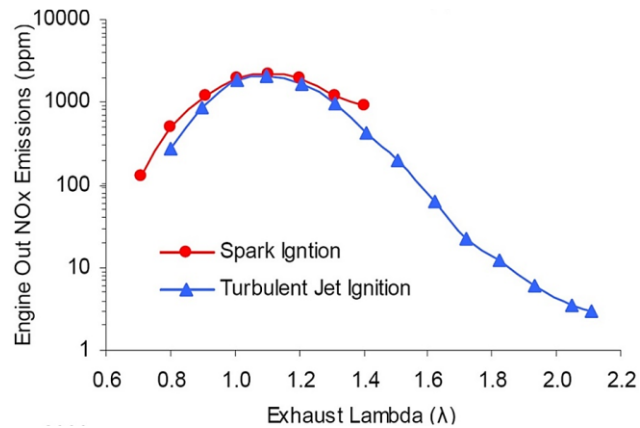
Právě díky možnosti provozovat motor se zapalovací komůrkou ve velmi chudém režimu, kdy se výrazně redukuje škrcení přívodu vzduchu klapkou, dosahuje motor vyšší termické účinnosti, a to vede až k 18% snížení spotřeby paliva oproti motoru s konvenční zapalovací svíčkou provozovanému na stechiometrickou směs. Průběhy indikovaných termických účinností lze vidět na obrázku 15.



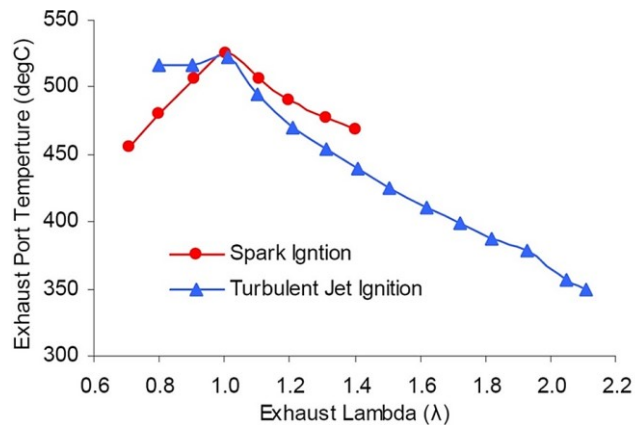
Obr. 15 – Porovnání indikované termické účinnosti motoru v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu ve výfuku při použití zapalovací svíčky, nebo zapalovací komůrky Mahle. [14]

Spalování velmi chudé směsi vede ke snížení špičkových teplot, a to má za následek i snížení emisí  $\text{NO}_x$ . Použitím zapalovací komůrky a provozu motoru s chudou směsí o hodnotě vyšší než  $\lambda = 1,8$  je možné dosáhnout téměř nulového počtu částic  $\text{NO}_x$  ve výfuku bez dodatečné úpravy v katalyzátoru. Hlavní podíl z tohoto nízkého počtu dusíkatých emisí je pravděpodobně zapříčiněn bohatou směsí v komůrce, kde jsou vysoké špičkové teploty spalování, proto je vhodný malý objem komůrky. Průběhy emisí  $\text{NO}_x$  ve výfuku, bez dodatečné úpravy, jsou vidět na obrázku 16. Z průběhu  $\text{NO}_x$  emisí je patrné, že použití zapalovací komůrky umožňuje při nízkém zatížení spalovat velmi chudou směs, při které není vyžadována jejich dodatečná úprava v katalyzátoru s ohledem na aktuální evropskou emisní legislativu. [14]

Případné změny spalování z velmi chudé směsi na stechiometrickou směs, při přechodu na vysoké zatížení, představují komplikaci v podobě špatné funkce třicestného katalyzátoru v přechodovém režimu. Při spalování velmi chudé směsi jsou teploty ve výfuku výrazně nižší než při spalování stechiometrické směsi. Porovnání teplot ve výfuku lze vidět na obrázku 17. Je tedy potřebné zajistit správnou oxidační funkci katalyzátoru pro snížení emisí CO a HC. [14]

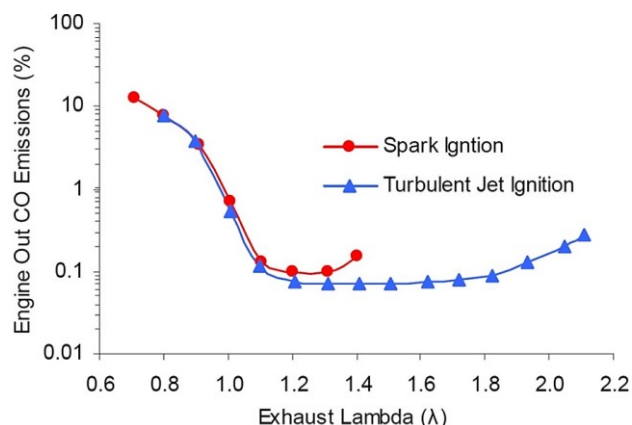


Obr. 16 – Porovnání emisí NO<sub>x</sub> ve výfuku, bez dodatečné úpravy, motoru v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu ve výfuku při použití zapalovací svíčky, nebo zapalovací komůrky Mahle. [14]

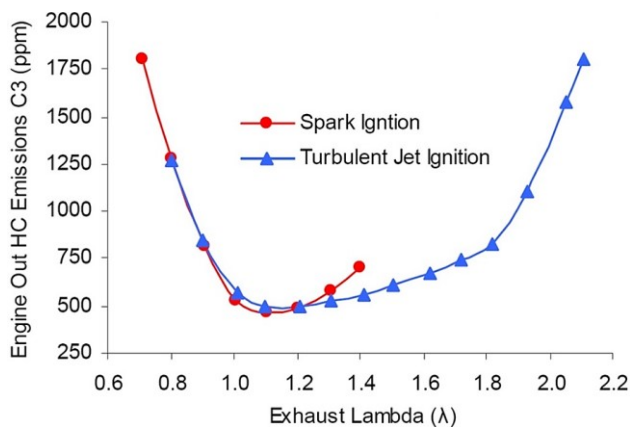


Obr. 17 – Porovnání teplot ve výfuku motoru v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu ve výfuku při použití zapalovací svíčky, nebo zapalovací komůrky Mahle. [14]

Na obrázcích 18 až 19 jsou znázorněny průběhy emisí CO a HC. Naměřené experimentální výsledky odpovídají předpokladu zvýšeného množství uváděných emisí při snižující se stabilitě chodu motoru, jejíž průběhy byly již dříve zobrazeny na obrázku 14. Nárůst těchto emisí při bohaté směsi je důsledkem zejména nekompletního spalování. Naopak zvýšený výskyt těchto emisních složek v oblasti velmi chudé směsi je zapříčiněn nízkými teplotami spalování, které vedou k nedokonalému dohořívání v expanzním a výfukovém zdvihu. [14]



Obr. 18 – Porovnání emisí CO ve výfuku motoru v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu ve výfuku při použití zapalovací svíčky, nebo zapalovací komůrky Mahle. [14]



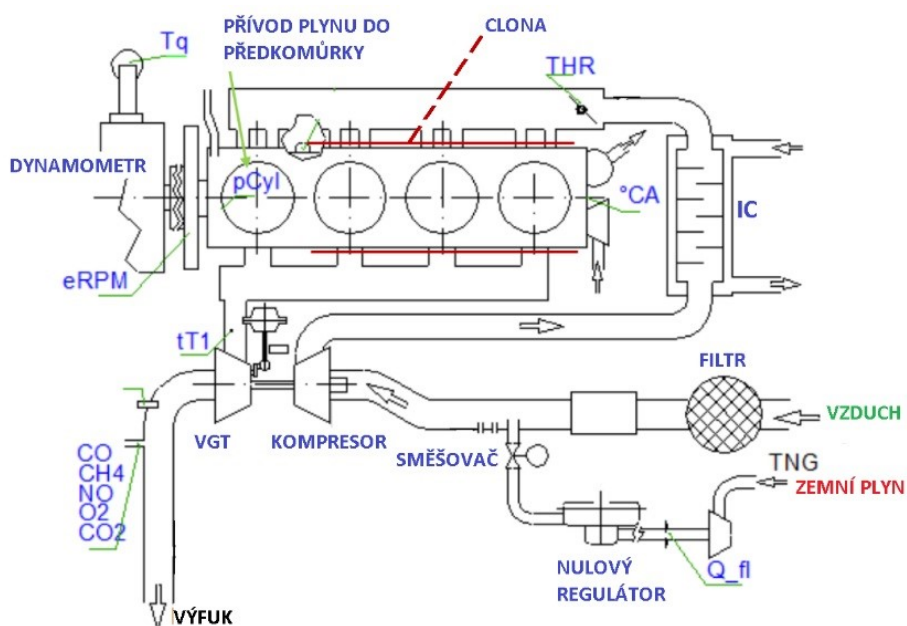
Obr. 19 – Porovnání emisí HC ve výfuku motoru v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu ve výfuku při použití zapalovací svíčky, nebo zapalovací komůrky Mahle. [14]

### 3.5 Zapalovací komůrka ČVUT

Poměrně rozsáhlý výzkum fungování zapalovacích komůrek byl proveden řadou vědeckých pracovníků Českého vysokého učení technického v Praze. Společně vydali několik vědeckých publikací [16, 17]. Přehledné zpracování dosažených výsledků tohoto výzkumu je možné vidět v disertační práci, kterou napsal pan Ing. Zbyněk Syrovátka, Ph.D. [4].

Pro experimentální výzkum různých variant zapalovacích komůrek už několik let používají modifikovaný motor AVIA D432.100. Tento původně turbodmychadlem přeplňovaný vznětový motor disponoval kompresním poměrem 17,5:1. Pro přestavbu na zážehový motor bylo nutné kompresní poměr snížit na hodnotu 12,5:1 a to z důvodu snížení náchylnosti k předčasnému samovznícení paliva (klepání). Byla tedy provedena úprava v podobě zvětšení spalovacího prostoru původního pístu do miskovitěho tvaru. Aby mohl být motor provozován na zemní plyn, byl upraven včetně palivové soustavy, která po modifikaci obsahovala nízkotlaký směšovač. [4, 17]

Z časových a ekonomických důvodů pro prvotní funkční zkoušky navržených variant zapalovacích komůrek bylo motor vhodné upravit tak, aby mohl být provozován jako jednoválec. Vložením clony mezi hlavu válců a příruby sacího a výfukového potrubí bylo tedy docíleno vyřazení zbylých tří válců z provozu. [4]

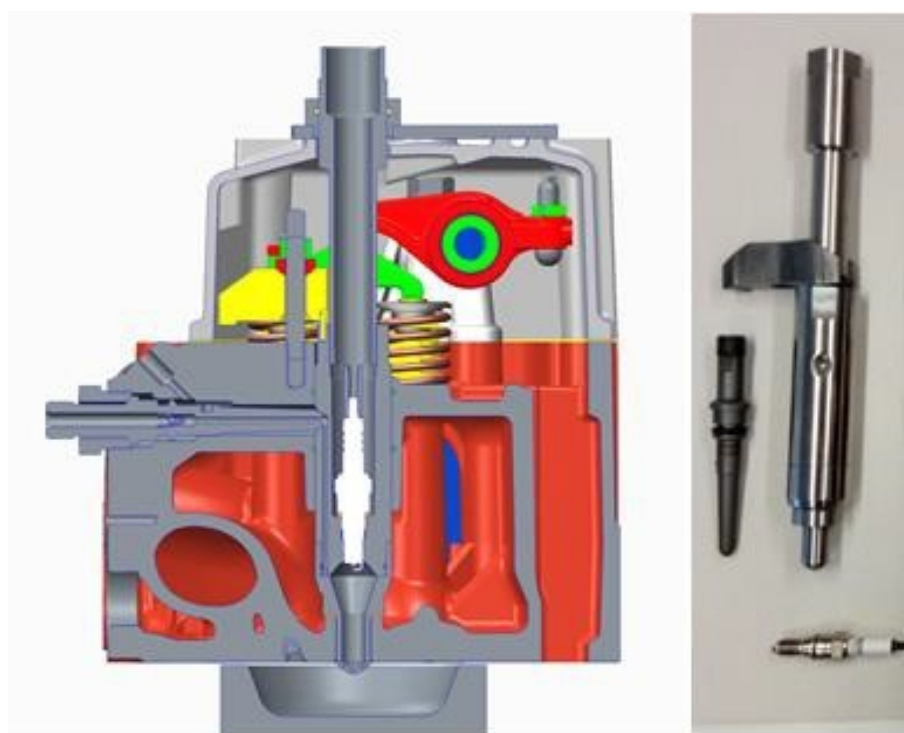


Obr. 20 – Schéma uspořádání plynového motoru AVIA G432. [4]

<b>Zdvihový objem válce</b>	0,98 dm <sup>3</sup>
<b>Vrtání/zdvih</b>	102/120 mm
<b>Kompresní poměr</b>	12,5:1
<b>Kompresní objem</b>	80 cm <sup>3</sup>
<b>Počet ventilů na válec</b>	4

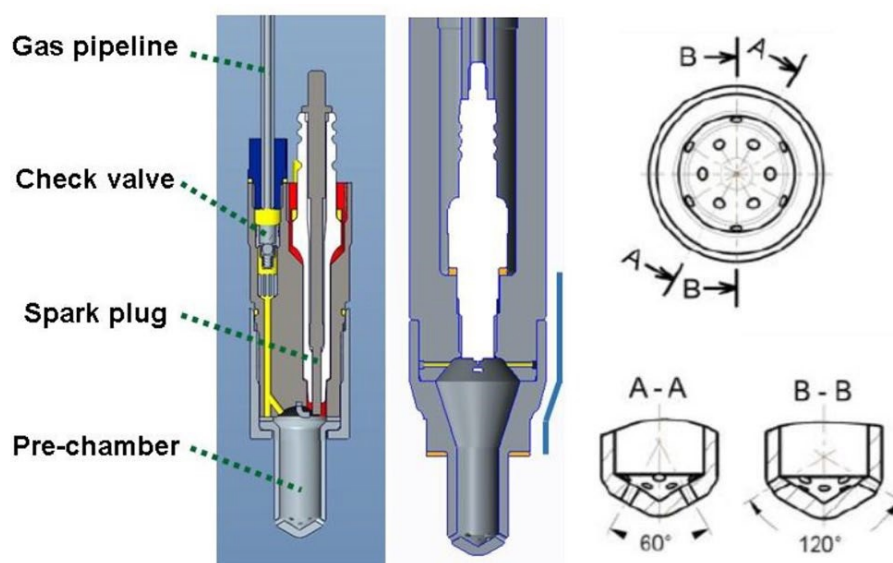
Tabulka 2 – Základní parametry modifikovaného motoru AVIA D432. [4, 17]

Pro zástavbu zapalovací komůrky, která je umístěna v místě původního vstřikovače, bylo potřeba zvětšit vývrt z průměru 7,5 mm na 13,2 mm. Tato zvýšená hodnota je s ohledem na zachování dostatečné pevnosti spodní desky hlavy válců limitní. Zvýšení objemu zapalovací komůrky je tedy možné docílit pouze jejím prodloužením. Toto prostorové omezení je způsobeno zejména čtyřventilovou technologií, která se však používá téměř u všech moderních automobilových motorů. Z prostorového hlediska je lepší hlava válců se střeovitým spalovacím prostorem, která má větší rozevření ventilů, tudíž i více prostoru mezi ventilovými pružinami. U modifikovaného motoru AVIA je vývrt pro tělo zapalovací komůrky, který je obklopen ventilovými pružinami, limitován na průměr 29 mm. [4]



Obr. 21 – Konstrukční řešení instalace zapalovací komůrky do modifikovaného motoru AVIA G432. [4]

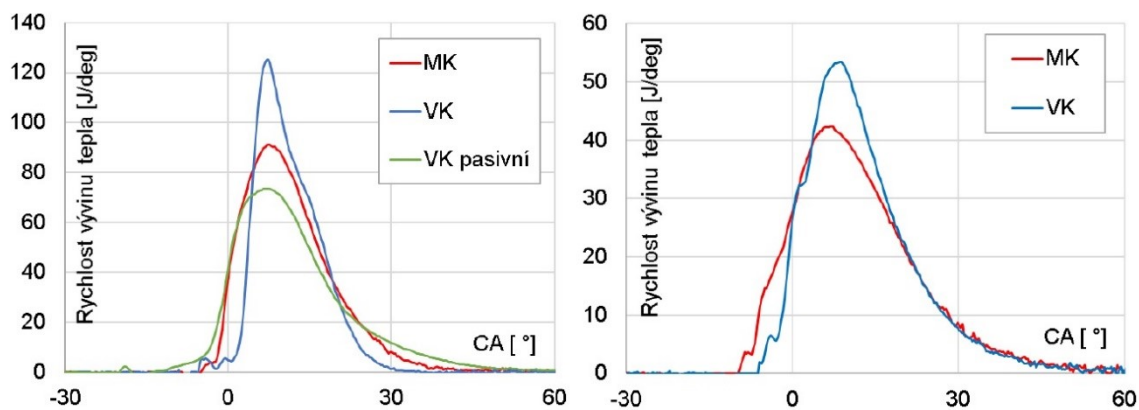
V průběhu výzkumu bylo proměřeno několik variant zapalovacích komůrek, přičemž bylo provedeno také srovnání dvou zapalovacích komůrek s rozdílným objemem.



Obr. 22 – Konstrukční návrh zapalovacích komůrek ČVUT. Malá (vlevo), velká (uprostřed), geometrické uspořádání 12 propojovacích otvůrků s průměrem 1,2 mm. [17]

Během experimentálního měření byl motor provozován na zemní plyn při konstantních otáčkách  $1800 \text{ min}^{-1}$  a plně otevřenou škrtkicí klapkou. Předstih zážehu byl nastavován pro každý měřený bod s ohledem na dodržení požadavku  $CA_{50} = 10^\circ \text{ aTDC}$ . Byly zkoušeny dvě zapalovací komůrky s rozdílným objemem. Malé zapalovací komůrce s označením MK 12x1,2 odpovídal objem  $1,92 \text{ cm}^3$  a velké zapalovací komůrce s označením VK 12x1,2 odpovídal objem  $4,1 \text{ cm}^3$ . Obě varianty měly zachovány stejný průřez a geometrii otvůrků. Zkoušení zapalovacích komůrek probíhalo buďto v aktivním režimu, kdy byl přímo do komůrky přiváděn zemní plyn pomocí palivového potrubí, nebo v pasivním režimu, kdy byl přívod paliva do komůrky uzavřen a její plnění zápalnou směsí z válce se konalo při kompresním zdvihu. [17]

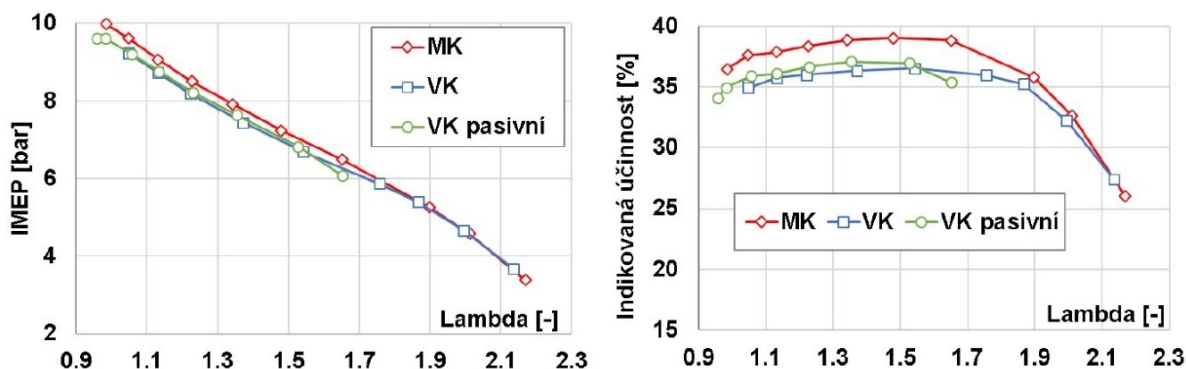




Obr. 23 – Rychlost vývinu tepla za průměrný pracovní cyklus.  $\lambda=1,5$  (vlevo),  $\lambda=2$  (vpravo). Porovnání malé (MK) a velké aktivní zapalovací komůrky (VK) společně s velkou pasivní zapalovací komůrkou (VK pasivní). [17]

Na obrázku 23 lze vidět, že pasivní zapalovací komůrka vykazuje, za těchto podmínek s chudou směsí, nejpomalejší rychlost spalování. Při zvyšování přebytku vzduchu nad  $\lambda = 1,55$  docházelo u pasivní varianty k výraznému zhoršení stability spalování. Dále lze vidět, že velká varianta zapalovací komůrky vykazuje nejvyšší rychlost spalování. Díky tomu je zkrácena celková doba hoření a také může být použit i mnohem menší předstih zážehu. Rozdíly mezi jednotlivými zapalovacími komůrkami se však se zvyšováním součinitele přebytku vzduchu snižují. [17]

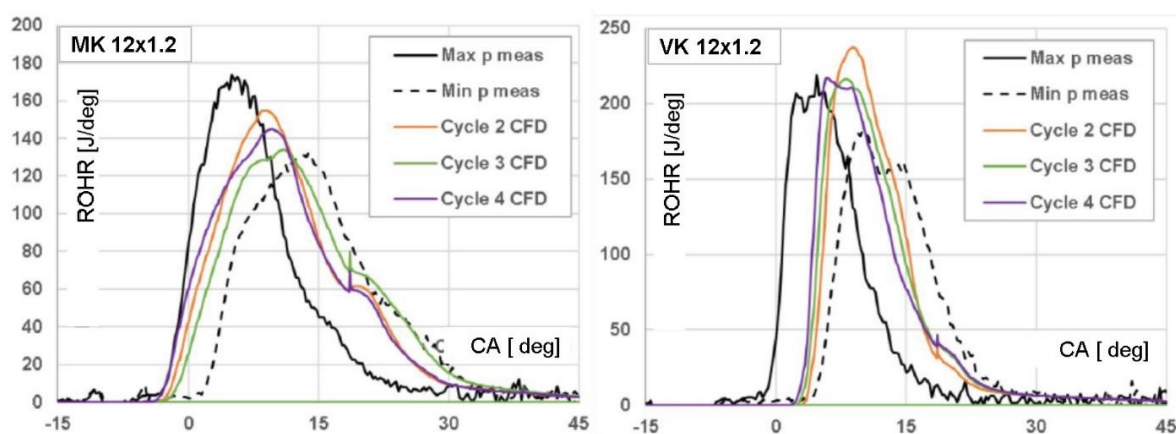
Ačkoliv zvyšování objemu zapalovací komůrky může vést k rychlejšímu spalování, tak zároveň dochází ke snižování celkového kompresního poměru motoru, navyšování teplosměnné plochy, a tedy i tepelných ztrát. Všechny tyto okolnosti mají za následek snižování celkové účinnosti motoru (Obr. 24). Proto z výzkumu na motoru G432 vyšla lépe malá varianta zapalovací komůrky (1,92 cm<sup>3</sup>, tj. cca 2 % celkového kompresního objemu válce). [17]



Obr. 24 – Střední indikovaný tlak (IMEP) a indikovaná účinnost v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu u jednotlivých variant zapalovacích komůrek. [17]

Výzkum dále ukázal, že při použití turbulentního modelu hoření ECFM-3Z, lze pomocí CFD simulace získat dostatečně přesné výsledky rychlosti vývinu tepla ve válci (ROHR). Tento model hoření je založen na zjednodušeném přístupu chemického rovnovážného stavu. To znamená, že dojde ke spálení veškerého paliva, pokud je k dispozici dostatečné množství kyslíku. Pomocí tohoto modelu hoření však není možné zachytit některé chemické efekty, jako je například lokální zhášení plamene, které je způsobeno nízkou teplotou. Čím více se tedy vzdaluje složení směsi od ideálního stechiometrického směšovacího poměru, tím větší je nepřesnost výsledků rychlosti vývinu tepla ve válci. [17]

Obrázek 25 zobrazuje porovnání experimentálně získaných dat s CFD výsledky. Černými křivkami jsou znázorněny naměřené cykly s nejvyšším a nejnižším dosaženým spalovacím tlakem. Výsledné křivky z CFD simulace leží právě mezi těmito černými křivkami, což dokazuje poměrně dobrou shodu s experimentem a potvrzuje kvalitu kalibrace samotného CFD modelu simulace. Rozdílné průběhy křivek jsou dány mezicyklovou variabilitou, kterou lze zachytit jednak experimentem, ale také pomocí LES přístupu CFD simulace. První cyklus CFD simulace byl vynechán, protože mohl být ovlivněn volbou předepsaných počátečních podmínek. [17]



Obr. 25 – Rychlost vývinu tepla (ROHR) ve válci při součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda=1.05$ .  
 Vlevo malá aktivní komůrka (MK 12x1.2), vpravo velká aktivní komůrka (VK 12x1.2).  
 Porovnání naměřených dat jednotlivých cyklů s nejvyšším a nejnižším dosaženým spalovacím tlakem  
 (Max p meas a Min p meas) a výsledky CFD simulace. [17]

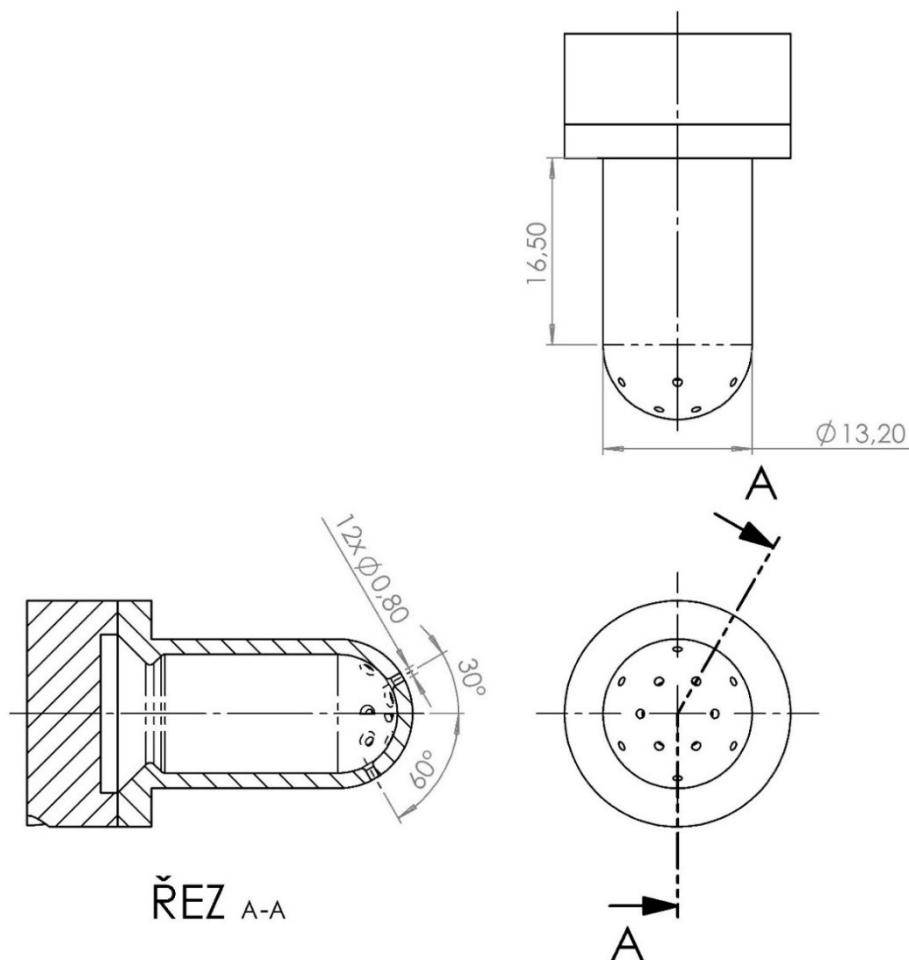
## 4 Tvorba sítí pro 3D CFD výpočty

Pro co nejpřesnější 3D CFD simulaci dějů v zapalovací komůrce a ve válci je nutné vytvořit pohyblivé výpočetní sítě, které zachycují turbulentní proudová pole vzniklá pohybem pístu, ventilů či samotným tvarováním sacích kanálů. Tato proudová pole totiž výrazně ovlivňují procesy, zejména hoření, ve válci a zapalovací komůrce. Pro tvorbu sítí byla tudíž využita známá geometrie a parametry modifikovaného motoru AVIA D432.100 z výzkumu zapalovací komůrky ČVUT s výhodou dosud zjištěných experimentálních a simulačních poznatků (kapitola 3.5). Tato diplomová práce tedy navazuje na výzkum ČVUT s použitím modifikovaného motoru AVIA, jakožto představitele možné přestavby vznětového motoru nákladního automobilu na zážehový motor s technologií zapalovací komůrky.

### 4.1 Návrh a vytvoření 3D geometrie zapalovací komůrky

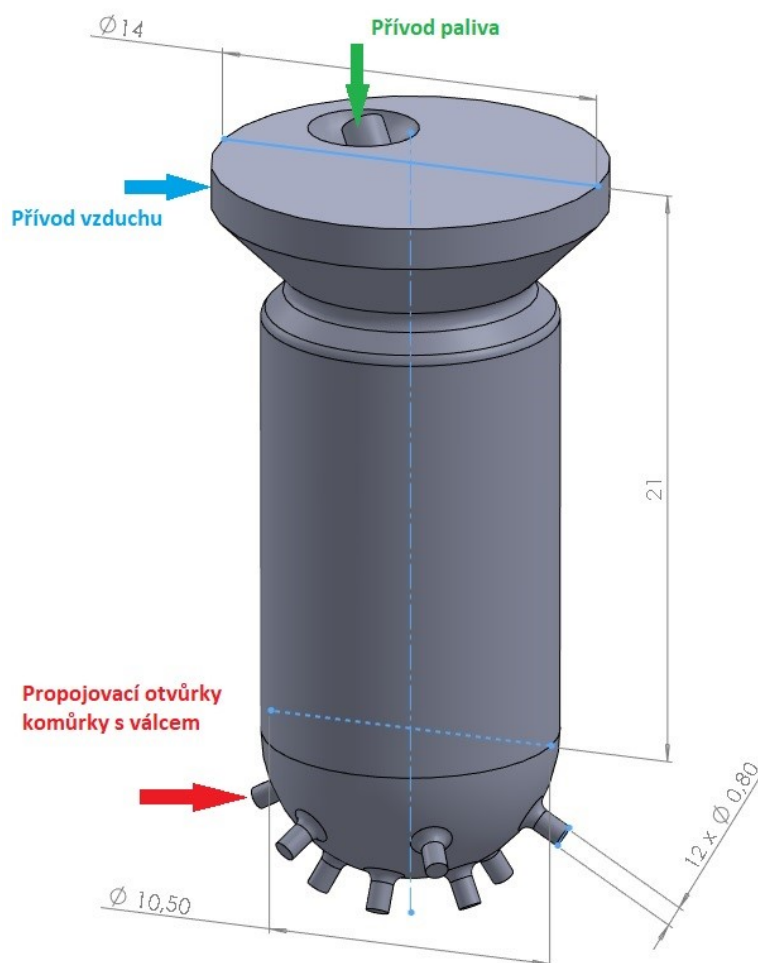
Při návrhu geometrie zapalovací komůrky bylo nutné respektovat, alespoň částečně, některá zástavbová omezení vyplývající z konstrukce motoru, který umožňuje implementaci zapalovací komůrky. Použití modifikovaného motoru AVIA vedlo k omezení maximálního průměru horní části těla komůrky na hodnotu 29 mm kvůli odvrácení kolize s ventilovými pružinami. Spodní část komůrky byla dále limitována maximálním průměrem 13,2 mm s ohledem na dostatečnou pevnost hlavy válců mezi ventilovými sedly. Geometrii zapalovací komůrky s označením V2 lze vidět na obrázku 26. Ta disponuje celkovým objemem  $2,56 \text{ cm}^3$  (přibližně 2,9 % kompresního objemu válce) a 12 otvůrky o průměru 0,8 mm, které propojují komůrku s válcem. Další konstrukční či výrobní problematikou se tato práce nezabývá, jelikož pro prvotní optimalizaci 3D CFD simulace hoření v motoru není potřebná.

CAD model zapalovací komůrky byl vytvořen v programu SOLIDWORKS 2017 a jeho negativ byl následně exportován do formátu STL. Díky tomu bylo možné s geometrií následně pracovat v programu AVL FIRE, ve kterém byly vytvořeny výpočetní sítě a poté i samotné simulační 3D CFD výpočty. Pro výpočty je vhodná spíše jednodušší geometrie, proto nebyla v komůrce modelována ani zapalovací svíčka. V modelu je totiž zážeh iniciován pomocí definované počáteční velikosti jádra plamene v místě jiskřiště. Ta se běžně zadává pomocí kulo-plochy, která má v našem případě poloměr 3 mm.



Obr. 26 – Geometrie zapalovací komůrky s označením V2, celkovým objemem  $2,56 \text{ cm}^3$  a 12 otvůrky o průměru 0,8 mm, které propojují komůrku s válcem.

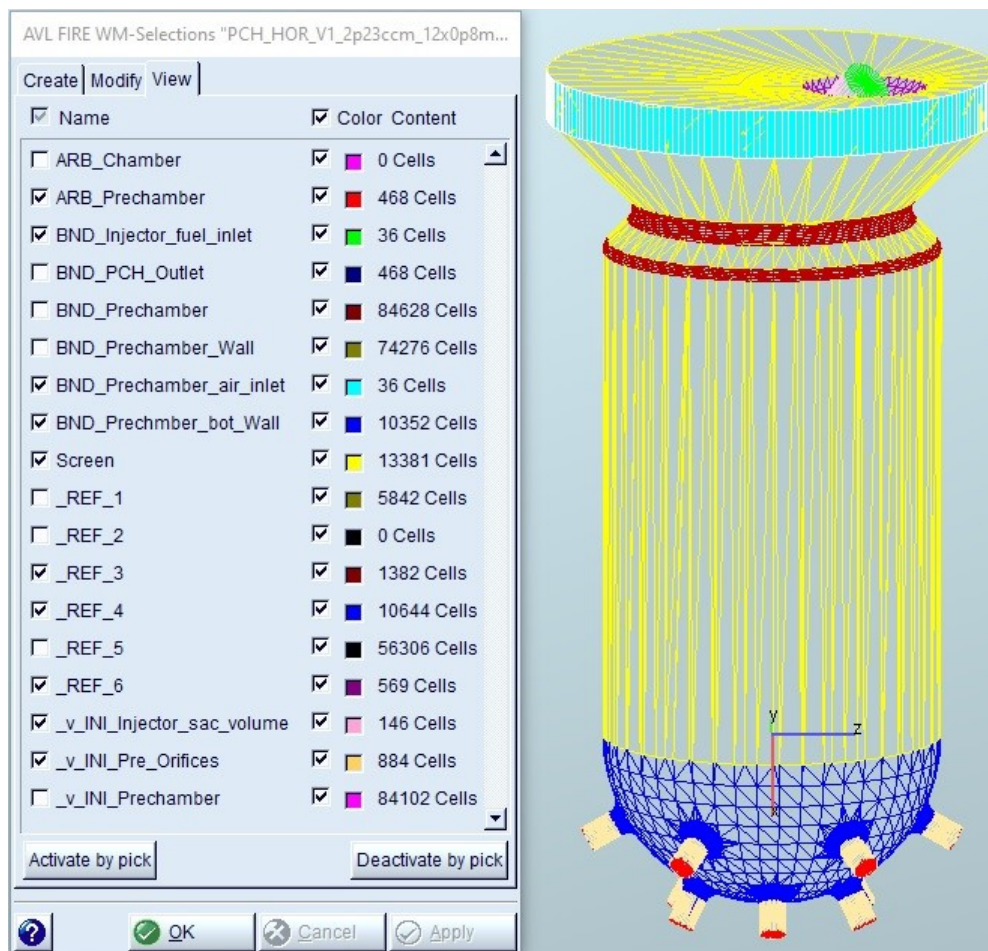
Unikátnost koncepce zapalovací komůrky, která je předmětem této diplomové práce, spočívá v dodatečném přívodu vzduchu do zapalovací komůrky, který zajišťuje kvalitní propláchnutí zapalovací komůrky od zbytkových plynů (spalin) a zároveň její dodatečné chlazení. Z předchozí rešerše je totiž patrné, že spaliny výrazně zpomalují hoření. Tato koncepce zapalovací komůrky s elektronicky regulovaným přívodem vzduchu a paliva umožňuje dokonalejší řízení dějů uvnitř komůrky. Podrobnější zobrazení prvku zajišťujícího dodatečný přívod vzduchu nemohlo být publikováno s ohledem na zachování obchodního tajemství.



Obr. 27 – Geometrie (negativ) zapalovací komůrky s označením V2, celkovým objemem  $2,58 \text{ cm}^3$  a 12 otvůrky o průměru 0,8 mm, které propojují komůrku s válcem. Zobrazené hodnoty jsou v milimetrech.

## 4.2 Tvorba výpočetní sítě zapalovací komůrky

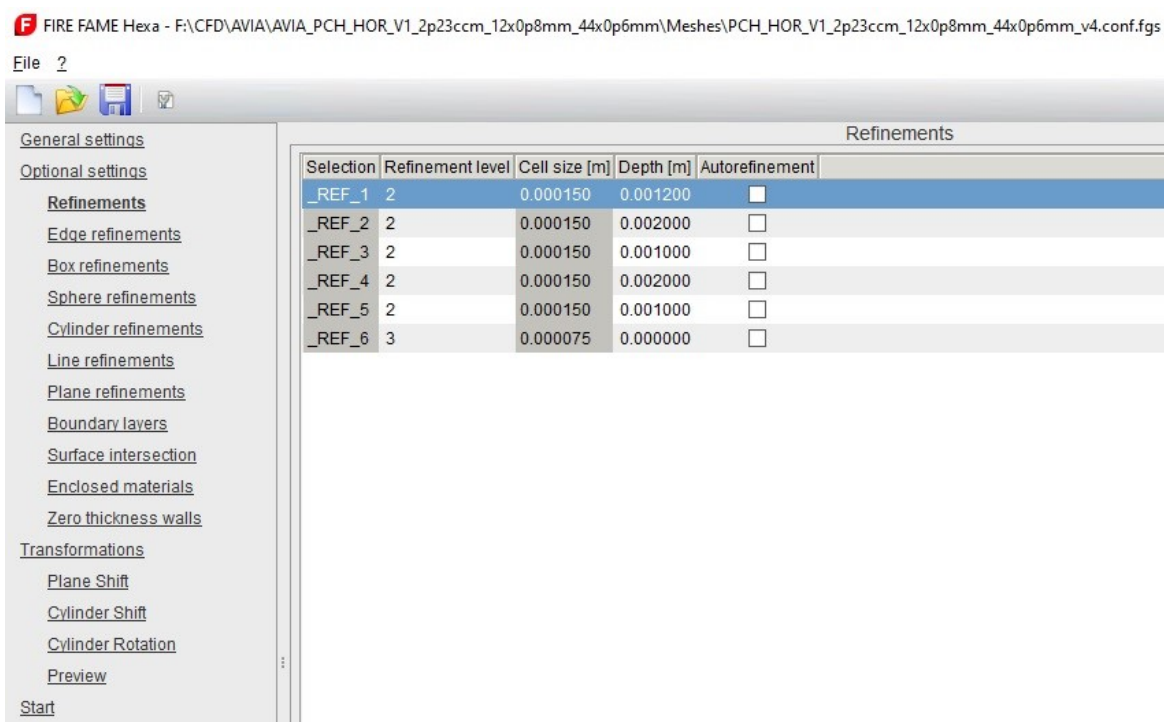
Před samotnou tvorbou výpočetní sítě zapalovací komůrky byla provedena kontrola a oprava chyb STL modelu pomocí nástroje AVL FIRE M. Následně bylo nutné v prostředí AVL FIRE Workflow Manager (WM) na této povrchové síti definovat plochy či objemy sloužící pro aplikaci okrajových a počátečních podmínek výpočtu pomocí plošných výběrů (tzv. Selections). Dále byly definovány také oblasti pro zjemnění výpočetní sítě v místech, kde bylo potřebné jemnější nastavení pro lepší shodu s geometrií komůrky.



Obr. 28 – Snímek z prostředí AVL FIRE WM s vyobrazením povrchové sítě zapalovací komůrky V2 a povrchových, či objemových výběrů (Selections).

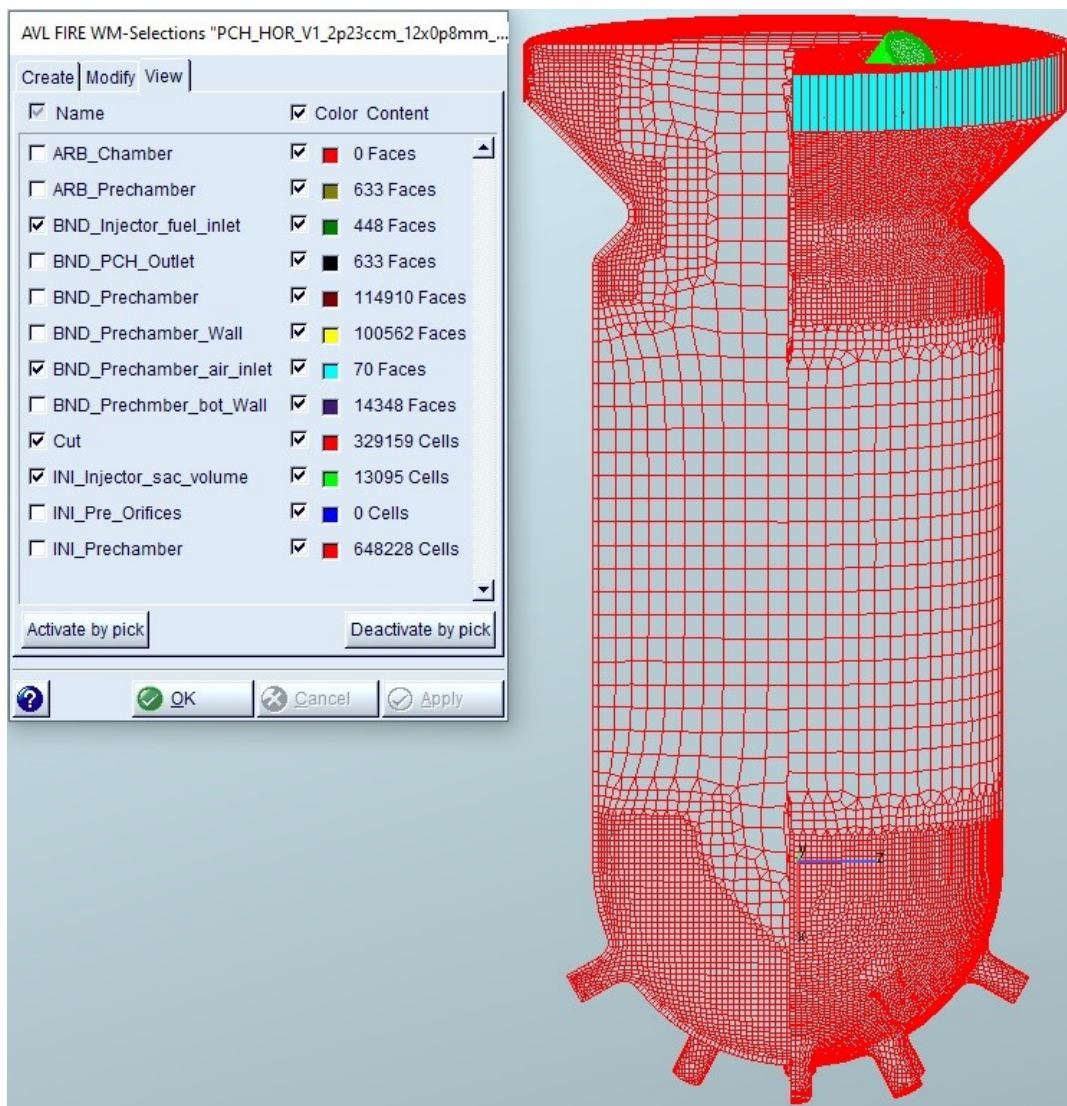
Na obrázku 28 lze vidět povrchovou síť zapalovací komůrky verze V2 s barevně odlišenými výběry pro volbu okrajových či počátečních podmínek a také výběry pro zjemnění. Výběry ploch s předponou BND byly použity pro volbu okrajových a počátečních podmínek, z nichž stěžejní byly hlavně okrajové podmínky teplot a hmotnostních průtoků vzduchu či paliva do komůrky. Výběry s předponou \_v\_INI byly použity pro počáteční podmínky definovaných objemů, které sloužily pro rychlejší ustálení simulačního výpočtu. Výběry s předponou ARB umožnily spojení sítí tzv. modulární koncepce. Výběry s předponou \_REF sloužily pro zjemnění sítě.

Pro modelování turbulence byl zvolen přístup LES (Large Eddy Simulation). Ten vyžaduje dostatečně jemnou výpočetní síť s velikostí buněk do 1 mm. Při zjemňování sítě, respektive navyšování počtu buněk, zároveň výrazně narůstá výpočetní náročnost simulace, proto je vhodné vždy hledat kompromis mezi jemností sítě a výpočetními nároky. Na základě předchozích zkušeností byla tedy zvolena maximální velikost jednotlivých buněk na hodnotu 0,6 mm. Statická výpočetní síť komůrky byla vygenerována pomocí nástroje FAME Hexa, kde byla zároveň definována také požadovaná zjemnění (Obr. 29).



Obr. 29 – Snímek z prostředí nástroje AVL FIRE FAME Hexa při nastavování jednotlivých výběrů pro zjemnění výpočetní sítě.

Byla provedena optimalizace jemnosti statické výpočetní sítě zapalovací komůrky, aby bylo dosaženo rozumného počtu buněk a zároveň aby výpočetní síť odpovídala geometrii zapalovací komůrky. Tato optimalizovaná výpočetní síť s celkovým počtem 661 323 buněk je znázorněna na obrázku 30.



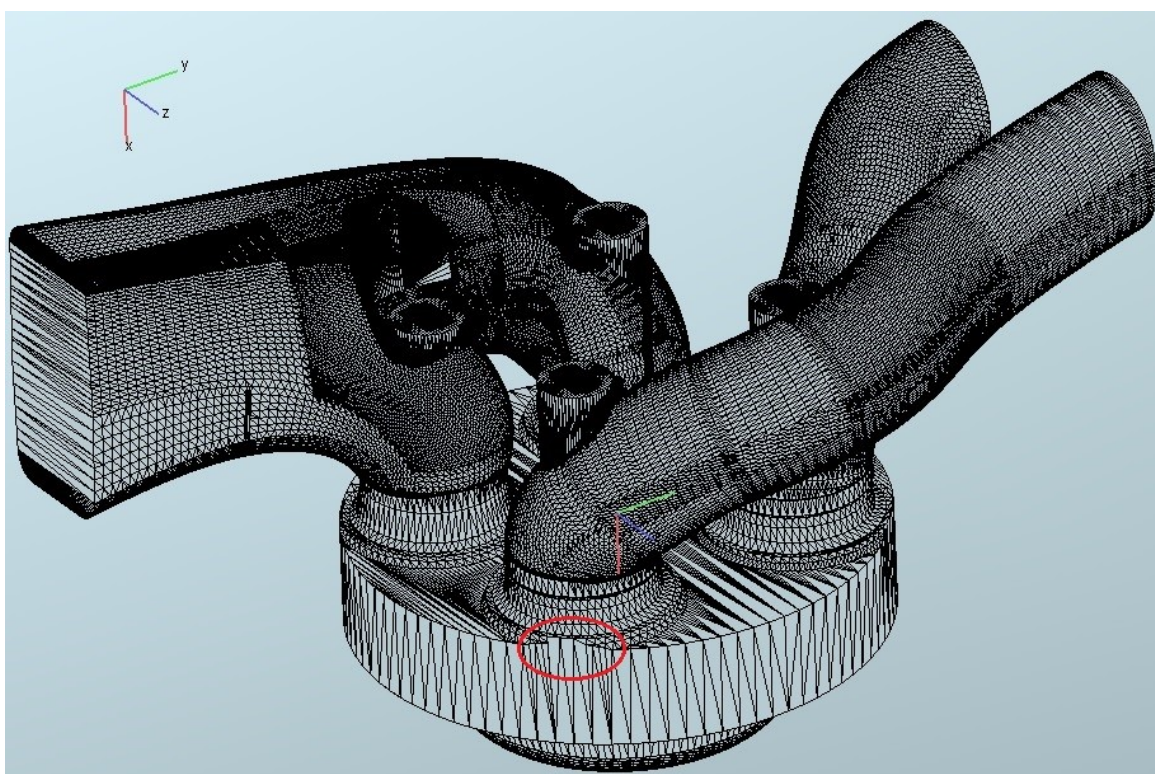
Obr. 30 – Statická výpočetní síť zapalovací komůrky V2 po optimalizaci v částečném řezu pro lepší znázornění struktury buněk. Snímek z prostředí AVL FIRE WM.



### 4.3 Tvorba modulární pohyblivé výpočetní sítě motoru AVIA

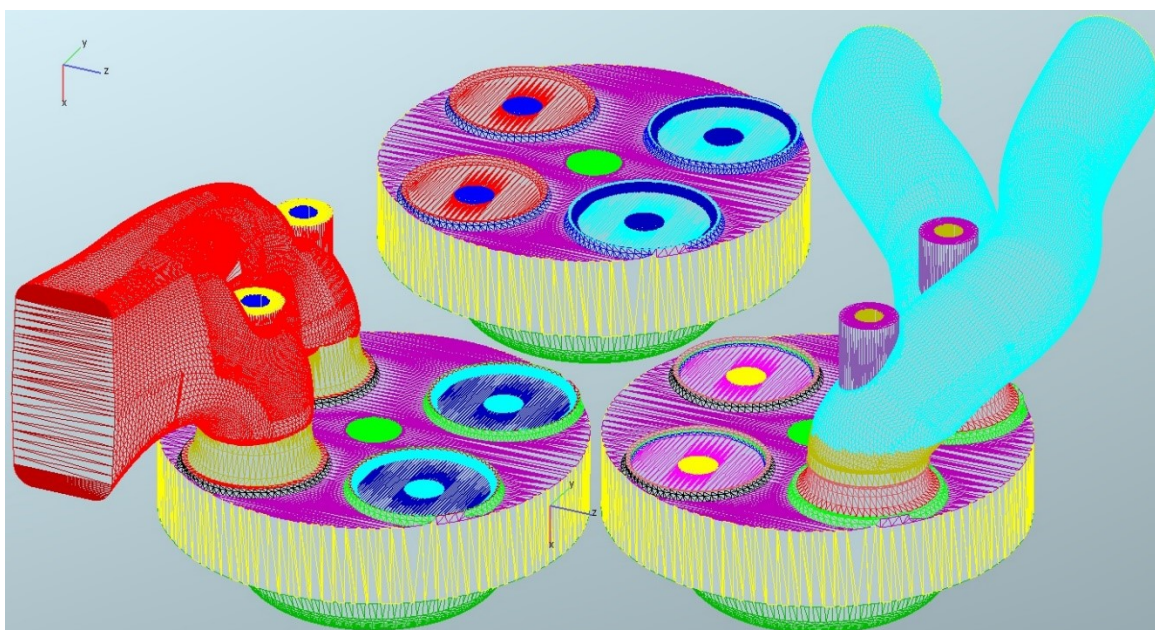
Pro tvorbu pohyblivé sítě jednoho válce motoru AVIA byl využit CAD model ve formátu STL poskytnutý Fakultou strojní ČVUT z předchozích výzkumů. Ten bylo vhodné upravit do podoby tzv. modulární koncepce, která umožňovala spojovat pohyblivou výpočetní síť motoru s různými variantami sítí zapalovacích komůrek. Generování pohyblivé výpočetní sítě motoru je totiž značně výpočetně náročnější než generování statické sítě zapalovací komůrky. Pro potřeby výzkumu v této diplomové práci, kdy se měnily jen statické sítě jednotlivých verzí zapalovacích komůrek, zatímco zbylá část pohyblivé sítě motoru zůstávala stále stejná, bylo vhodné zvolit právě tuto metodu s tzv. modulární koncepcí. Touto metodou bylo dosaženo značného snížení nároků na výpočetní čas pohyblivých sítí.

Z STL modelu motoru AVIA byla odstraněna zapalovací komůrka ČVUT a upravena oblast mezi hlavou a válcem, která při generování pohyblivé sítě vykazovala problémy. CAD model motoru AVIA ve formátu STL s vyznačeným problémem lze vidět na obrázku 31.



Obr. 31 – CAD model motoru AVIA ve formátu STL a vyznačeným problémem.

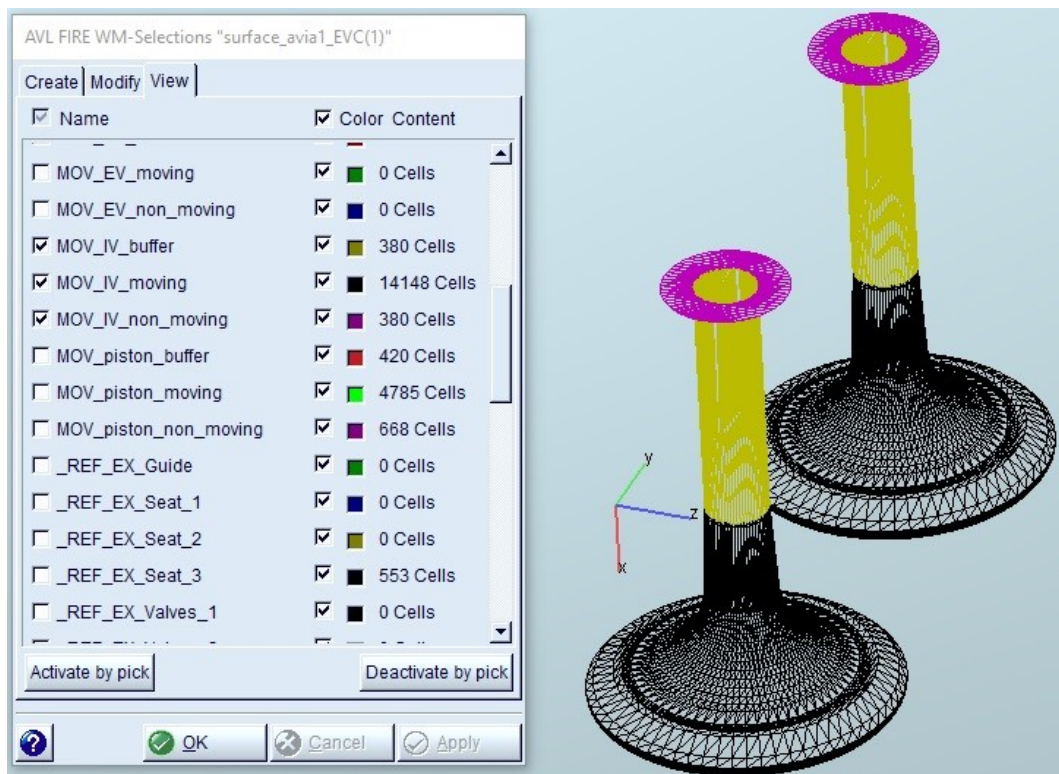
Příprava povrchové sítě pro následné generování pohyblivé sítě motoru probíhala obdobně jako u zapalovací komůrky v kapitole 4.2. Velký rozdíl byl však v rozsahu definovaných výběrů pro volbu okrajových či počátečních podmínek, výběrů pro požadovaná zjemnění a definicí pohyblivých ploch. Dále se také příprava sítě motoru lišila v úpravě povrchové sítě motoru na 3 modifikace v závislosti na stavu zavřených, nebo otevřených ventilů v průběhu cyklu motoru. Obzvláště důležitý byl prvek umožňující spojení modulární sítě motoru se sítí zapalovací komůrky, který byl u sítě motoru vytvořen polokulovou plochou a označen výběrem s předponou ARB, obdobně jako u zapalovací komůrky (Obr. 32).



Obr. 32 – Snímek z prostředí AVL FIRE WM s vyobrazením 3 modifikací sítě motoru AVIA a povrchových, či objemových výběrů (Selections).

Na obrázku 32 si lze taktéž všimnout výfukových kanálů (červená) a sacích kanálů (světle modrá), které jsou uspořádány tak, aby ve válci vytvořily tangenciální vír (swirl).

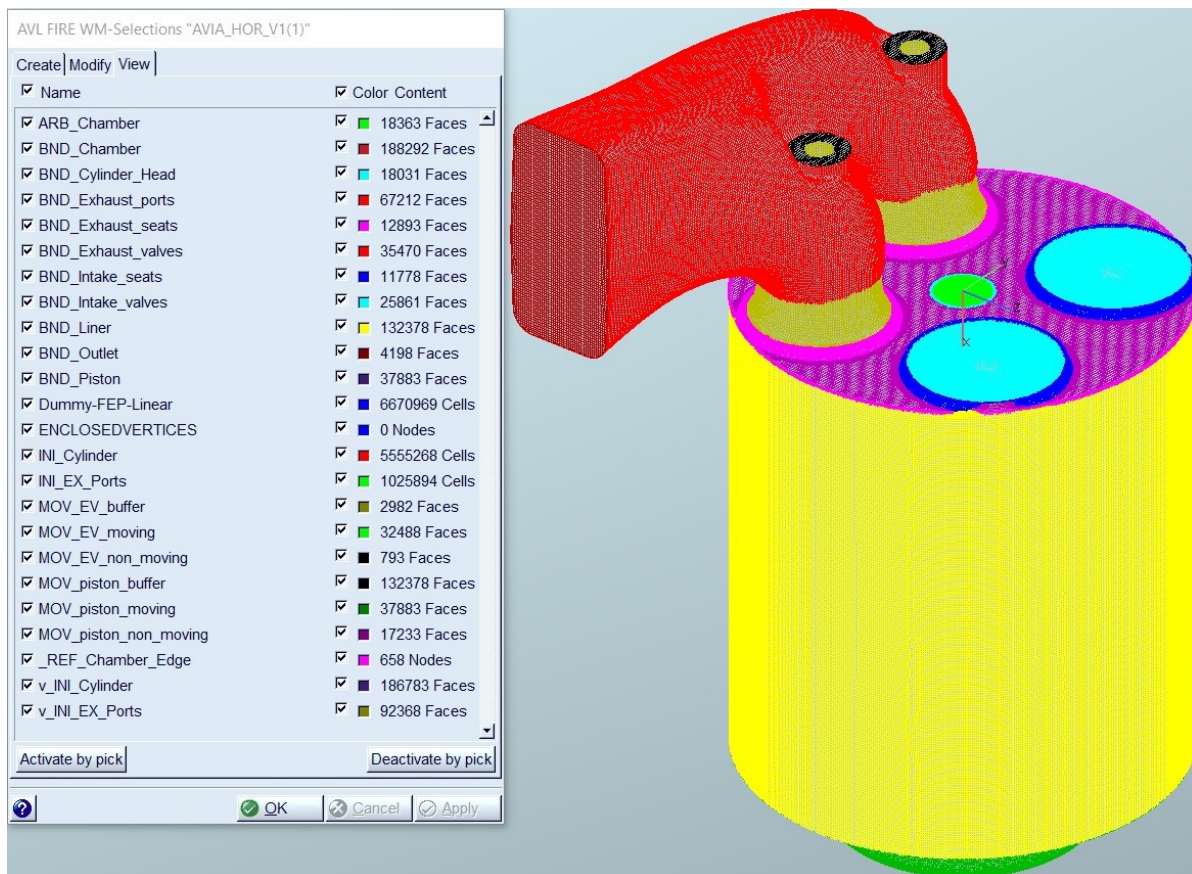
Důležitým krokem pro vytvoření pohyblivé sítě jednoho válce motoru AVIA byla definice pohyblivých ploch pístu či sacích a výfukových ventilů. Na obrázku 33 je možné vidět přípravu sacích ventilů pro tvorbu pohyblivé sítě. Obdobným způsobem byly vytvořeny ostatní pohyblivé části motoru.



Obr. 33 – Snímek z prostředí AVL FIRE WM se zobrazením přípravy pohyblivé sítě sacích ventilů motoru AVIA.

Po provedených přípravách povrchových sítí motoru bylo využito nástroje AVL FIRE Fame Engine Plus pro generování pohyblivé sítě motoru. V tomto nástroji byly definovány hodnoty jako jsou délka ojnice (0,185 m), zdvih pístu (0,12 m), průběhy zdvihů ventilů a jejich příčné offsety. Byly taktéž definovány statické či pohyblivé části motoru a třem připraveným modifikacím sítě motoru byla přidělena úhlová oblast natočení klikového hřídele podle jednotlivých fází cyklu motoru. Dále bylo provedeno nastavení generátoru pohyblivé sítě, které zahrnovalo nastavení maximální velikosti buněk na hodnotu 0,6 mm dle předchozích zkušeností, nastavení intervalů síťování, nastavení výběrů pro zjemnění a další.

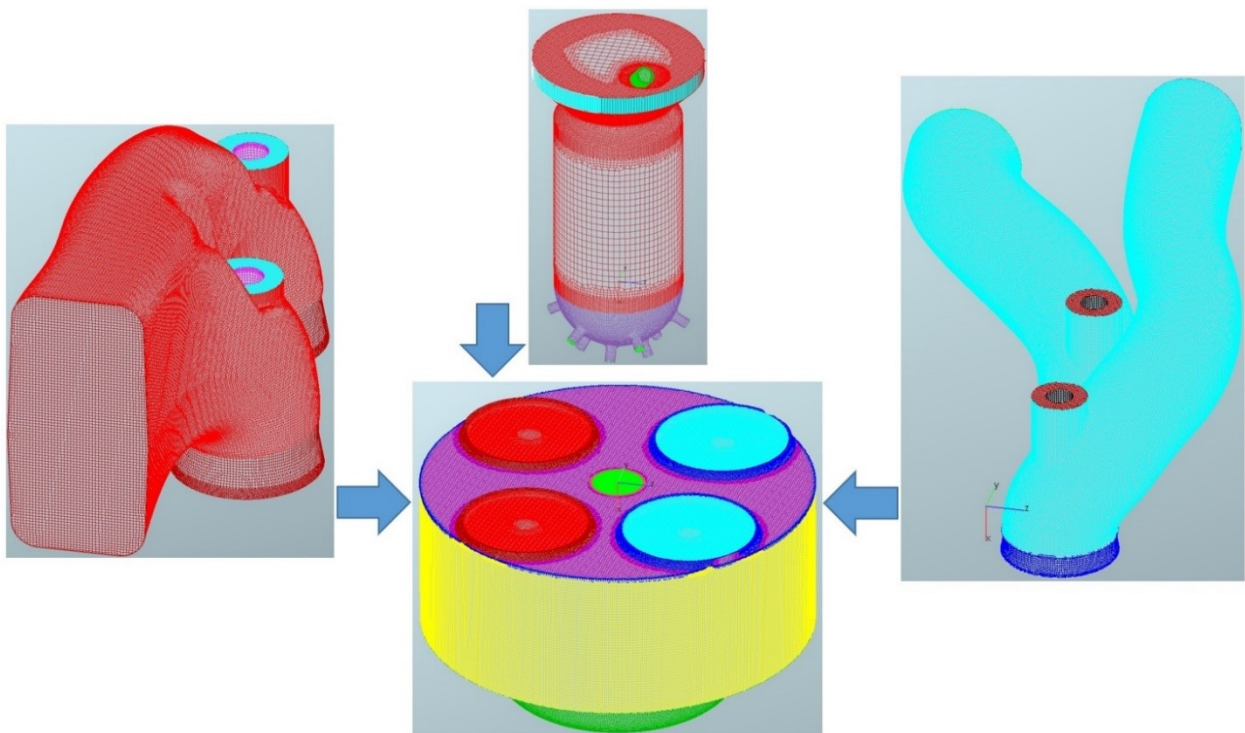
Výsledkem procesu síťování byla pohyblivá modulární síť jednoho válce motoru AVIA s celkovým počtem buněk od 1 157 634 do 8 037 421 v závislosti na poloze pístu (Obr. 34).



Obr. 34 – Snímek z prostředí AVL FIRE WM se zobrazením modulární pohyblivé sítě motoru AVIA a jednotlivých výběrů.

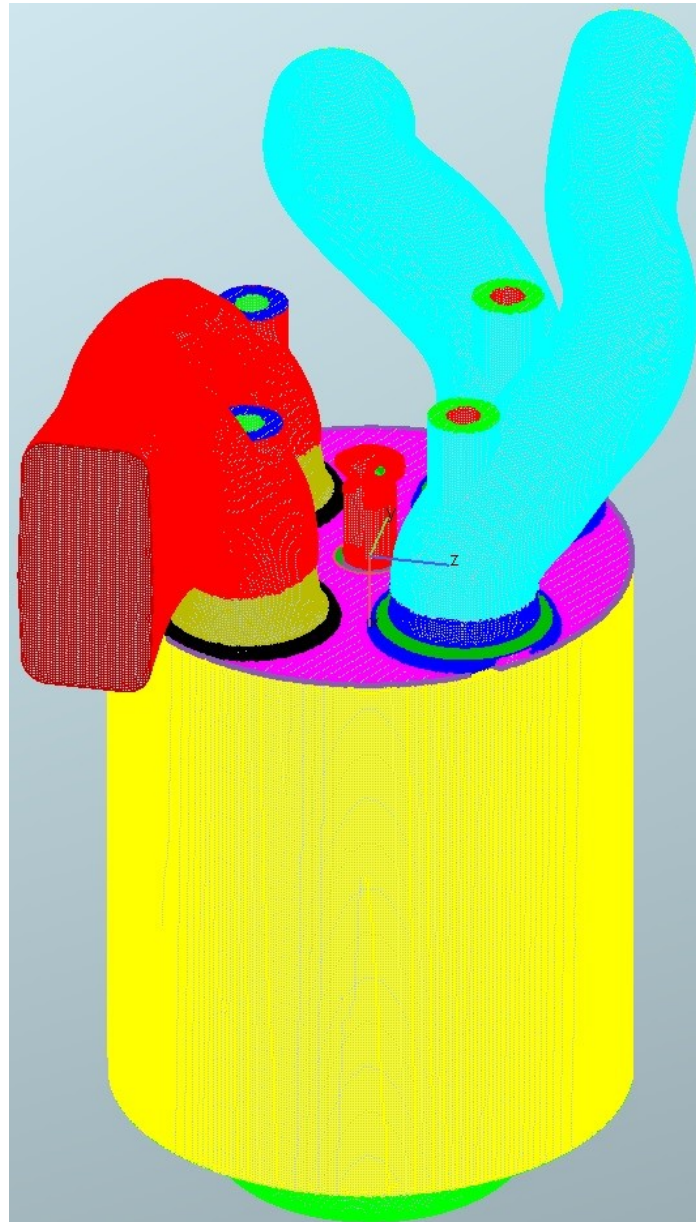
#### 4.4 Spojení výpočetních sítí

Po vytvoření všech potřebných sítí přišlo na řadu jejich spojení pomocí nástroje AVL FIRE FAME Engine Assembly. S použitím výběrů s předponou ARB byla spojena statická síť zapalovací komůrky s modulární pohyblivou sítí motoru AVIA, ale také byly přidány statické sítě výfukových a sacích kanálů, což zároveň s použitím přístupu LES umožnilo monitorovat mezicyklovou variabilitu motoru. Díky přidání kanálových sítí zachovává 3D CFD simulační výpočet informace o chování plynů v kanálech i při zavřených ventilech.



Obr. 35 – Schématické znázornění spojení statických sítí s modulární pohyblivou sítí motoru AVIA.

Spojením sítí vznikla výsledná pohyblivá výpočetní síť jednoho válce motoru AVIA se zapalovací komůrkou V2. Tato kompletní síť měla celkový počet buněk od 4 213 875 do 9 912 762 v závislosti na poloze pístu (Obr. 36). Pro potřeby této diplomové práce bylo naprosto dostačující realizovat 3D CFD simulace jen v jednom válci motoru AVIA se zapalovací komůrkou.



Obr. 36 – Kompletní pohyblivá výpočetní síť jednoho válce motoru AVIA se zapalovací komůrkou V2.

## 5 Simulační model motoru se zapalovací komůrkou v programu GT-Power

Pro získání okrajových a počátečních podmínek do 3D CFD simulačního výpočtu byl použit model motoru AVIA se zapalovací komůrkou v programu GT-Power poskytnutý Fakultou strojní ČVUT. Tento zjednodušený model pro jeden válec byl kalibrován pomocí tzv. třítlakové analýzy, která spočívá v experimentálním naměření průběhu tlaků v sání, válci a výfuku na reálném motoru a v následné kalibraci simulace podle těchto naměřených dat. Jestliže přihlídneme k tomu, že tento kalibrovaný model využívá podobnou koncepci a objem zapalovací komůrky jako komůrka zkoumaná v této diplomové práci, budeme tedy předpokládat jejich podobné chování, pak je použití tohoto kalibrovaného modelu pro prvotní okrajové a počáteční podmínky vhodnou volbou.

Model motoru je tvořen dvěma oddělenými spalovacími prostory, z nichž jeden představuje pracovní válec motoru a druhý představuje zapalovací komůrku. Tyto dvě součásti byly modelovány pomocí tzv. objektu válce, který umožňuje simulovat spalování, přestup tepla a tvorbu emisí. Tento objekt typu válec využívá tzv. 0D přístup (tzn. že jediný závislý parametr je čas), který počítá s ideálním homogenním promísením všech plynů v celém svém objemu a v každém okamžiku. Takovýto zjednodušený předpoklad sice způsobuje určitou nepřesnost výsledné hodnoty součinitele přebytku vzduchu v zapalovací komůrce, ta je však spíše minoritní. 1D přístup má kromě závislého parametru času navíc ještě parametr závislý na charakteristickém rozměru. Pomocí tohoto přístupu a rozdělením objektu použitím tzv. diskretizační délky je možné zachytit pulzace v potrubí. [17, 19]

Do objektu pracovního válce, využívajícího tzv. dvouzónový model spalování, je zanesena chemická účinnost spalování a také profil hoření v podobě rychlosti hoření ve válci, která byla získána na základě experimentálních dat z předchozích měření. Průběh hoření v zapalovací komůrce byl simulován s použitím tzv. Víbeho funkce, dvouzónového modelu spalování a zanesením chemické účinnosti spalování. [17]

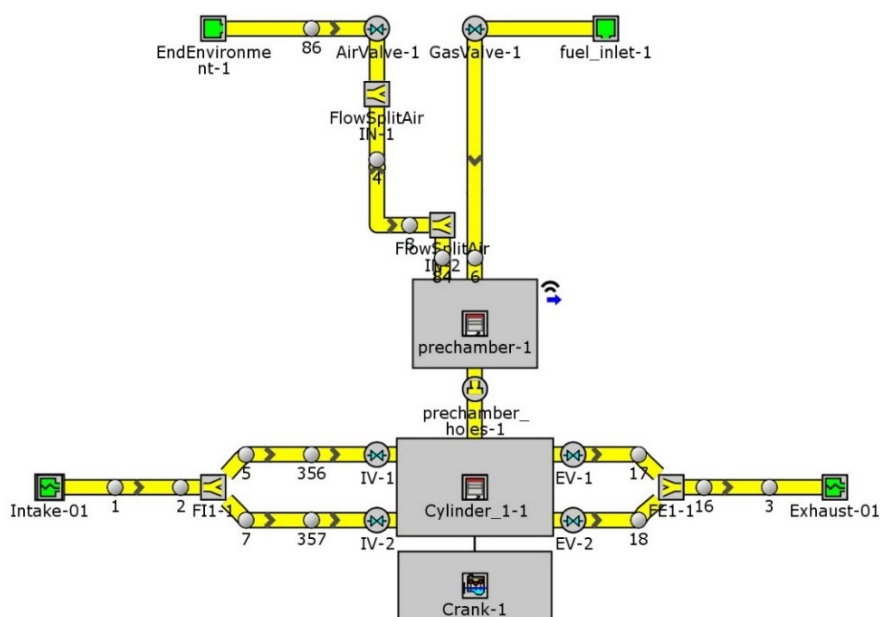
Pro simulaci mechanických ztrát byl využit tzv. Chen-Flynnův model popsany polynomem druhého stupně. Tento model umožňuje výpočet středního efektivního tlaku mechanických ztrát (FMEP). Jednotlivé koeficienty pro polynom v rovnici 6 byly získány pomocí lineární regrese z naměřených dat testovaného motoru. [17]

$$FMEP = FMEP_{Konst.} + A \cdot p_{Cyl,max} + B \cdot c_S + C \cdot c_S^2, \quad (6)$$

kde  $FMEP_{Konst.}$  [bar],  $A$  [1],  $B$  [bar·s·m<sup>-1</sup>] a  $C$  [bar·s<sup>2</sup>·m<sup>-2</sup>] jsou konstantní členy polynomu. Člen  $p_{Cyl,max}$  [bar] je maximální tlak ve válci a člen  $c_S$  [m·s<sup>-1</sup>] je střední pístová rychlost. [19]

Ostatní části zjednodušeného jednoválcového modelu motoru (geometrie válce, klikový mechanismus, sací a výfukové potrubí s ventily) byly vytvářeny standardními postupy a objekty programu GT-Power tak, aby odpovídaly geometrii motoru AVIA. Schéma modelu motoru je zobrazeno na obrázku 37.

Model byl však doplněn o zapalovací komůrku, která byla modelována pomocí objektu sekundárního válce s konstantním objemem, jak již bylo zmíněno. Objem sekundárního válce byl s hlavním válcem spojen pomocí prvku, který umožnil nastavit patřičný počet a průměr propojovacích otvůrků.



Obr. 37 – Schéma jednoválcového motoru se zapalovací komůrkou v programu GT-Power.

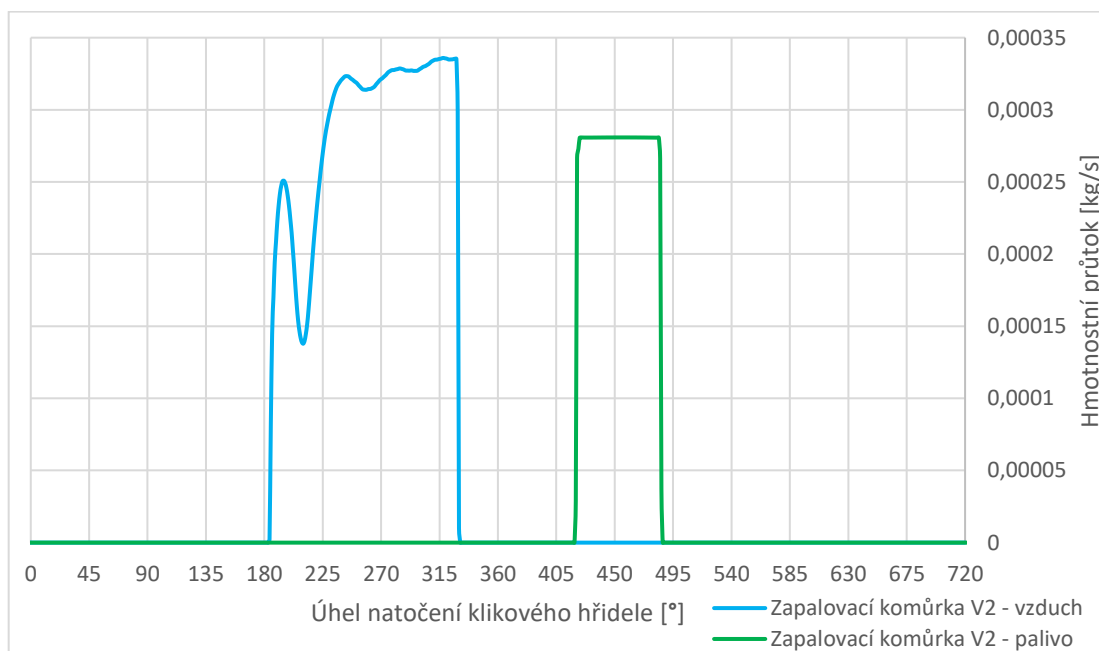
## 5.1 Analýza okrajových podmínek pro 3D CFD simulaci s využitím programu GT-Power

Přívod dodatečného vzduchu do komůrky byl modelován pomocí objektů trubky a ventilu. Zdvih ventilu pro přívod vzduchu do komůrky byl regulován, obdobně jako sací ventil, objektem vačkového mechanismu, který byl nastaven tak, aby maximální zdvih ventilu odpovídal hodnotě 0,25 mm, referenční průměr ventilu hodnotě 2 mm a maximální velikost průtokového součinitele hodnotě 0,5. Tlak vzduchu pro dodatečné propláchnutí komůrky byl nastaven na hodnotu 1,6 baru. Množství vzduchu pro dodatečné propláchnutí komůrky bylo regulováno celkovou dobou otevření ventilu, respektive nastavením úhlové oblasti natočení klikového hřídele, kdy má být ventil otevřen. Celková doba otevření ventilu přivádějícího vzduch do komůrky byla optimalizována tak, aby byl objem přivedeného vzduchu o 20 % větší, než je vnitřní objem komůrky, tedy objem zbytkových plynů. Tímto bylo zaručeno kvalitní propláchnutí komůrky od spalin.



Hmotnostní průtok vzduchu pro dodatečné propláchnutí komůrky lze vidět na obrázku 38. Tento průběh byl v podobě tabulky hodnot následně použit pro okrajovou podmínku „BND\_Prechamber\_air\_inlet“ 3D CFD simulačního výpočtu.

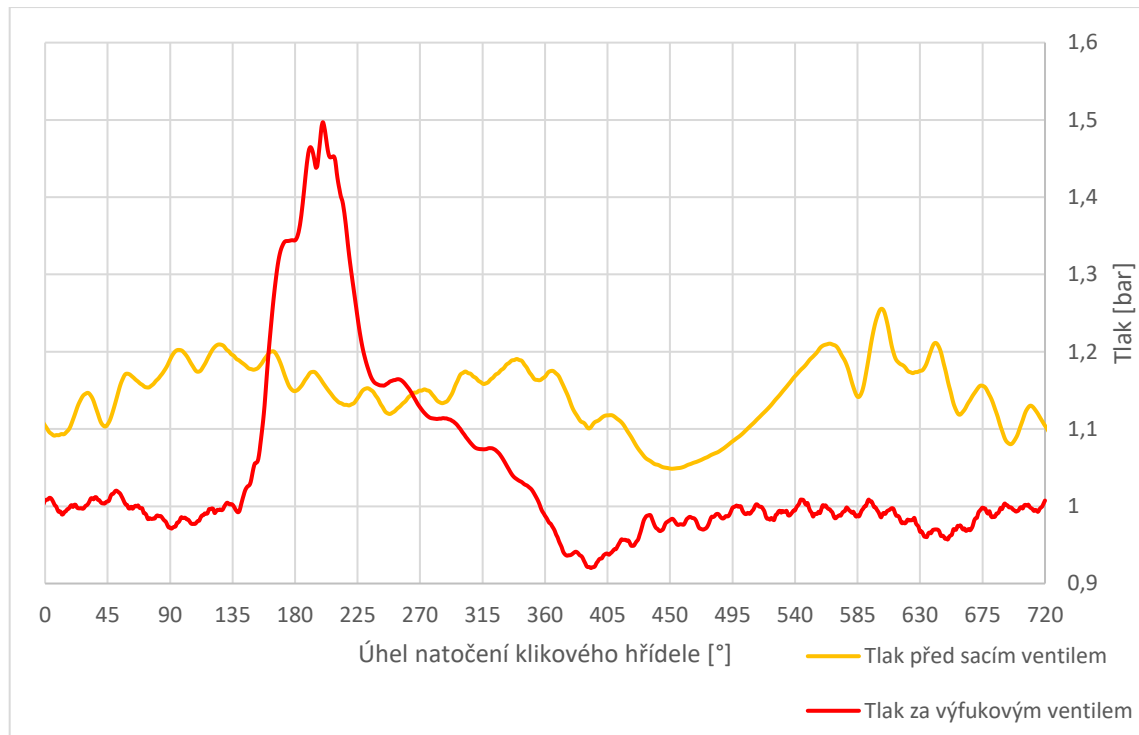
Přívod paliva do komůrky byl modelován podobně jako přívod vzduchu. Rozdíl jsou však v hodnotě vstupního tlaku paliva v podobě plynného metanu, který byl nastaven na hodnotu 2,5 baru. Další rozdíly jsou pak v maximálním zdvihu ventilu (0,4 mm), referenčním průměru ventilu (1,3 mm), průběhu průtokového součinitele a v nastavení otevření či zavření ventilu. Celková doba otevření palivového ventilu byla optimalizována tak, aby se v zapalovací komůrce dosáhlo celkového součinitele přebytku vzduchu  $\lambda = 0,9$  při 15 stupních natočení klikového hřídele před HÚ. Aby bylo současně vyhověno těmto požadavkům propláchnutí komůrky vzduchem a naplnění komůrky palivem, tak byl v programu GT-Power použit nástroj Design Optimizer s genetickým algoritmem pro optimalizaci celkové doby otevření obou ventilů. Hmotnostní průtok paliva přivedeného do komůrky lze vidět na Obr. 38. Tento průběh byl v podobě tabulky hodnot následně použit pro okrajovou podmínku „BND\_Injector\_fuel\_inlet“ 3D CFD simulačního výpočtu.



Obr. 38 – Průběhy hmotnostních průtoků vzduchu a paliva přiváděného do zapalovací komůrky V2 z GT-Power modelu motoru AVIA. Horní úvrati odpovídá 0° natočení klikového hřídele.

Na obrázku 38 lze vidět, že vzduch do komůrky je přiváděn v průběhu výfukového zdvihu, aby se zajistil odvod spalin z komůrky do výfuku. Palivo do komůrky je poté přiváděno v průběhu sacího zdvihu za účelem homogenního promísení paliva se vzduchem.

Důležité pro 3D CFD simulaci byly také okrajové či počáteční podmínky v sacím a výfukovém kanálu. Průběhy tlaků před sacím a za výfukovým ventilem byly získány z kalibrovaného modelu GT-Power, kam byly zaneseny naměřené průběhy tlaků z předchozích experimentů. Do sacího kanálu byla přiváděna homogenní směs plynného metanu a vzduchu. Tato směs měla součinitel přebytku vzduchu  $\lambda = 1,48$ . Průběhy tlaků před sacím a za výfukovým ventilem jsou vidět na obrázku 39.



Obr. 39 – Průběhy tlaků před sacím a za výfukovým ventilem z GT-Power modelu motoru AVIA. Horní úvrati odpovídá 0° natočení klikového hřídele.

## 6 3D CFD simulace motoru AVIA se zapalovací komůrkou v programu AVL FIRE

Pro detailní simulaci dějů a procesů ve válci motoru je vhodné využít 3D simulační nástroj jako je např. AVL FIRE. V následujících kapitolách bude probíráno nastavení simulačních výpočtů a jejich vzájemné porovnání společně s porovnáním výstupů ze simulací.

### 6.1 Nastavení 3D CFD simulačního výpočtu

Simulační výpočet v programu AVL FIRE se zadává vytvořením tzv. case, kterému se přiřadí patřičná výpočetní síť a požadovaný název. Takto vytvořený case taktéž obsahuje tzv. Solver Steering File, který se v adresáři výpočtu objeví jako soubor s koncovkou SSF. Tento soubor obsahuje všechna nastavení, včetně vstupních dat, kterými se řídí průběh simulačního výpočtu.

Protože bylo již dříve rozhodnuto o použití detailní 3D CFD simulace prostřednictvím pohyblivé sítě motoru, byl zvolen tzv. Crank-Angle režim simulačního výpočtu. Ten si pro simulační výpočet volí patřičné statické výpočetní síť z pohyblivé výpočetní sítě motoru v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele. Pohyblivá výpočetní síť je totiž de facto sada statických výpočetních sítí. Dle předchozích zkušeností byl zvolen časový krok simulace z hlediska úhlu natočení klikového hřídele na hodnotu  $0,1^\circ$ . Otáčky motoru byly nastaveny na hodnotu 1800 1/min. Začátek simulace byl nastaven na hodnotu  $160^\circ$  natočení k.h., což odpovídá konci expanzního zdvihu. Počáteční podmínky jako jsou tlak či teplota v zapalovací komůrce, válci, sacích a výfukových kanálech byly voleny dle výsledků simulace modelu motoru v programu GT-Power. Také zde bylo zvoleno počáteční složení plynů, které zcela odpovídalo spalínám. Výjimkou byly však výběry pro sací kanály a objem pod pomyslnou jehlou palivového vstřikovače tzv. sac volume. Tam bylo nastaveno naopak složení s nulovým hmotnostním zlomkem spalin.

Jako palivo použité v 3D CFD simulaci byl zvolen plynný metan. Ten byl přiváděn přes výběr „BND\_Injector\_fuel\_inlet“ přímo do zapalovací komůrky v neřadě podobě nebo přes výběry vstupů sacích kanálů ve směsi se vzduchem se součinitelem přebytku vzduchu  $\lambda = 1,48$ . Tyto počáteční i okrajové podmínky byly voleny dle výsledků simulace modelu motoru v programu GT-Power viz kapitola 5.1.

Další okrajové podmínky jako jsou například teploty ventilů, pístu, válce či hlavy válce byly voleny dle výsledků simulace modelu v programu GT-Power, nebo na základě předchozích zkušeností.

V nastavení 3D CFD solveru AVL FIRE byly aktivovány bilanční rovnice toku hmotnosti, hybnosti a energie. Bylo zvoleno také nastavení solveru pro stlačitelnou tekutinu jejíž hustota je funkcí tlaku a teploty. Jako model turbulence byl zvolen přístup LES (Large Eddy Simulation) kvůli svým výhodám v podobě dostatečně přesných výsledků a možnosti zachycení rozdílů mezi jednotlivými cykly. Tato metoda je založena na myšlence separace turbulentních vírů malých prostorových měřítek. Přímá simulace těchto vírů malých měřítek by byla velmi výpočetně náročná, a tak jsou víry malých měřítek pouze zjednodušeně modelovány. Při použití této metody jsou velké víry řešeny přímo jako prostorově a časově závislé útvary, které lze zachytit výpočetní sítí. S uvažováním předpokladu, že hybnost, hmota, energie a další veličiny jsou přenášeny převážně velkými víry, lze očekávat větší přesnost a věrohodnost než od metody RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes), která modeluje celé spektrum turbulentních vírů. Zároveň však není tak výpočetně náročná jako metoda DNS (Direct Numerical Simulation), která řeší přímo i víry malých prostorových měřítek, což spotřebovává většinu výpočetního výkonu. Co se týká výpočetních nároků, pak metoda LES leží někde mezi metodami RANS a DNS. Už při tvorbě výpočetní sítě je potřebné s tímto počítat, protože metoda LES vyžaduje pro úspěšné zachycení vírů ve spalovacím motoru maximální velikost jednotlivých buněk výpočetní sítě do 1 mm. To je oproti metodě RANS přibližně desetkrát menší velikost buněk tedy asi tisíckrát větší počet buněk při řešení problému ve 3D, z čehož plyne již zmiňovaná vyšší výpočetní náročnost. [18, 20]

V praxi se tato vyšší výpočetní náročnost projevila tím, že simulační výpočet jednoho cyklu trval přibližně 4 dny při použití 128 procesorových jader počítačového clusteru. Z tohoto důvodu byly u navržených variant simulačních výpočtů s různými zapalovacími komůrkami počítány převážně jen dva první cykly, z nichž ten první sloužil zejména pro ustálení simulačního výpočtu.

V průběhu simulačního výpočtu bylo nutné upravovat hodnoty takzvaných „Under-Relaxation Factors“. S jejich pomocí je možné snížit případné výkmity řešení simulačního výpočtu, které mnohdy vedou k jeho nestabilitě a následné divergenci. Volbou velmi malé hodnoty pro jednotlivý faktor de facto vnutíme simulačnímu výpočtu, aby částečně využíval pro aktuální iteraci i hodnotu řešení z předchozí iterace. Toto opatření sice může zpomalit rychlost konvergence, ale zvýší stabilitu výpočtu. Vždy je proto nutné volit takové hodnoty jednotlivých faktorů, které povedou k nejmenšímu počtu iterací potřebných pro dosažení konvergence řešení tedy ke snížení času potřebného pro výpočet. Jednotlivé hodnoty faktorů byly voleny formou tabulky hodnot v celém spektru natočení klikového hřídele dle doporučení z manuálu AVL FIRE, nebo na základě předchozích zkušeností ze simulací, které byly na ČVUT realizovány. [20]

Pro simulaci spalování byl zvolen třízónový model ECFM-3Z (Extended Coherent Flame Model – 3 Zones). Díky tomu bylo možné lépe simulovat šíření čela plamene skrz spalovací prostor při použití zapalovací komůrky, které se výrazně odlišuje od sférického šíření deflagračního plamene při použití konvenční zapalovací svíčky. Nevýhoda tohoto modelu, který řeší chemické reakce pomocí rovnováhy, spočívá v nepřesnosti predikce lokálních chemických efektů v podobě zhasnutí plamene vlivem nízké teploty atp. Tento model totiž funguje následujícím způsobem. Je-li k dispozici dostatečné množství kyslíku, dojde ke spálení veškerého paliva. Ve skutečnosti jsou však chemické reakce výrazně ovlivněny lokální teplotou. [20]

Další nastavení, které se týká například diferenčního schématu, kritérií konvergence, limitech počtu iterací, iniciace zážehu, frekvence zápisu výsledků či souborů pro obnovu výpočtu atp. bylo zvoleno na základě znalostí a zkušeností z předchozích simulací realizované univerzitou ČVUT.

Spuštění simulačního výpočtu se provádí pomocí příkazového řádku nebo nástrojem Job Setup vyvolaného z programu AVL FIRE WM. Zde je možné zvolit počet procesorových jader, které se mají aktivně podílet na simulačním výpočtu. Solver v programu AVL FIRE rozdělí výpočetní síť na několik výpočetních domén, jejichž počet odpovídá počtu aktivních procesorových jader při simulačním výpočtu a následně jednotlivým procesorovým jádrům přiřadí jednu konkrétní výpočetní doménu. Mezi těmito doménami jsou zajištěny interakce umožňující simulaci v celém objemu výpočetní sítě. [20]

## 6.2 Porovnání geometrie zkoumaných zapalovacích komůrek

Úkolem této diplomové práce bylo provést optimalizaci tvaru zapalovací komůrky s ohledem na zapálení směsi ve válci a rychlost hoření.

V první fázi byla vytvořena varianta zapalovací komůrky s označením V1, která sloužila jen pro optimalizaci nastavení generátoru výpočetní sítě a ověření její funkčnosti v simulačním výpočtu. Proto tato varianta nebude dále zmiňována. Všechny následující varianty včetně výpočetních sítí byly vytvářeny dle dříve popsánoho způsobu v kapitole 4 se shodným nastavením pro síťování.

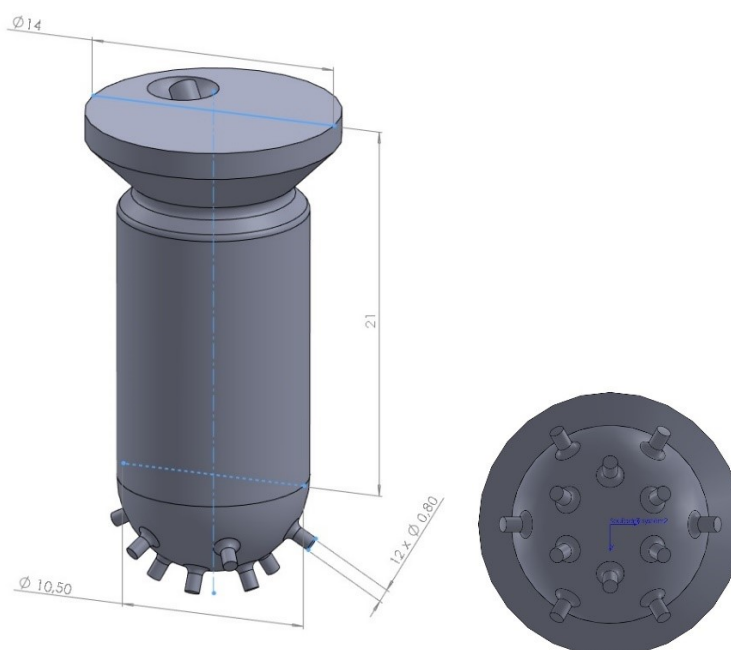
Ve druhé fázi byly vytvořeny 3 geometrické varianty zapalovacích komůrek, které se lišily svým objemem a průměry propojovacích otvorů. Průměry 12 otvorů byly voleny tak, aby jejich celková průtočná plocha byla v určeném poměru vůči objemu zapalovací komůrky. Tento určený poměr byl dodržován u všech tří variant zapalovacích komůrek. Geometrické uspořádání spodní části zapalovacích komůrek včetně propojovacích otvorů bylo vždy stejné jako u varianty V2 (Obr. 26). Všechny 12 propojovacích otvorů bylo tedy vždy orientováno dostředivě. Tímto způsobem bylo následně možné pozorovat vliv měřítka velikosti zapalovací komůrky na výsledné hoření ve válci.

Ve třetí fázi byly vytvořeny celkem 3 geometrické varianty zapalovacích komůrek se stejným objemem, z nichž první 2 se lišily právě geometrickým uspořádáním spodní části zapalovací komůrky. Zatímco varianta V2 byla vybavena 12 dostředivě orientovanými otvůrkami, varianta V5 disponovala 12 tangenciálně orientovanými otvůrkami, přičemž průměry otvorů byly u obou variant identické. U varianty V5 bylo směřováno horních 6 otvorů v rovině rovnoběžné s hlavou válce. Zbýlých 6 spodních otvorů bylo směřováno pod úhlem  $40^\circ$  od roviny hlavy válce. Toto upořádání vedlo k poměrně dobrým výsledkům hoření ve válci, avšak vyskytoval se zde potenciál dalšího zlepšení. Proto byla vytvořena poslední geometrická varianta s názvem V6, která se od varianty V5 lišila 6 spodními otvůrkami s větším průměrem a úhlem sklonu od roviny hlavy válce  $50^\circ$ .

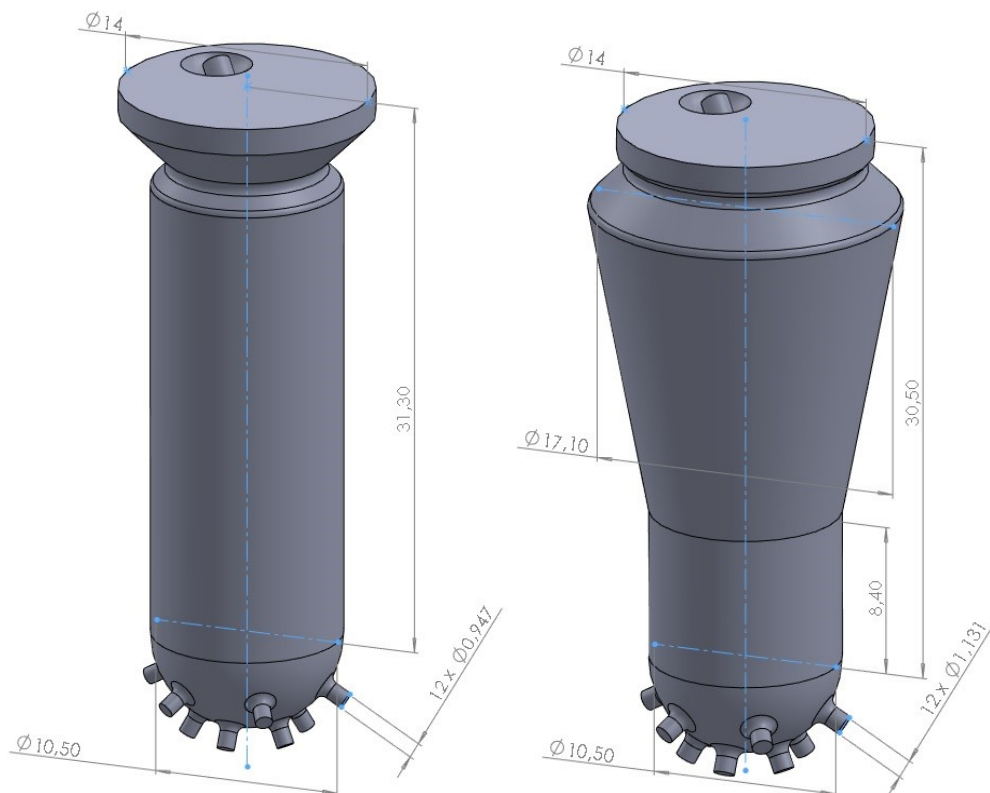
Jednotlivé varianty zapalovacích komůrek byly vytvořeny tak, aby objem „teplé části“, kde se vyskytuje zápalná směs, byl ve velikostech 2,5 %, 3,5 % a 5 % kompresního objemu válce. To odpovídalo objemům 2,23 cm<sup>3</sup>, 3,12 cm<sup>3</sup> a 4,46 cm<sup>3</sup>. Při započítání vždy stejného objemu 0,33 cm<sup>3</sup>, který zaujímá systém dodatečného proplachování zapalovacích komůrek vzduchem, vychází však výsledné objemy větší, viz tabulka 3. Z toho vyplývá, že pro zachování dostatečně vysokého celkového kompresního poměru motoru je vhodné minimalizovat objem systému proplachování zapalovací komůrky.

Varianta geom.	Celkový objem	Procento kompresního objemu válce	Počet a průměr otvůrků
V2	2,58 cm <sup>3</sup>	2,9 %	12x0,8 mm
V3	3,47 cm <sup>3</sup>	3,9 %	12x0,947 mm
V4	4,81 cm <sup>3</sup>	5,4 %	12x1,131 mm
V5	2,58 cm <sup>3</sup>	2,9 %	12x0,8 mm T
V6	2,58 cm <sup>3</sup>	2,9 %	6x0,8 mm T a 6x0,9 mm T

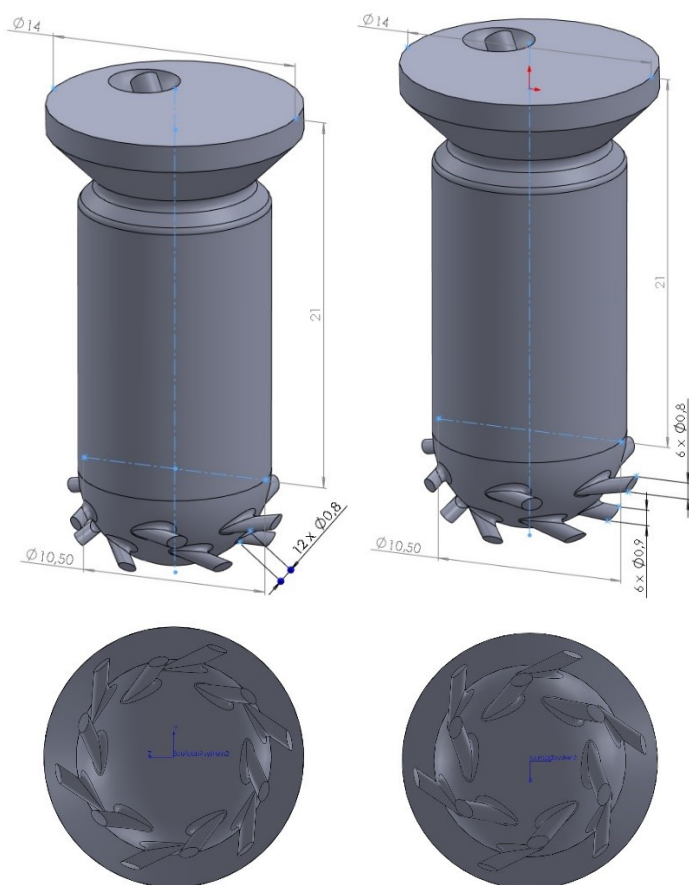
Tabulka 3 – Základní geometrické parametry jednotlivých variant zapalovacích komůrek.



Obr. 40 – Zobrazení geometrie (negativ) zapalovací komůrky s označením V2. Vpravo je pohled zdola.



Obr. 41 – Zobrazení geometrie (negativ) zapalovacích komůrek. Varianta V3 (vlevo) a varianta V4 (vpravo).



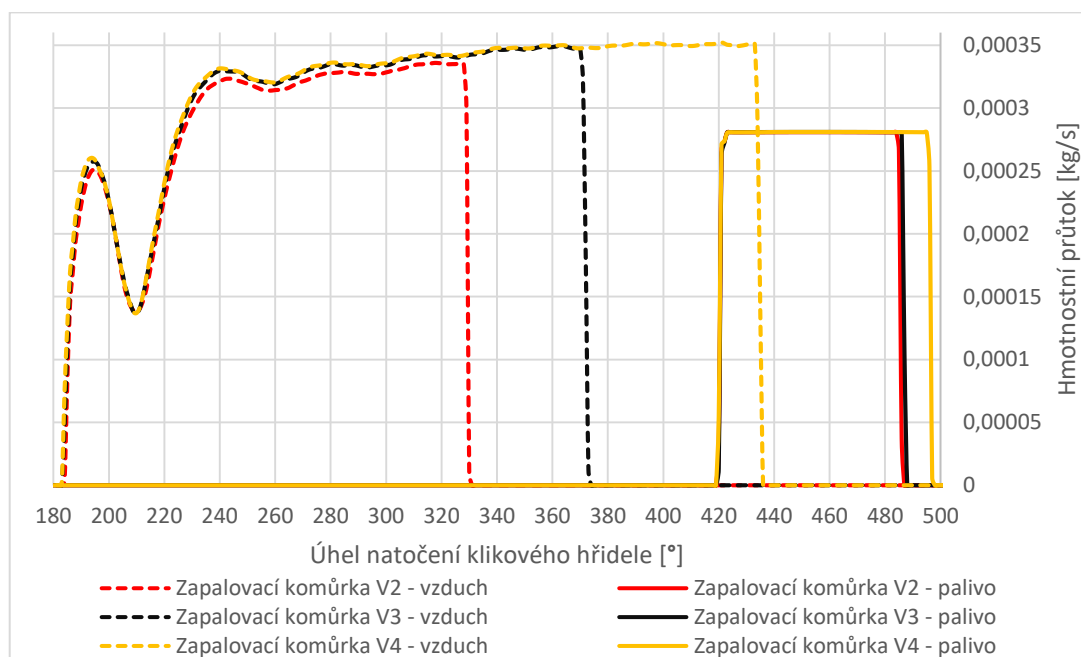
Obr. 42 – Zobrazení geometrie (negativ) komůrek V5 (vlevo) a V6 (vpravo) i s pohledy zdola.



### 6.3 Porovnání okrajových a počátečních podmínek pro simulační výpočet zapalovacích komůrek

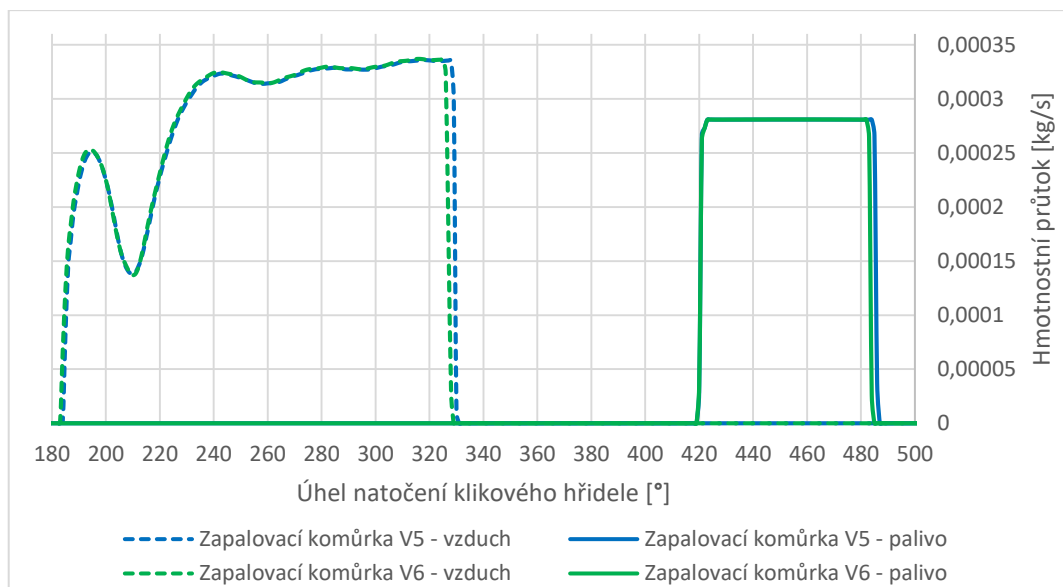
Okrajové a počáteční podmínky byly voleny z modelů motoru se zkoumanými variantami zapalovacích komůrek v programu GT-Power, které byly upraveny stejným způsobem jako je uvedeno v kapitolách 5 a 5.1. Regulace uzavření přívodů vzduchu a paliva do komůrky byla u všech variant volena tak, aby byl objem přivedeného vzduchu o 20 % větší, než je vnitřní objem komůrky, a také aby se v zapalovací komůrce dosáhlo celkového součinitele přebytku vzduchu  $\lambda = 0,9$  při 15 stupních natočení klikového hřídele před HÚ. Použitý tlak vzduchu a paliva byl vždy stejný. Tedy 1,6 baru pro vzduch a 2,5 baru pro plynný metan. Součinitel přebytku vzduchu u směsi s metanem v sacím kanálu byl nastaven vždy na hodnotu  $\lambda = 1,48$ . Účelem tohoto nastavení bylo, aby simulační výsledky hoření ve válci byly ovlivněny, pokud možno, jen měřítkem velikosti zapalovacích komůrek či jejich geometrií.

Ostatní okrajové podmínky jako jsou například průběhy tlaků před sacím a výfukovým ventilem (Obr. 39) se lišily u jednotlivých variant jen minimálně, a proto dále nebudou detailně probírány. Pozornost je věnována především okrajovým podmínkám zkoumaných zapalovacích komůrek.



Obr. 43 – Zobrazení průběhů hmotnostních průtoků vzduchu a paliva do jednotlivých variant zapalovacích komůrek s rozdílným objemem (V2 – nejmenší, V4 – největší), které byly použity do 3D CFD simulací se shodným označením. Úhel 180° odpovídá dolní úvrati, kde začíná výfukový zdvih.

Z obrázku 43 lze vidět, že při zvyšování objemu zapalovací komůrky je zvyšován také požadavek na množství vzduchu potřebného k jejímu propláchnutí. Totéž platí u požadavku množství paliva, pro zajištění  $\lambda = 0,9$  u všech zkoumaných variant zapalovacích komůrek.



Obr. 44 – Zobrazení průběhů hmotnostních průtoků vzduchu a paliva do jednotlivých variant zapalovacích komůrek s tangenciálním směřováním a rozdílnou geometrií otvorů (V6 - větší průřez otvorů), které byly použity do 3D CFD simulací se shodným označením. Úhel 180° odpovídá dolní úvrati, kde začíná výfukový zdvih.

#### 6.4 Porovnání výsledků zapalovacích komůrek s rozdílným objemem

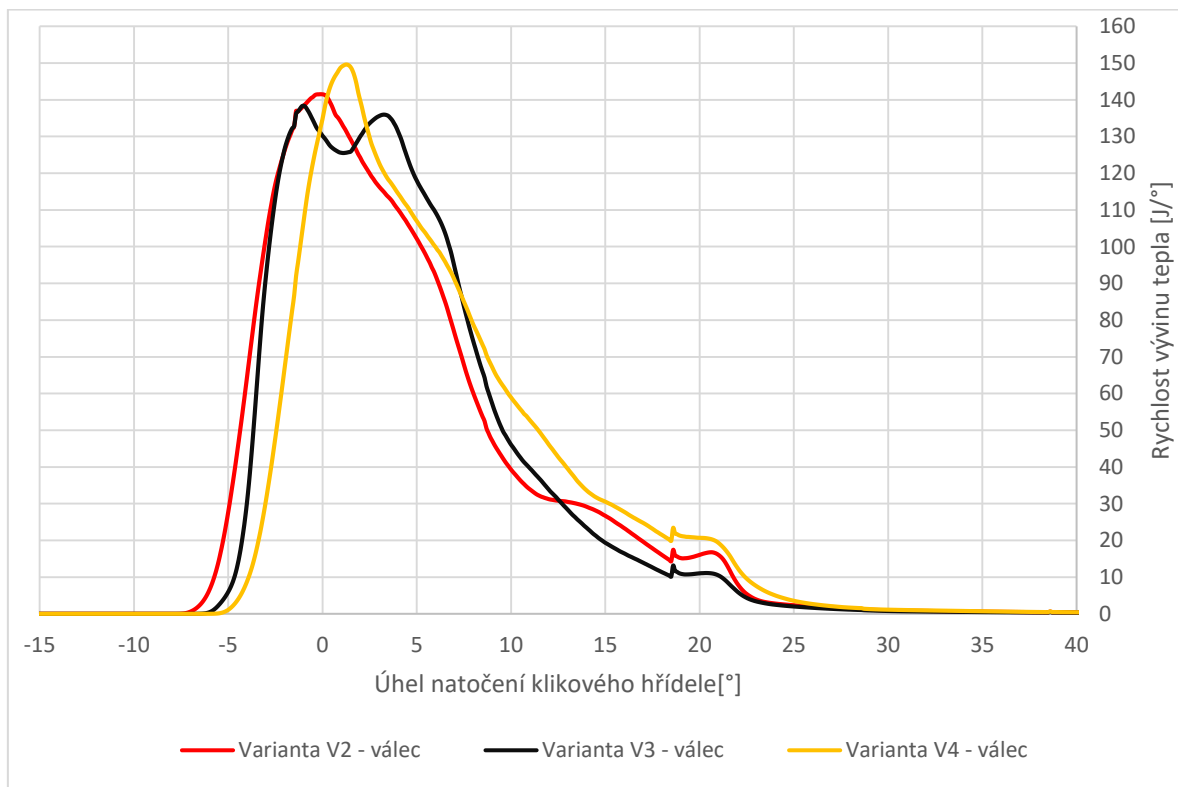
V této části práce jsou porovnávány výsledky simulací jednoho válce motoru AVIA s použitím zapalovacích komůrek s rozdílným objemem, konstantních otáček  $1800 \text{ min}^{-1}$  a časováním iniciace zážehu při  $18^\circ$  před horní úvrati. Umístění pomyslného jiskřiště zapalovací svíčky (kulové plochy) pro iniciaci zážehu bylo vždy voleno v horní části zapalovací komůrky. Ostatní okrajové či počáteční podmínky byly popsány v předchozích kapitolách.

Varianta CFD výpočtu	Geometrická varianta komůrky	Celkový objem komůrky	Procento kompresního objemu válce	Počet a průměr otvorů komůrky	Iniciace zážehu v komůrce	Přívod vzduchu do komůrky
V2	V2	2,58 cm <sup>3</sup>	2,9 %	12x0,8 mm	18 ° před HÚ	ANO
V3	V3	3,47 cm <sup>3</sup>	3,9 %	12x0,947 mm	18 ° před HÚ	ANO
V4	V4	4,81 cm <sup>3</sup>	5,4 %	12x1,131 mm	18 ° před HÚ	ANO

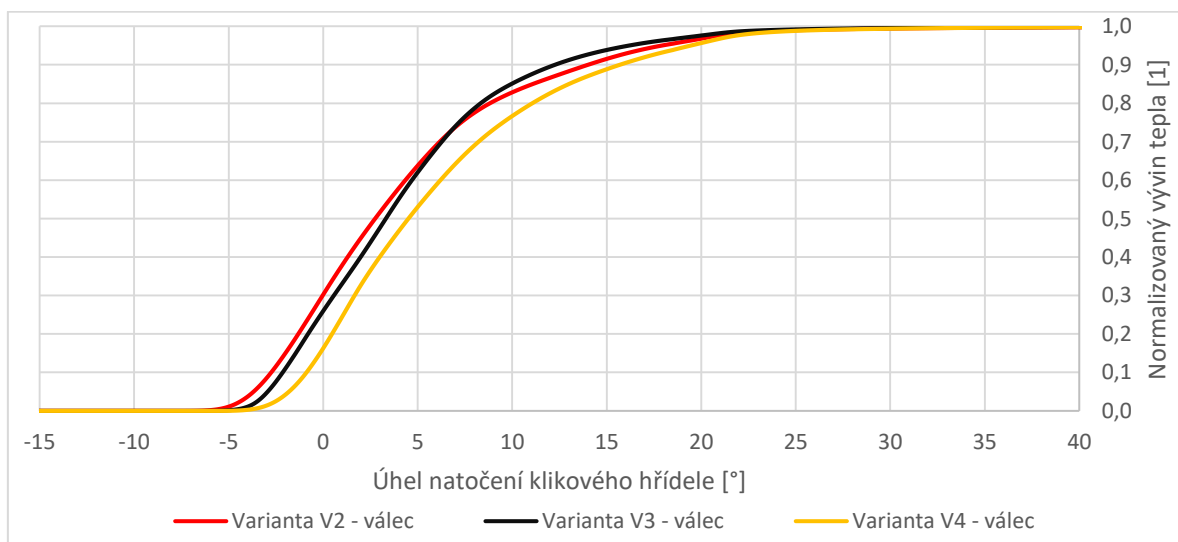
Tabulka 4 – Základní odlišnosti vstupů do 3D CFD simulačních výpočtů motoru se zapalovacími komůrkami s rozdílným objemem.

Z výsledků na obrázku 45 lze pozorovat, že při zvyšování objemu zapalovací komůrky se průběh hoření ve válci posouvá směrem do expanzního zdvihu při zachování jednotného nastavení předstihu zážehu. To mohlo být způsobeno tím, že zvětšení objemu komůrky bylo dosaženo převážně jejím délkovým prodloužením, které vedlo k vyšší nehomogenitě a bohatosti směsi v horní části komůrky oproti nejmenší variantě V2 (Obr. 47). Zejména u variant V3 a V4 docházelo v některých místech, včetně horní části zapalovací komůrky, k lokálním zvýšení bohatosti směsi až na hodnotu kolem  $\lambda = 0,7$ .

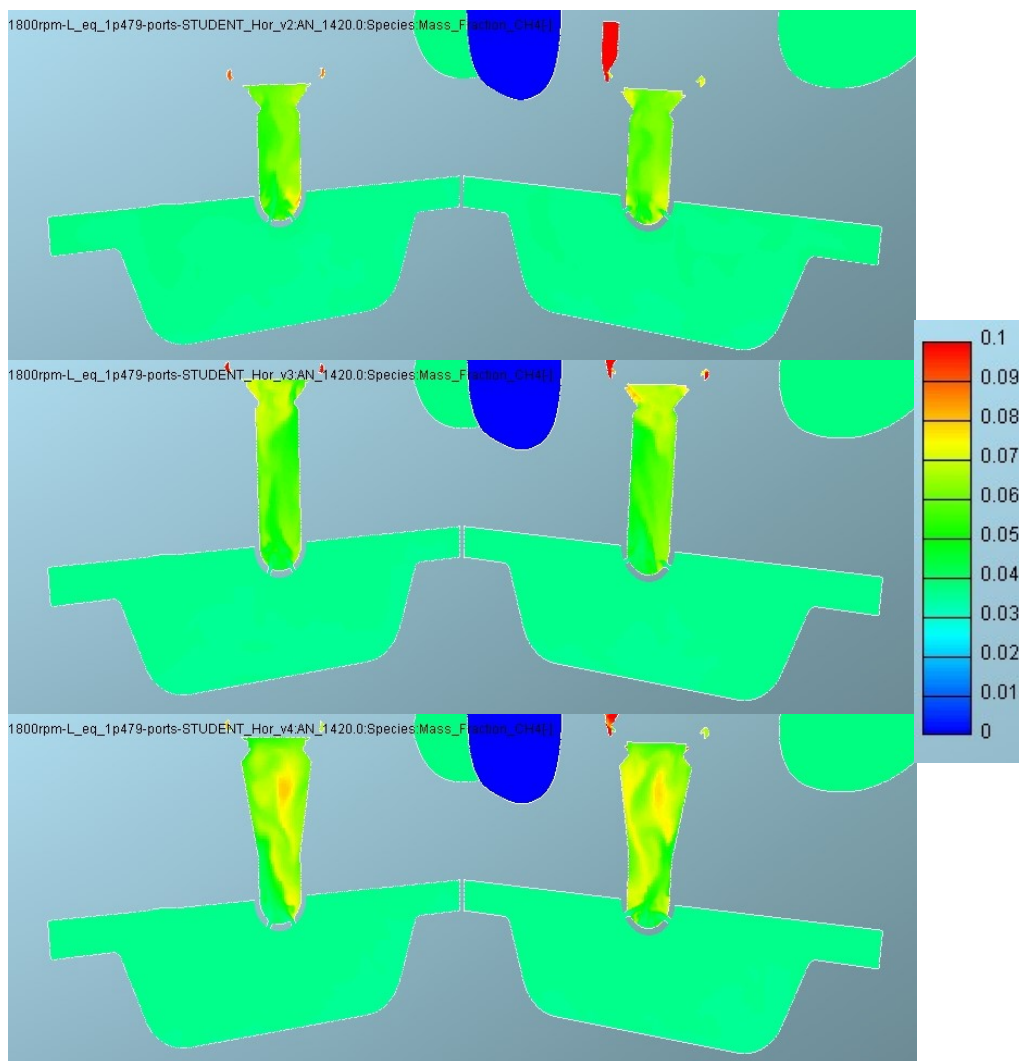
V horní části zapalovacích komůrek se nacházelo místo zážehu. S přílišnou bohatostí směsi dochází ke snížení rychlosti šíření čela plamene (Obr. 5). V kombinaci s narůstající vzdáleností mezi místem zážehu a propojovacími otvůrky to mohlo být příčinou zmíněného posouvání průběhu hoření ve válci.



Obr. 45 – Zobrazení průběhů rychlosti vývinu tepla ve válci při použití různých variant zapalovacích komůrek s rozdílným objemem (V2 – nejmenší, V4 – největší). Výsledky 2. cyklu 3D CFD simulace.

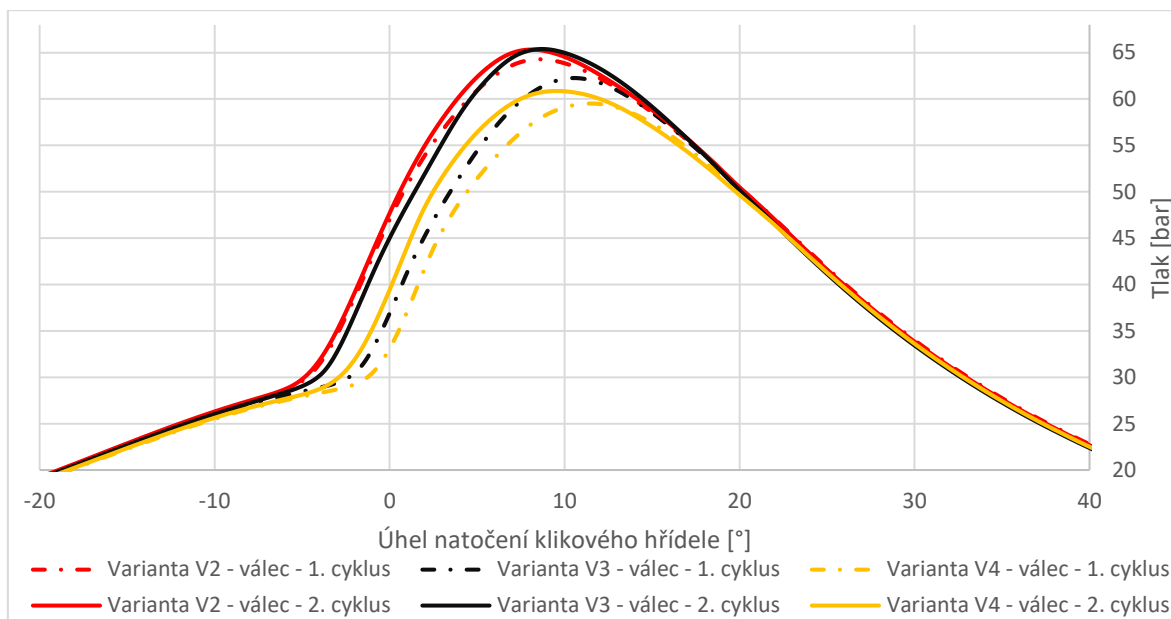


Obr. 46 – Zobrazení průběhů normalizovaného vývinu tepla ve válci při použití různých variant zapalovacích komůrek s rozdílným objemem (V2 – nejmenší, V4 – největší). Výsledky 2. cyklu 3D CFD simulace.



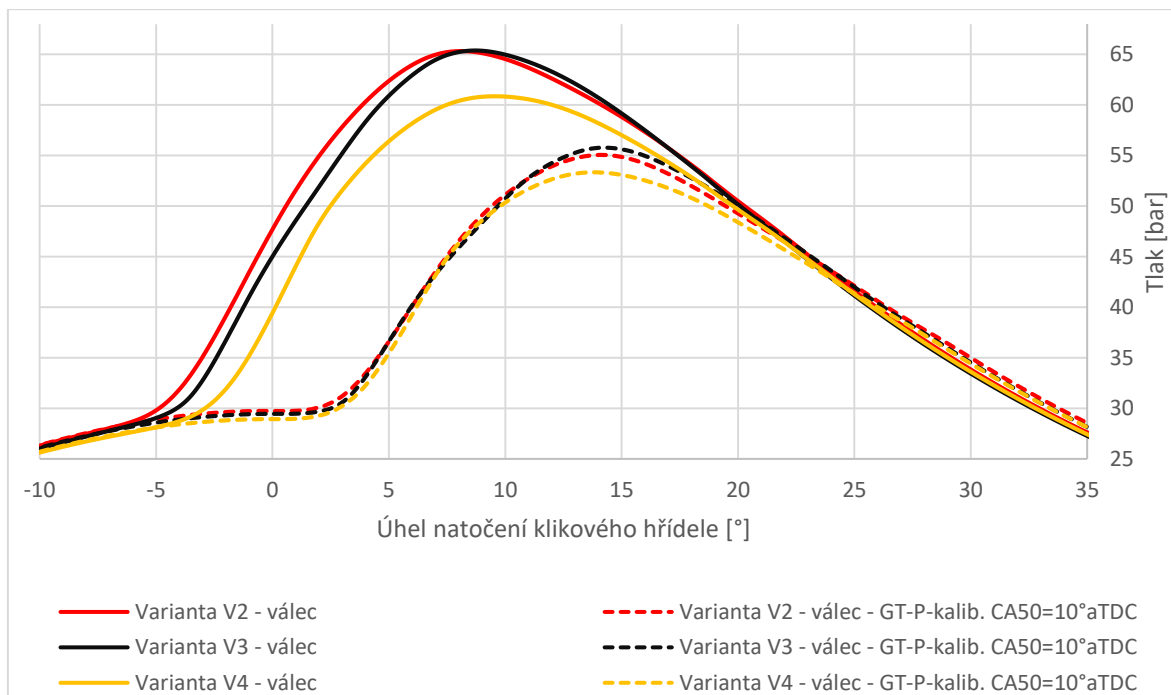
Obr. 47 – Zobrazení nehomogenity a bohatosti směsi pomocí hmotnostního zlomku metanu ( $\text{CH}_4$ ) v jednotlivých variantách zapalovacích komůrek s rozdílným objemem. Odshora V2, V3 a V4. Úhel natočení k.h. =  $20^\circ$  před HÚ. (okamžik před zážehem). Vpravo je barevné měřítko [-], kde hodnota 0,055 odpovídá přibližně stechiometrické směsi. Výsledky 2. cyklu 3D CFD simulace.

S pomocí obrázků 45 a 46 je možné konstatovat, že nejvyšší nárůst rychlosti vývinu tepla ve válci a také nejkratší čas potřebný pro spálení směsi ve válci vykazovala varianta se zapalovací komůrkou V3. Pro korektní úsudek by však bylo potřebné provést více simulačních výpočtů či experimentů, kde by se dala pozorovat mezicyklová variabilita. Tu je možné zachytit pomocí přístupu LES, který byl v těchto simulacích využíván, avšak za předpokladu velkého množství provedených cyklů. Při této studii však byly provedeny pouze 2 cykly pro každou variantu zapalovací komůrky, a to z časových i kapacitních důvodů (3D CFD simulace 1 cyklu trvala přibližně 4 dny). Byly porovnány tedy pouze první 2 cykly, a to za účelem ověření správné funkce simulačního výpočtu. Rozdíly mezi prvním a druhým cyklem měly obdobné tendence u všech variant, a tak byl pro srovnávání používán vždy 2. cyklus, který by neměl být ovlivněn počátečními podmínkami tolik jako 1. cyklus. Porovnání cyklů u jednotlivých variant lze vidět na průběhu tlaku na obrázku 48.



Obr. 48 – Zobrazení průběhů tlaku ve válci při použití různých variant zapalovacích komůrek s rozdílným objemem (V2 – nejmenší, V4 – největší). Porovnání jednotlivých cyklů simulačních výpočtů.

Protože byly průběhy hoření ve válci při použití jednotlivých variant zapalovacích komůrek vzájemně posunuty, bylo využito výsledků průběhu hoření ve válci z provedených 3D CFD simulací pro další kalibraci modelů motoru v programu GT-Power. Tam se optimalizovalo časování zážehu tak, aby došlo ke spálení 50 % paliva při 10 ° natočení klikového hřídele za horní úvratí (CA50 = 10 ° aTDC) u všech variant. Toto nastavení je obecně považováno za termodynamické optimum zážehového motoru [4]. Díky tomu bylo možné jednotlivé varianty mezi sebou lépe porovnat (Obr. 49).



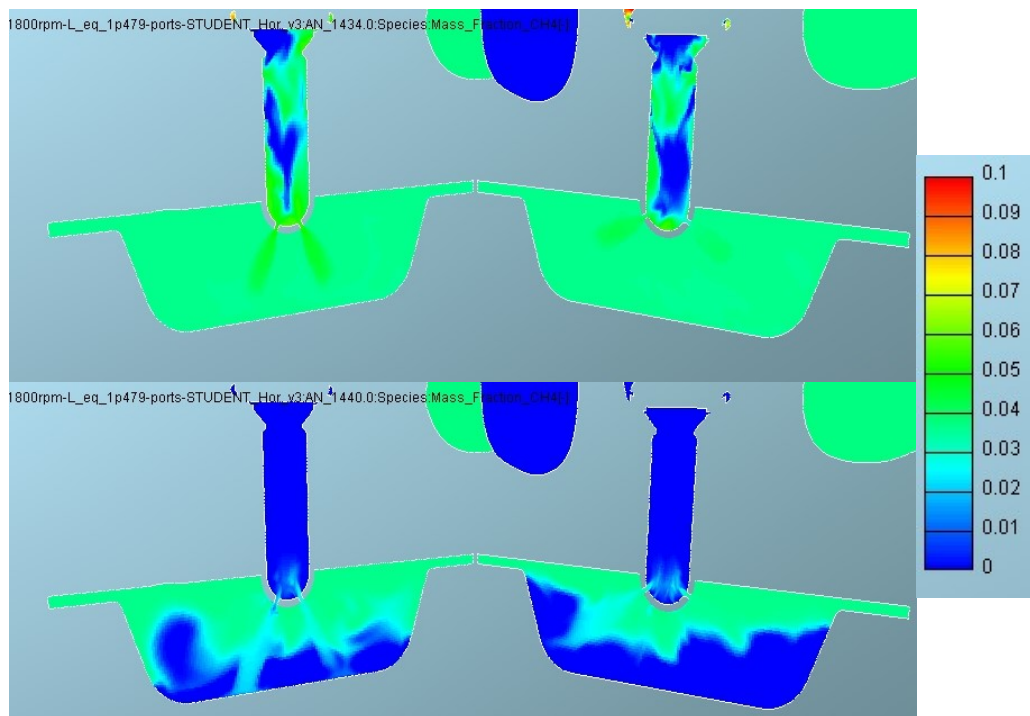
Obr. 49 – Zobrazení průběhů tlaku ve válci při použití různých variant zapalovacích komůrek s rozdílným objemem (V2 – nejmenší, V4 – největší) a posunutí časování zážehu.

V programu GT-Power byla také pro nově kalibrované modely motoru provedena optimalizace časování zážehu s požadavkem nejvyšší indikované účinnosti. Z takto optimalizovaných variant zapalovacích komůrek s rozdílným objemem vykazovala nejlepší indikovanou účinnost varianta V2 (36,9 %), poté varianta V3 (36,7 %) a varianta V4 (36,3 %). Absolutní hodnoty účinností je nutné brát s jistou rezervou s ohledem na zjednodušený model motoru a na to, že pro kalibraci modelů byla využita výstupní data z 3D CFD simulací, které správně nepredikovaly zhášení plamene vlivem nízké teploty. Poznatky z předchozí rešerše však potvrzují tento trend změny indikované účinnosti. Snižování indikované účinnosti mohlo být způsobeno snižováním celkového kompresního poměru motoru při navyšování objemu zapalovací komůrky, které zároveň vedlo k navýšení teplosměnné plochy, tedy tepelných ztrát. Z toho lze vyvodit, že pokud společně s navyšováním objemu zapalovací komůrky nebudeme konstrukčními zásahy do motoru zvyšovat jeho kompresní poměr, tak zvyšování objemu zapalovací komůrky, nad přibližně 3 % kompresního objemu válce, pravděpodobně nepovede ke zvýšení indikované účinnosti.

Tyto závěry by však bylo vhodné podložit větším počtem simulačních výpočtů a případně experimenty, které by zahrnovaly i rozdílné chování vůči simulacím a problémy související s konstrukčním řešením.

Další grafické porovnání variant V2, V3 a V4 lze vidět na obrázcích 61 až 62 (v tištěné příloze) nebo ve složce s obrazovými výstupy z 3D CFD simulací (příloha 4).

Při hoření docházelo také k jevu, který byl nejvýraznější u varianty V3, kdy se po zážehu vytlačilo velké množství směsi z komůrky do válce (Obr. 50 – nahoře). To se následně vznítilo ve válci, kde došlo k nárůstu tlaku, který způsobil vtlačení části nespálené směsi z válce do komůrky (Obr. 50 – dole). V komůrce poté došlo k dalšímu nárůstu rychlosti hoření. Tento jev by mohl vysvětlovat druhý vrchol křivky rychlosti vývinu tepla u varianty V3 na obrázku 45.



Obr. 50 – Zobrazení popisovaného jevu pomocí hmotnostního zlomku metanu ( $\text{CH}_4$ ) u varianty V2. Úhel natočení k.h. =  $6^\circ$  před HÚ (nahoře);  $0^\circ$  v HÚ (dole). Vpravo se nachází barevné měřítko [-], kde hodnota 0,055 odpovídá přibližně stechiometrické směsi. Výsledky 2. cyklu 3D CFD simulace.

## 6.5 Porovnání výsledků zapalovacích komůrek s různým geometrickým uspořádáním propojovacích otvorů a pozměněné strategie řízení

V této části práce jsou podobně jako v kapitole 6.4 porovnávány výsledky simulací jednoho válce motoru AVIA s použitím zapalovacích komůrek s různým geometrickým uspořádáním propojovacích otvorů a konstantních otáček 1800 min<sup>-1</sup>. Umístění pomyslného jiskřiště zapalovací svíčky (kulové plochy) pro iniciaci zážehu bylo vždy voleno v horní části zapalovací komůrky. Změny se však provedly v časování iniciace zážehu a také ve strategii vyplachování komůrky, které u varianty V7 zajišťovalo jen palivo přivedené do komůrky. Podrobnější popis základních odlišností vstupů do 3D CFD simulačních výpočtů je zobrazen v tabulce 5. Ostatní okrajové či počáteční podmínky byly popsány v předchozích kapitolách.

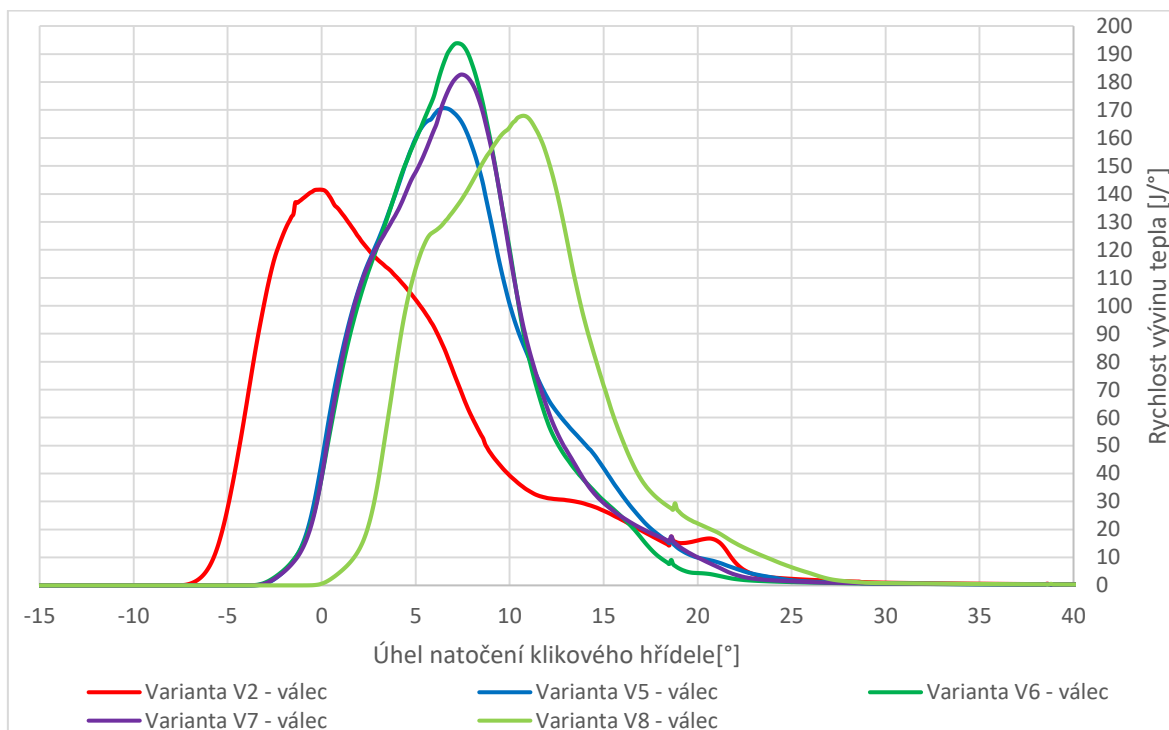
Varianta CFD výpočtu	Geometrická varianta komůrky	Celkový objem komůrky	Procento kompresního objemu válce	Počet a průměr otvorů komůrky	Iniciace zážehu v komůrce	Přívod vzduchu do komůrky
V2	V2	2,58 cm <sup>3</sup>	2,9 %	12x0,8 mm	18 ° před HÚ	ANO
V5	V5	2,58 cm <sup>3</sup>	2,9 %	12x0,8 mm T	18 ° před HÚ	ANO
V6	V6	2,58 cm <sup>3</sup>	2,9 %	6x0,8 mm T a 6x0,9 mm T	18 ° před HÚ	ANO
V7	V6	2,58 cm <sup>3</sup>	2,9 %	6x0,8 mm T a 6x0,9 mm T	18 ° před HÚ	NE
V8	V6	2,58 cm <sup>3</sup>	2,9 %	6x0,8 mm T a 6x0,9 mm T	14,87 ° před HÚ	ANO

Tabulka 5 – Základní odlišnosti vstupů do 3D CFD simulačních výpočtů motoru se zapalovacími komůrkami s různým geometrickým uspořádáním propojovacích otvorů a pozměněné strategie řízení.

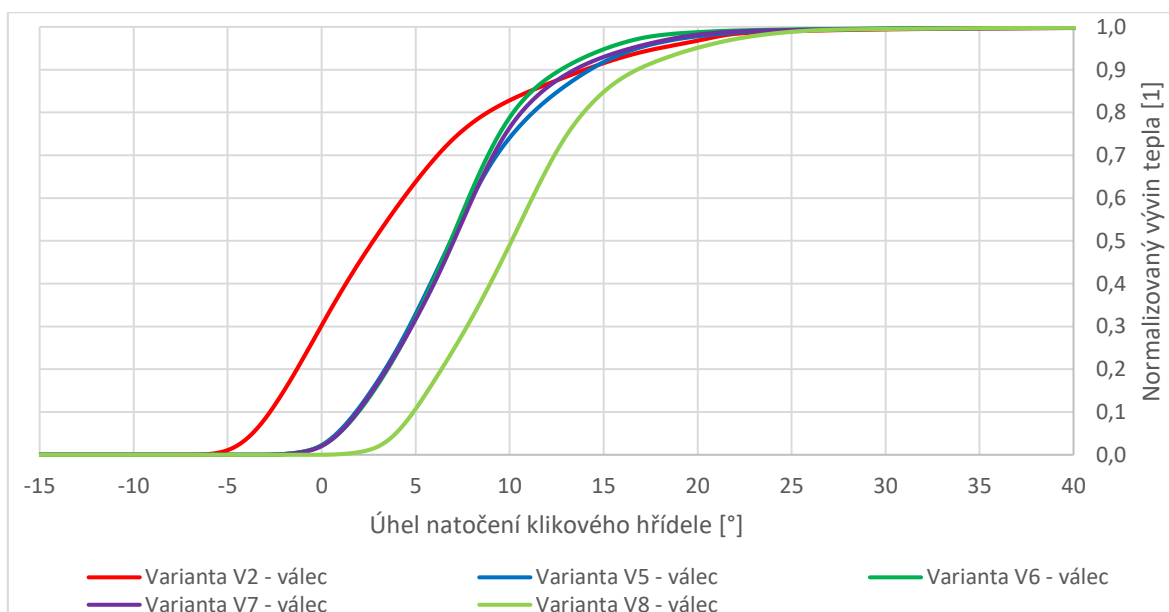
Z výsledků na obrázku 51 lze vypožorovat, že při použití zapalovací komůrky s tangenciálně orientovanými propojovacími otvůrkami se průběh hoření ve válci posouvá směrem do expanzního zdvihu při zachování jednotného předstihu zážehu. Při kompresním zdvihu byla směs z válce vtlačována do zapalovací komůrky a vlivem tangenciálně orientovaných propojujících otvorů vytvářela silný tangenciální vír, jehož osa byla shodná s osou válce i zapalovací komůrky. To způsobilo vyšší nehomogenitu a bohatost směsi zejména v horní části zapalovací komůrky, kde se nacházelo i pomyslné jiskřiště zapalovací svíčky (kulové plochy). Jak již víme z obrázku 5, s přílišným zvyšováním bohatosti směsi dochází ke snížení rychlosti šíření čela plamene. Dle simulačních výpočtů docházelo v horní části zapalovací komůrky k lokálnímu zvýšení bohatosti směsi až na hodnotu kolem  $\lambda = 0,7$ . To mohlo způsobit výše zmíněné posouvání průběhu hoření ve válci (Obr. 53).



Další jev, který tomuto posunutí hoření mohl napomoci, byla změna smyslu rotace víru v komůrce při zážehu. Při vytlačování směsi z komůrky se musela překonat kinetická energie rotace víru, který vznikl při vtláčování směsi z válce do komůrky.

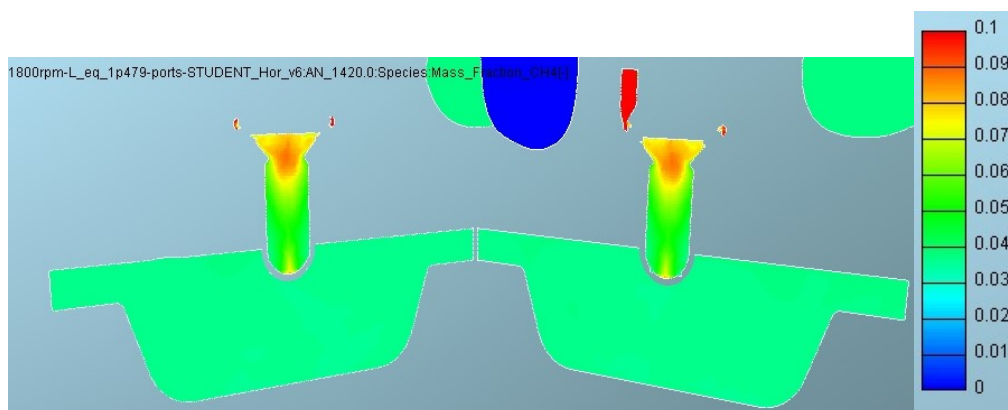


Obr. 51 – Zobrazení průběhů rychlosti vývinu tepla ve válci při použití několika variant zapalovacích komůrek s různým geometrickým uspořádáním propojovacích otvůrků a pozměněné strategii řízení. Výsledky 2. cyklu 3D CFD simulace.



Obr. 52 – Zobrazení průběhů normalizovaného vývinu tepla ve válci při použití několika variant zapalovacích komůrek s různým geometrickým uspořádáním propojovacích otvůrků a pozměněné strategii řízení. Výsledky 2. cyklu 3D CFD simulace.

U výsledků na obrázku 51 je také vidět, že nejvyšší rychlost vývinu tepla ve válci vykazovala varianta V6. Ta disponovala tangenciálně směřovanými propojovacími otvůrkami taktéž jako varianta V5, ale s větším sklonem a průměrem spodních šesti otvůrků. Provedené simulace také ukazují, že varianty s tangenciálními otvůrkami potřebovaly nejkratší časy potřebné pro spálení směsi ve válci (Obr. 52).

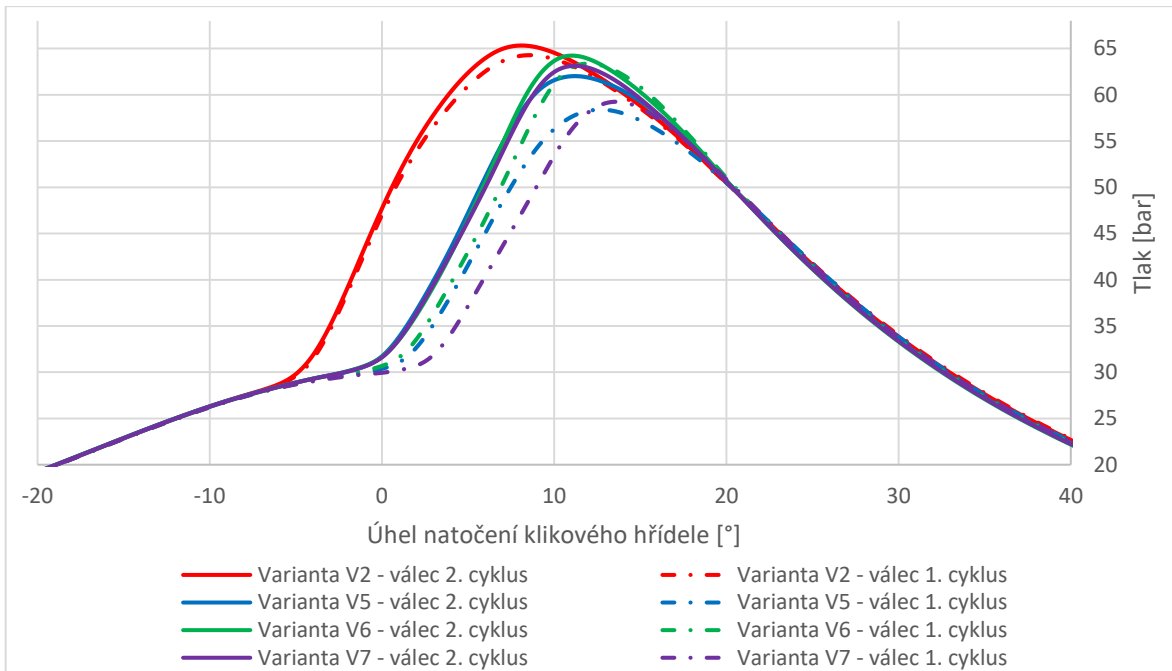


Obr. 53 – Zobrazení nehomogenity a bohatosti směsi pomocí hmotnostního zlomku metanu ( $CH_4$ ) u varianty V6 s tangenciálními otvůrkami. Úhel natočení k.h. =  $20^\circ$  před HÚ. (okamžik před zážehem). Vpravo se nachází barevné měřítko [-], kde hodnota 0,055 odpovídá přibližně stechiometrické směsi. Výsledky 2. cyklu 3D CFD simulace.

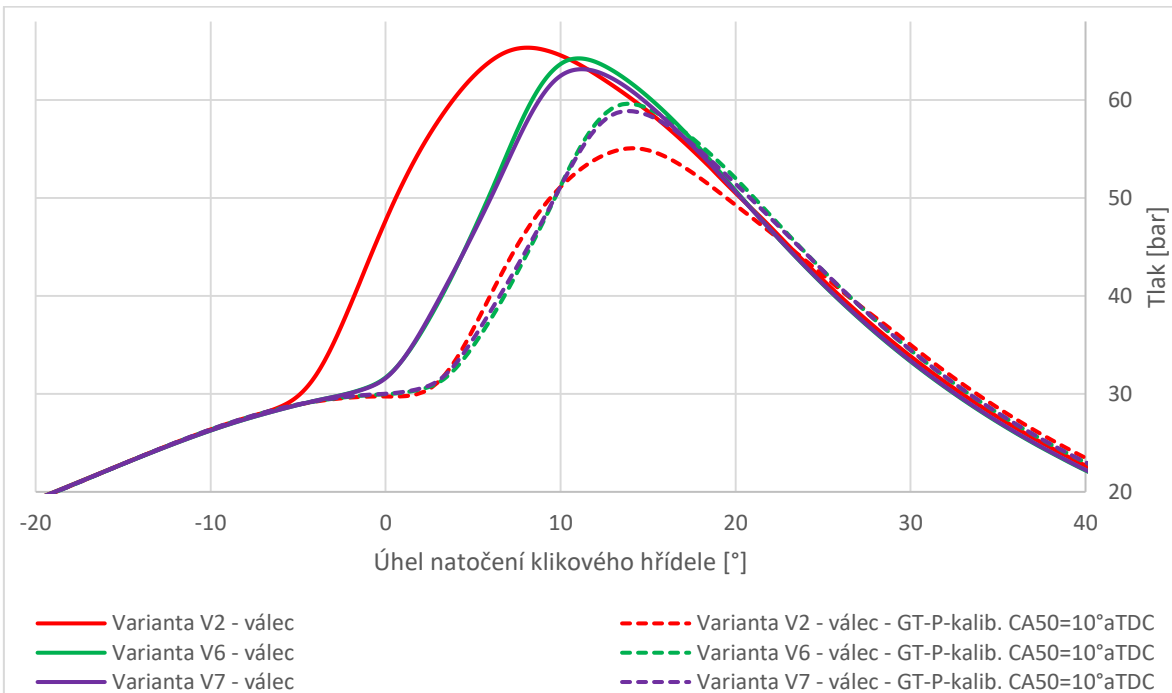
Podobně jako v kapitole 6.4 bylo provedeno porovnání cyklů 3D CFD simulací (Obr. 54) a byla provedena kalibrace modelů motoru v programu GT-Power tak, aby byl splněn požadavek  $CA_{50} = 10^\circ$  aTDC (Obr. 55). Z varianty V6, která měla velmi dobré výsledky, vycházela varianta V8, u které byla provedena 3D CFD simulace 5 cyklů s nastavením časování zážehu tak, aby byl splněn zmiňovaný požadavek. Tímto bylo možné ověřit shodu výsledků kalibrovaného GT-Power modelu při posunu hoření s 3D CFD výsledky (Obr. 58 v tištěné příloze). Navíc bylo možné částečně pozorovat mezicyklovou variabilitu.

Na obrázcích 59 a 60 (v tištěné příloze) lze pozorovat zmíněnou mezicyklovou variabilitu. 3D CFD simulační výpočet ukázal, že se výsledky průběhů tlaku či rychlosti hoření ve válci od 3. do 5. cyklu 3D CFD simulace liší jen nepatrně. Zároveň také ukázal, že varianta V6, respektive V8, vykazuje nejvyšší hodnoty tlaku či rychlosti vývinu tepla ve válci ze všech zkoumaných variant zapalovacích komůrek. Tato geometrie se tudíž jeví jako velmi vhodná pro použití v motoru s podobným spalovacím prostorem jímž se zabývala tato práce.

Závěry z provedených simulací by bylo vhodné podložit větším počtem simulačních výpočtů a případně experimenty, které by zahrnovaly i rozdílné chování vůči simulacím a problémy související s konstrukčním řešením. Cílem této diplomové práce bylo provést porovnání vlivu jednotlivých parametrů zapalovací komůrky na hoření ve válci se snahou eliminovat prvky vnášející nežádoucí ovlivnění simulačních výpočtů, například nevhodná konstrukce a umístění zapalovací svíčky.



*Obr. 54 – Zobrazení průběhů tlaku ve válci při použití několika variant zapalovacích komůrek s různým geometrickým uspořádáním propojovacích otvůrků a pozměněné strategii řízení. Porovnání jednotlivých cyklů simulačních výpočtů.*



*Obr. 55 – Zobrazení průběhů tlaku ve válci při použití různých variant zapalovacích komůrek s různým geometrickým uspořádáním propojovacích otvůrků (V2 – dostředivé, V6 a V7 – tangenciální), pozměněné strategii řízení a posunutí časování zážehu.*

Další velká výhoda použití geometrie zapalovací komůrky V6 by mohla spočívat v tom, že díky použité orientaci otvorů, které směřují výšlehy plamene, dochází k hoření směsi ve válci od vnějších stěn do středu spalovacího prostoru. Zejména v prostoru mezikruží mezi pístem a válcem dochází u skutečného motoru k natlačení směsi nad první pístní kroužek vlivem zvýšeného tlaku od expandujících plynů. Takto natlačená směs v prostoru nad prvním pístním kroužkem dokonale neshoří, protože u ní dochází k velkému snížení teploty způsobené velkým přestupem tepla do okolních ploch. Jakmile poklesne při výfukovém zdvihu tlak ve válci, tak se tato směs sice uvolní, nestihne však kvůli nedostatečné teplotě a času dohořet. Většinou tedy tato část směsi odchází ve formě nevyužitě energie či nespálených uhlovodíků do výfuku. Zatímco nespálené uhlovodíky zpravidla dohoří v oxidačním katalyzátoru, tak o chemickou energii paliva, která je obsažena v této části směsi, přijdeme bez užitku zpravidla vždy. [5]

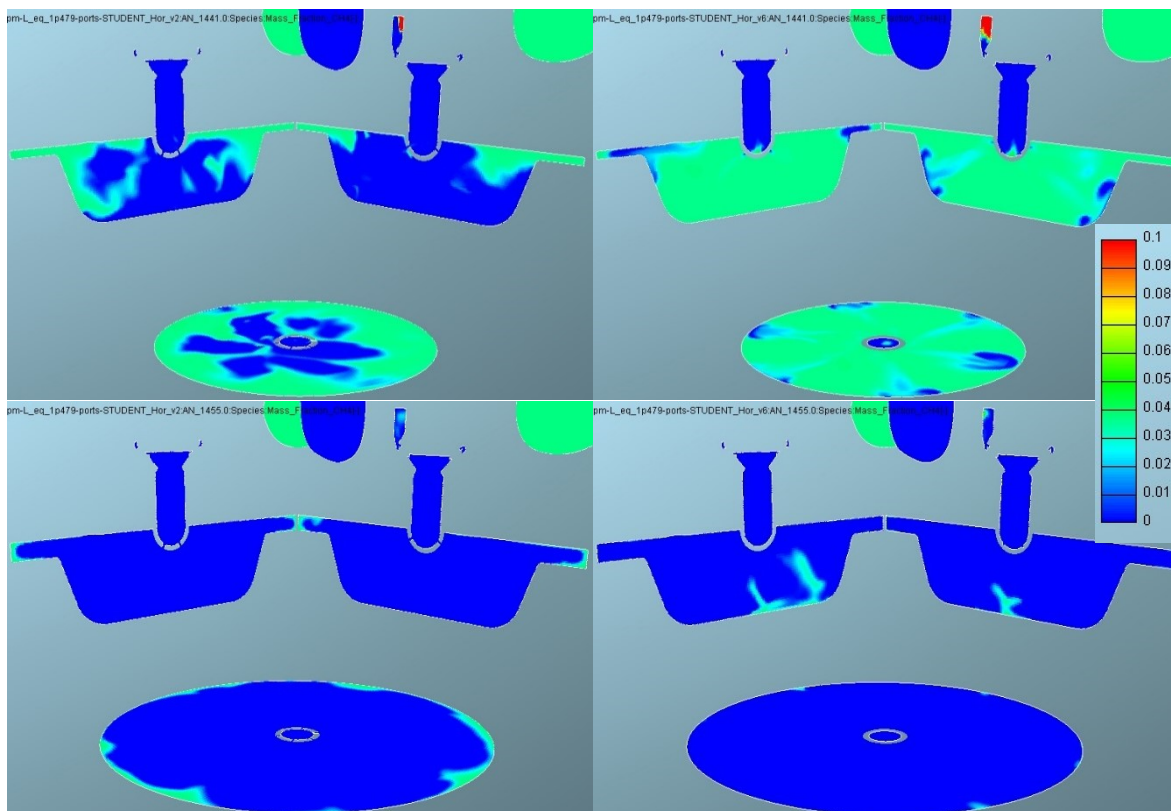
Obrázek 56 znázorňuje výše popsaná chování směsi paliva se vzduchem při hoření. Na obrázku nahoře lze vidět popisovaný průběh hoření od vnějších stěn při použití varianty V6 (vpravo), zatímco u varianty V2 (vlevo) dochází k hoření směsi spíše od středu spalovacího prostoru. To má u varianty V2 za následek, že se do mezery mezi hlavou válce a pístem v HÚ natlačí nezanedbatelná část směsi paliva se vzduchem, která může způsobit následky zmíněné v předchozím odstavci. Nesmíme totiž zapomenout na to, že při natočení klikového hřídele  $1^\circ$  po HÚ (nahore) narostl tlak vlivem expanze plynů ve válci u varianty V2 už na hodnotu přibližně 52 baru (Obr. 54). Směs je tedy již nějakou dobu vtlačována do popisované mezery. U varianty V6 se oproti variantě V2 vtlačí do popisované mezery jen minimální množství směsi, protože tlak vlivem expanze plynů u varianty V6 při stejném natočení klikového hřídele začíná teprve narůstat (vzájemné posunutí průběhů hoření – obrázek 51, 52 a 53). Už během tohoto nárůstu tlaku dochází k odhořívání směsi mezi pístem a hlavou válce. Na dolní části obrázku 56 lze vidět konec hoření ve válci, kde je možné si všimnout, že zbytek nespálené směsi se u varianty V2 nachází právě v problematické mezeře u stěn válce. Zároveň lze také s pomocí obrázků 51 a 52 pozorovat, že nejkratší čas pro spálení směsi ve válci potřebovala varianta V6 s pozdějším náběhem (při  $15^\circ$  po HÚ bylo u V6 spáleno o 3 % více paliva jak u V2).

Jak již bylo zmíněno v kapitole 6.1, použitý model spalování ECFM-3Z neumožňuje simulovat zhášení čela plamene vlivem nízké teploty (zejména u stěn). Objem nad prvním pístním kroužkem navíc nebyl, z důvodů eliminace rizik problematické výpočetní sítě, modelován. Výsledky z těchto 3D CFD simulací je tedy nutné brát s jistou rezervou. Tím spíše by mělo být bráno v úvahu, že vtlačená směs mezi píst a válec u varianty V2 ve skutečném motoru nedohoří. Pozitivní vliv hoření u varianty V6, s průběhem od vnějších stěn do středu spalovacího prostoru, je však možné brát v úvahu. Zatímco k nedohoření směsi u stěn válce ve skutečných motorech dochází totiž často, tak k nedohoření směsi u stěn pístu, které mají velmi vysokou teplotu, nedochází téměř nikdy.

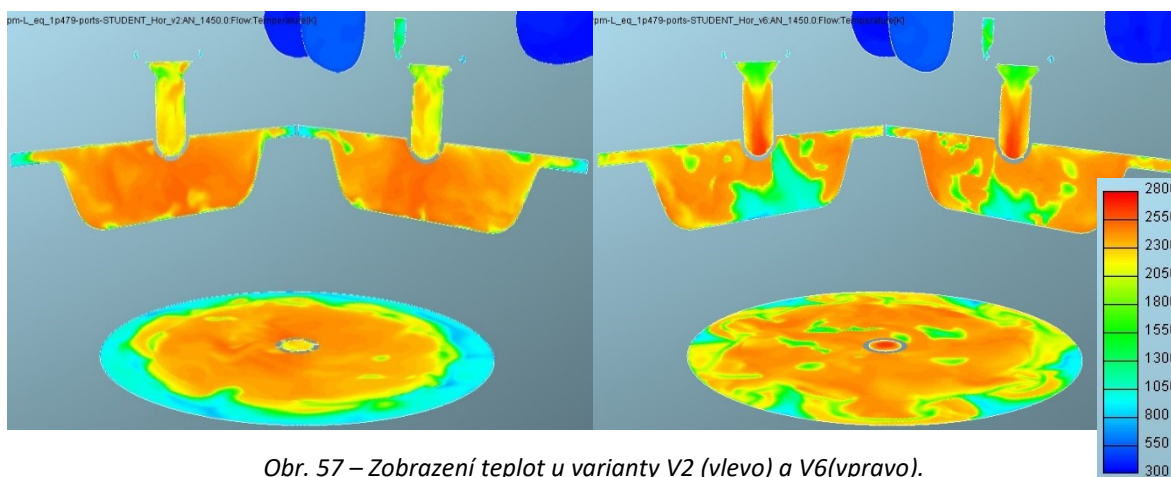
Obrázek 57 znázorňuje rozložení teplot u variant V2 a V6. Je zřetelné, že u varianty V6 dochází k většímu „zvrásnění“ čela plamene. To má pozitivní vliv, který by mohl vysvětlovat nejkratší potřebu času pro spálení směsi ve válci právě u varianty V6.

Simulována byla také varianta V7, disponující geometrií jako varianta V6, do které byl přiváděn jen plynný metan pomocí vstupu původně využívaného pro přívod vzduchu pro proplachování komůrky. Z obrázků 51, 52 a 55 lze vidět, že dodatečné propláchnutí zapalovací komůrky pomocí vzduchu nemá zásadní přínos oproti variantě, u které je zajištěno kvalitní vypláchnutí od zbytkových plynů pomocí vhodným způsobem přivedeného paliva. To ovšem platí za předpokladu použití vhodné geometrie a chudé směsi ve válci ( $\lambda = 1,5$ ), která zajistí v komůrce patřičné lokální podmínky pro zapálení směsi. Při použití stechiometrické směsi totiž mohou nastat situace, kdy je směs v zapalovací komůrce v okolí jiskřiště zapalovací svíčky bohatší, než je mez zápalnosti. V takovýchto případech by mohl být přínos dodatečného proplachování zapalovací komůrky větší i s ohledem na podpůrné chlazení, které je v některých režimech motoru také velmi žádané.

Další grafické porovnání variant V2, V5 a V6 lze vidět na obrázcích 63 až 65 v tištěné příloze nebo ve složce s obrazovými výstupy z CFD simulací (příloha 4).



Obr. 56 – Zobrazení průběhu hoření směsi pomocí hmotnostního zlomku metanu ( $\text{CH}_4$ ) u varianty V2 (vlevo) a V6 (vpravo). Úhel natočení k.h. =  $1^\circ$  po HÚ (nahore);  $15^\circ$  po HÚ (dole). Vpravo se nachází barevné měřítko [-], kde hodnota 0,055 odpovídá přibližně stechiometrické směsi. Výsledky 2. cyklu 3D CFD simulace.



Obr. 57 – Zobrazení teplot u varianty V2 (vlevo) a V6 (vpravo). Úhel natočení k.h. =  $10^\circ$  po HÚ (nahore). Vpravo se nachází barevné měřítko teploty [K]. Výsledky 2. cyklu 3D CFD simulace.

## 7 Závěr

V úvodní části této diplomové práce byla zpracována rešerše problematiky motorů pracujících s chudou směsí se zaměřením na jejich zapalovací systémy. Byly mimo jiné také popsány výhody a nevýhody využití takovéto koncepce provozu spalovacího motoru. Mezi největší výhody použití chudé směsi ve spalovacím motoru patří navýšení celkové účinnosti motoru a při extrémním zředění směsi také snížení produkovaných emisí oxidů dusíku. Navýšení celkové účinnosti motoru je způsobeno zejména vyšší tepelnou účinností motoru při nízkoteplotním spalování, ale také snížením pumpovacích ztrát při kvalitativní regulaci, která nevyžaduje škrcení přívodu vzduchu do motoru. Nevýhodou však může být samotná problematika zážehu velmi chudé směsi, kvůli které je nutné použít jinou metodu iniciace zážehu směsi, než je konvenční zapalovací svíčka bez dodatečných úprav.

Mezi alternativní metody zažehnutí směsi patří i komůrkový zážeh, který byl hlavním tématem této práce. Provedená rešerše, zahrnující historický vývoj této technologie, odhalila problematiku použití zapalovací komůrky a případné problémy při jejím provozu, kterým je vhodné se vyhnout. K faktorům, které negativně ovlivňují funkci zapalovací komůrky, patří např. nehomogenita náplně či obsah zbytkových plynů v jejím vnitřním objemu. Zejména v okolí elektrod zapalovací svíčky, která je její součástí, má zápalnost směsi zásadní vliv na následný průběh hoření v samotné zapalovací komůrce, ale i ve válci. Zlepšení homogenity náplně zapalovací komůrky vedoucí k rychlejší či stabilnější iniciaci zážehu je možné dosáhnout vhodnou volbou geometrie zapalovací komůrky a počtem či orientací propojovacích otvůrků. Aktivní vyplachování zapalovací komůrky od zbytkových plynů pomocí paliva výrazně posouvá mez zápalnosti ve válci do velmi chudých směsí. Nejdále se s vývojem této koncepce zapalovací komůrky dostali vědečtí pracovníci ČVUT a Mahle, kterým vykazoval zkušební motor s touto technologií dostatečně stabilní chod až do součinitele přebytku vzduchu  $\lambda = 2,1$ . To je výrazné zlepšení oproti použití konvenční zapalovací svíčky, se kterou měl motor stabilní chod jen do hodnoty  $\lambda = 1,4$ .

Z předchozí rešerše vyšlo najevo, že při vyplachování zapalovací komůrky pouze palivem mohou nastat situace, kdy je směs v zapalovací komůrce v okolí jiskřiště zapalovací svíčky bohatší, než je mez zápalnosti, a to zejména při použití směsi ve válci, která se blíží stechiometrickému složení. Tomu je možné se vyhnout, do jisté míry, použitím pasivního režimu, kdy není do zapalovací komůrky dodáváno žádné přídavné palivo. Vždy je však v tomto režimu přítomný určitý podíl zbytkových plynů v zapalovací komůrce, který může vést k horší iniciaci zážehu. Také proto byla předmětem této práce zapalovací komůrka s aktivním přívodem paliva a dodatečným přívodem vzduchu, který slouží k jejímu propláchnutí od zbytkových plynů.

Dodatečný přívod vzduchu do zapalovací komůrky vykazoval při režimu celkového součinitele přebytku vzduchu  $\lambda = 1,5$  jisté zlepšení vývinu tepla ve válci oproti variantě, u které bylo zajištěno kvalitní vypláchnutí od zbytkových plynů pomocí vhodným způsobem přivedeného paliva. Toto zlepšení však nebylo velmi výrazné, a proto by pro posouzení opravdového přínosu bylo vhodné provést více simulačních výpočtů a případně i experimentů, které by zachycovaly i rozdílné chování vůči simulacím a problémy související s konstrukčním řešením, zejména při provozu motoru s použitím stechiometrické směsi. I když bude realizace této koncepce zapalovací komůrky s elektronicky regulovaným přívodem vzduchu a paliva pravděpodobně finančně náročnější, tak umožňuje dokonalejší řízení dějů uvnitř komůrky. Pro potřeby této diplomové práce však byla tato koncepce, kromě výhod v podobě dodatečného chlazení, přínosná hlavně zajištěním kvalitního propláchnutí zapalovací komůrky od zbytkových plynů, které napomohlo k nastavení identických podmínek uvnitř všech zkoumaných variant komůrek bez dalších nechtěných ovlivnění.

Cílem této diplomové práce bylo provést optimalizaci tvaru zapalovací komůrky, která zahrnovala porovnání vlivu jejích jednotlivých parametrů na zapálení a hoření směsi ve válci se snahou eliminovat prvky vnášející nežádoucí ovlivnění simulačních výpočtů, například nevhodnou konstrukcí a umístěním zapalovací svíčky. Byly proto vytvořeny zjednodušené 3D CAD modely jednotlivých variant zapalovacích komůrek. Tyto varianty byly rozděleny na 2 kategorie. Do 1. kategorie spadaly 3 geometrické varianty zapalovacích komůrek, které se lišily svým objemem a průměry 12 propojovacích otvůrků. Do 2. kategorie spadaly celkem 3 geometrické varianty zapalovacích komůrek se stejným objemem, které se lišily geometrickým uspořádáním spodní části zapalovací komůrky. Zjednodušeně řečeno disponovaly dostředivě, nebo tangenciálně orientovanými propojovacími otvůrkami.

Z těchto 3D CAD modelů byly vytvořeny statické sítě zapalovacích komůrek, které se s pomocí tzv. modulární koncepce mohly spojit s připravenou pohyblivou sítí jednoho válce motoru AVIA. Touto metodou se výrazně snížily výpočetní nároky na přípravu kompletních pohyblivých výpočetních sítí pro detailní 3D CFD simulace motoru AVIA v programu AVL FIRE. Díky využití upravených kalibrovaných modelů motoru AVIA se zapalovací komůrkou v programu GT-Power bylo možné získat okrajové a počáteční podmínky pro 3D CFD simulační výpočet. Především okrajových podmínek dodávky vzduchu a paliva do jednotlivých variant zapalovacích komůrek.



Na vyhodnocených výsledcích z jednotlivých simulačních výpočtů bylo možné pozorovat, že při zvyšování objemu zapalovací komůrky se průběh hoření ve válci posouvá směrem do expanzního zdvihu při zachování jednotného nastavení předstihu zážehu. To mohlo být způsobeno tím, že zvětšení objemu komůrky bylo dosaženo převážně jejím délkovým prodloužením, které vedlo k vyšší nehomogenitě a bohatosti směsi v horní části komůrky, kde se nacházelo i místo zážehu. V kombinaci s narůstající vzdáleností mezi místem zážehu a propojovacími otvůrkami to mohlo být příčinou zmíněného posouvání průběhu hoření ve válci. Kvůli tomuto vzájemnému posunutí průběhů hoření ve válci u jednotlivých variant zapalovacích komůrek bylo využito výsledků průběhů hoření ve válci z provedených 3D CFD simulací pro další kalibraci modelů motoru v programu GT-Power. Díky tomu bylo možné jednotlivé varianty mezi sebou lépe porovnat. Například z hlediska nejvyšších indikovaných účinností modelů motoru, s použitím jednotlivých variant zapalovacích komůrek, při provedené optimalizaci časování zážehu. Toto porovnání potvrdilo, že snižování indikované účinnosti mohlo být způsobeno snižováním celkového kompresního poměru motoru při navyšování objemu zapalovací komůrky, které zároveň vedlo k navýšení teplosměnné plochy, tedy tepelných ztrát. Z toho lze vyvodit, že pokud společně s navyšováním objemu zapalovací komůrky nebudeme konstrukčními zásahy do motoru zvyšovat jeho kompresní poměr, tak zvyšování vnitřního objemu zapalovací komůrky, nad přibližně 3 % kompresního objemu válce, pravděpodobně nepovede ke zvýšení indikované účinnosti i přes mírné navýšení rychlosti hoření. Jinými slovy je vhodné hledat takový minimální objem zapalovací komůrky, který bude dostatečný pro spolehlivé zapálení většiny chudé směsi ve válci.

Vyhodnocené výsledky z jednotlivých simulací však ukázaly, že kritérium zapalovací komůrky, které výrazně ovlivňuje průběh hoření v komůrce i ve válci, je orientace a geometrie propojovacích otvůrků. Bylo totiž zjištěno, že při použití tangenciální orientace propojovacích otvůrků, z nichž jsou osy některých otvůrků rovnoběžné s rovinou hlavy válce, dojde sice k opoždění vývinu tepla ve válci oproti použití dostředivých otvůrků, ale dosáhne se vyšší rychlosti vývinu tepla ve válci a také kratší potřeby času pro spálení směsi ve válci, způsobené pravděpodobně větším zvrásněním čela plamene. Tyto výše zmíněné benefity při použití takovéto geometrie zapalovací komůrky, resp. varianty V6, společně s možnou výhodou v podobě průběhu hoření směsi ve válci od vnějších stěn do středu spalovacího prostoru, staví tuto variantu zapalovací komůrky do pozice nejvhodnější volby ze všech zkoumaných variant. Díky použité orientaci otvůrků, které směřují výšlehy plamene, dochází k hoření směsi ve válci od vnějších stěn do středu spalovacího prostoru, a to by mohlo na skutečném motoru snížit množství nespálené směsi, která se vlivem zvýšeného tlaku od expandujících plynů natlačí do prostoru vymezeného pístem, válcem a prvním pístním kroužkem. To by poté mělo za následek zvýšení chemické účinnosti u skutečného motoru.

Použitý model spalování v 3D CFD simulačních výpočtech neumožňuje simulovat zhášení čela plamene vlivem nízké teploty (zejména u stěn), a proto by bylo vhodné provést ověřující experimenty na skutečném motoru nebo použít takové modely spalování, které zhášení čela plamene umí predikovat.

Z provedených 3D CFD simulací vyšlo najevo, že při návrhu technologie zapalovací komůrky je vhodné využívat výpočetní sítě, které se budou přesně shodovat s geometrií skutečného motoru. Při aplikaci této technologie např. na motor se střechovitým tvarem spalovacího prostoru by pravděpodobně byla vhodná jiná orientace propojovacích otvorů. Z obecně zjištěných trendů je však vhodné vycházet. Například tangenciální orientaci propojovacích otvorů, jejichž směřování zajistí hoření dostatečně zvrásněného plamene od vnějších stěn do středu spalovacího prostoru, je vhodné použít za předpokladu vhodného umístění elektrod zapalovací svíčky či vhodného nastavení plnění komůrky palivem, které zajistí zapalitelnou směs v oblasti přeskočkové jiskry. U zapalovací komůrky s tangenciálními otvory totiž vzniká vír, v jehož ose se vyskytovala bohatší směs (zejména v horní části). Tento jev je nutno respektovat a případně provést různá opatření. Zároveň by mohlo být možné využít tohoto jevu ve prospěch iniciace zážehu při umístění jiskřiště zapalovací svíčky do osy víru, kde by mohla být rychlost proudění směsi napříč jiskřištěm velmi malá a tím by se zlepšily podmínky pro zážeh směsi.

Pro detailní analýzu dějů uvnitř spalovacího motoru pomocí 3D CFD simulace je vhodné použít přístup LES společně s provedením většího počtu simulovaných cyklů, díky kterým je možné sledovat mezicyklovou variabilitu motoru. V této práci byl proveden simulační výpočet většího počtu cyklů jen u varianty V8, který ukázal poměrně dobrou shodu průběhů tlaku ve válci u třech posledních cyklů z celkem pěti simulovaných.

Technologie zapalovací komůrky má dle mého názoru velký potenciál, a proto by se mělo pracovat na jejím vývoji a případné aplikaci do dopravních prostředků. Například při jejím použití v plynových motorech nákladních automobilů spalujících zemní plyn, takové se dnes již využívají, by bylo možné navýšit celkovou účinnost motoru. Při kombinaci s palivem ve formě zkapalněného bioplynu by navíc provoz takového vozidla téměř nezvyšoval existující hladinu oxidu uhličitého ve vzduchu způsobující skleníkový efekt. Zároveň by nákladní automobil produkoval méně všech složek škodlivých emisí a mohl disponovat dostatečným dojezdem.

## 8 Seznam použitých informačních zdrojů

- [1] MACEK, JAN.: Spalovací motory I. Nakladatelství ČVUT, 1. vydání, 2007, Praha 6, **ISBN 978-80-01-03618-1**. 260 s.
- [2] BEROUN, STANISLAV.: Vozidlové motory. Technická univerzita v Liberci – Fakulta strojní, katedra strojů průmyslové dopravy: Studijní texty k předmětu "Motorová vozidla", 1. vydání, 2013, Liberec, 260 s., (cit. 8.10.2020). Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:1733>
- [3] FERENC, BOHUMIL.: Spalovací motory – Karburátory a vstřikování paliva. Computer press, 1. vydání, 2004, Praha 4, **ISBN 80-251-0207-6**. 388 s.
- [4] SYROVÁTKA, ZBYNĚK.: Efektivní spalování alternativních paliv v pístovém spalovacím motoru. České vysoké učení technické v Praze – Fakulta strojní, Dopravní stroje a zařízení, disertační práce, 2020, Praha, 96 s., (cit. 15.11.2020). Dostupné z URI: <http://hdl.handle.net/10467/90858>
- [5] HEYWOOD, JOHN B.: Internal combustion engine fundamentals. Nakladatelství McGraw-Hill Education, New York, USA, 1988, **ISBN 0-07-028637-X**. 930 s.
- [6] Ideal Gas Properties of Air, univerzita Cambridge. (cit. 16.11.2020). Dostupné z: [https://www.cambridge.org/us/files/9513/6697/5546/Appendix\\_E.pdf](https://www.cambridge.org/us/files/9513/6697/5546/Appendix_E.pdf)
- [7] JIANG, Y.; BAO, X.; SAHU, A.; MA, X.; XU, H.; THONG, A.: Flame Kernel Growth and Propagation in an Optical Direct Injection Engine Using Laser Ignition. SAE Technical Paper, 2017, 2017-01-2243, DOI: <https://doi.org/10.4271/2017-01-2243>.
- [8] POHEKAR, R.S.; TAMMA, B.; MEHTA, P. S.; GUBBA, S. R.: Multizone Phenomenological Modeling of Dual-Fuel Combustion in Diesel Engines. SAE Technical Paper, 2020, 2020-01-5065, DOI: <https://doi.org/10.4271/2020-01-5065>.
- [9] BORETTI, A.; LAPPAS, P.; ZHANG, B.; MALZAN, S. K.: CNG Fueling Strategies for Commercial Vehicles Engines-A Literature Review. SAE Technical Paper, 2013, 2013-01-2812, DOI: <https://doi.org/10.4271/2013-01-2812>.
- [10] SHAH, A., THIPSE, S. S., TYAGI, A., RAIRIKAR, S. D., KAVTHEKAR, K. P.; MARATHE, N. V.: Literature Review and Simulation of Dual Fuel Diesel-CNG Engines. SAE Technical Paper, 2011, 2011-26-0001, DOI: <https://doi.org/10.4271/2011-26-0001>.
- [11] TOULSON, E., SCHOCK, H. J., ATTARD, W. P., MAHLE POWERTRAIN: A Review of Pre-Chamber Initiated Jet Ignition Combustion Systems. SAE Technical Paper, 2010, 2010-01-2263, DOI: <https://doi.org/10.4271/2010-01-2263>.

- [12] LATSCH R., KUHNERT D., WENG V., GINDELE J.; TÖPFER G.; SPICHER U.: Investigation of the Bowl-Prechamber-Ignition (BPI) Concept in a Direct Injection Gasoline Engine at Part Load. SAE Technical Paper, 1999, 1999-01-3658, DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-3658>.
- [13] KUHNERT D., LATSCH R., KETTNER M., ROTHE M.; AMIN V.; SPICHER U.: A New Flame Jet Concept to Improve the Inflammation of Lean Burn Mixtures in SI Engines. SAE Technical Paper, 2005, 2005-01-3688, DOI: <https://doi.org/10.4271/2005-01-3688>.
- [14] ATTARD W. P.; FRASER N.; PARSONS P.; MAHLE POWERTRAIN; TOULSON E.: A Turbulent Jet Ignition Pre-Chamber Combustion System for Large Fuel Economy Improvements in a Modern Vehicle Powertrain. SAE Technical Paper, 2010, 2010-01-1457, DOI: <https://doi.org/10.4271/2010-01-1457>.
- [15] KUHNERT D.; LATSCH R.; GETZLAFF J.; PAPE J.; GRUENIG C.: Investigations on Pre-Chamber Spark Plug with Pilot Injection. SAE Technical Paper, 2007, 2007-01-0479, DOI: <https://doi.org/10.4271/2007-01-0479>.
- [16] SYROVATKA, Z., TAKATS, M., AND VAVRA, J.: Analysis of Scavenged Pre-Chamber for Light Duty Truck Gas Engine. SAE Technical Paper, 2017, 2017-24-0095, DOI: <https://doi.org/10.4271/2017-24-0095>.
- [17] SYROVATKA, Z., VITEK, O., VAVRA, J., AND TAKATS, M.: Scavenged Pre-Chamber Volume Effect on Gas Engine Performance and Emissions. SAE Technical Paper, 2019, 2019-01-0258, DOI: <https://doi.org/10.4271/2019-01-0258>.
- [18] VOLAVÝ, JAROSLAV.: Řešení turbulentního dvoufázového proudění metodou Large Eddy Simulation. České vysoké učení technické v Brně – Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav, disertační práce, 2013, Brno, 102 s., (cit. 16.11.2020). Dostupné z URI: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=69611](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=69611)
- [19] Manuály programu GT-Power, GT-Suite version 2018. Gamma Technologies Inc.
- [20] Manuály programu AVL-FIRE version 2019, AVL List GmbH.
- [21] Produktový katalog MAHLE Jet Ignition, 2019. (cit. 18.12.2020). Dostupné online z: <https://www.mahle-powertrain.com/media/mahle-powertrain/experience/mahle-jet-ignition/mahle-jet-ignition-product-information.pdf>
- [22] Laser ignition for IC engines. (cit. 18.12.2020). Dostupné online z: <https://contest.techbriefs.com/2014/entries/automotive-transportation/4259>

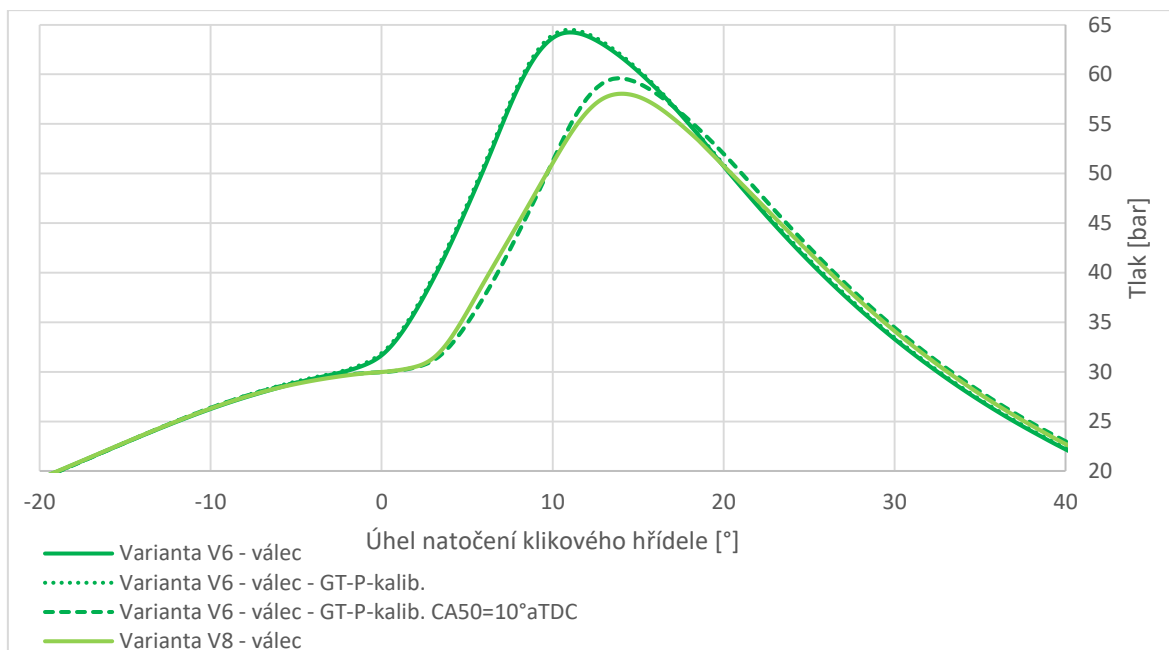
## 9 Přílohy

Příloha 1 – Výpočtový soubor pro výpočet Poissonovy konstanty v závislosti na teplotě plynu „Kappa.xlsx“.

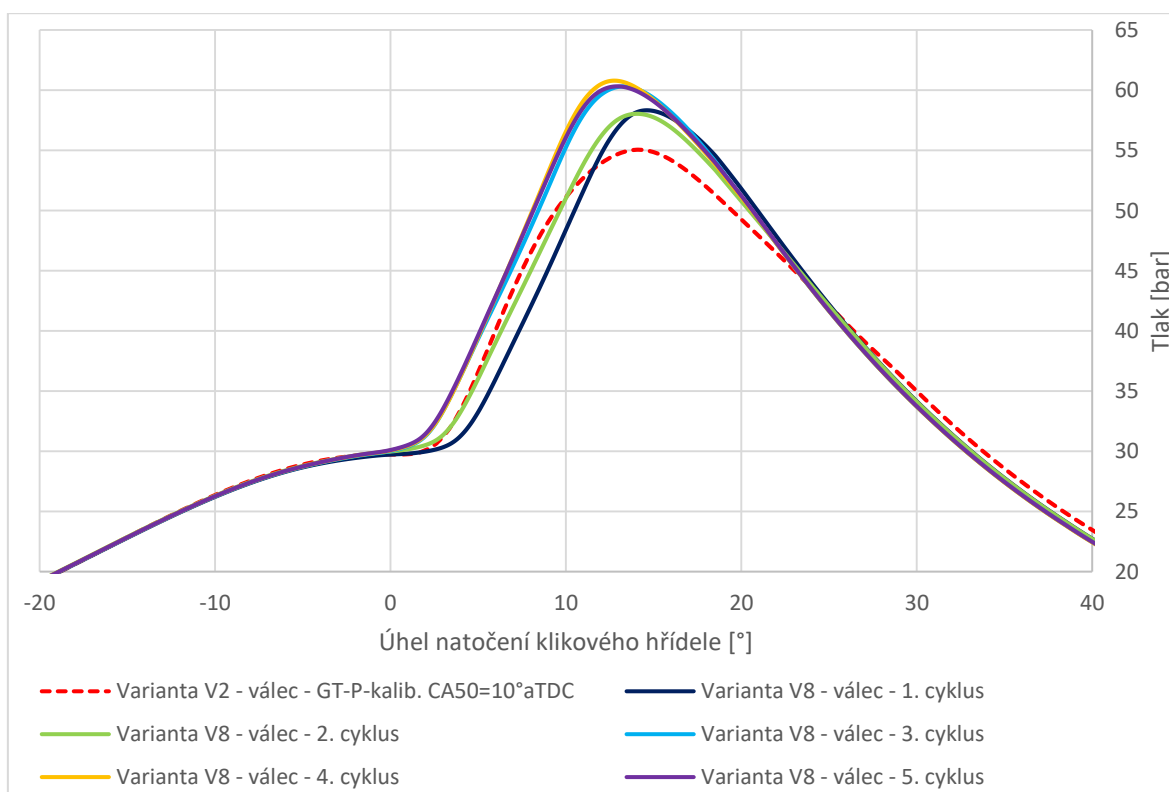
Příloha 2 – Soubor se vstupními i výstupními daty provedených simulací motoru se zapalovací komůrkou „Comparison\_AVIA\_PCH\_HOR.xlsx“.

Příloha 3 – Složka souborů „2D\_Results“ s integrálními daty z 3D CFD simulací.

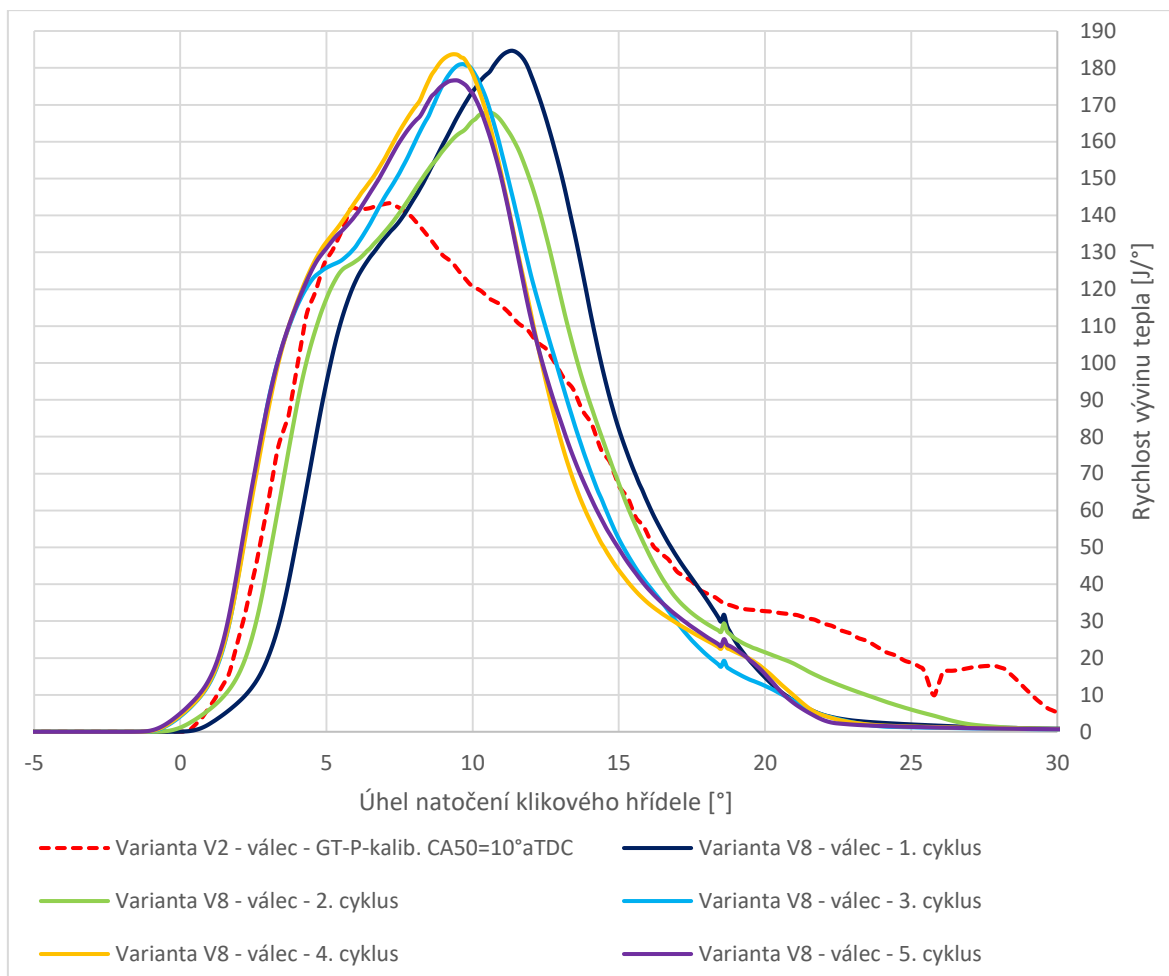
Příloha 4 – Složka souborů „3D\_Results“ s obrazovými výstupy z 3D CFD simulací.



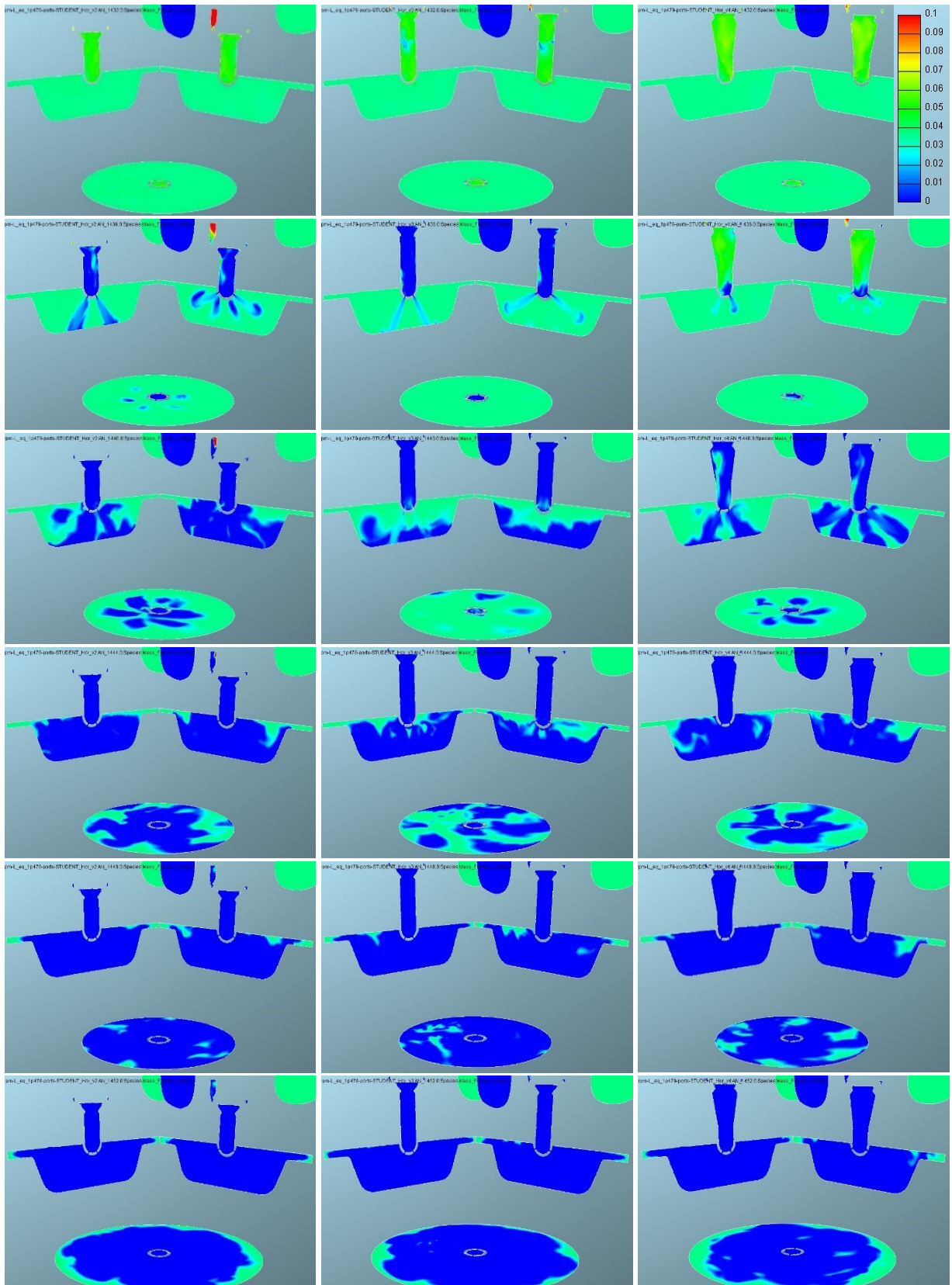
Obr. 58 – Porovnání průběhů tlaku ve válci při použití kalibrovaného modelu motoru GT-Power a CFD simulací (2. cykly).



Obr. 59 – Zobrazení mezicyklové variability varianty V8 pomocí průběhů tlaku ve válci. Porovnání s kalibrovaným modelem GT-Power varianty V2.

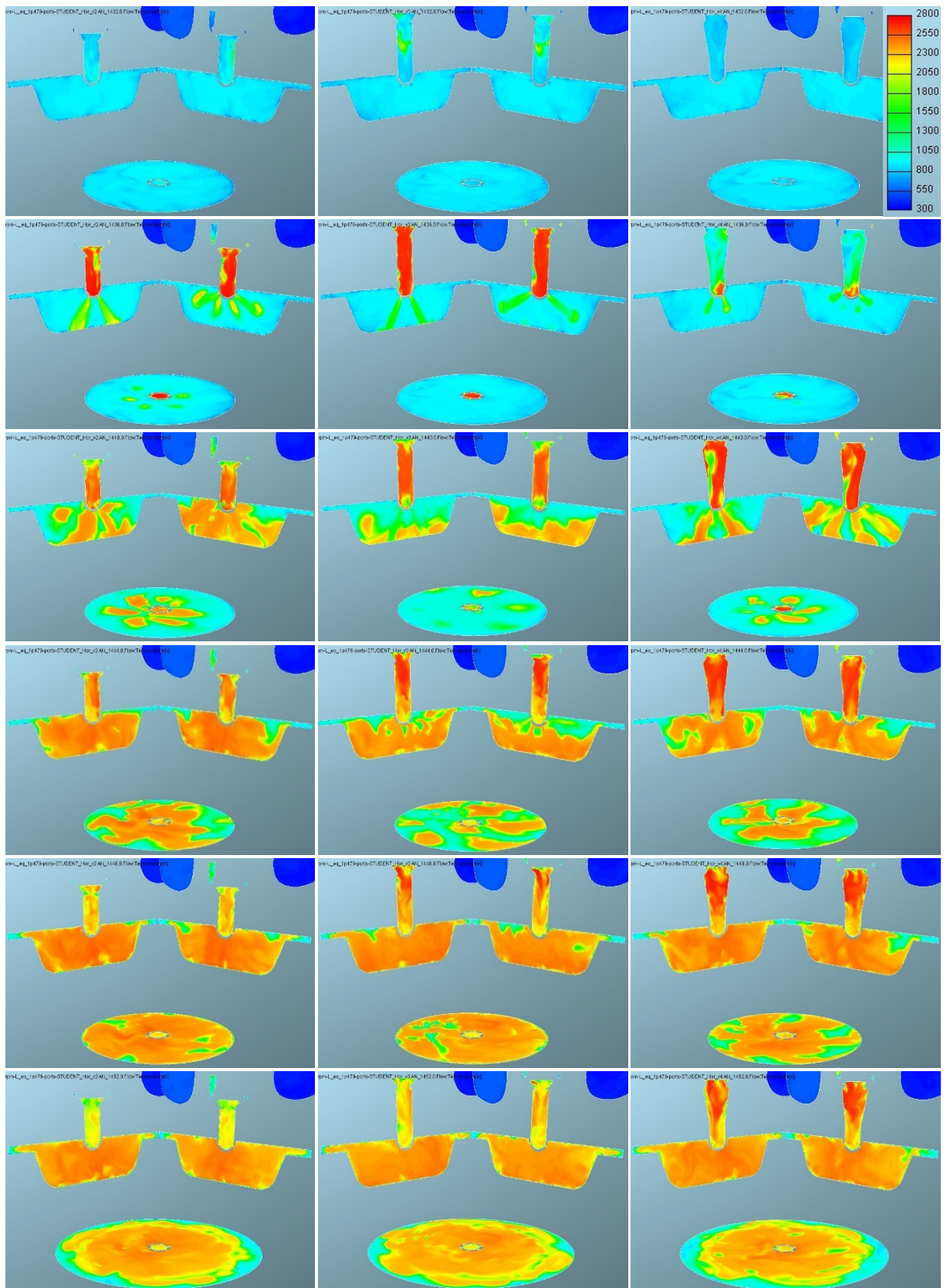


*Obr. 60 – Zobrazení mezicyklové variability varianty V8 pomocí rychlosti vývinu tepla ve válci. Porovnání s kalibrovaným modelem GT-Power varianty V2.*

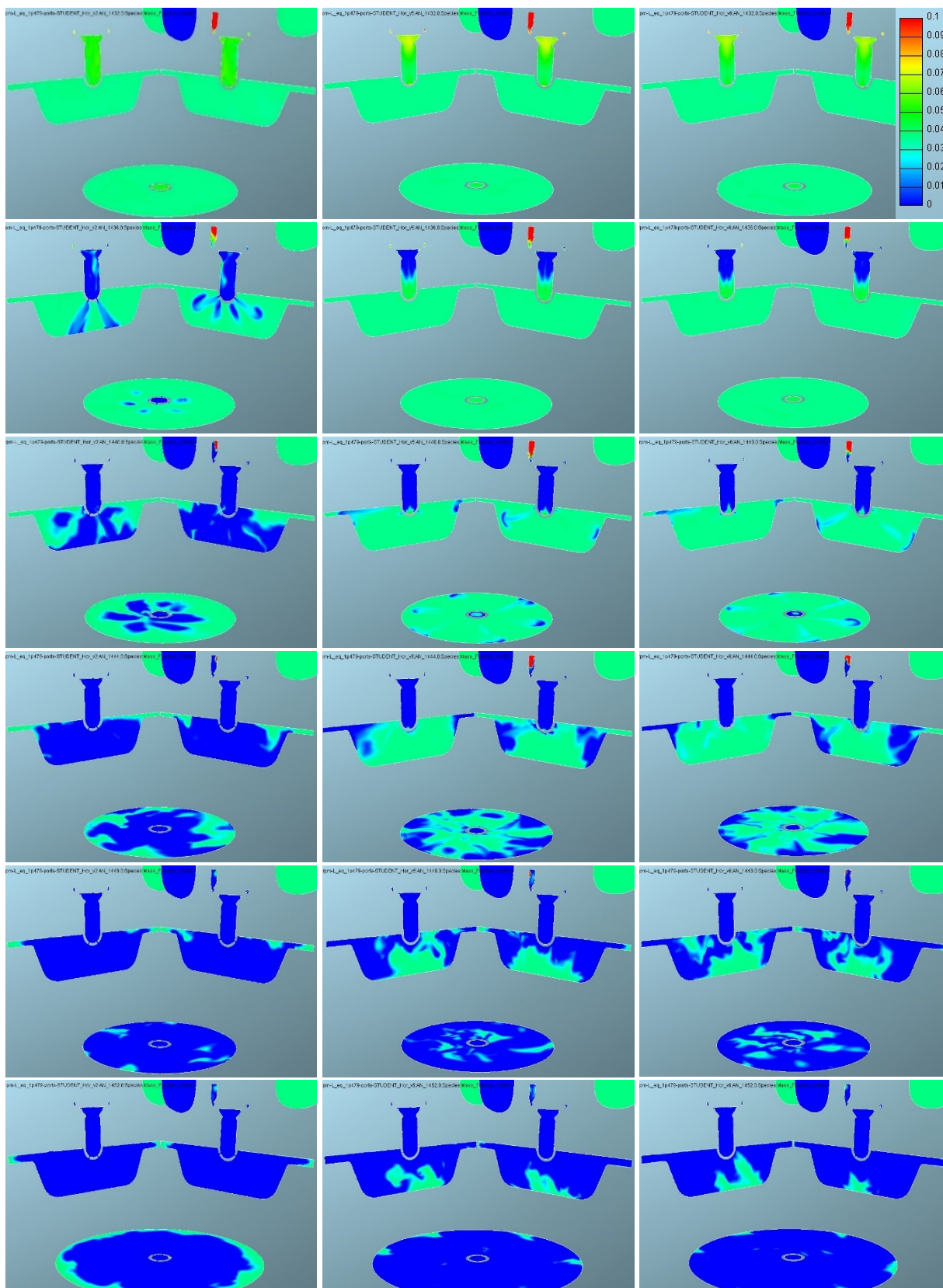


Obr. 61 – Zobrazení průběhů hoření směsi pomocí hmotnostního zlomku metanu ( $\text{CH}_4$ ) u variant (zleva) V2, V3 a V4. Úhel natočení k.h. vůči HÚ (odshora) = - 8°; - 4°; 0°; 4°; 8°; 12°. Vpravo nahoře se nachází barevné měřítko [-], kde hodnota 0,055 odpovídá přibližně stechiometrické směsi. Výsledky 2. cyklu 3D CFD simulace.

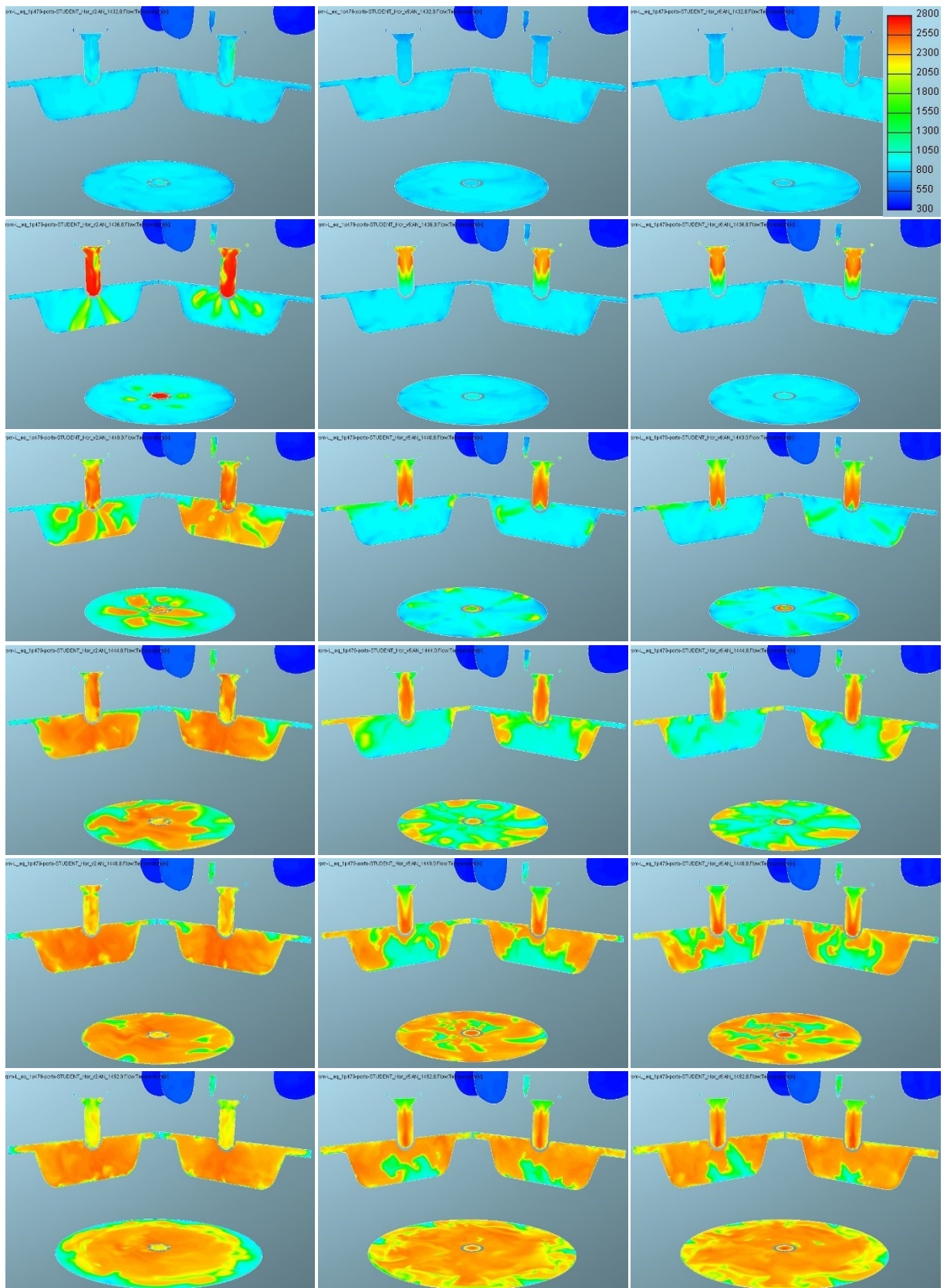




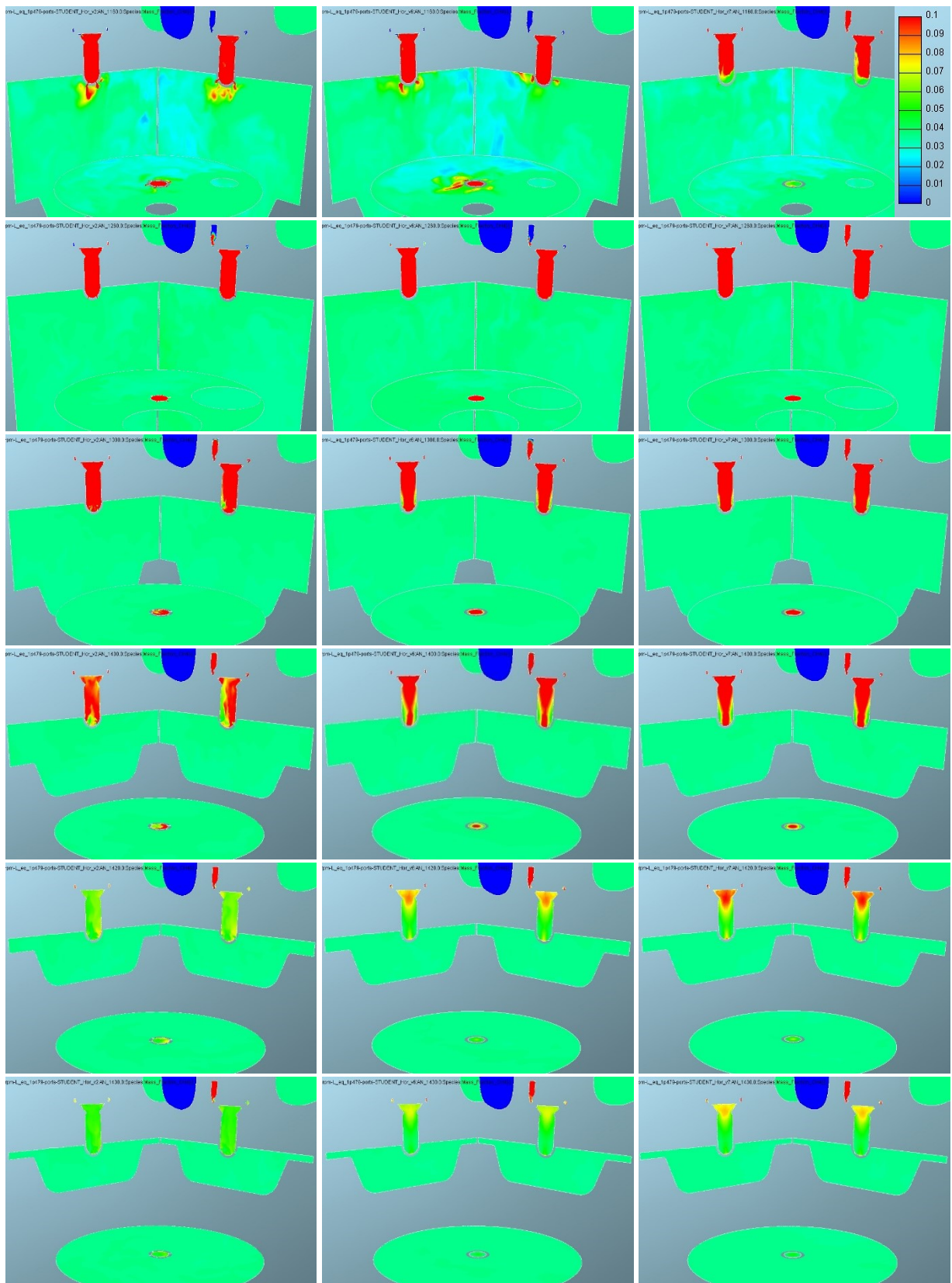
Obr. 62 – Zobrazení průběhů hoření směsi pomocí prostorového rozložení teplot ve válci u variant (zleva) V2, V3 a V4. Úhel natočení k.h. vůči HÚ (odshora) = - 8°; - 4°; 0°; 4°; 8°; 12°. Vpravo nahoře se nachází barevné měřítko teploty [K]. Výsledky 2. cyklu 3D CFD simulace.



Obr. 63 – Zobrazení průběhů hoření směsi pomocí hmotnostního zlomku metanu ( $\text{CH}_4$ ) u variant (zleva) V2, V5 a V6. Úhel natočení k.h. vůči HÚ (odshora) =  $-8^\circ$ ;  $-4^\circ$ ;  $0^\circ$ ;  $4^\circ$ ;  $8^\circ$ ;  $12^\circ$ . Vpravo nahoře se nachází barevné měřítko [-], kde hodnota 0,055 odpovídá přibližně stechiometrické směsi. Výsledky 2. cyklu 3D CFD simulace.



Obr. 64 – Zobrazení průběhů hoření směsi pomocí prostorového rozložení teplot ve válci u variant (zleva) V2, V5 a V6. Úhel natočení k.h. vůči HÚ (odshora) = - 8°; - 4°; 0°; 4°; 8°; 12°. Vpravo nahoře se nachází barevné měřítko teploty [K]. Výsledky 2. cyklu 3D CFD simulace.



Obr. 65 – Zobrazení prostorového rozložení směsi pomocí hmotnostního zlomku metanu ( $\text{CH}_4$ ) u variant (zleva) V2, V5 a V6. Úhel natočení k.h. vůči HÚ (odshora) =  $-280^\circ$ ;  $-160^\circ$ ;  $-60^\circ$ ;  $-40^\circ$ ;  $-20^\circ$ ;  $-10^\circ$ . Vpravo nahoře se nachází barevné měřítko [-], kde hodnota 0,055 odpovídá přibližně stechiometrické směsi. Výsledky 2. cyklu 3D CFD simulace.

## 10 Seznam obrázků

OBR. 1 – EMISE ŠKODLIVIN ČTYŘDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU SPALUJÍCÍ ZEMNÍ PLYN V ZÁVISLOSTI NA PŘEBYTKU VZDUCHU. [1]	12
OBR. 2 – VLASTNOSTI IDEÁLNÍHO PLYNU SE SLOŽENÍM ODPOVÍDAJÍCÍM VZDUCHU PŘI KONSTANTNÍM TLAKU 0,1 MPA V ZÁVISLOSTI NA TEPLOTĚ A TEPELNÁ ÚČINNOST. [PŘÍLOHA 1]	14
OBR. 3 – ZÁVISLOST MAX. SPALOVACÍCH TEPLOT SMĚSI BENZEN – VZDUCH NA PŘEBYTKU VZDUCHU. BEZ DISOCIACE (1) A S DISOCIACÍ (2). [1]	15
OBR. 4 – ÚČINEK BOHATOSTI SMĚSI A RYCHLOSTI TOKU NA MINIMÁLNÍ ZAPALOVACÍ ENERGI POTŘEBNOU PRO SMĚSI VZDUCH/PROPAN. [5]	16
OBR. 5 – ZÁVISLOST RYCHLOSTI HOŘENÍ SMĚSI V POKUSNÉ MĚŘÍCÍ BOMBĚ NA SOUČINITELI PŘEBYTKU VZDUCHU ( $\lambda$ ). (VLEVO) [1] ZÁVISLOST RYCHLOSTI HOŘENÍ SMĚSI, VČETNĚ METANU, NA FUEL/AIR EQUIVALENCE RATIO ( $\Phi=1/\lambda$ ). (VPRAVO) [5]	16
OBR. 6 – ZÁŽEH SMĚSI POMOCÍ LASEROVÉHO PAPERU. [22]	17
OBR. 7 – KONVENČNÍ ČTYŘDOBÝ VZNEŠOVÝ MOTOR NA DVOJÍ PALIVO. [9]	18
OBR. 8 – HLAVA VÁLCE RICARDOVA MOTORU SE JMÉNEM DOLPHIN. [11]	19
OBR. 9 – SCHÉMA PROCESU LAG VYUŽÍVAJÍCÍHO DISTRIBUCI AKTIVNÍCH RADIKÁLŮ. [11]	20
OBR. 10 – SCHÉMATICKÉ ZNÁZORNĚNÍ KONCEPTU BPI. (A) VSTŘIK PALIVA PŘI KOMPRESNÍM ZDVIHU, (B) SMĚS V MISKOVITÉM VYBRÁNÍ PÍSTU, (C) SMĚS VTLAČOVANÁ DO KOMŮRKOVÉ ZAPALOVACÍ SVÍČKY, (D) ZAŽEHNUTÍ A ZAPÁLENÍ POMOCÍ VÝŠLEHU PAPRSKŮ PLAMENE. [11, 12, 13]	22
OBR. 11 – PRINCIP ZAPALOVACÍ KOMŮRKY S PILOTNÍM VSTŘIKEM PALIVA. [15]	23
OBR. 12 – AKTIVNĚ VYPLACHOVANÁ KOMŮRKA MAHLE JET IGNITION 2019. [21]	24
OBR. 13 – ZNÁZORNĚNÍ FÁZÍ V JEDNOM CYKLU MOTORU SE SYSTÉMEM MAHLE. TURBULENT JET IGNITION 2010. [11]	25
OBR. 14 – POROVNÁNÍ STABILITY CHODU MOTORU V ZÁVISLOSTI NA SOUČINITELI PŘEBYTKU VZDUCHU VE VÝFUKU PŘI POUŽITÍ ZAPALOVACÍ SVÍČKY, NEBO ZAPALOVACÍ KOMŮRKY MAHLE. [14]	25
OBR. 15 – POROVNÁNÍ INDIKOVANÉ TERMICKÉ ÚČINNOSTI MOTORU V ZÁVISLOSTI NA SOUČINITELI PŘEBYTKU VZDUCHU VE VÝFUKU PŘI POUŽITÍ ZAPALOVACÍ SVÍČKY, NEBO ZAPALOVACÍ KOMŮRKY MAHLE. [14]	26
OBR. 16 – POROVNÁNÍ EMISÍ NO <sub>x</sub> VE VÝFUKU, BEZ DODATEČNÉ ÚPRAVY, MOTORU V ZÁVISLOSTI NA SOUČINITELI PŘEBYTKU VZDUCHU VE VÝFUKU PŘI POUŽITÍ ZAPALOVACÍ SVÍČKY, NEBO ZAPALOVACÍ KOMŮRKY MAHLE. [14]	27
OBR. 17 – POROVNÁNÍ TEPLOT VE VÝFUKU MOTORU V ZÁVISLOSTI NA SOUČINITELI PŘEBYTKU VZDUCHU VE VÝFUKU PŘI POUŽITÍ ZAPALOVACÍ SVÍČKY, NEBO ZAPALOVACÍ KOMŮRKY MAHLE. [14]	27
OBR. 18 – POROVNÁNÍ EMISÍ CO VE VÝFUKU MOTORU V ZÁVISLOSTI NA SOUČINITELI PŘEBYTKU VZDUCHU VE VÝFUKU PŘI POUŽITÍ ZAPALOVACÍ SVÍČKY, NEBO ZAPALOVACÍ KOMŮRKY MAHLE. [14]	28
OBR. 19 – POROVNÁNÍ EMISÍ HC VE VÝFUKU MOTORU V ZÁVISLOSTI NA SOUČINITELI PŘEBYTKU VZDUCHU VE VÝFUKU PŘI POUŽITÍ ZAPALOVACÍ SVÍČKY, NEBO ZAPALOVACÍ KOMŮRKY MAHLE. [14]	28
OBR. 20 – SCHÉMA USPOŘÁDÁNÍ PLYNOVÉHO MOTORU AVIA G432. [4]	29
OBR. 21 – KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ INSTALACE ZAPALOVACÍ KOMŮRKY DO MODIFIKOVANÉHO MOTORU AVIA G432. [4]	30
OBR. 22 – KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZAPALOVACÍCH KOMŮREK ČVUT. MALÁ (VLEVO), VELKÁ (UPROSTŘED), GEOMETRICKÉ USPOŘÁDÁNÍ 12 PROPOJOVACÍCH OTVŮRKŮ S PRŮMĚREM 1,2 MM. [17]	31

OBR. 23 – RYCHLOST VÝVINU TEPLA ZA PRŮMĚRNÝ PRACOVNÍ CYKLUS. $\lambda = 1,5$ (VLEVO), $\lambda = 2$ (VPRAVO). POROVNÁNÍ MALÉ (MK) A VELKÉ AKTIVNÍ ZAPALOVACÍ KOMŮRKY (VK) SPOLEČNĚ S VELKOU PASIVNÍ ZAPALOVACÍ KOMŮRKOU (VK PASIVNÍ). [17]	32
OBR. 24 – STŘEDNÍ INDIKOVANÝ TLAK (IMEP) A INDIKOVANÁ ÚČINNOST V ZÁVISLOSTI NA SOUČINITELI PŘEBYTKU VZDUCHU U JEDNOTLIVÝCH VARIANT ZAPALOVACÍCH KOMŮREK. [17]	32
OBR. 25 – RYCHLOST VÝVINU TEPLA (ROHR) VE VÁLCI PŘI SOUČINITELI PŘEBYTKU VZDUCHU $\lambda = 1.05$ . VLEVO MALÁ AKTIVNÍ KOMŮRKA (MK 12x1.2), VPRAVO VELKÁ AKTIVNÍ KOMŮRKA (VK 12x1.2). POROVNÁNÍ NAMĚŘENÝCH DAT JEDNOTLIVÝCH CYKLŮ S NEJVYŠŠÍM A NEJNIŽŠÍM DOSAŽENÝM SPALOVACÍM TLAKEM (MAX P MEAS A MIN P MEAS) A VÝSLEDKY CFD SIMULACE. [17]	33
OBR. 26 – GEOMETRIE ZAPALOVACÍ KOMŮRKY S OZNAČENÍM V2, CELKOVÝM OBJEMEM 2,56 cm <sup>3</sup> A 12 OTVŮRKY O PRŮMĚRU 0,8 MM, KTERÉ PROPOJUJÍ KOMŮRKU S VÁLCEM.	35
OBR. 27 – GEOMETRIE (NEGATIV) ZAPALOVACÍ KOMŮRKY S OZNAČENÍM V2, CELKOVÝM OBJEMEM 2,58 cm <sup>3</sup> A 12 OTVŮRKY O PRŮMĚRU 0,8 MM, KTERÉ PROPOJUJÍ KOMŮRKU S VÁLCEM. ZOBRAZENÉ HODNOTY JSOU V MILIMETRECH.	36
OBR. 28 – SNÍMEK Z PROSTŘEDÍ AVL FIRE WM S VYOBRAZENÍM POVRCHOVÉ SÍTĚ ZAPALOVACÍ KOMŮRKY V2 A POVRCHOVÝCH, ČI OBJEMOVÝCH VÝBĚRŮ (SELECTIONS).	37
OBR. 29 – SNÍMEK Z PROSTŘEDÍ NÁSTROJE AVL FIRE FAME HEXA PŘI NASTAVOVÁNÍ JEDNOTLIVÝCH VÝBĚRŮ PRO ZJEMNĚNÍ VÝPOČETNÍ SÍTĚ.	38
OBR. 30 – STATICKÁ VÝPOČETNÍ SÍŤ ZAPALOVACÍ KOMŮRKY V2 PO OPTIMALIZACI V ČÁSTEČNÉM ŘEZU PRO LEPŠÍ ZNÁZORNĚNÍ STRUKTURY BUNĚK. SNÍMEK Z PROSTŘEDÍ AVL FIRE WM.	39
OBR. 31 – CAD MODEL MOTORU AVIA VE FORMÁTU STL A VYZNAČENÝM PROBLÉMEM.	40
OBR. 32 – SNÍMEK Z PROSTŘEDÍ AVL FIRE WM S VYOBRAZENÍM 3 MODIFIKACÍ SÍTĚ MOTORU AVIA A POVRCHOVÝCH, ČI OBJEMOVÝCH VÝBĚRŮ (SELECTIONS).	41
OBR. 33 – SNÍMEK Z PROSTŘEDÍ AVL FIRE WM SE ZOBRAZENÍM PŘÍPRAVY POHYBLIVÉ SÍTĚ SACÍCH VENTILŮ MOTORU AVIA.	42
OBR. 34 – SNÍMEK Z PROSTŘEDÍ AVL FIRE WM SE ZOBRAZENÍM MODULÁRNÍ POHYBLIVÉ SÍTĚ MOTORU AVIA A JEDNOTLIVÝCH VÝBĚRŮ.	43
OBR. 35 – SCHÉMATICKÉ ZNÁZORNĚNÍ SPOJENÍ STATICKÝCH SÍTĚ S MODULÁRNÍ POHYBLIVOU SÍTĚ MOTORU AVIA.	44
OBR. 36 – KOMPLETNÍ POHYBLIVÁ VÝPOČETNÍ SÍŤ JEDNOHO VÁLCE MOTORU AVIA SE ZAPALOVACÍ KOMŮRKOU V2.	45
OBR. 37 – SCHÉMA JEDNOVÁLCOVÉHO MOTORU SE ZAPALOVACÍ KOMŮRKOU V PROGRAMU GT-POWER.	47
OBR. 38 – PRŮBĚHY HMOTNOSTNÍCH PRŮTOKŮ VZDUCHU A PALIVA PŘIVÁDĚNÉHO DO ZAPALOVACÍ KOMŮRKY V2 Z GT-POWER MODELU MOTORU AVIA. HORNÍ ÚVRATI ODPOVÍDÁ 0° NATOČENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE.	48
OBR. 39 – PRŮBĚHY TLAKŮ PŘED SACÍM A ZA VÝFUKOVÝM VENTILEM Z GT-POWER MODELU MOTORU AVIA. HORNÍ ÚVRATI ODPOVÍDÁ 0° NATOČENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE.	49
OBR. 40 – ZOBRAZENÍ GEOMETRIE (NEGATIV) ZAPALOVACÍ KOMŮRKY S OZNAČENÍM V2. VPRAVO JE POHLED ZDOLA.	54
OBR. 41 – ZOBRAZENÍ GEOMETRIE (NEGATIV) ZAPALOVACÍCH KOMŮREK. VARIANTA V3 (VLEVO) A VARIANTA V4 (VPRAVO).	55
OBR. 42 – ZOBRAZENÍ GEOMETRIE (NEGATIV) KOMŮREK V5 (VLEVO) A V6 (VPRAVO) I S POHLEDY ZDOLA.	55
OBR. 43 – ZOBRAZENÍ PRŮBĚHŮ HMOTNOSTNÍCH PRŮTOKŮ VZDUCHU A PALIVA DO JEDNOTLIVÝCH VARIANT ZAPALOVACÍCH KOMŮREK S ROZDÍLNÝM OBJEMEM (V2 – NEJMENŠÍ, V4 – NEJVĚTŠÍ), KTERÉ BYLY POUŽITY DO 3D CFD SIMULACÍ SE SHODNÝM OZNAČENÍM. ÚHEL 180° ODPOVÍDÁ DOLNÍ ÚVRATI, KDE ZAČÍNÁ VÝFUKOVÝ ZDVÍH.	56
OBR. 44 – ZOBRAZENÍ PRŮBĚHŮ HMOTNOSTNÍCH PRŮTOKŮ VZDUCHU A PALIVA DO JEDNOTLIVÝCH VARIANT ZAPALOVACÍCH KOMŮREK S TANGENCIÁLNÍM SMĚROVÁNÍM A ROZDÍLNOU GEOMETRIÍ OTVŮRČŮ	

(V6 - VĚTŠÍ PRŮŘEZ OTVŮRKŮ), KTERÉ BYLY POUŽITY DO 3D CFD SIMULACÍ SE SHODNÝM OZNAČENÍM.	
ÚHEL 180° ODPOVÍDÁ DOLNÍ ÚVRATI, KDE ZAČÍNÁ VÝFUKOVÝ ZDVIH.....	57
OBR. 45 – ZOBRAZENÍ PRŮBĚHŮ RYCHLOSTI VÝVINU TEPLA VE VÁLCI PŘI POUŽITÍ RŮZNÝCH VARIANT ZAPALOVACÍCH KOMŮREK S ROZDÍLNÝM OBJEMEM (V2 – NEJMENŠÍ, V4 – NEJVĚTŠÍ). VÝSLEDKY 2. CYKLU 3D CFD SIMULACE. ....	58
OBR. 46 – ZOBRAZENÍ PRŮBĚHŮ NORMALIZOVANÉHO VÝVINU TEPLA VE VÁLCI PŘI POUŽITÍ RŮZNÝCH VARIANT ZAPALOVACÍCH KOMŮREK S ROZDÍLNÝM OBJEMEM (V2 – NEJMENŠÍ, V4 – NEJVĚTŠÍ). VÝSLEDKY 2. CYKLU 3D CFD SIMULACE. ....	58
OBR. 47 – ZOBRAZENÍ NEHOMOGENITY A BOHATOSTI SMĚSI POMOCÍ HMOTNOSTNÍHO ZLOMKU METANU (CH <sub>4</sub> ) V JEDNOTLIVÝCH VARIANTÁCH ZAPALOVACÍCH KOMŮREK S ROZDÍLNÝM OBJEMEM. ODSHORA V2, V3 A V4. ÚHEL NATOČENÍ K.H. = 20 ° PŘED HÚ. (OKAMŽIK PŘED ZÁŽEHEM). VPRAVO JE BAREVNÉ MĚŘÍTKO [-], KDE HODNOTA 0,055 ODPOVÍDÁ PŘÍBLIŽNĚ STECHIOMETRICKÉ SMĚSI. VÝSLEDKY 2. CYKLU 3D CFD SIMULACE. ....	59
OBR. 48 – ZOBRAZENÍ PRŮBĚHŮ TLAKU VE VÁLCI PŘI POUŽITÍ RŮZNÝCH VARIANT ZAPALOVACÍCH KOMŮREK S ROZDÍLNÝM OBJEMEM (V2 – NEJMENŠÍ, V4 – NEJVĚTŠÍ). POROVNÁNÍ JEDNOTLIVÝCH CYKLŮ SIMULAČNÍCH VÝPOČTŮ. .	60
OBR. 49 – ZOBRAZENÍ PRŮBĚHŮ TLAKU VE VÁLCI PŘI POUŽITÍ RŮZNÝCH VARIANT ZAPALOVACÍCH KOMŮREK S ROZDÍLNÝM OBJEMEM (V2 – NEJMENŠÍ, V4 – NEJVĚTŠÍ) A POSUNUTÍ ČASOVÁNÍ ZÁŽEHU. ....	60
OBR. 50 – ZOBRAZENÍ POPISOVANÉHO JEVU POMOCÍ HMOTNOSTNÍHO ZLOMKU METANU (CH <sub>4</sub> ) U VARIANTY V2. ÚHEL NATOČENÍ K.H. = 6 ° PŘED HÚ (NAHOŘE); 0 ° V HÚ (DOLE). VPRAVO SE NACHÁZÍ BAREVNÉ MĚŘÍTKO [-], KDE HODNOTA 0,055 ODPOVÍDÁ PŘÍBLIŽNĚ STECHIOMETRICKÉ SMĚSI. VÝSLEDKY 2. CYKLU 3D CFD SIMULACE. ....	62
OBR. 51 – ZOBRAZENÍ PRŮBĚHŮ RYCHLOSTI VÝVINU TEPLA VE VÁLCI PŘI POUŽITÍ NĚKOLIKA VARIANT ZAPALOVACÍCH KOMŮREK S RŮZNÝM GEOMETRICKÝM USPOŘÁDÁNÍM PROPOJOVACÍCH OTVŮRKŮ A POZMĚNĚNÉ STRATEGII ŘÍZENÍ. VÝSLEDKY 2. CYKLU 3D CFD SIMULACE. ....	64
OBR. 52 – ZOBRAZENÍ PRŮBĚHŮ NORMALIZOVANÉHO VÝVINU TEPLA VE VÁLCI PŘI POUŽITÍ NĚKOLIKA VARIANT ZAPALOVACÍCH KOMŮREK S RŮZNÝM GEOMETRICKÝM USPOŘÁDÁNÍM PROPOJOVACÍCH OTVŮRKŮ A POZMĚNĚNÉ STRATEGII ŘÍZENÍ. VÝSLEDKY 2. CYKLU 3D CFD SIMULACE.....	64
OBR. 53 – ZOBRAZENÍ NEHOMOGENITY A BOHATOSTI SMĚSI POMOCÍ HMOTNOSTNÍHO ZLOMKU METANU (CH <sub>4</sub> ) U VARIANTY V6 S TANGENCIÁLNÍMI OTVŮRKY. ÚHEL NATOČENÍ K.H. = 20 ° PŘED HÚ. (OKAMŽIK PŘED ZÁŽEHEM). VPRAVO SE NACHÁZÍ BAREVNÉ MĚŘÍTKO [-], KDE HODNOTA 0,055 ODPOVÍDÁ PŘÍBLIŽNĚ STECHIOMETRICKÉ SMĚSI. VÝSLEDKY 2. CYKLU 3D CFD SIMULACE. ....	65
OBR. 54 – ZOBRAZENÍ PRŮBĚHŮ TLAKU VE VÁLCI PŘI POUŽITÍ NĚKOLIKA VARIANT ZAPALOVACÍCH KOMŮREK S RŮZNÝM GEOMETRICKÝM USPOŘÁDÁNÍM PROPOJOVACÍCH OTVŮRKŮ A POZMĚNĚNÉ STRATEGII ŘÍZENÍ. POROVNÁNÍ JEDNOTLIVÝCH CYKLŮ SIMULAČNÍCH VÝPOČTŮ.....	66
OBR. 55 – ZOBRAZENÍ PRŮBĚHŮ TLAKU VE VÁLCI PŘI POUŽITÍ RŮZNÝCH VARIANT ZAPALOVACÍCH KOMŮREK S RŮZNÝM GEOMETRICKÝM USPOŘÁDÁNÍM PROPOJOVACÍCH OTVŮRKŮ (V2 – DOSTŘEDIVÉ, V6 A V7 – TANGENCIÁLNÍ), POZMĚNĚNÉ STRATEGII ŘÍZENÍ A POSUNUTÍ ČASOVÁNÍ ZÁŽEHU. ....	66
OBR. 56 – ZOBRAZENÍ PRŮBĚHU HOŘENÍ SMĚSI POMOCÍ HMOTNOSTNÍHO ZLOMKU METANU (CH <sub>4</sub> ) U VARIANTY V2 (VLEVO) A V6(VPRAVO). ÚHEL NATOČENÍ K.H. = 1 ° PO HÚ (NAHOŘE); 15 ° PO HÚ (DOLE). VPRAVO SE NACHÁZÍ BAREVNÉ MĚŘÍTKO [-], KDE HODNOTA 0,055 ODPOVÍDÁ PŘÍBLIŽNĚ STECHIOMETRICKÉ SMĚSI. VÝSLEDKY 2. CYKLU 3D CFD SIMULACE. ....	69
OBR. 57 – ZOBRAZENÍ TEPLIT U VARIANTY V2 (VLEVO) A V6(VPRAVO). ÚHEL NATOČENÍ K.H. = 10 ° PO HÚ (NAHOŘE). VPRAVO SE NACHÁZÍ BAREVNÉ MĚŘÍTKO TEPLITY [K]. VÝSLEDKY 2. CYKLU 3D CFD SIMULACE. ....	69

OBR. 58 – POROVNÁNÍ PRŮBĚHŮ TLAKU VE VÁLCI PŘI POUŽITÍ KALIBROVANÉHO MODELU MOTORU GT-POWER A CFD SIMULACÍ (2. CYKLY). .....	77
OBR. 59 – ZOBRAZENÍ MEZICYKLOVÉ VARIABILITY VARIANTY V8 POMOCÍ PRŮBĚHŮ TLAKU VE VÁLCI. POROVNÁNÍ S KALIBROVANÝM MODELEM GT-POWER VARIANTY V2. ....	77
OBR. 60 – ZOBRAZENÍ MEZICYKLOVÉ VARIABILITY VARIANTY V8 POMOCÍ RYCHLOSTI VÝVINU TEPLA VE VÁLCI. POROVNÁNÍ S KALIBROVANÝM MODELEM GT-POWER VARIANTY V2. ....	78
OBR. 61 – ZOBRAZENÍ PRŮBĚHŮ HOŘENÍ SMĚSI POMOCÍ HMTNOSTNÍHO ZLOMKU METANU (CH <sub>4</sub> ) U VARIANT (ZLEVA) V2, V3 A V4. ÚHEL NATOČENÍ K.H. VŮČI HÚ (ODSHORA) = - 8°; - 4°; 0°; 4°; 8°; 12°. VPRAVO NAHOŘE SE NACHÁZÍ BAREVNÉ MĚŘÍTKO [-], KDE HODNOTA 0,055 ODPOVÍDÁ PŘÍBLIŽNĚ STECHIOMETRICKÉ SMĚSI. VÝSLEDKY 2. CYKLU 3D CFD SIMULACE. ....	79
OBR. 62 – ZOBRAZENÍ PRŮBĚHŮ HOŘENÍ SMĚSI POMOCÍ PROSTOROVÉHO ROZLOŽENÍ TEPLOT VE VÁLCI U VARIANT (ZLEVA) V2, V3 A V4. ÚHEL NATOČENÍ K.H. VŮČI HÚ (ODSHORA) = - 8°; - 4°; 0°; 4°; 8°; 12°. VPRAVO NAHOŘE SE NACHÁZÍ BAREVNÉ MĚŘÍTKO TEPLoty [K]. VÝSLEDKY 2. CYKLU 3D CFD SIMULACE. ....	80
OBR. 63 – ZOBRAZENÍ PRŮBĚHŮ HOŘENÍ SMĚSI POMOCÍ HMTNOSTNÍHO ZLOMKU METANU (CH <sub>4</sub> ) U VARIANT (ZLEVA) V2, V5 A V6. ÚHEL NATOČENÍ K.H. VŮČI HÚ (ODSHORA) = - 8°; - 4°; 0°; 4°; 8°; 12°. VPRAVO NAHOŘE SE NACHÁZÍ BAREVNÉ MĚŘÍTKO [-], KDE HODNOTA 0,055 ODPOVÍDÁ PŘÍBLIŽNĚ STECHIOMETRICKÉ SMĚSI. VÝSLEDKY 2. CYKLU 3D CFD SIMULACE. ....	81
OBR. 64 – ZOBRAZENÍ PRŮBĚHŮ HOŘENÍ SMĚSI POMOCÍ PROSTOROVÉHO ROZLOŽENÍ TEPLOT VE VÁLCI U VARIANT (ZLEVA) V2, V5 A V6. ÚHEL NATOČENÍ K.H. VŮČI HÚ (ODSHORA) = - 8°; - 4°; 0°; 4°; 8°; 12°. VPRAVO NAHOŘE SE NACHÁZÍ BAREVNÉ MĚŘÍTKO TEPLoty [K]. VÝSLEDKY 2. CYKLU 3D CFD SIMULACE. ....	82
OBR. 65 – ZOBRAZENÍ PROSTOROVÉHO ROZLOŽENÍ SMĚSI POMOCÍ HMTNOSTNÍHO ZLOMKU METANU (CH <sub>4</sub> ) U VARIANT (ZLEVA) V2, V5 A V6. ÚHEL NATOČENÍ K.H. VŮČI HÚ (ODSHORA) = - 280°; - 160°; -60°; -40°; -20°; -10°. VPRAVO NAHOŘE SE NACHÁZÍ BAREVNÉ MĚŘÍTKO [-], KDE HODNOTA 0,055 ODPOVÍDÁ PŘÍBLIŽNĚ STECHIOMETRICKÉ SMĚSI. VÝSLEDKY 2. CYKLU 3D CFD SIMULACE. ....	83



# 11 Seznam tabulek

TABULKA 1 – ZÁKLADNÍ PARAMETRY ZKUŠEBNÍHO MOTORU A KOMŮRKY MAHLE. [14] .....	25
TABULKA 2 – ZÁKLADNÍ PARAMETRY MODIFIKOVANÉHO MOTORU AVIA D432. [4, 17] .....	29
TABULKA 3 – ZÁKLADNÍ GEOMETRICKÉ PARAMETRY JEDNOTLIVÝCH VARIANT ZAPALOVACÍCH KOMŮREK. ....	54
TABULKA 4 – ZÁKLADNÍ ODLIŠNOSTI VSTUPŮ DO 3D CFD SIMULAČNÍCH VÝPOČTŮ MOTORU SE ZAPALOVACÍMI KOMŮRKAMI S ROZDÍLNÝM OBJEMEM. ....	57
TABULKA 5 – ZÁKLADNÍ ODLIŠNOSTI VSTUPŮ DO 3D CFD SIMULAČNÍCH VÝPOČTŮ MOTORU SE ZAPALOVACÍMI KOMŮRKAMI S RŮZNÝM GEOMETRICKÝM USPOŘÁDÁNÍM PROPOJOVACÍCH OTVŮRKŮ A POZMĚNĚNÉ STRATEGII ŘÍZENÍ.....	63

## 12 Seznam použitých symbolů a zkratek

Označení	Jednotky	Význam
ARB		Předpona použitá pro označení výběru spojení (arbitrary)
aTDC	[°]	° za horní úvratí (after Top Dead Centre)
bar		Vedlejší jednotka tlaku v soustavě SI (1 bar = 100 000 pascalů [Pa])
BMEP		Stření efektivní tlak (Brake Mean Effective Pressure)
BND		Předpona použitá pro označení výběru hranice (boundary)
BPI		Komůrkový zážeh s použitím miskovitého vybrání v pístu (Bowl Pre-Chamber Ignition)
CA50	[°]	Bod, při kterém dojde ke spálení 50 % paliva
CAD		Počítačem podporované projektování (Computer-Aided Design)
CFD		Výpočetní metoda pro dynamiku proudění tekutin (Computational Fluid Dynamics)
CO		Oxid uhelnatý
CO <sub>2</sub>		Oxid uhličitý
CoV IMEP	[%]	Koeficient variability středního indikovaného tlaku
$c_p$	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	Izobarická měrná tepelná kapacita
$c_s$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Střední pístová rychlost
$c_v$	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	Izochorická měrná tepelná kapacita
ČVUT		České vysoké učení technické v Praze
DNS		Přímá numerická simulace (Direct Numerical Simulation)
ECFM-3Z		Třízónový model pro simulaci spalování (Extended Coherent Flame Model – 3 Zones)
FMEP	[bar]	Střední efektivní tlak mechanických ztrát (Friction Mean Effective Pressure)

Označení	Jednotky	Význam
H <sub>2</sub>		Vodík
H <sub>2</sub> O		Voda
HC		Nespálené uhlovodíky
HÚ		Horní úvrat'
CH <sub>4</sub>		Metan
IMEP		Střední indikovaný tlak (Indicated Mean Effective Pressure)
INI		Předpona použitá pro označení výběru inicializace (initialization)
LAG		Lavinovitě aktivované spalování (Lavinia Aktivatisia Gorenia)
LES		Metoda simulace velkých turbulentních vírů (Large Eddy Simulation)
NO		Oxid dusnatý
NO <sub>2</sub>		Oxid dusičitý
NO <sub>x</sub>		Oxidy dusíku
OH		Hydroxylový radikál
Q <sub>p</sub>	[J]	Přivedené teplo do oběhu
r	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	Měrná plynová konstanta
RANS		Metoda simulace turbulentních vírů – modelování celého spektra turbulentních vírů (Reynolds Averaged Navier-Stokes)
REF		Předpona použitá pro označení výběru zjemnění (refinement)
ROHR	[J/°]	Rychlost vývinu tepla (Rate of Heat Release)
SCR		Selektivní katalytická redukce (Selective Catalytic Reduction)

Označení	Jednotky	Význam
STL		Formát souboru povrchové sítě složené z trojúhelníků (Standard Triangle Language nebo Stereolithography Language)
W	[J]	Práce vykonaná oběhem
WM		Workflow Manager v programu AVL FIRE
$\varepsilon$	[1]	Kompresní poměr motoru
$\kappa$	[1]	Poissonova konstanta – poměr specifických tepelných kapacit
$\lambda$ (lambda)	[1]	Součinitel přebytku vzduchu
$\phi$	[1]	Součinitel přebytku paliva (Air-fuel ratio)
[-] nebo [1]	[1]	Bezrozměrná veličina