

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

DISERTAČNÍ PRÁCE

**Efektivní spalování alternativních paliv  
v pístovém spalovacím motoru**

Ing. Zbyněk Syrovátka

Studijní obor:  
Dopravní stroje a zařízení

Školitel:  
Prof. Ing. Michal Takáts, CSc.

2020

Praha

## Anotace

### **Efektivní spalování alternativních paliv v pístovém spalovacím motoru**

**Klíčová slova:** vyplachovaná předkomůrka, spalování chudé směsi, plynový motor

Disertační práce se zabývá vývojem zapalovacího systému s vyplachovanou předkomůrkou pro spalování chudé směsi v pístovém spalovacím motoru. Na základě provedených experimentů a vytvořených simulačních modelů byl vytvořen detailní popis funkce tohoto zapalovacího systému. Při řešení je využito 3-D CFD simulačních modelů, které se zaměřují na mechanismus tvorby směsi, kvality vyplachování a vývoje spalování, jak uvnitř předkomůrky, tak v hlavním spalovacím prostoru. Pomocí citlivostních studií je zkoumán vliv jednotlivých parametrů, a následně optimalizována geometrie předkomůrky. Vybrané varianty předkomůrek byly experimentálně testovány na nepřepřítňovaném plynovém motoru pro ověření funkčnosti a životnosti. Experimentální motor byl provozován za použití alternativních paliv, jako je zemní plyn, propan-butan, vodík a kombinaci těchto paliv. Naměřená data byla využita také pro kalibraci simulačních modelů. Na základě získaných poznatků byly formulovány zásady pro optimální návrh a strategii řízení tohoto zapalovacího systému.

## Abstract

### **Effective combustion of alternative fuels in internal combustion engine**

Keywords: scavenged pre-chamber, lean burn combustion, gas engine

The presented work deals with the development of a scavenged pre-chamber ignition system for lean mixture combustion in a gas internal combustion engine. Based on performed experiments and numerical simulations, this ignition system was described in detail. 3-D CFD simulations provide the description of mixture formation, scavenging quality and combustion development inside the pre-chamber and in the main combustion chamber. The pre-chamber geometry is optimized based on sensitivity analysis, simulation and experimental results. Selected pre-chamber variants were experimentally tested on a naturally aspirated gas engine to verify its functionality and durability. The experimental engine was operated using alternative fuels such as natural gas, propane-butane, hydrogen and combinations thereof. The measured data were also used for calibration of simulation models. Based on the acquired knowledge, the principles for optimal pre-chamber design and control strategy of this ignition system were formulated.

## **Poděkování:**

Chtěl bych tímto velmi poděkovat svému školiteli Prof. Ing. Michalu Takátsovi, CSc. a školiteli specialistovi Ing. Jiřímu Vávrovi, Ph.D. za odborné vedení a cenné rady při řešení této práce. Dále bych rád poděkoval doc. Ing. Oldřichu Vítкови, Ph.D. a Ing. Vítovi Dolečkovi, Ph.D. za spolupráci na 3-D CFD simulačních modelech.

Tento výzkum byl realizován díky podpoře:

- TE01020020 Centrum kompetence automobilového průmyslu Josefa Božka, Technologická agentura České republiky.
- CZ.1.05/2.1.00/03.0125 Pořízení technologie pro Centrum vozidel udržitelné mobility, OP VaVpl a Ministerstvo školství mládeže a tělovýchovy.
- LO1311 Rozvoj Centra vozidel udržitelné mobility, Ministerstvo školství, mládeže a tělovýchovy ČR, program NPU I.
- TG02010033, InovaFOND Gama, dílčí projekt: Zážehový plynový motor s pokročilým spalovacím systémem.
- TN01000026 Národní centrum kompetence Josefa Božka pro pozemní dopravní prostředky, Technologická agentura České republiky.

Tato podpora je velmi oceňována.

# Obsah

<b>Anotace</b> .....	1
<b>Abstract</b> .....	2
<b>1 Úvod</b> .....	6
1.1 Současný stav problematiky .....	7
<b>2 Cíle disertační práce</b> .....	12
<b>3 Metody zpracování</b> .....	14
3.1 Návrh konceptu vyplachované předkomůrky pro automobilní motor .....	14
3.2 Návrh funkčního vzorku vyplachované předkomůrky.....	14
3.3 Odměřování přídavného plynu do předkomůrky .....	17
3.4 Teoretický popis funkce vyplachované předkomůrky.....	18
3.5 Zkušební motor.....	20
3.5.1 Experimentálně testované provozní režimy motoru.....	23
3.6 Zkušební stanoviště .....	24
3.7 Simulační modely.....	26
3.7.1 Simulační model předkomůrkového motoru v programu GT-Power.....	26
3.7.2 3-D CFD model vyplachované předkomůrky v programu Fluent .....	28
3.7.3 3-D CFD model předkomůrkového motoru v programu AVL FIRE .....	29
<b>4 Výsledky</b> .....	31
4.1 Součinitel přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky .....	31
4.1.1 Stanovení součinitele přebytku vzduchu v předkomůrce pomocí 0-D/1-D simulace ...	31
4.2 Mechanismus tvorby směsi uvnitř předkomůrky.....	32
4.2.1 Dodávka plynu do předkomůrky .....	32
4.2.2 Prostorové rozložení směsi uvnitř předkomůrky .....	34
4.2.3 Vyplachování zbytkových plynů z předkomůrky .....	35
4.3 Experimentální ověření funkce vyplachované předkomůrky.....	39
4.3.1 Parametry předkomůrkového motoru .....	39
4.3.2 Vliv propojovacích otvorů.....	40
4.3.3 Porovnání parametrů předkomůrkového a zážehového motoru .....	42
4.3.4 Vliv předstihu zážehu .....	45
4.3.5 Vliv množství přivedeného plynu do předkomůrky.....	46
4.3.6 Vliv objemu předkomůrky .....	48
4.4 Výsledky 3-D CFD modelu předkomůrkového motoru v programu AVL Fire.....	53
4.5 Zlepšení homogenity náplně uvnitř předkomůrky .....	61

4.5.1	Vyplachovaná předkomůrka s příčným vírem – patentová přihláška .....	61
4.5.2	Vyplachovaná předkomůrka s tangenciálním vírem .....	63
4.5.3	Závěry z experimentů se zemním plynem na předkomůrkovém motoru.....	65
4.6	Vliv příměsí vodíku v palivu na parametry předkomůrkového motoru .....	66
4.6.1	Stanovení zapalovací energie předkomůrky vyplachované pomocí vodíku.....	66
4.6.2	Parametry motoru s vyplachovanou předkomůrkou pomocí vodíku .....	67
4.6.3	Parametry motoru provozovaného na směs zemního plynu a vodíku .....	70
4.6.4	Závěry z experimentů s vodíkem na předkomůrkovém motoru.....	73
4.7	Simulace emisního testu motoru WHTC v programu GT-Power.....	75
5	Diskuze výsledků a zobecnění závěrů .....	79
6	Závěr.....	83
6.1	Výhled a plánované další práce .....	84
7	Přílohy .....	85
8	Seznam použitých symbolů.....	91
9	Použitá literatura .....	92
10	Publikovaná literatura .....	95

## 1 Úvod

Pístový spalovací motor je v současné době stále jen těžko nahraditelným zdrojem energie pro pohon vozidel, a to z hlediska výkonu, ceny a komfortu spojeného s dojezdem, rychlostí doplnění paliva atd. Neustále se zpřísnující legislativa na něj však klade čím dál větší nároky, a to nejen z pohledu emisí, ale v poslední době i spotřeby paliva ve formě omezení celkové produkce oxidu uhličitého ( $\text{CO}_2$ ), který je považován za jeden z nejvýznamnějších přispěvatelů při tvorbě skleníkového jevu. Limitní hodnota tzv. flotilového průměru emisí  $\text{CO}_2$  pro osobní automobily byla stanovena pro rok 2020 na hodnotu 95 g/km. Což v případě spalování nafty znamená omezení spotřeby paliva na hodnotu 3.5 l/100km a 4.1 l/100km v případě benzínu. Další plánované omezení limitu  $\text{CO}_2$  (63 g/km) pro rok 2030 již v podstatě vylučuje samotné použití konvenčních uhlovodíkových paliv, v případě větších vozidel, se kterými tento limit již nebude reálně dosažitelný.

Podle mého názoru, je elektromobil v současné době neoprávněně považován (i z pohledu legislativy) za „bezemisní“ vozidlo. V případě korektního přístupu by měl být, v závislosti na zdroji elektrické energie, vyhodnocen skutečný dopad na produkci  $\text{CO}_2$  pro dobíjení akumulátoru atd.. Samotné použití elektromobilů, i přes jejich velmi rychlý vývoj (i co se týče dojezdu), je v masovém měřítku v blízké době nereálné, a to především kvůli chybějící infrastruktuře. Proto je nutné si uvědomit, že spalovací motory mají stále ještě zásadní význam jako mezičlánek pro přechod na „čistější“ mobilitu, s respektováním reálných technologických možností. Aby mohl spalovací motor zůstat co nejdéle konkurenceschopným a splnit veškeré nároky na něj kladené, je potřeba pracovat na jeho neustálém vývoji. Z předpokládaného výhledu se také jeví jako nevyhnutelné hledání nových řešení pro navýšení jeho celkové účinnosti, případně přechod k alternativním palivům s nižším obsahem uhlíku nebo použití „hybridních“ konceptů, kdy je spalovací motor zapojen v různém uspořádání s elektromotorem a může být tak provozován v režimech s vyšší účinností.

Tato práce se zaměřuje na splnění daných cílů čistě jen s využitím pístového spalovacího motoru, potenciálu alternativních paliv a pokročilého systému spalování pro dosažení co nejvyšší účinnosti a minimalizaci produkce emisí. Jako velice vhodné palivo z hlediska dostupnosti celkových zásob a vlastností se jeví zemní plyn. Použitím zemního plynu, jehož obsahem je převážně metan ( $\text{CH}_4$ ), lze dosáhnout snížení produkce  $\text{CO}_2$  o téměř 20% v porovnání s konvenčními palivy při zachování stejného výkonu motoru. Jeho další výhodou je vysoká odolnost vůči detonačnímu spalování, což umožňuje zachovat, případně navýšit, kompresní poměr motoru a tím docílit zlepšení jeho účinnosti vedoucí k dalšímu snížení spotřeby paliva, respektive snížení produkce  $\text{CO}_2$ .

Za nejčistší palivo pak lze označit vodík ( $\text{H}_2$ ), při jehož spalování vzniká pouze voda. Užívá se také v palivových článcích, kde dochází k přímé přeměně chemické energie na elektrickou s mnohem vyšší účinností. Pro tyto účely je však potřeba vodík o vysoké čistotě, jehož výroba je však energeticky velmi náročná, a tudíž by měla být také zahrnuta do bilance při vyhodnocení celkového dopadu. Při spalování vodíku ve spalovacím motoru nejsou na vodík kladeny zvláštní požadavky, co se týče jeho čistoty a lze tak s výhodou využít vodík, který vzniká jako vedlejší produkt při průmyslové výrobě, například při výrobě chlóru. Jeho

hlavní výhodou je velmi rychlé hoření a široká mez zápalnosti, která se pozitivně projevuje i v jeho směsích společně s dalšími palivy. Účinky vodíku na parametry spalovacího motoru byly experimentálně stanoveny a jsou také prezentovány v této práci.

Aby přeměna energie z paliva byla co možná nejefektivnější, je potřeba se detailně zaměřit již na samotný proces spalování. Stručnému přehledu aktuálního stavu této problematiky je věnována následující kapitola.

## 1.1 Současný stav problematiky

Stechiometrické spalování homogenní směsi, kdy poměr mezi množstvím paliva a množstvím potřebného vzduchu pro jeho úplné spálení je roven 1 (součinitel přebytku vzduchu  $\lambda = 1$ ), je obecně známé a rozšířené v oblasti zážehových spalovacích motorů. Přesné dodržení přebytku vzduchu je pak klíčové i pro správnou funkci tří-cestného katalyzátoru pro dodatečnou oxidaci oxidu uhelnatého (CO) a nespálených uhlovodíků (HC) a redukci oxidů dusíků (NOx).

Další možností je pak využití tzv. metody chudé koncepce. Spalováním chudé směsi dochází k poklesu maximální teploty, a tím i snížení tepelných ztrát vysokotlaké části pracovního cyklu. Přebytečný vzduch v chudé směsi navíc zvyšuje poměr specifických tepelných kapacit ( $\kappa$ ) a vede ke zvýšení tepelné účinnosti motoru [1.], která je v případě tzv. ideálního Ottova cyklu definována podle vztahu:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (\text{Rovnice 1})$$

, kde  $\varepsilon$  je kompresní poměr motoru.

Chudá koncepce navíc umožňuje použití tzv. kvalitativní řízení, jako je tomu u vznětových motorů, kde odpadá nutnost škrcení pro regulaci výkonu a tedy snížení pumpovních ztrát [1.].

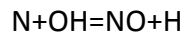
Extrémní zředění směsi pak výrazně snižuje produkci emisí oxidů dusíku (NOx) a to vlivem poklesu maximální teploty v průběhu spalování, která je hlavním faktorem ovlivňujícím jejich tvorbu. Vznik NO (oxid dusný) lze popsat pomocí tzv. Zeldovičova mechanismu [2.]:



Rychlost chemických reakcí a velikost jejich aktivačních energií je také výrazně teplotně závislá. Oxidy dusíku vznikají oxidací vzdušného dusíku společně s kyslíkem a to za velmi vysokých teplot. Při poklesu teplot náplně válce pod hodnoty okolo 1800° K dochází k výraznému zpomalení těchto chemických reakcí až k jejich úplnému zastavení (tzv. zamrznání).



Při spalování bohaté směsi, tedy za podmínek nedostatečného množství kyslíku, lze vznik NO popsat pomocí rozšíření Zeldovičova mechanismu, který doplnil Lavoie [3.]:



(Rovnice 4)

Ve spalovacích motorech je z hlediska celkové produkce oxidů dusíku dominantní oxid dusnatý (NO). Při spalování ještě dochází ke vzniku malého a téměř zanedbatelného množství oxidu dusného (NO<sub>2</sub>). Mechanismus tvorby jejich vzniku zde proto není uveden, lze však nalézt například v [1.].

Spalování chudé směsi sebou však přináší i určité nevýhody v podobě snížené rychlosti spalování, čímž se prodlužuje doba hoření. Dále se zvyšují nároky na potřebnou zapalovací energii pro dosažení stabilní iniciace zážehu a celkové prohoření směsi. V opačném případě dochází k výraznému nárůstu nespálených uhlovodíků a tím i poklesu celkové účinnosti díky nevyužitému palivu, které odchází do výfuku. Poměrně zásadní je také to, že chudá koncepce spalování není plně kompatibilní s tří-cestným katalyzátorem.

Při použití konvenčního zapalování pomocí zapalovací svíčky se limitní hodnoty součinitele přebytku vzduchu ( $\lambda$ ) pohybují maximálně do  $\lambda < 1.6$ . V tomto rozmezí přebytku vzduchu jsou však emise NO<sub>x</sub> příliš velké a nelze tak dosáhnout splnění aktuálních emisních limitů bez jejich dodatečné likvidace pomocí speciálních zařízení umístěných ve výfukovém systému. Tyto zařízení, využívající například vstřik syntetického roztoku močoviny (označované jako AdBlue) a selektivní katalytickou reakci (SCR), redukují emise NO<sub>x</sub> na vodu a dusík. Nevýhodou jsou pak zástavbové rozměry tohoto systému, nárůst hmotnosti a zvýšené náklady na pořízení a provoz.

Výrazné rozšíření limitu zápalnosti směsi umožňují systémy, které se dnes již běžně používají v oblasti velkých stacionárních motorů. Jedná se například o dvoupalivové plynové motory s tzv. mikro-pilotním vstřikem nafty, který umožňuje vysokoenergetické a vícebodové zapálení směsi. Avšak díky použití kapalného paliva dochází ke vzniku pevných částic, jejichž velikost a počet je také legislativně omezen. V případě použití tohoto systému ve vozidle by bylo nutné motor dovybavit filtrem pevných částic (DPF) pro splnění současných limitů.

Další poměrně známé zapalovací systémy jsou aplikace využívající tzv. předkomůrku. V principu se jedná o dva oddělené spalovací prostory, které jsou vzájemně propojeny pomocí jednoho či více otvorů. V předkomůrce je většinou umístěna zapalovací svíčka, jejíž jiskřiště je tak chráněno před intenzivním vířením ve válci. Tím jsou výrazně zlepšeny podmínky pro rozvoj před-plamenných reakcí po iniciaci přeskokem jiskry. Tato konfigurace je označována jako „nevyplochovaná“ předkomůrka („passive/un-scavenged pre-chamber“, není dovybavena přídavným přívodem paliva) a lze s ní dosáhnout stabilního zapálení chudé směsi se součinitelem přebytku vzduchu do hodnoty  $\lambda \cong 1.6$  a výrazného navýšení rychlosti spalování oproti konvenční zapalovací svíčke.

Předkomůrka může být dále dovybavena vlastním přívodem paliva, které umožňuje lokální obohacení směsi a vyplachování zbytkových plynů z předchozí pracovního cyklu. Lokální obohacení je jeden z klíčových faktorů umožňující výrazné rozšíření limitu zápalnosti chudé směsi v hlavním spalovacím prostoru. V průběhu kompresního zdvihu je směs uvnitř

předkomůrky ředěna natékající směsí z hlavního spalovacího prostoru. Tato směs je následně zapálena pomocí zapalovací svíčky a vlivem narůstajícího tlaku v průběhu spalování dochází k vytlačování obsahu předkomůrky skrze propojovací otvory. V zúženém průřezu propojovacích otvorů dochází k výraznému urychlení proudění vstupujícího do hlavního spalovacího prostoru, čímž navyšuje turbulenci, a tím i rychlost hoření. Díky navýšení zapalovací energie a vícebodovému zapálení směsi lze s vyplachovanou předkomůrkou („Scavenged pre-chamber“) dosáhnout rozšíření limitu zápalnosti chudé směsi až k hodnotám převyšující součinitel přebytku vzduchu  $\lambda > 2$  a výrazného navýšení rychlosti spalování.

Hlavní parametry, které ovlivňují samotnou funkci předkomůrky, a následně průběh spalování v obou spalovacích prostorech jsou:

- vnitřní objem předkomůrky, který definuje především velikost zapalovací energie.
- tvar předkomůrky společně s orientací propojovacích otvorů a případného přívodu plynu pak ovlivňuje promíšení a tvorbu zápalné směsi uvnitř předkomůrky.
- průměr a počet propojovacích otvorů má vliv na rychlost a charakter vystupujícího proudu z předkomůrky a průběh spalování v hlavním spalovacím prostoru.

Charakterem vystupujícího proudu z předkomůrky do hlavního spalovacího prostoru se zabýval Yamaguchi a spol. v [4.], který identifikoval a charakterizoval čtyři typy těchto výstupních paprsků (v literatuře označované jako „*Torch jet*“) v závislosti na průměru propojovacích otvorů a objemu předkomůrky. Po zapálení směsi uvnitř předkomůrky dochází k šíření laminárního čela plamene směrem od zdroje iniciace (většinou zapalovací svíčky). Průchodem skrze propojovací otvorů však zásadně mění svůj charakter. Je-li průměr otvorů menší než tzv. zhášecí vzdálenost, dochází vlivem velkého urychlení proudu a značnému chladicímu efektu stěn propojovacích otvorů ke zhášení plamene. Z komůrky pak vystupují pouze aktivované nehořící částice (volné radikály), které díky velké rychlosti vystupujícího proudu často dopadají na protější stěnu, respektive píšť. Směs v hlavním spalovacím prostoru je zapálena vlivem chemických řetězových reakcí poblíž protilehlé stěny a prohořívá směrem k propojovacím otvorům. Tento případ Yamaguchi označuje jako Typ (I.) „*Well dispersed burning*“. Zvětšením průměru otvorů nad „zhášecí vzdálenost“ se začíná objevovat ve vystupujícím proudu plamenné jádro spolu s velkým množstvím aktivovaných částic. Výstupní proud, i přes určitý pokles rychlosti, může stále dopadat na protější stěnu (respektive píšť). K zapálení směsi dochází poblíž této stěny pravděpodobně v důsledku kombinace chemických řetězových reakcí a výskytu jádra plamene. Následně dochází ke zvrásněnému šíření čela plamene skrze zbylý spalovací prostor. Tento případ je označován jako Typ (II.) „*Composite ignition*“. Další navýšení průměru má za následek snížení množství aktivovaných nehořících částic a ve výstupním proudu převládá hořící směs. Tím je výrazně snížena indukční doba zážehu (čas, za který dojde k iniciaci hoření v hlavním spalovacím prostoru) a směs v hlavním spalovacím prostoru je postupně zapalována od výstupních otvorů směrem k protilehlé stěně. Tento případ je označován jako Typ (III.) „*Flame kernel torch ignition*“. Posledním popsáním charakterem výstupního proudu je Typ (IV.) „*Flame front torch ignition*“. Průměr otvorů je již natolik velký, že při průchodu výstupního proudu nedochází ke zhášení plamene, který se tak beze změny dostává do hlavního spalovacího

prostoru, jímž prostupuje. V porovnání s ostatními typy má nejmenší indukční dobu zážehu, dochází k velmi rychlé iniciaci hoření v hlavním spalovacím prostoru (a to okamžitě jakmile výstupní proud zasáhne tento prostor), avšak výsledkem je pouze pozvolný nárůst tlaku spojený s malou rychlostí spalování díky laminárně prostupujícímu čelu plamene skrze spalovací prostor. Nejdelší indukční dobu zážehu, avšak následně nejrychlejší spalování (a nejstrmější nárůst tlaku), vykazuje výstupní proud typ (I.). Z hlediska spalování chudé směsi, byl stanoven jako nejvhodnější výstupní proud typ (II.), který dosahoval při experimentech nejvyšší hodnoty limitu zápalnosti chudé směsi, střední indukční dobu zážehu a rychlé spalování s dvoustupňovým nárůstem tlaku. První strmý nárůst tlaku je následován pomalejším růstem v důsledku prostupu dobře rozptýleného zvrásněného čela laminárního plamene.

Následuje přehled několika vybraných aplikací předkomůrek s uvedením jejich základního popisu. Využití předkomůrky pro zapálení chudé směsi, a tím dosažení navýšení tepelné účinnosti dvoudobého zážehového motoru, si v roce 1918 patentoval Harry Ralph Ricardo [5.]. Jeho předkomůrka byla vybavena zapalovací svíčkou, vlastním přívodem paliva a jedním velkým otvorem s podélným tvarem připomínající Venturiho trubici vyúsťující do válce, za účelem navýšení rychlosti proudění, a tím i turbulence v obou spalovacích prostorech. Zvýšená turbulence zlepšuje promíšení a tvorbu zápalné směsi uvnitř předkomůrky, a dále přispívá k nárůstu rychlosti spalování v hlavním spalovacím prostoru.

Podobné uspořádání předkomůrky, ale s využitím zhašecího efektu propojovacích otvůrků malého průměru, využil L. I. Gussak [6.]. Výrazné urychlení proudu mělo za následek mnohem hlubší penetraci hlavního spalovacího prostoru vystupujícím proudem. Aby nedocházelo k dopadu výstupního proudu na protilehlé stěny, musel být vnitřní objem předkomůrky relativně malý. Gussak stanovil, že optimální objem předkomůrky by měl být roven  $(2\div 3)\%$  celkového kompresního objemu. Průtočná plocha propojovacích otvůrků by se měla pohybovat v rozmezí  $0.03\div 0.04\text{ cm}^2$  na  $1\text{ cm}^3$  objemu předkomůrky. A poměr délky otvůrků k jejich průměru by měl být roven  $\frac{1}{2}$  [7.]. Tento koncept zapalování je v anglické literatuře označován jako „Jet ignition“.

Toyota přišla v roce 1976 s motorem umožňující spalování homogenní chudé směsi pomocí systému TGP („Turbulence Generating Pot“) [8.]. Jednalo se o nevyplachovanou předkomůrku s jedním propojovacím otvorem, v němž byla umístěna zapalovací svíčka. Díky tomuto uspořádání docházelo vlivem proudění skrze propojovací otvor k odnášení zbytkových plynů z okolí elektrod zapalovací svíčky, čímž byla také zapalovací svíčka dostatečně chlazená. V průběhu kompresního zdvihu natékala směs z hlavního spalovacího prostoru do předkomůrky. Před koncem kompresního zdvihu došlo k přeskočení jiskry, čímž byla zapálena směs nejprve v předkomůrce. Díky narůstajícímu tlaku v průběhu hoření uvnitř předkomůrky byla hořící směs vytlačena za vysoké rychlosti do hlavního spalovacího prostoru. Použitím tohoto systému bylo dosaženo výrazného snížení emisí, které v dané době umožnilo splnění legislativních předpisů, bez použití katalyzátoru a snížení spotřeby paliva.

Jednu z posledních a zároveň velice moderních konstrukcí předkomůrky představila firma MAHLE Powertrain v roce 2010 [9.]. Kompaktní systém byl navržen tak, aby mohl být jednoduše vyměněn za původní zapalovací svíčku. Předkomůrka malého objemu (cca  $2\%$  celkového kompresního objemu) byla vybavena zapalovací svíčkou a elektronicky ovládaným

vstřikovačem pro dodávku paliva přímo do předkomůrky. Experimentální ověření funkčnosti tohoto systému bylo provedeno na zážehovém motoru se střeovitým spalovacím prostorem (*Pent-roof*) a vstřikem benzínu do sacího potrubí, zatímco do předkomůrky byl přiváděn propan. Díky vícebodovému zapálení směsi v hlavním spalovacím prostoru, zvýšené turbulenci a kombinaci chemických a tepelných efektů, došlo k výraznému rozšíření limitu zápalnosti chudé směsi ( $\lambda \approx 2.1$ ). Při částečném zatížení motoru bylo dosaženo 18% snížení spotřeby paliva, v porovnání s konvenční zapalovací svíčkou, a to díky zvýšené tepelné účinnosti motoru, a také díky snížení pumpovních ztrát, jelikož lze v tomto případě použít kvalitativní regulace bez škrcení. Extrémní zředění směsi pak vede k poklesu maximální teploty v průběhu spalování, a tím i výraznému omezení produkce emisí NOx. Další, poměrně rozsáhlý přehled aplikací předkomůrkových zapalovacích systémů je možné nalézt v [10.].

Doposud byly předkomůrkové zapalovací systémy používány převážně v oblasti velkých stacionárních motorů, a to díky velkým prostorovým nárokům na jejich zástavbu. Sériovému použití v oblasti osobních automobilů bránilo také nepříliš zmapované chování při přechodových režimech (rychlé změny otáček a zatížení), nekompatibilitě s třícestným katalyzátorem atp. V dnešní době se však intenzivně pracuje na jejich vývoji a použití i pro aplikace v automobilových motorech pro dosažení snížení spotřeby paliva a emisí (především NOx). Předkomůrkový zapalovací systém je použitelný pro spalování jak plyných paliv, tak lehkých odpařitelných kapalných paliv (jako benzín, atp.). Slibný potenciál tohoto zapalovacího systému je proto důvodem pro snahu o jeho optimalizaci. Největším nedostatkem je však výrazný nárůst nespálených uhlovodíků spolu s rostoucím součinitelem přebytku vzduchu, čímž se snižuje celková účinnost motoru, a tím i potenciál tohoto systému. Pravděpodobnou příčinou je neúplné prohoření chudé směsi v hlavním spalovacím prostoru, případně zhášení plamene u relativně chladných stěn.

## 2 Cíle disertační práce

Disertační práce se zabývá efektivním spalováním plyných paliv v pístovém spalovacím motoru pro automobilní aplikace za účelem zvýšení jeho účinnosti, omezení nežádoucích environmentálních dopadů a splnění požadavků současné emisní legislativy s co možná nejjednodušším systémem pro dodatečnou úpravu spalin. Na základě provedené rešerše současného stavu se pro splnění výše jmenovaných atributů jeví jako velmi perspektivní využití výhod spalování chudé směsi a zapalovacího systému s vyplachovanou předkomůrkou. Přestože je tento koncept znám z oblasti velkých stacionárních motorů, je jeho implementace do automobilního motoru velmi náročná, a to nejen z hlediska prostorového omezení, ale také díky rozdílným provozním režimům s velkým podílem nestacionarit vyžadující vhodné naladění tohoto zapalovacího systému.

Hlavním cílem disertační práce je vytvořit zapalovací systém s vyplachovanou předkomůrkou pro spalování plyných paliv v pístovém spalovacím motoru pro automobilní aplikace. V konstrukčním návrhu zapalovacího systému je proto implementováno robustní řešení s minimalizací elektroniky a s nízkými nároky na sofistikovanost řídicího systému. Dalším unikátním rysem navrhovaného přístupu je strategie přiřazení složení směsi provozním režimům motoru. Na rozdíl od klasického jiskrového zapalování, zapalovací předkomůrka umožňuje kombinace dvou spalovacích režimů, a to stechiometrické a chudé koncepce. Při nízkém částečném zatížení se předpokládá spalování extrémně chudé směsi tak, aby se dosáhlo akceptovatelně nízkého obsahu oxidů dusíku v surových spalinách a zároveň zvýšení účinnosti motoru. Při plném a vyšším částečném zatížení se navrhuje spalování stechiometrické směsi, aby se dosáhlo měrného výkonu motoru na úrovni současného standardu. Nízký obsah škodlivin ve spalinách odcházejících do atmosféry zajistí konvenční tzv. třicestný katalyzátor.

Pro splnění hlavních cílů se kombinuje experimentální a simulační přístup při vzájemné obousměrné výměně poznatků. Bude zkonstruována výše zmíněná vyplachovaná předkomůrka a aplikována do motoru, který se svými parametry blíží motoru pro automobilní aplikace. Provedou se zkoušky funkčního vzorku zapalovacího systému a získá se soubor experimentálních dat. Získaná experimentální data se využijí pro kalibraci simulačních modelů jako nástrojů pro podrobnou analýzu a optimalizaci vyvíjeného zapalovacího systému. Zobecněné závěry budou následně využity pro stanovení obecné metodiky návrhu a strategie řízení zapalovacího systému a motoru. Jednotlivé dílčí cíle by bylo možné shrnout následovně:

1. Navrhnout koncept zapalovacího systému s vyplachovanou předkomůrkou pro automobilní motor.
2. Vytvořit funkční vzorek zmíněného zapalovacího systému, který bude experimentálně ověřen na jednoválcovém plynovém motoru G432.
3. Provést analýzu zapalovacího systému s vyplachovanou předkomůrkou a stanovení celkových parametrů motoru pomocí numerického 0-D/1-D modelu kalibrovaného podle experimentálních dat.
4. Provést analýzu mechanismu tvorby směsi uvnitř vyplachované předkomůrky bez spalování za pomoci 3-D CFD modelu samotné předkomůrky.

5. Vytvořit kompletní 3-D CFD model experimentálního motoru včetně spalování za účelem stanovení popisu dějů uvnitř předkomůrky a v hlavním spalovacím prostoru.
6. Optimalizovat návrh vyplachované předkomůrky pomocí simulačních nástrojů. Navržené varianty porovnat s experimenty.
7. Stanovit strategii řízení navrženého zapalovacího systému a motoru ve stacionárních režimech. Vytvořenou strategii řízení následně ověřit pomocí simulace v nestacionárním emisním cyklu motoru WHTC.

### 3 Metody zpracování

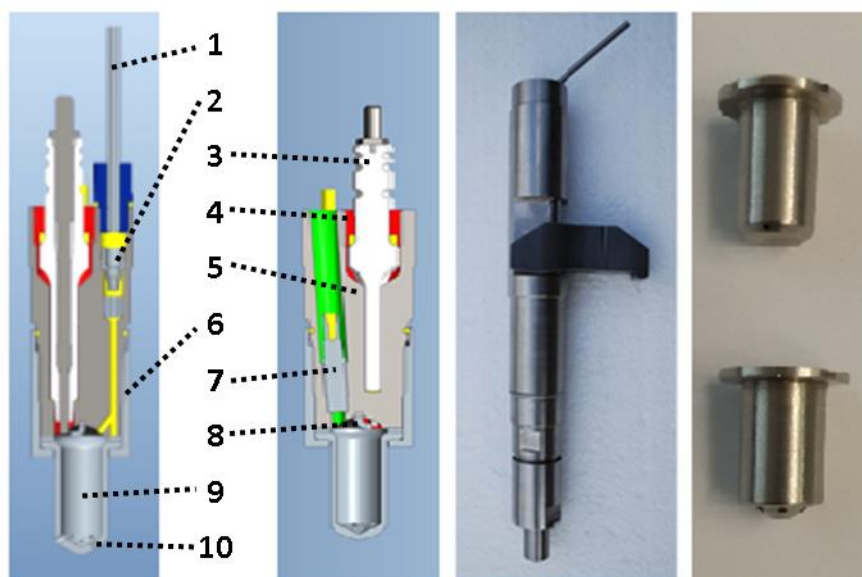
V následující kapitole bude popsán návrh zapalovacího systému s vyplachovanou předkomůrkou a teoretický popis její funkce společně s konfigurací experimentů a použitých simulačních modelů, které byly využity v této práci.

#### 3.1 Návrh konceptu vyplachované předkomůrky pro automobilní motor

Nově vytvořený koncept vyplachované předkomůrky, který má být využit jako zapalovací systém pro plynový automobilní motor, je založen na použití miniaturního mechanického zpětného ventilku. Oproti doposud používaným řešením, vede toto provedení na výrazné zjednodušení a zlevnění konstrukce. Odměřování paliva do předkomůrky je řízeno pouze pomocí regulace tlaku plynu před mechanickým zpětným ventilkem a není tak zapotřebí složitějšího elektronického ovládání a vybavovače. Podrobný popis funkce bude popsán na konkrétním provedení v následující kapitole.

#### 3.2 Návrh funkčního vzorku vyplachované předkomůrky

Tato práce navazuje na vývojové aktivity zapalovacího systému pro nepřímý zážeh chudé směsi přeplňovaného zážehového motoru s vrtáním 275 mm [11.], [12.]. V roce 2012 se začala připravovat konstrukce vyplachované předkomůrky pro upravený plynový motor G432 o vrtání 102mm [13.], která je zobrazena na Obr. 1.



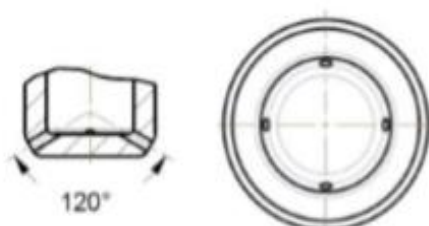
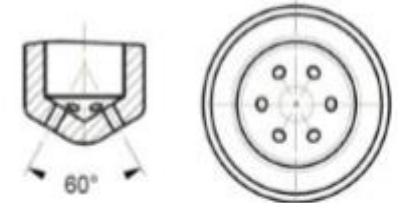
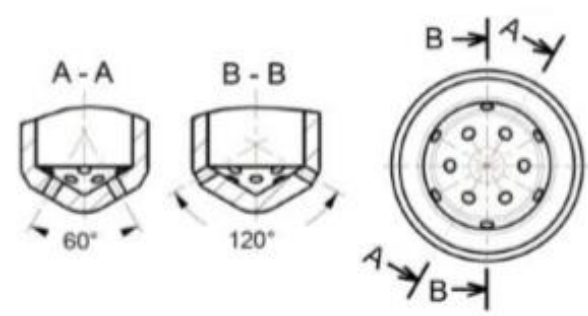
Obr. 1. Konstrukce vyplachované předkomůrky [17.]

Předkomůrka je vybavena vlastním přívodem plynného paliva (1), které je přivedeno skrze mechanický zpětný kuličkový ventil (2), zabráňující zpětnému toku směsi. Množství přivedeného plynu je řízeno pomocí tlaku paliva před zpětným ventilkem. Přivedený plyn umožňuje vypláchnutí zbytkových plynů z předchozího pracovního cyklu, a dále způsobí

lokální obohacení směsi uvnitř předkomůrky, v průběhu výfukového a sacího zdvihu motoru. Dodávka plynu je ukončena na začátku komprese, kdy dojde k vyrovnání tlaku ve válci (respektive v předkomůrce) a tlaku v palivovém systému. Směs uvnitř předkomůrky je následně ředěna směsí proudící z hlavního spalovacího prostoru skrze propojovací otvory (10). V ideálním případě je hlavní snahou dosáhnout dobře promíšené stechiometrické směsi v okamžiku přeskočení jiskry. Prostor uvnitř předkomůrky je navíc odstíněn od intenzivního víření ve válci. Výše zmíněné aspekty přispívají k výraznému zlepšení podmínek pro iniciaci a rozvoj spalování uvnitř předkomůrky. Směs je zapálena pomocí zapalovací svíčky (3), kterou bylo nutné z prostorových důvodů speciálně upravit a navíc ji umístit stranou od osy předkomůrky. Z originální zapalovací svíčky byla použita pouze její střední část, která byla dotažena pomocí převlečné matice (4). Druhá elektroda (8) byla přivařena na střední část těla komůrky (5). Touto úpravou vznikl prostor pro umístění snímače tlaku (7), který je nezbytný pro detailní analýzu spalování uvnitř předkomůrky. Naměřená data jsou také velmi důležitým vstupem pro kalibraci numerických modelů. Výsledky simulací slouží k detailnějšímu popisu dějů a celkové optimalizaci tohoto pokročilého zapalovacího systému.

Konstrukční provedení předkomůrky bylo navrženo tak, aby bylo možné měnit její hlavní spodní část (9), která je upevněna pomocí převlečné matice (6). Modulární konstrukce umožňuje rychlou změnu její geometrie a bylo vytvořeno několik variant lišících se uspořádáním, počtem a velikostí propojovacích otvorů viz Tab. 1.

Tab. 1. Geometrie testovaných předkomůrek – modulární konstrukce

Označení	Počet otvorů	Průměr otvorů (mm)	Geometrie otvorů
MK 4x1	4	1	
MK 6x1.2	6	1.2	
MK 12x1.2	12	1.2	



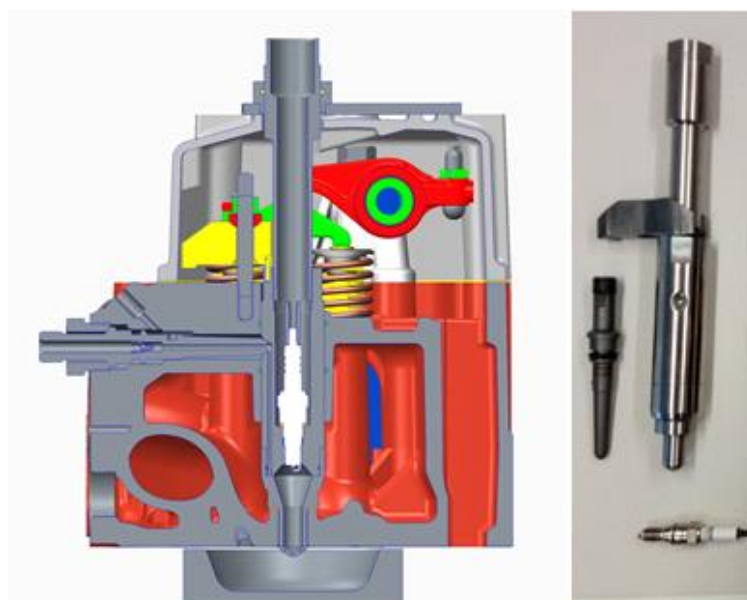
Jednotlivé varianty předkomůrek byly systematicky proměřeny, včetně citlivostních studií, jako je vliv předstihu zážehu, množství plynu do předkomůrky atd. Naměřená data byla podrobně vyhodnocována, včetně detailní termodynamické analýzy, výkonových a emisních parametrů motoru. V roce 2015 byl do databáze RIV přihlášen funkční vzorek: Plynový motor G432PC s vyplachovanou zapalovací předkomůrkou [14.].

V roce 2018 vznikl nový funkční vzorek předkomůrky se zvětšeným objemem. Oproti předchozí „malé“ předkomůrce, byl její objem zdvojnásoben. Základní parametry předkomůrek jsou uvedeny v Tab. 2.

*Tab. 2. Základní parametry předkomůrek*

Předkomůrka	Malá - MK	Velká - VK
Objem – $V_K$	1.92 cm <sup>3</sup>	4.1 cm <sup>3</sup>
Procento kompresního objemu	2.2 %	4.6 %
Výsledný kompresní poměr motoru	12.2:1	12.0:1
Teploměnná plocha	8.5 cm <sup>2</sup>	15.4 cm <sup>2</sup>
Ratio of PC to overall HT area	4.3 %	7.4 %

Nový návrh s využitím bočního přívodu plynu umožnil použití sériové zapalovací svíčky (NGK ER8EH, M8) a její umístění v ose předkomůrky. Konstrukce této předkomůrky je tvořena pouze dvěma vzájemně nalisovanými díly, čímž byla značně zjednodušena její výroba. Obr. 2 zobrazuje instalaci velké předkomůrky v motoru G432. Horní část předkomůrky (stejně tak jako v předchozím případě) je obtékána chladicí kapalinou, což se ukázalo jako klíčové z hlediska její životnosti a zamezení teplotnímu poškození její spodní části. Opět bylo navrženo několik variant, které byly experimentálně a simulačně ověřeny. Přehled zkoušených variant předkomůrek se zvětšeným objem lze nalézt v Tab. 3.



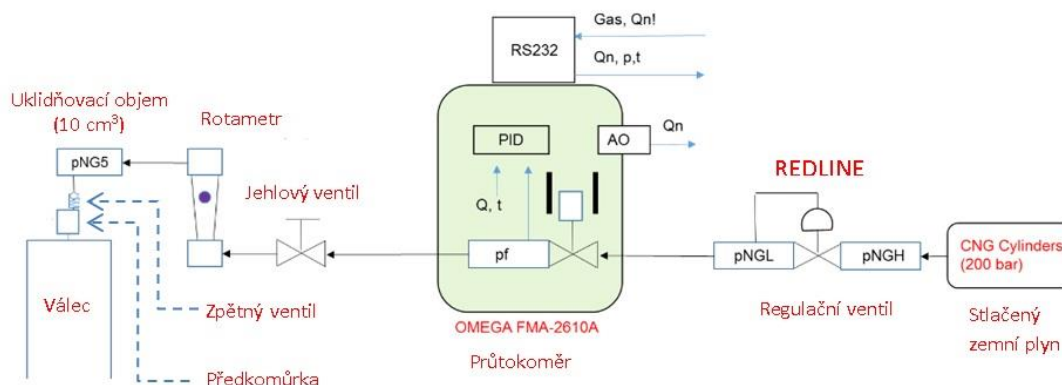
*Obr. 2. Instalace velké předkomůrky v motoru G432*

Tab. 3. Přehled testovaných předkomůrek se zvětšeným objemem

Označení	Počet otvorů	Průměr otvorů (mm)	Geometrie otvorů
VK 12x1.2	12	1.2	Radiálně vrtané 6x pod úhlem 60° a 6x 120°
VK 19x1.2	19	1.2	Radiálně vrtané 6x pod úhlem 60° a 12x 120°
VK 13x1.5	13	1.5	Radiálně vrtané 6x 60° a 6x 120°+ jeden osový vývrt
VKT 13x1.5	13	1.5	Tangenciálně vrtané + jeden osový vývrt

### 3.3 Odměřování přídavného plynu do předkomůrky

Požadované množství plynu do předkomůrky je řízeno pomocí regulace tlaku přídavného plynu před mechanickým zpětným ventilem. Na Obr. 3 je zobrazeno kompletní regulační schéma přívodu plynu. Plynová trať může být napájena libovolným plynným palivem s dostatečným přetlakem. Pro tyto účely byla pořízena venkovní kompresorová jednotka, umožňující stlačení zemního plynu, a to až na hodnotu 200 bar. Stlačený zemní plyn je uložen v tlakových lahvích a následně přiveden k motoru pomocí vysokotlakého potrubí. Dvoustupňový regulační ventil (REDLINE) zajišťuje konstantní hodnotu tlaku plynu ( $p_{NGL}$ ) na vstupu do průtokoměru, jehož hodnota je omezena maximálně do 8 bar.

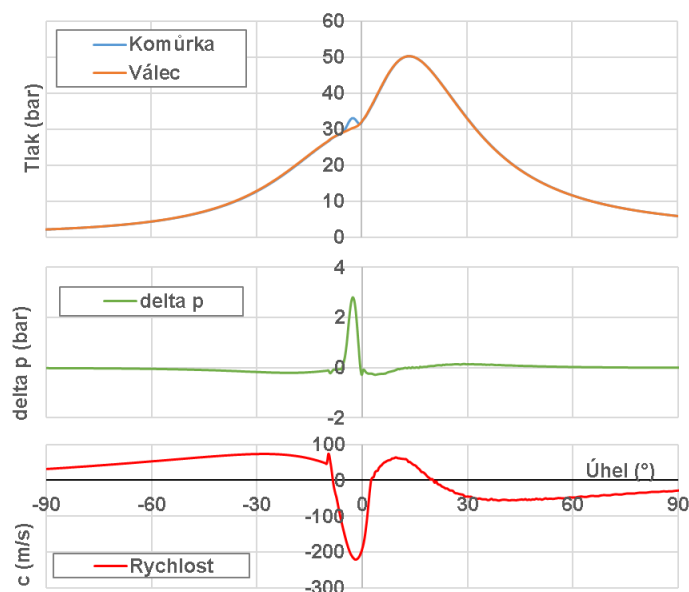


Obr. 3. Regulační schéma přívodu přídavného plynu do předkomůrky

Průtokoměr OMEGA FMA-2610A je připojen k systému automatizovaného sběru dat přes sériové rozhraní (RS232), které umožňuje zadat požadovaný průtok, a následné čtení dat. Množství plynu je regulováno vlastním PID regulátorem přístroje, který ovládá elektromagnetický škrťací ventil. Hrubý vizuální odečet průtoku plynu do předkomůrky může být proveden z rotametru, který je umístěn za jehlovým ventilem. Před samotným zpětným ventilem je umístěna uklidňovací nádoba, která má za úkol eliminovat případné tlakové pulzace.

### 3.4 Teoretický popis funkce vyplachované předkomůrky

Předmětem výzkumu je plynem vyplachovaná zapalovací předkomůrka, která umožňuje vícebodové zapálení směsi v hlavním spalovacím prostoru skrze propojovací otvůrky. Jedná se tedy o dva oddělené spalovací prostory (objemy), které jsou vzájemně propojeny přes škrťací otvory. Z tohoto pohledu lze předkomůrku označit za otevřený termodynamický systém, ve kterém dochází k neustálému vyrovnání tlaků a změny směru toku mezi jejím vnitřním objemem a hlavním spalovacím prostorem válce. O směru toku rozhoduje velikost tlaku v jednotlivých objemech. Obr. 4 ilustruje typické průběhy tlaků a rychlost proudění skrze propojovací otvůrky v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele.



Obr. 4. Průběh tlaku v předkomůrce a ve válci, rozdíl tlaku  $\Delta p$  a rychlost proudění skrze propojovací otvůrky v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele.

Množství přivedeného plynu do předkomůrky závisí na tlakové diferenci mezi palivovou soustavou před zpětným ventilkem a tlaku uvnitř předkomůrky. K otevření zpětného ventilku a nátoku paliva dochází v okamžiku, kdy dojde k poklesu tlaku v předkomůrce (respektive ve válci) pod hodnotu tlakové ztráty na zpětném ventilku ( $p_{\text{ventilek}}=20$  kPa). V průběhu sacího zdvihu pak dochází k vyplachování zbytkový plynů a lokálnímu obohacení uvnitř předkomůrky. Vnitřní objem předkomůrky definuje maximální množství plynu, které je předkomůrka schopna pojmout. Aktuální množství plynného paliva uvnitř předkomůrky je pak ovlivněno účinností vyplachování, která je dána především směřováním a počtem plynových kanálků. V průběhu kompresního zdvihu je směs uvnitř předkomůrky následně ředěna natékající směsí z hlavního spalovacího prostoru. Poměr zředění směsi je úměrný dynamickému kompresnímu poměru ( $e_{\text{Dyn}}$ ) podle vztahu:

$$e_{\text{Dyn}} = \frac{V_{\text{IVC}}}{V_{\text{TDC}}} \quad (\text{Rovnice 5})$$

, kde  $V_{IVC}$  je objem válce v okamžiku uzavření sacího ventilu a  $V_{TDC}$  je minimální (kompresní) objem válce v horní úvrati pístu.

Jednoduchou úpravou předchozího vztahu pak lze zahrnout i vliv objemu předkomůrky ( $V_K$ ). Poměr zředění směsi uvnitř předkomůrky ( $i_K$ ) pak bude roven:

$$i_K = \frac{V_{IVC}}{V_{TDC} + V_K} \quad (\text{Rovnice 6})$$

Hodnota  $e_{\text{dyn}}$  reprezentuje kompresní poměr skutečně zachyceného objemu (oproti geometrickému kompresnímu poměru). Dynamický kompresní poměr testovaného motoru je roven 9.5:1. Tento poměr přímo odpovídá objemovému stechiometrickému směšovacímu poměru směsi metanu a vzduchu. Z tohoto důvodu je zřejmé, že k vytvoření stechiometrické směsi uvnitř předkomůrky může dojít jen v případě ideálního vypláchnutí předkomůrky a jejím úplným naplněním plynným palivem, které bude následně zředěno pouze vzduchem. Tento ideální případ může nastat pouze tehdy, že hlavní spalovací prostor bude obsahovat pouze čistý vzduch. Tento provozní režim, kdy je přiváděno palivo pouze do předkomůrky současně se zapnutým zapalováním, byl nazván jako „částečně protáčený motor“ (partly motored mode) a byl využit pro stanovení zapalovací energie (respektive vývinu tepla vyhodnoceného z celkového množství skutečně dodaného a spáleného paliva) jednotlivých variant předkomůrek. Při normálním provozním režimu motoru, kdy je palivo obsaženo i v hlavním spalovacím prostoru, dochází k dalšímu obohacování směsi uvnitř předkomůrky. Příliš bohatá směs může mít za následek zhoršení stability zapalování. Kvalitou vyplachování, prostorovým rozložením směsi a součinitelem přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky se podrobněji zabývají kapitoly prezentující výsledky simulačních modelů.

Směs uvnitř předkomůrky je zapálena pomocí zapalovací svíčky. Množství paliva, které v předkomůrce shoří, závisí především na obsahu kyslíku a kvalitě promíšení směsi. Rychlost nárůstu tlaku (respektive vývinu tepla) uvnitř předkomůrky ovlivňuje společně s tlakovou ztrátou propojovací otvorů (danou především jejich průměrem) velikost hodnoty tlakového rozdílu ( $\Delta p$ ) mezi jejím objemem a hlavním spalovacím prostorem.

$$\Delta p = p_K - p_V \quad (\text{Rovnice 7})$$

, kde  $p_K$  je tlak uvnitř předkomůrky a  $p_V$  je tlak ve válci.

Nárůst tlaku v důsledku spalování vytlačuje obsah předkomůrky společně s nespálenou směsí skrze propojovací otvůrky do hlavního spalovacího prostoru. Množství takto vytlačeného nespáleného paliva, je podle provedené studie pomocí více-zónového modelu spalování, závislé také na poloze jiskřiště vůči propojovacím otvůrkům [15.]. Ideální pozice jiskřiště byla stanovena zhruba v polovině délky předkomůrky. Tento požadavek je však obtížně realizovatelný (vyžaduje mimo jiné speciální zapalovací svíčku s prodlouženou střední elektrodou atd.). Při umístění jiskřiště v horní části předkomůrky, dosahuje uniklé množství nespálené směsi přibližně 45% její celkové náplně. Nejedná se však přímo o ztrátu, jelikož takto uniklá směs bude pravděpodobně spálena v hlavním spalovacím prostoru.

Rychlost proudění skrze propojovací otvůrky ovlivňuje dolet vystupujících paprsků v hlavním spalovacím prostoru a lze ji stanovit podle Sant Vénant-Wantzelovi rovnice [16.]:

$$c = \sqrt{\frac{2 \kappa}{\kappa - 1} r T_K \left(1 - \frac{p_V}{p_K}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}} \quad (\text{Rovnice 8})$$

, kde  $r$  je měrná plynová konstanta a  $T_K$  je teplota v předkomůrce. Rovnice je platná pro případ kdy  $p_K > p_V$ .

Rychlost vystupujícího proudu paprsků do hlavního spalovacího prostoru, se v průběhu spalování uvnitř předkomůrky, pohybuje řádově kolem stovek metrů za vteřinu, zatímco nátok a výtok směsi během ostatních fází pracovního cyklu dosahuje rychlosti několika desítek metrů za vteřinu. Příliš vysoká rychlost může mít za následek nežádoucí dopadání vystupujících paprsků na protilehlé stěny hlavního spalovacího prostoru. Charakter výstupního proudu pak ovlivňuje tzv. iniciační dobu zážehu a rychlost vývinu tepla uvnitř hlavního spalovacího prostoru. Charakter vystupujícího proudu z předkomůrky je ovlivněn především průměrem propojovacích otvůrků (ve vztahu k tzv. zhášecí vzdálenosti) a byl popsán v úvodní kapitole 1.1: Současný stav problematiky a v [4.].

### 3.5 Zkušební motor

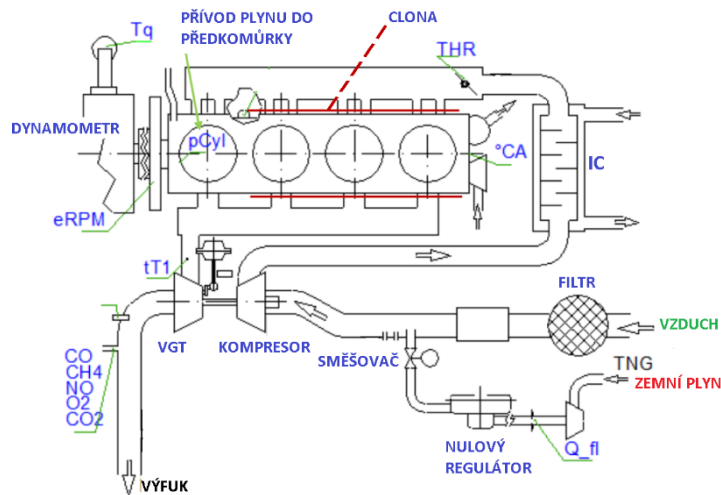
Za účelem získání vlastních experimentálních dat a ověření funkce vyplachované předkomůrky, byla navržena předkomůrka instalována do modifikovaného motoru AVIA D432.100 jehož základní parametry jsou uvedeny v Tab. 4.

Tab. 4. Základní parametry motoru původního motoru D432.100

Vrtání x zdvih (mm)	102x120
Zdvihový objem (cm <sup>3</sup> )	3922
Kompresní poměr	17.5:1
Počet ventilů / Válec	4
Maximální otáčky (1/min)	2800

Původně čtyřválcový přeplňovaný vznětový motor byl upraven tak, aby mohl být provozován na zemní plyn. Naftová palivová soustava byla kompletně demontována. Hlavní přívod plynu je vyřešen pomocí nízkotlakého směšovače, který je umístěn před vstupem do kompresoru, viz Obr. 5. Množství plynu je možné řídit změnou průtočného průřezu plynu ovládaného krokovým motorkem a to buď manuálně, nebo zpětnovazební lambda regulací. Zemní plyn je odebírán z centrálního nízkotlakého rozvodu budovy s přetlakem 2.1 kPa. Potřebné snížení tlaku plynu na hodnotu atmosférického tlaku je zajištěno pomocí nulového regulátoru. Spotřeba plynu je měřena pomocí pístového plynoměru (Elster RVG G25) se snímačem otáček umožňujícím další digitální zpracování signálu. Směs plynu a vzduchu je stlačena kompresorem a následně vstupuje do mezichladiče (IC). Kvantitativní regulace množství směsi je řízena pomocí konvenční škrticí klapky (THR) umístěné za mezichladičem.

Motor je dále vybaven turbodmychadlem s variabilní geometrií rozváděcích lopatek turbíny (VGT) jejichž nastavení lze měnit pomocí elektronicky ovládaného aktuátoru. Kapacitní zapalovací systém (UNIMA TC+) pak umožňuje nezávislé nastavení časování zážehu.



Obr. 5. Schéma uspořádání plynového motoru G432

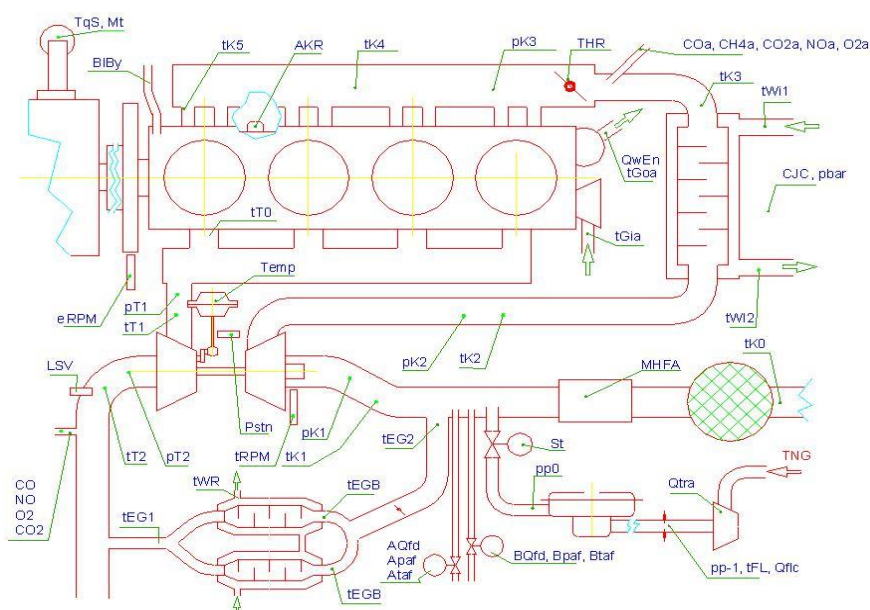
Nově navržená předkomůrka byla umístěna do upravené hlavy válců v místě původního vstřikovače a upevněna pomocí třmenu, viz Obr. 2. Hlavním limitujícím faktorem pro návrh je průměr středního otvoru ve spodní části hlavy, který je omezen prostorem mezi ventilovými sedly. Z důvodu zachování dostatečné pevnosti spodní desky hlavy válců, mohl být tento vývrt zvětšen z původního  $\varnothing$  7.5 mm pouze na  $\varnothing$  12.6 mm. Spodní část předkomůrky tedy nelze tak vhodně tvarovat a pro dosažení jejího potřebného objemu lze předkomůrku pouze prodlužovat. S tímto prostorovým omezením se však lze setkat téměř u všech automobilových motorů se čtyřventilovou technologií. Lepší situaci může nabízet hlava válců se střechovitým spalovacím prostorem.

Další důležitou úpravou motoru bylo snížení kompresního poměru na hodnotu 12.5:1 a to z důvodu snížení náchylnosti k detonačnímu spalování. Změna byla provedena zvětšením spalovacího prostoru původního pístu a úpravou jeho tvaru, kdy byl použit vhodnější plochý tvar.

Motor byl detailně osazen snímači podle schématu na Obr. 6. Tlakové snímače jsou označeny indexem (p), teplotní čidla (t), snímače otáček (RPM) a měření průtoku (Q). Standardně jsou měřeny také hlavní složky plyných emisí (CO, CO<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>) pomocí infračerveného (NDIR) analyzátoru, oxidy dusíku (NO, NO<sub>2</sub>) pomocí chemiluminiscenčního analyzátoru a obsah kyslíku v odebíraném vzorku je měřen pomocí paramagnetického detektoru (PMD).

Snímač tlaku ve válci byl instalován na místo původní žhavicí svíčky. Pro 3-tlakovou analýzu byly také instalovány rychlé snímače tlaků v sacím a výfukovém potrubí poblíž měřeného válce. Rychlý akviziční program ANCAL, který bude podrobněji popsán dále, zajistil záznam výše uvedených signálů společně s průběhem zapalovacího napětí z vysoko-napěťové sondy do výstupního souboru. Ze záznamu 120 pracovních cyklů je vytvořen průměrný cyklus, který je následně podroben detailní termodynamické analýze.

V rámci spolupráce s Technickou univerzitou Liberec bylo na komůrkovém motoru provedeno měření pomocí zařízení AVL VisioScope. Toto zařízení umožňuje pořizovat snímky uvnitř spalovacího prostoru v přesně definovaném okamžiku, a to za provozu motoru skrze vzduchem chlazený endoskop a digitální kameru. Endoskop byl umístěn namísto původní žhavicí svíčky, jejíž otvor musel být patřičně modifikován. Z tohoto měření byly pořízeny vizuální záznamy zachycující šíření výstupních paprsků z předkomůrky a průběh spalování v hlavním spalovacím prostoru. Tyto data by opět mohla přispět k podrobnějšímu popisu dějů a korelaci simulačních modelů a CFD výpočtů. Obrázky ilustrující instalaci endoskopu na zkušební motoru lze nalézt v příloze na straně 85, viz Obr. 59 a Obr. 60.



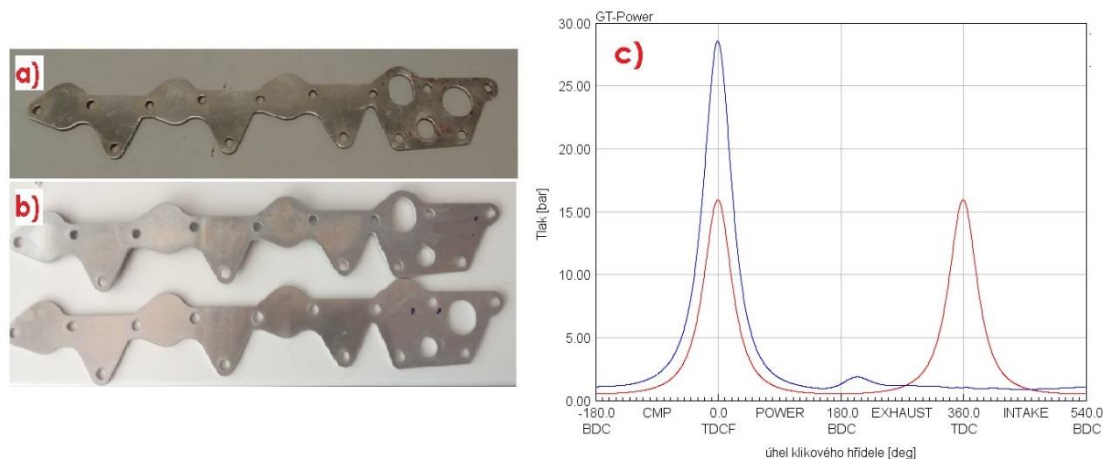
Obr. 6. Schéma umístění snímačů na zkušební motoru G432, [17.]

## Úprava motoru pro jednoválcový provoz

Pro prvotní funkční zkoušky navržených variant předkomůrek bylo z časových a ekonomických důvodů vhodné upravit motor tak, aby mohl být provozován jako jednoválec [17.]. Toho bylo docíleno vložením clon umístěných mezi hlavu válců a příruby sacího a výfukového potrubí, viz Obr. 7a. Tímto způsobem byly zbylé tři válce vyřazeny z provozu. Na Obr. 7c vpravo je vidět srovnání průběhu tlaků ve válci protáčeného motoru pro uzavřený válec pomocí clon (červená křivka) a pro válec bez jakýchkoliv úprav (modrá křivka) při otáčkách  $1800 \text{ min}^{-1}$ . Data pochází ze simulačního modelu motoru v programu GT-Power, který byl kalibrován pomocí experimentálních dat. Průběh tlaku pro uzavřený válec se vyznačuje dvojitou kompresí a zhruba polovičním maximálním kompresním tlakem. Z výsledků simulace dále vyplývá, že takto upravený válec, v důsledku eliminaci výměny náplně válce, vykazuje nižší energetické nároky na provoz, než by tomu bylo u protáčeného motoru bez jakýchkoli úprav.

V uzavřeném válci navíc dochází ke vzniku výrazného podtlaku oproti okolnímu atmosférickému tlaku. Existuje zde tedy určité riziko v podobě možného hromadění oleje ve

válci, které by po zaplnění spalovacího prostoru mohlo vést k destrukci motoru. Avšak servisní kontroly v průběhu testování tyto obavy nepotvrdily a ve válcích bylo nalezeno pouze malé množství oleje. Bylo tedy nalezeno poměrně jednoduché a funkční řešení, které je možné ve velmi krátkém čase odstranit a vrátit tak motor zpět do původního stavu.



Obr. 7. a), b) Clony sacích kanálů. c) Srovnání průběhu tlaků ve válci protáčeného motoru (modrá křivka) a uzavřeného válce pomocí clon (červená křivka) při otáčkách  $1800 \text{ min}^{-1}$ .

Čtyřventilová hlava použitého motoru se vyznačuje dvěma oddělenými tangenciálními sacími kanály s výrazně odlišnými vlastnostmi, které ovlivňují víření v hlavním spalovacím prostoru. V Tab. 5 jsou uvedeny výsledky aerodynamických profukovacích zkoušek hlavy válců a stanovení vírového čísla metodou pomocí voštiny. Nabízí se zde tedy možnost použití clon pro změnu vírového čísla, a to zaslepením jednoho či druhého sacího kanálu (viz Obr. 7b). Experimentálně byly tyto varianty proměřeny a byl vyhodnocován vliv víření na spalování a celkové parametry motoru.

Tab. 5. Výsledky aerodynamické profukovací zkoušky hlavy válců, stanovení vírového čísla

Sací kanál č. 1	0.97
Sací kanál č. 2	2.38
Oba kanály současně	1.46

### 3.5.1 Experimentálně testované provozní režimy motoru

Motor byl v průběhu experimentů testován v několika provozních režimech. Pokud nebude výslovně řečeno jinak, bylo jako palivo použito zemního plynu s 98.4% objemovým obsahem metanu.

**Režim A:** Protáčený motor. Motor byl protáčen pomocí dynamometru při konstantních otáčkách bez přívodu paliva. Tento režim je používán pro sledování jeho technického stavu. Naměřená data pak sloužila pro počáteční kalibrace simulačních modelů (stanovení průtokových součinitelů propojovacích otvůrek atp.).



**Režim B:** Protáčený motor s přívodem paliva pouze do předkomůrky při vypnutém zapalování. Plyné palivo bylo přiváděno do předkomůrky skrze plynový kanálek. Data z tohoto režimu byla využita pouze pro účely kalibrace 3-D CFD simulace předkomůrky bez spalování.

**Režim C:** Částečně protáčený režim. Stejně podmínky jako v režimu B avšak se zapnutým zapalováním. Tento režim je také označován jako režim „spalování pouze v předkomůrce“ a složil pro vyhodnocení účinnosti spalování v samotné předkomůrce a také k experimentálnímu stanovení velikosti její zapalovací energie (respektive vývinu tepla).

**Režim D:** Standartní provozní režim motoru s vyplachovanou předkomůrkou. Palivo bylo přiváděno jak do předkomůrky, tak do sacího potrubí motoru. Parametry motoru byly měřeny při konstantních otáčkách a v ustáleném stavu.

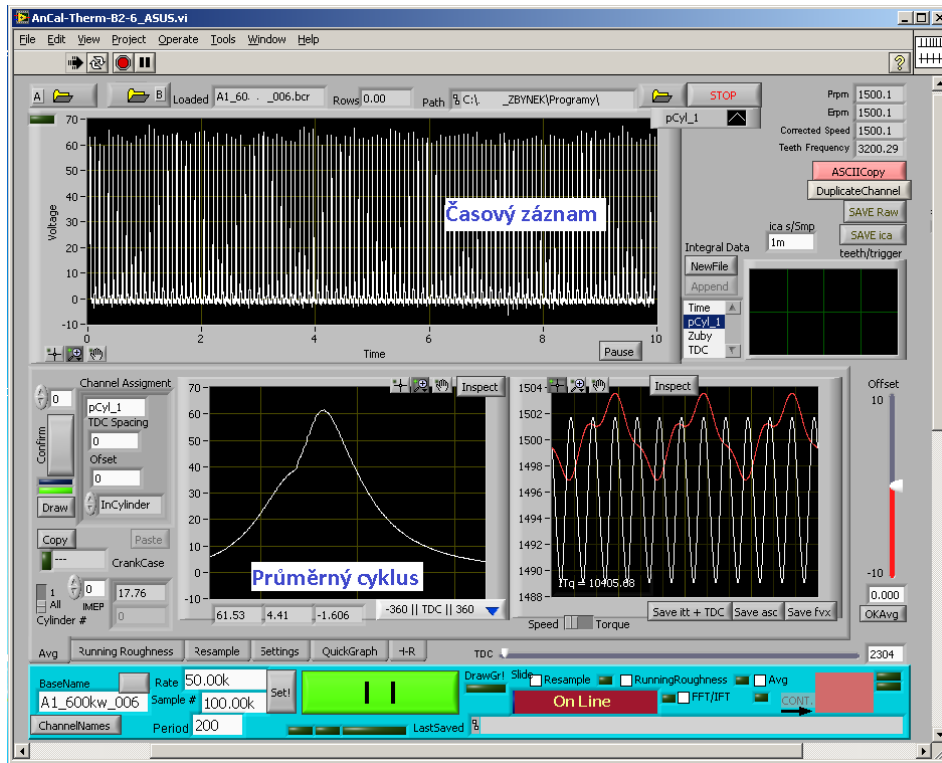
**Režim E:** Standartní provozní režim motoru s nevyplachovanou (pasivní) předkomůrkou. Palivo bylo přiváděno pouze do sacího potrubí motoru, zatímco předkomůrky byla provozována bez přívodu paliva. Parametry motoru byly opět měřeny při konstantních otáčkách a v ustáleném stavu.

### 3.6 Zkušební stanoviště

Zkušební brzdové stanoviště je vybaveno elektrickým dynamometrem od firmy MEZSERVIS s výkonem 247 kW umožňující motorický i brzdový režim. Spalovací motor s instalovanou předkomůrkou je měřen v ustálených pracovních bodech při konstantních otáčkách. Řízení motoru a ovládání veškerého příslušenství je prováděno z ovládacího stanoviště. To je vybaveno stolními počítači obsahující speciálně vytvořené programy v prostředí LabVIEW pro řízení motoru a záznam měřených dat.

Poměrně velkou inovací je software, vytvořený na pracovišti autora nazvaný ANCAL [19.], který umožňuje pořízení úhlově indexovaného záznamu spalovacího tlaku bez nutnosti použití inkrementálního snímače otáček, jehož montáž je poměrně náročná a na některých motorech dokonce nemožná, jelikož vyžaduje přímé propojení s klikovým hřídelem. Úhel natočení klikového hřídele je stanoven pomocí algoritmu, který vyhodnocuje signály ze dvou snímačů (pulsů respektive otáček). První signál je nutný pro identifikaci polohy horní úvrati pístu. V tomto případě lze použít standartní snímač otáček vačkového hřídele, preferován je zde jeden impuls za otáčku. Druhý snímač je vhodné umístit například nad zuby setrvačnicku (doporučuje se použití indukčního snímače). V tomto případě je potřeba, aby signál obsahoval co největší počet značek za otáčku, jelikož přímo definuje úhlové rozdělení natočení klikového hřídele, a tím ovlivňuje dosažitelnou přesnost. Signály ze snímačů jsou společně s dalšími důležitými informacemi, jako je tlak ve válci atd., zaznamenávány pomocí vícekanálové měřicí karty s frekvencí 50 kHz. Úhlový kalkulátor vyhodnocuje průchod jednotlivých zubů, čímž je získána hodnota přesného úhlu natočení klikového hřídele. Jemnější dělení úhlu natočení je určeno pomocí lineární interpolace za předpokladu konstantní úhlové rychlosti uvnitř časového intervalu mezi průchodem dvou konsektivních

zubů pod snímačem. Naměřená data jsou indexována pomocí vyhodnoceného úhlu natočení klikové hřídele a uložena do výstupního souboru. Program, v průběhu měření, zobrazuje aktuální informace o průměrném pracovním cyklu, jako je průměrný indikovaný a maximální spalovací tlak ve válci, a dále vyhodnocuje informace o průběhu hoření. Obr. 8 zobrazuje uživatelské rozhraní programu.



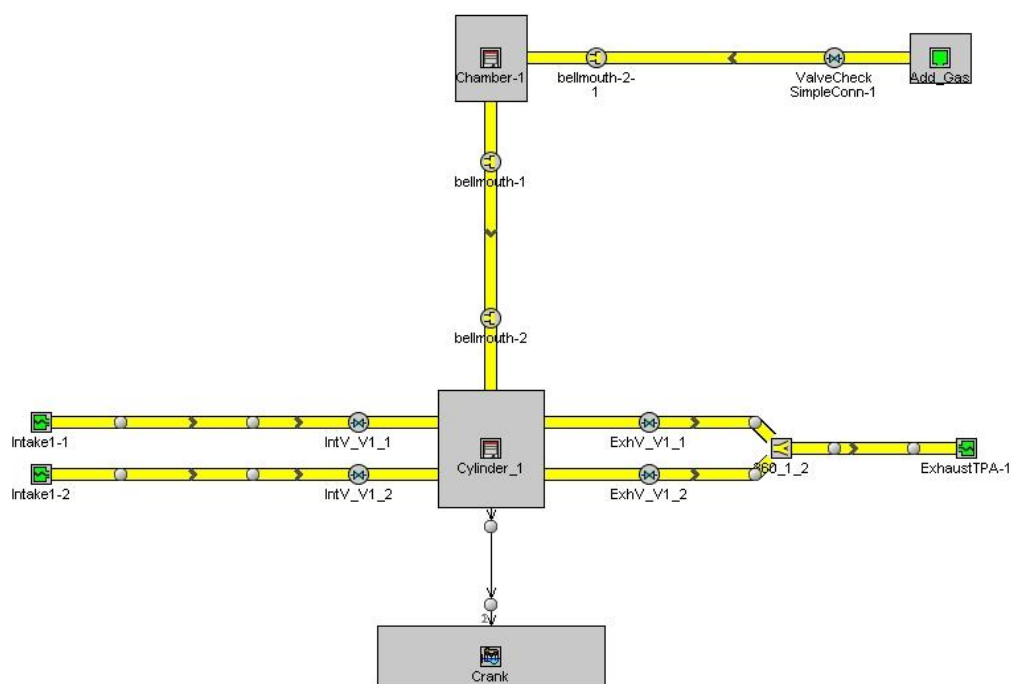
Obr. 8. Indikační program ANCAL

### 3.7 Simulační modely

Simulační modely jsou nedílnou součástí této práce, jelikož umožňují detailnější analýzu zkoumaného zapalovacího systému, a tím rozšiřují experimentálně získané poznatky.

#### 3.7.1 Simulační model předkomůrkového motoru v programu GT-Power

Simulační model předkomůrkového motoru v programu GT-Power byl vytvořen za účelem určení fyzikálních veličin, které nelze získat přímým měřením v experimentu, a také pro křížovou kontrolu experimentálních výsledků. Simulace předkomůrkového motoru vyžaduje model obsahující dva oddělené spalovací prostory (jeden reprezentuje válec a druhý předkomůrku). Oba tyto objemy byly modelovány pomocí tzv. objektu válce, který umožňuje modelovat spalování, přestup tepla a tvorbu emisí. Vliv škrcení propojovacích otvůrků byl respektován pomocí využití objektu „trubka“ s příslušnými rozměry a počtem (1-D přístup). Tlaková ztráta byla reprezentována pomocí zadaného průtokového součinitele, který byl kalibrován podle experimentálních dat tlaku ve válci a v předkomůrce v režimu protáčeného motoru. Množství přídavného plynu do předkomůrky je řízeno pomocí tlaku nad zpětným ventilem. Mechanický zpětný ventil také zabraňuje zpětnému toku směsi z předkomůrky do palivového systému. Tato část byla modelována pomocí objektu „ventil“ a zadáním experimentálně určeného dvourozměrného pole tlakové ztráty a průtokového součinitele. Model byl následně kalibrován pomocí standardní tří-tlakové analýzy [20.]. Schéma vytvořeného modelu jednoválcového motoru v programu GT-Power je zobrazeno na Obr. 9.



Obr. 9. Schéma modelu jednoválcového předkomůrkového motoru v programu GT-power [27.].

Obdobným způsobem byl sestaven kompletní model čtyřválcového motoru, a to co možná nejpřesněji podle konfigurace testovaného motoru na zkušebně (viz. Obr. 6), tak aby bylo možné predikovat celkové parametry přepřítovaného motoru, a to jak pro variantu s klasickou zapalovací svíčkou, tak pro testované verze s vyplachovanou předkomůrkou. Hlavní důraz byl kladen na kalibraci následujících důležitých pod-modelů:

- mechanické ztráty
- model spalování a přestup tepla ve válci
- predikce emisí oxidu dusíku

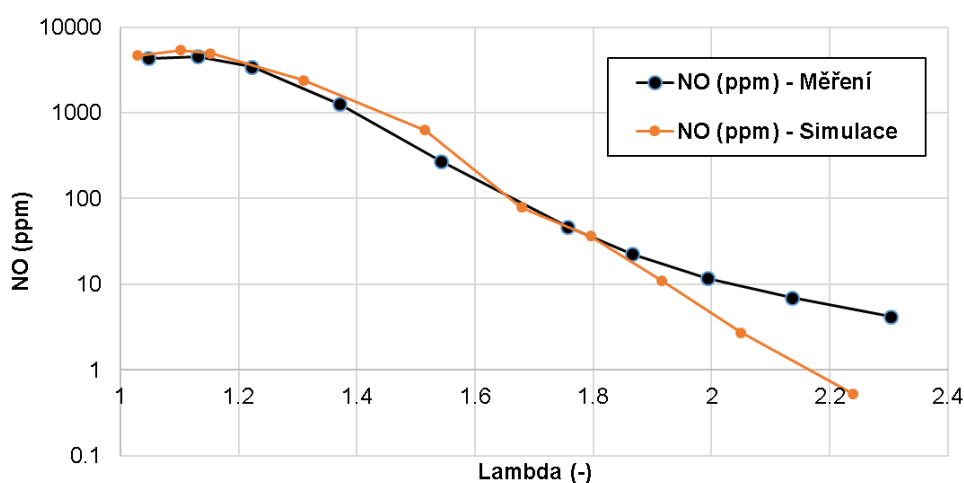
Mechanické ztráty byly simulovány pomocí tzv. Chen-Flynnova modelu, který je popsán pomocí polynomu druhé stupně a umožňuje výpočet středního efektivního tlaku mechanických ztrát (FMEP). Jednotlivé koeficienty daného polynomu byly vyhodnoceny pomocí lineární regrese z naměřených dat na testovaném motoru.

$$FMEP = FMEP_{Konst.} + A \cdot P_{Cyl,max} + B \cdot c_{p,m} + C \cdot c_{p,m}^2 \quad (Rovnice 9)$$

, kde  $FMEP_{Konst.}$  je konstantní část polynomu,  $P_{Cyl,max}$  je hodnota maximálního tlaku ve válci a  $c_{p,m}$  je střední pístová rychlost.

V modelu spalování byla využita pro popis vývinu tepla ve válci tzv. Wiebeho funkce. Do modelu byly zadány naměřené hodnoty poloh CA50 a délky hoření CA5-90 ve formě tabulek a to v závislosti na zatížení a otáčkách motoru. V případě předkomůrkového motoru byla doplněna ještě závislost chemické účinnosti spalování na hodnotě součinitele přebytku vzduchu.

Emise oxidů dusíků byly predikovány pomocí vestavěného modelu, který byl opět kalibrován na základě naměřených dat a to v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu. Obr. 10 zobrazuje porovnání výsledků simulace a naměřených objemových koncentrací oxidu dusnatého (NO) ve spalínách.



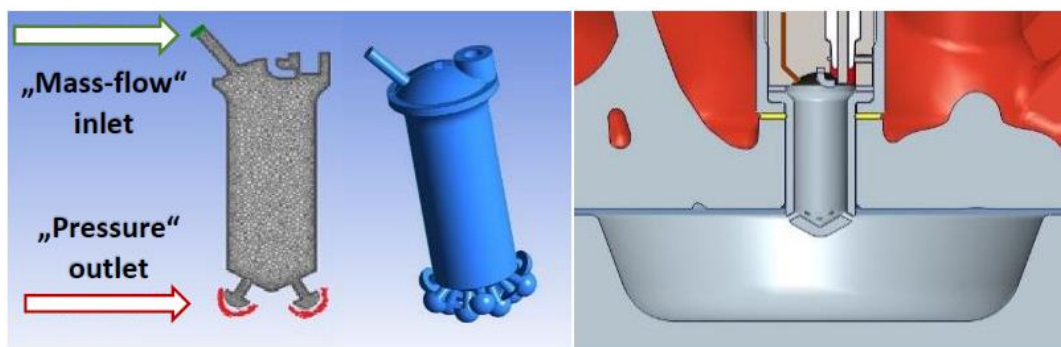
Obr. 10. Objemová koncentrace oxidu dusnatého (NO) ve spalínách v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu (osa y je v logaritmickém měřítku). Porovnání výsledků simulace a dat z měření na předkomůrkovém motoru [39.].

### 3.7.2 3-D CFD model vyplachované předkomůrky v programu Fluent

Za účelem stanovení kvality vyplachování, prostorového rozložení směsi a přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky, byl vytvořen zjednodušený 3-D CFD model samotné vyplachované předkomůrky v programu Fluent [18.]. Složitost a výpočetní náročnost simulací všech fyzikálních procesů by byla příliš velká, proto bylo přistoupeno k zjednodušení, a to formou simulace protáčeného motoru nezahrnující spalování.

Vnitřní objem předkomůrky byl detailně vymodelován pomocí 3-D CAD systému viz Obr. 11. Pro respektování vlivu tlakové ztráty při nátoku směsi do předkomůrky, byly v okolí propojovacích otvůrků umístěny vnější objemy ve tvaru polokoule, simulující rozhraní s hlavním spalovacím prostorem. Velikost tohoto objemu je nutné volit co možná nejmenší, jelikož ovlivňuje akumulaci plynu v okolí propojovacích otvůrků vlivem chybějícího intenzivního víření náplně válce, jehož prostor již není modelován. Tím může docházet ke zkreslení výsledků z pohledu výsledného složení směsi uvnitř předkomůrky.

Vytvořená geometrie byla vysítována pomocí trojúhelníkových („tetra“) elementů v programu Ansys Mesching, včetně mezní vrstvy podél jednotlivých stěn. Následná konverze této vytvořené sítě pomocí šestiúhelníkových („polyhedral“) elementů došlo k efektivnějšímu vyplnění daného objemu a výraznému snížení celkového počtu elementů sítě (z 633 000 na 252 000).



Obr. 11. Řez předkomůrky s vyznačením definice okrajových podmínek (vlevo), 3-D geometrie vnitřního objemu předkomůrky (uprostřed), řez motorem zobrazující instalaci předkomůrky (vpravo) [27.].

Pro popis dějů uvnitř předkomůrky byl simulován režim protáčeného motoru s dodávkou přídatného plynu pouze do předkomůrky. V tomto případě je směs uvnitř předkomůrky ředěna, během kompresního zdvihu, pouze čistým vzduchem proudícím z hlavního spalovacího prostoru. Okrajové podmínky byly specifikovány pomocí úhlově indexovaných profilů tlaku, teploty a hmotnostního průtoku paliva. Rozhraní válce bylo definováno pomocí okrajové podmínky „Pressure outlet“ s proměnných průběhem tlaku a teploty. Tlak ve válci byl získán měřením na protáčeném experimentálním motoru při  $1800 \text{ min}^{-1}$  a plně otevřené škrticí klapce. Průběh teploty byl vyhodnocen pomocí termodynamické analýzy průměrného pracovního cyklu.

Množství plynu, přivedeného do předkomůrky, je při experimentu dáno velikostí tlaku v palivovém systému, který je řízen pomocí průtokoměru. Zpětný ventil zabráňuje zpětnému toku směsi z předkomůrky do palivového systému. Dodávka plynu byla v CFD

modelu realizována pomocí okrajové podmínky "Mass-flow inlet." Předepsaný hmotnostní profil okamžitého průtoku paliva byl získán pomocí numerické simulace testovaného motoru v programu GT-Power, který byl popsán v předchozí kapitole. Tento profil byl vždy vyhodnocován za daných podmínek, a pro konkrétní hodnoty průměrného průtoku paliva užitého při experimentu.

Nestacionární výpočetní úloha byla řešena za následujících předpokladů a provedených zjednodušení: směs metanu a vzduchu je považována za ideální stlačitelný plyn. Přestup tepla mezi náplní předkomůrky a jejími stěnami byl zanedbán. Dále byl použit tzv.  $k-\varepsilon$  model turbulence a „SIMPLE“ algoritmus pro řešení Navier-Stokesových rovnic [21.]. Časový krok výpočtu byl zvolen tak, aby jeho hodnota odpovídala  $0.5^\circ$  natočení klikového hřídele (tj.  $46\mu\text{s}$  při  $1800\text{min}^{-1}$ ). Při použití delšího časového kroku docházelo velmi často k divergenci výpočtu, v důsledku velké změny hodnot v předepsaných okrajových podmínkách. Každý výpočet byl proveden pro minimálně dva po sobě jdoucí pracovní cykly, pro sledování konvergence výpočtu a vývoje jednotlivých parametrů.

Přes provedená zjednodušení, která ovlivňují přesnost výsledků, tak vznikl poměrně rychlý a efektivní CFD model, kterým lze porovnávat jednotlivé varianty předkomůrek a provádět různé citlivostní studie pro optimalizaci její geometrie.

### 3.7.3 3-D CFD model předkomůrkového motoru v programu AVL FIRE

Na pracovišti autora byl vytvořen detailní 3-D CFD model předkomůrkového motoru v programu AVL FIRE [22.] Model byl vytvořen za účelem stanovení popisu dějů uvnitř předkomůrky a v hlavním spalovacím prostoru a také pro porovnání jednotlivých variant navržených předkomůrek.

Pro modelování turbulence byl zvolen LES (Large Eddy Simulation) přístup [23.]. Šíření čela plamene skrze spalovací prostor se při použití předkomůrky výrazně odlišuje oproti spalování s klasickou zapalovací svíčkou (sférické šíření deflagračního plamene). Proto byl použit turbulentní model spalování ECFM-3Z (Extended Coherent Flame Model) [24.]. Nevýhodou tohoto modelu je však to, že nedokáže podchytit lokální chemické efekty, jako je zhášení plamene vlivem nízké teploty atp.. Chemické reakce jsou řešeny pomocí rovnovážného stavu. To znamená, že při použití tohoto modelu spalování, dojde ke spálení veškerého paliva, pokud je k dispozici dostatečné množství kyslíku. Pro predikci tvorby emisí  $\text{NO}_x$  byl zvolen standartní přístup na základě Zeldovičova mechanismu [2.].

Kompletní geometrie spalovacího prostoru motoru včetně ventilů, sacích a výfukových kanálů byla vysítována pomocí nástrojů (FAME Engine+, FAME Hexa) obsažených v programu AVL FIRE. Maximální velikost jednotlivých buněk sítě byla zvolena na základě předchozích zkušeností [25.] na hodnotu 0.6 mm. Pro vnitřní objem předkomůrky byla zvolena poloviční velikost jednotlivých buněk (0.3 mm). Další zjemnění sítě bylo provedeno v oblasti propojovacích otvůrků (0.15 mm). Výsledná síť předkomůrkového motoru je zobrazena na Obr. 12.



Obr. 12. Ilustrační obrázek vytvořené sítě předkomůrkového motoru v prostředí AVL FIRE [29.]

Okrajové a iniciační podmínky výpočtu byly převzaty ze simulačního modelu testovaného motoru v programu GT-Power, který byl kalibrován dle naměřených dat. Vstupní okrajová podmínka, byla definována na ploše reprezentující vstup do sacího kanálu, pomocí vyhodnoceného průběhu tlaku a teploty v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele. Stejným způsobem byla definována i výstupní okrajová podmínka a to na výstupech výfukových kanálů. Poslední okrajová podmínka byla definována na ploše odpovídající vstupu paliva do předkomůrky, kde byl předepsán hmotnostní průtok paliva. Teplota jednotlivých stěn pak byla určena pomocí zjednodušeného konečně prvkového (FEM) modelu z programu GT-Power.

Simulační výpočet byl prováděn minimálně pro pět pracovních cyklů, aby mohl být vyhodnocován vliv mezi-cyklové variability a vývoj jednotlivých parametrů. První cyklus byl z analýzy vyřazen kvůli jeho ovlivnění plynoucí z předepsaných počátečních podmínek. Výpočetní náročnost kompletního modelu motoru je však značná. Pro představu doba výpočtu jednoho pracovního cyklu při využití 192 jádrech procesorů zabere přibližně 4 dny.

## 4 Výsledky

V této kapitole budou prezentovány klíčové výsledky z provedených experimentů a simulačních výpočtů, které dokládají funkčnost navrženého zapalovacího systému a umožňují jeho detailní analýzu a popis. Převážná většina výsledků, uvedených v této kapitole, byla také prezentována v článcích [27.], [28.], [29.], [30.], [31.].

### 4.1 Součinitel přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky

Součinitel přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky ( $\lambda_K$ ) nebylo možné stanovit přímým měřením. Simulační modely však umožňují sofistikovaný odhad součinitele přebytku vzduchu v předkomůrce a v případě použití 3-D CFD modelů dokonce i prostorové rozložení paliva. Přebytek vzduchu, společně s množstvím zbytkových plynů uvnitř předkomůrky a kvalitou promíšení směsi paliva se vzduchem, mají přitom zásadní vliv na její celkovou funkci.

#### 4.1.1 Stanovení součinitele přebytku vzduchu v předkomůrce pomocí 0-D/1-D simulace

Průměrný součinitel přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky lze stanovit pomocí simulačního modelu v programu GT-Power (popsaném v kapitole: 3.7.1). Předkomůrka je modelována stejným objektem jako válec, který využívá tzv. 0-D přístup. To znamená, že veškeré plyny v tomto vyšetřovaném objemu jsou ideálně homogenně promíšeny a to okamžitě po jejich vstupu do toho objemu. Přestože výše uvedený přístup určitým způsobem zkresluje výsledné hodnoty součinitele přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky, není toto zkreslení (chyba) nijak zásadní, jak následně ukáže srovnání s hodnotami z ostatních simulačních modelů. Zlepšení predikce modelu lze dosáhnout pomocí definice tzv. vyplachovací křivky („Scavenging object“), která popisuje míšení čerstvé příchozí směsi se zbytkovými plyny uvnitř sledovaného objemu. Potřebná data, je však možné získat například z provedených 3-D CFD simulací. V tomto ohledu byly společnosti Gamma technologies (výrobce programu GT-Power) poskytnuta potřebná experimentální data a výsledky simulací, na jejímž základě došlo k vylepšení objektu modelující předkomůrku. Tyto zlepšení byla následně zapracována do verze programu GT-Power 2019 ve formě zcela nového objektu („Prechamber object“) určeného právě pro modelování předkomůrky.

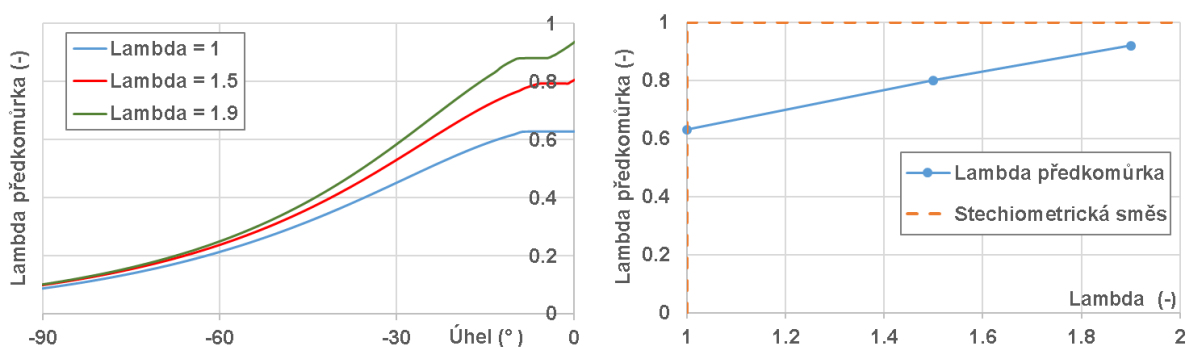
Obr. 13. vlevo ukazuje průběh součinitele přebytku vzduchu v předkomůrce (verze MK12x1.2) v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele pro tři různé celkové součinitele přebytku vzduchu ( $\lambda = 1; 1.5; 1.9$ ; měřena ve výfuku). Simulace byly provedeny při stejném množství přivedeného zemního plynu ( $Q_{K/cyklus} = 2 \text{ mg/cyklus}$ ; odpovídající průměrnému průtoku plynu  $Q_K = 0.15 \text{ Nm}^3/\text{h}^1$ ) skrze plynový kanálek do předkomůrky s malým objemem. Obr. 13. vpravo pak ilustruje vývoj průměrného součinitele přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky v okamžiku horní úvrati pístu (TDC), v závislosti na změně celkového

---

<sup>1</sup> Symbol „Nm<sup>3</sup>“ označuje normovaný metr krychlový za standardních podmínek – při teplotě 0°C a tlaku 101,3 kPa



součinitele přebytku vzduchu ( $\lambda$ ). Z grafu je patrné, že ideálního stechiometrického poměru v předkomůrce je možné dosáhnout při provozu motoru na extrémně chudou směs ( $\lambda > 1.9$ ). Výsledky dále ukazují, že pokud je motor provozován na stechiometrickou směs ( $\lambda = 1$ ), dochází v důsledku lokální obohacení ke vzniku výrazně bohaté směsi uvnitř předkomůrky. Hodnota přebytku vzduchu  $\lambda_K = 0.62$  se blíží k limitům zápalnosti směsi. Tento fakt může vést ke zhoršení stability spalování uvnitř předkomůrky (nebo až k jeho úplnému vynechání) a následně pak může negativně ovlivnit i spalování v hlavním spalovacím prostoru. Obdobné výsledky by byly obdrženy i pro variantu vyplachované předkomůrky se zvětšeným objemem, jelikož zředění směsi uvnitř předkomůrky je dáno podle rovnice 6 strana č. 19, a poměr objemu předkomůrky vůči zbylému kompresnímu objemu (který dosahuje v našem případě maximální hodnoty 5%) lze považovat za zanedbatelný.



Obr. 13. Výsledky simulace v programu GT-Power. Součinitel přebytku vzduchu uvnitř malé předkomůrky ( $\lambda_K$ ) verze MK12x1.2 v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele (vlevo) a  $\lambda_K$  v horní úvrati pístu (TDC) v závislosti na celkovém součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda$  (vpravo).  $Q_{K/cyklus} = 2$  mg/cyklus [30.].

## 4.2 Mechanismus tvorby směsi uvnitř předkomůrky

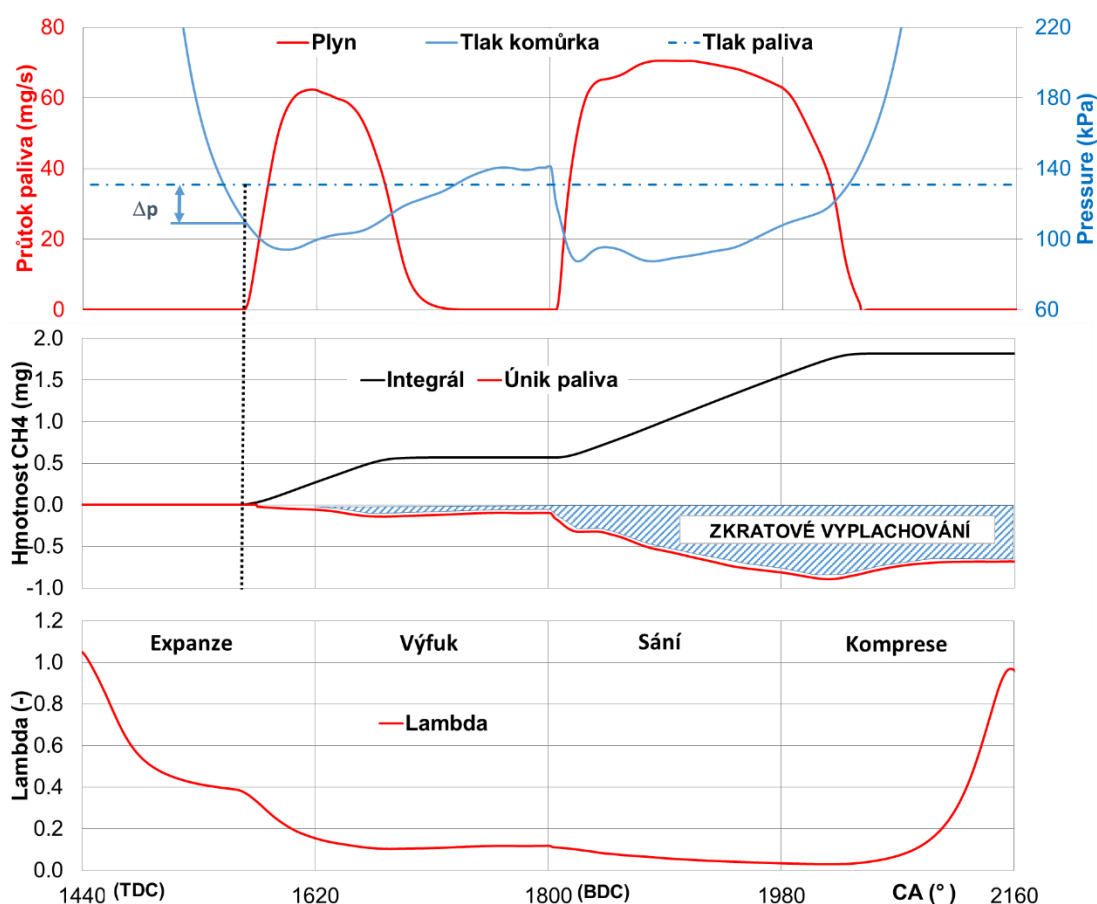
Popis mechanismu tvorby směsi uvnitř předkomůrky bude popsán pomocí zjednodušeného 3-D CFD modelu předkomůrky v programu Fluent ([18.], [27.]). Pro tyto účely byl simulován režim protáčeného motoru s dodávkou plynu pouze do předkomůrky (Režim B). Průtok plynu do předkomůrky byl nastaven stejně jako v experimentu ( $Q_K = 0.2$  Nm<sup>3</sup>/h). Konfigurace vytvořeného modelu byla popsána v kapitole: 3.7.2.

### 4.2.1 Dodávka plynu do předkomůrky

Jak již bylo popsáno dříve, množství přivedeného zemního plynu do předkomůrky je dáno velikostí rozdílu tlaků mezi palivovou soustavou (před zpětným ventilkem) a předkomůrkou. K otevření zpětného ventilku a nátoky paliva dochází v okamžiku, kdy dojde poklesu tlaku v předkomůrce (respektive ve válci) pod hodnotu tlakové ztráty na zpětném ventilku ( $p_{\text{ventilek}} = 20$  kPa)<sup>2</sup>. Jelikož experimentální data poskytují pouze informaci o

<sup>2</sup> Hodnota  $p_{\text{ventilek}}$  lze v případě potřeby měnit dle typu zpětného ventilku. Výrobce nabízí několik variant s tlakovou ztrátou v rozsahu (4÷69)kPa.

průměrném průtoku plynu do předkomůrky, bylo nutné pro CFD simulaci získat data okamžitého hmotnostního průtoku ( $\dot{m}_k$ )<sup>3</sup> v závislosti na otočení klikového hřídele. K tomuto účelu byl využit simulační model v programu GT-Power. Výsledný profil ( $\dot{m}_k$ ) je zobrazen v horní části Obr. 14 společně s průběhem tlaku uvnitř předkomůrky ( $p_k$ ) a vyznačením tlakové ztráty zpětného ventilku ( $\Delta p_v$ ). Podmínky výpočtu: protáčený motor při otáčkách  $1800 \text{ min}^{-1}$  (režim B) s přívodem paliva (zemního plynu) pouze do předkomůrky  $Q_{K/cyklus} = 2 \text{ mg/cyklus}$ .



Obr. 14. Dodávka plynu do malé předkomůrky (MK12x1.2) při  $Q_{K/cyklus} = 2 \text{ mg/cyklus}$ . Výsledky CFD simulace protáčeného motoru při otáčkách  $1800 \text{ min}^{-1}$  (režim B) v programu Fluent – třetí cyklus.

Prostřední graf na Obr. 14 pak ukazuje integrální hodnotu přivedeného plynu (integrál) a množství uniklého plynu do válce vlivem zkratového vyplachování. Množství takto uniklého paliva odpovídá zhruba 37% celkově přivedeného paliva do předkomůrky. Z grafu je dále patrné, že k výraznému úniku paliva z předkomůrky (do válce) dochází až v průběhu sacího zdvihu a tedy po uzavření výfukových ventilů. Je potřeba si také uvědomit, že takto uniklé palivo nelze považovat přímo za ztrátu, jelikož za normálního provozu motoru (režim D) bude pravděpodobně spáleno v hlavním spalovacím prostoru. K reálné ztrátě paliva však může docházet během výfukového zdvihu. Pro daný režim (režim B) dosahovala tato ztráta zhruba 6% celkového množství přivedeného paliva do předkomůrky a tím pádem by neměla zásadním způsobem ovlivnit obsah nespálených uhlovodíků ve výfuku.

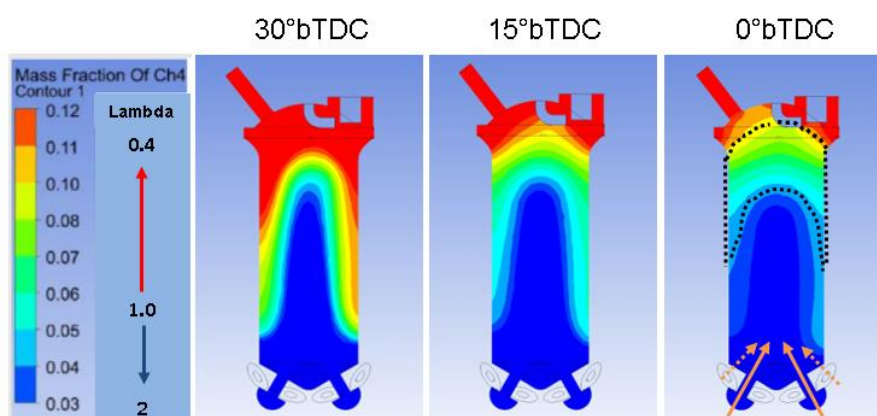
<sup>3</sup> Okrajová podmínka, která je v simulaci použita pro nahrazení funkce zpětného ventilku.

Směs uvnitř předkomůrky je v průběhu kompresního zdvihu ředěna vzduchem (v ostatních případech směsí), který proudí z válce skrze propojovací otvůrky. Tvorba směsi uvnitř předkomůrky je za normálních podmínek provozu motoru ukončena díky nárůstu tlaku v předkomůrce vlivem spalování. Celková hmotnost náplně předkomůrky je určena průběhem kompresního tlaku a teploty. Součinitel přebytku vzduchu ( $\lambda_K$ ) byl vyhodnocen z průměrné hmotnostní koncentrace paliva a vzduchu uvnitř předkomůrky a její průběh je zobrazen na spodním grafu na Obr. 14. V horní úvrati pístu (což je i okamžik blízký přeskočení jiskry), dosahuje složení směsi uvnitř předkomůrky téměř stechiometrického směšovacího poměru. Z tohoto pohledu se tedy jeví, že jsou, v tomto případě, uvnitř předkomůrky vytvořeny ideální podmínky pro spalování.

#### 4.2.2 Prostorové rozložení směsi uvnitř předkomůrky

Kromě průměrného přebytku vzduchu je dalším klíčovým faktorem ovlivňující funkci předkomůrky kvalita promíšení směsi a prostorové rozložení paliva vůči elektrodám zapalovací svíčky. Promíšení směsi je závislé na charakteru vstupujícího proudu a intenzitě turbulence, které jsou primárně určeny geometrií propojovacích otvůrků.

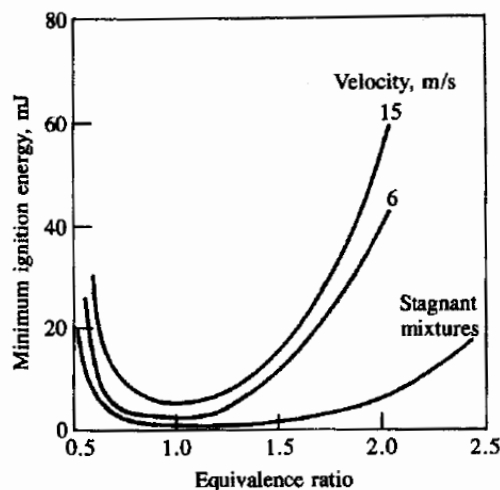
Úhel propojovacích otvůrků předkomůrky (verze – MK 12x1.2) a jejich umístění bylo především navrženo tak, aby došlo k rovnoměrnému rozložení paprsků vystupujícího proudu a tedy i k rovnoměrnému zapálení směsi v hlavním spalovacím prostoru. Obr. 15 ukazuje výslednou hmotnostní koncentraci metanu uvnitř předkomůrky pro tři různé okamžiky otočení klikového hřídele. Červená barva označuje oblast velmi bohaté směsi ( $\lambda \leq 0.5$ ), zatímco modrá barva označuje oblast chudé směsi ( $\lambda \geq 2$ ). Stechiometrickému složení směsi pak odpovídá hodnota 0.055 hmotnostní koncentrace metanu.



Obr. 15. Hmotnostní koncentrace metanu uvnitř předkomůrky (verze MK 12x1.2) při  $Q_{K/cyklus} = 2 \text{ mg/cyklus}$ . Výsledky CFD simulace protáčeného motoru při otáčkách  $1800 \text{ min}^{-1}$  (režim B) v programu Fluent – třetí cyklus.

Výsledky simulace ukazují vznik výrazně vrstvené směsi uvnitř předkomůrky. To je způsobeno soustředným uspořádáním propojovacích otvorů a relativně dlouhou předkomůrkou s malým vnitřním průměrem. Přerušovaná čára pak vyznačuje oblast s dobře předpřipravenou zápalnou směsí. Tato oblast je však poměrně malá a lze také předpokládat, že pouze tato část může poskytnout optimální podmínky pro spalování. Velmi bohatá směs

v okolí elektrod zapalovací svíčky může způsobit zhoršení stability zapalování a zvýšené nároky na zapalovací energii. Minimální velikost zapalovací energie je totiž výrazně závislá na směšovací poměru, rychlosti proudění a intenzitě turbulence [26.]. Bohatá směs a vysoká rychlost proudění v okolí elektrod zapalovací svíčky 5 m/s (stanovená pomocí CFD simulace v okamžiku přeskočení jiskry, 10° bTDC) několikanásobně navyšují požadavek na hodnotu zapalovací energie. Chybějící okysličovadlo pak také brání rozvoji spalování směsi. Obr. 16 ukazuje závislost minimální hodnoty zapalovací energie pro směs propanu a vzduchu na ekvivalentním směšovacím poměru (palivo/vzduch).



Obr. 16. Efekt ekvivalentního směšovacího poměru (palivo/vzduch) a rychlosti proudění na hodnotu minimální požadované zapalovací energie pro směs propanu a vzduchu. Převzato z [1.] strana 435.

Závěrem lze konstatovat, že by do předkomůrky mělo být přivedeno jen takové množství plynu, které by nevedlo k výraznému zhoršení její funkce. A v souvislosti s prezentovanými výsledky, by teoreticky mohlo dojít k zlepšení při umístění jiskřiště hlouběji do prostoru předkomůrky. K přeskočení jiskry by tak docházelo v oblasti s mnohem lepšími podmínkami pro iniciaci zážehu. Skutečná realizace tohoto návrhu je však poměrně obtížná a vyžaduje minimálně speciálně prodlouženou střední elektrodu zapalovací svíčky. V tomto ohledu byla zahájena jednání se společností BRISK Tábor a.s., výrobce zapalovacích svíček.

#### 4.2.3 Vyplachování zbytkových plynů z předkomůrky

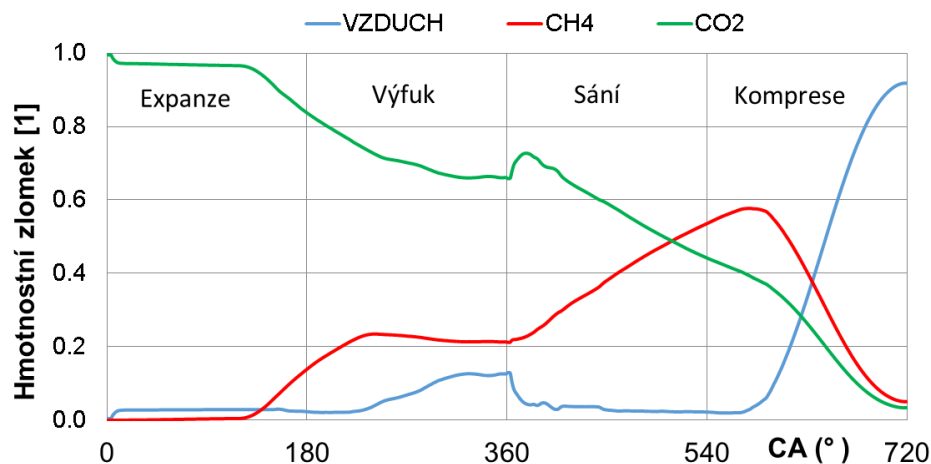
Vyplachovaná předkomůrka je vybavena vlastním přívodem plynu, který umožňuje zlepšení vyplachování horkých zbytkových plynů z předchozího pracovního cyklu. V ideálním případě, by měla být předkomůrka kompletně naplněna vyplachovacím médiem (plynem), jehož minimální přivedené množství by se tedy mělo objemově rovnat objemu samotné předkomůrky.

Účinnost vyplachování, společně s dodávkou relativně chladného plynu, ovlivňuje teplotu náplně předkomůrky. Kombinace těchto efektů, umožňuje zlepšit chlazení předkomůrky, a udržet rozumnou teplotu jejich stěn, aby nedošlo k jejímu tepelnému

poškození. Účinnost vyplachování předkomůrky je ovlivněna její geometrií, tlakovou ztrátou propojovacích otvorů a směřováním a počtem kanálků přivádějící vyplachovací medium.

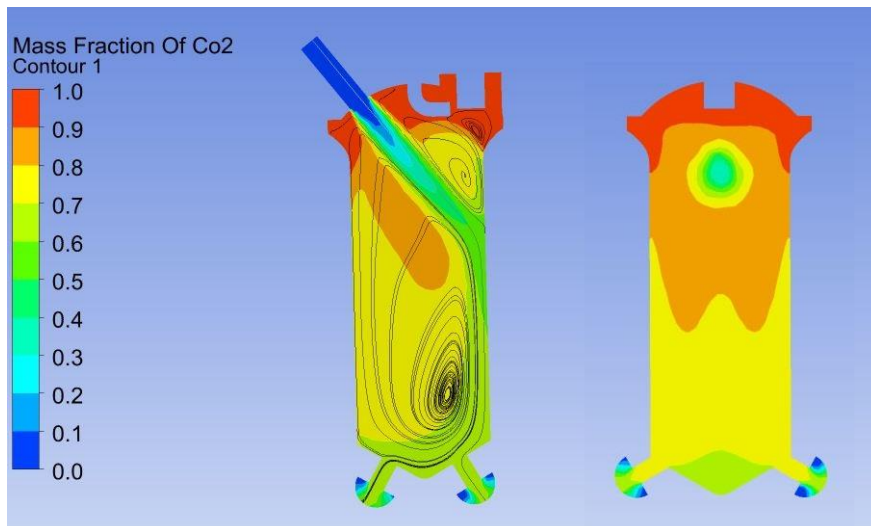
Jak již bylo řečeno, zjednodušený CFD model předkomůrky neobsahuje simulaci spalování. Aby bylo možné vyhodnotit průběh vyplachování předkomůrky, byly změněny iniciační podmínky simulace. Předkomůrka byla na počátku simulace (v horní úvrati pístu) kompletně naplněna oxidem uhličitým ( $\text{CO}_2$ ). Tímto způsobem byly zjednodušeně nahrazeny produkty spalování. Simulace pak následně probíhala za stejných podmínek jako v předchozím případě.

Obr. 17 ilustruje průměrné složení náplně předkomůrky v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele. K výraznému vyplachování zbytkových plynů dochází v okamžiku otevření zpětného ventilku a nátoky plynu do předkomůrky, který je v grafu reprezentován červenou křivkou ( $\text{CH}_4$ ). Přiváděný plyn vytlačuje původní obsah náplně (zbytkové plyny –  $\text{CO}_2$ ) do prostoru válce. Vyplachování předkomůrky je ukončeno na počátku kompresního zdvihu, kdy dojde k obrácení směru toku mezi oběma sledovanými objemy. Další pokles koncentrace  $\text{CO}_2$  je již způsoben pouze v důsledku ředění náplně předkomůrky natékající směsí (v tomto případě vzduchem) z prostoru válce. Na konci kompresního zdvihu obsahovala předkomůrka  $0.84\text{mg CO}_2$ . Toto množství odpovídá 3.3% celkové hmotnostní náplně předkomůrky. Tuto hodnotu lze považovat za velmi dobrou. Průměrný obsah zbytkových plynů ve válci standartního motoru se totiž běžně pohybuje kolem 5%.



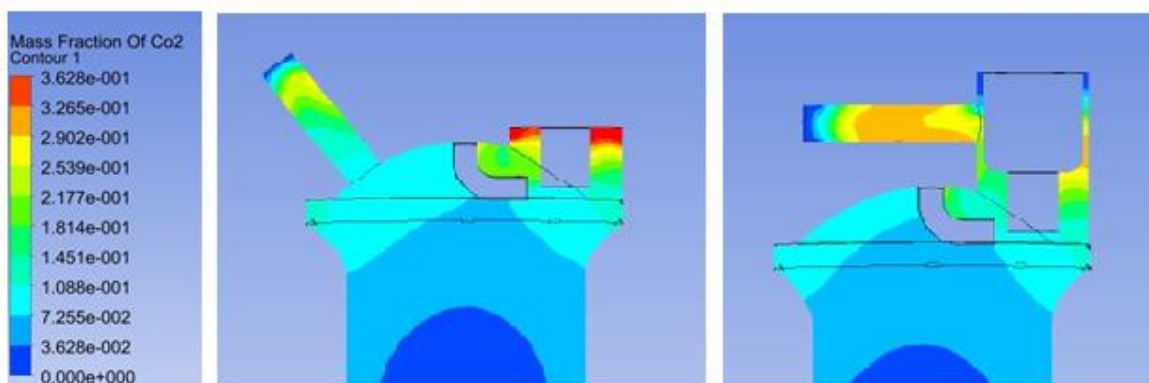
Obr. 17. Hmotnostní koncentrace jednotlivých složek uvnitř předkomůrky. Simulace vyplachování předkomůrky (verze MK 12x1.2) při QK/cyklus = 2 mg/cyklus v programu Fluent.

Pokud se však zaměříme na prostorové rozložení zbytkových plynů uvnitř předkomůrky, zjistíme, že dochází k nežádoucí koncentraci těchto plynů v okolí zapalovacích elektrod. To je způsobeno především nevhodným směřováním přívodního kanálku plynu navržené předkomůrky, který nesměruje do výše zmiňovaného prostoru. Obr. 18 pak zobrazuje hmotnostní koncentraci  $\text{CO}_2$  uvnitř předkomůrky a vizualizaci proudění pomocí proudnic.



Obr. 18. Hmotnostní koncentrace  $\text{CO}_2$  uvnitř předkomůrky (verze MK 12x1.2) a vizualizace proudění pomocí proudnic. Simulace vyplachování předkomůrky v programu Fluent, řez předkomůrkou: A-A vlevo a B-B vpravo.

Na základě uvedených výsledků lze tedy konstatovat, že zlepšení výplachu zbytkových plynů může být dosaženo správným směřováním plynového kanálku a případným navýšením jejich počtu. Proto byla následně provedena úprava návrhu a přiváděný plyn byl nasměřován do prostoru střední elektrody zapalovací svíčky. Tato úprava neměla zásadní vliv na celkový obsah zbytkových plynů uvnitř předkomůrky, avšak došlo k lokálnímu zlepšení v okolí jiskřiště, viz Obr. 19. Tato varianta předkomůrky byla později vyrobena a také experimentálně otestována. Řešení, v podobě přívodu plynu ke střední elektrodě, je také součástí jednoho z patentových nároků v podané patentové přihlášce č.: PS4225CZ [35.].



Obr. 19. Hmotnostní koncentrace  $\text{CO}_2$ . Simulace vyplachování předkomůrky v programu Fluent. Detail horní části předkomůrky s bočním přívodem plynu (vlevo) a s přívodem plynu ke střední elektrodě (vpravo).

Za vyplachovací médium může být samozřejmě zvolen jakýkoliv vhodný plyn. Při reálných experimentech byl testován zemní plyn, propan-butan, vodík a stlačený vzduch. Při použití vodíku, docházelo u předkomůrky s přívodem plynu ke střední elektrodě, k předčasným samozápalům a to zejména v provozních režimech motoru se součinitelem přebytku vzduchu blíží se stechiometrickému směšovacímu poměru. Vodík se totiž

vyznačuje velmi nízkou iniciační energií potřebnou k jeho zapálení. V důsledku jeho průchodu okolo poměrně zahřátých elektrod zapalovací svíčky, pak mohlo dojít k předčasné iniciaci hoření. Velmi malé molekuly vodíku a jeho dobré difuzní vlastnosti umožňují jeho proniknutí až do sání motoru skrze otevřený sací ventil. Následně tak došlo k zapálení dobře předpřipravené směsi uvnitř sacího potrubí. Rychlý nárůst tlaku pak může způsobit poškození sacího traktu motoru. Postupným ochuzováním směsi docházelo k poklesu výskytu, až k úplnému vymizení tohoto jevu. Bezproblémové použití vodíku bylo možné od součinitele přebytku vzduchu  $\lambda > 1.3$ .

Při experimentech byly také zjištěny problémy při použití vzduchu jako vyplachovacího media. Obsažený kyslík, v přívodním vyplachovacím kanálku, a palivo, které do něj pronikalo z prostoru předkomůrky, umožňovalo prohoření tohoto objemu a to až ke zpětnému kuličkovému ventilu. V důsledku toho také došlo k jeho tepelnému poškození. Aby se tomuto poškození zabránilo, měly by být pro tento případ provedeny následující změny. Za prvé, prodloužit délku či zmenšit průměr vyplachovacího kanálku a podpořit tak jeho „zhášecí“ efekt. Případně umístit před zpětný ventil ek zhášecí „labyrint“ z vhodného materiálu. Původní opatření, ocelová vložka se šesti otvory o průměru 0.8 mm a délky 7 mm, se ukázalo jako neúčinné. Za druhé, zajistit dostatečné chlazení zpětného ventilku.

### 4.3 Experimentální ověření funkce vyplachované předkomůrky

Experimentální ověření funkce navržených předkomůrek s malým objemem (viz Tab. 1) byly provedeny na upraveném jednoválcovém motoru G432 (popsaném v kapitole 3.5). V následující kapitole budou prezentovány výsledné parametry předkomůrkového motoru, včetně citlivostních studií vlivu předstihu zážehu, množství přivedeného plynu do předkomůrky a velikosti průměru propojovacích otvůrků [28.].

#### 4.3.1 Parametry předkomůrkového motoru

Parametry jednoválcového nepřepřlňovaného předkomůrkového motoru jsou demonstrovány pomocí výsledků měření s vyplachovanou předkomůrkou verze MK 6x1.2. Data byla získána v ustálených režimech motoru a při konstantních otáčkách  $1800 \text{ min}^{-1}$  s plně otevřenou škrticí klapkou. Motor byl provozován na zemní plyn, který byl přiváděn jak do sání motoru, tak do předkomůrky. Při měření bylo udržováno konstantní množství přivedeného plynu do předkomůrky ( $Q_{K/cyklus} = 5.5 \text{ cm}^3/\text{cyklus}$ ). Předstih zážehu byl nastavován s ohledem na požadavek dodržení konstantní polohy úhlu klikového hřídele, při které dojde ke spálení 50% paliva ( $CA50 = 10^\circ \text{ aTDC}$ ). Tento požadavek je obecně považován za termodynamické optimum zážehového motoru [32.].

Výsledné parametry nepřepřlňovaného motoru jsou zobrazeny na Obr. 20. Postupné zvyšování součinitele přebytku vzduchu, má za následek pokles středního indikovaného tlaku (IMEP). Motor vybavený vyplachovanou předkomůrkou je schopen pracovat v mnohem širším rozsahu součinitele přebytku vzduchu než motor s klasickou zapalovací svíčkou. Limitní hodnota zápalnosti směsi při využití konvenčního zapalovacího systému byla stanovena na hodnotu  $\lambda=1.65$ , [33.]. Zatímco při použití předkomůrky, nepřesahuje koeficient variability  $COV_{IMEP}$  (koeficient variability středního indikovaného tlaku) obecně akceptovatelnou hranici 5% i při  $\lambda=1.9$ . Koeficient variability  $COV_{IMEP}$  je definován podle následujícího vztahu:

$$COV_{IMEP}(\%) = \frac{std\ IMEP}{IMEP} 100 \quad (\text{Rovnice 10})$$

, kde (IMEP) je hodnota středního indikovaného tlaku a (std IMEP) je velikost standartní odchylky od průměrné hodnoty IMEP.

Z výsledků je dále patrné, že předkomůrkový motor je také schopen provozu na stechiometrickou směs, což umožňuje použití standartního tří-cestného katalyzátoru.

Extrémní zředění směsi výrazně snižuje produkci emisí oxidů dusíku (IS NOx) vlivem poklesu maximální teploty v průběhu spalování ( $T_{MAX}$ ). Ta je uvedena v pravém horním grafu na Obr. 20, společně s informací o maximálním tlaku ve válci ( $p_{MAX}$ ). Od  $\lambda>1.8$  dosahují emise NOx hodnoty menší než  $0.5 \text{ g/kWh}^4$ . Tento výsledek ukazuje, že by bylo

---

<sup>4</sup> Maximální hodnota průměrné produkce emisí NOx pro splnění emisní normy EURO VI pro plynový motor nákladního automobilu. Limitní hodnota v přechodových režimech motoru dle WHTC je  $0.46 \text{ g/kWh}$ . Kompletní tabulka emisních limitů je uvedena v příloze str. 81, Obr. 61.

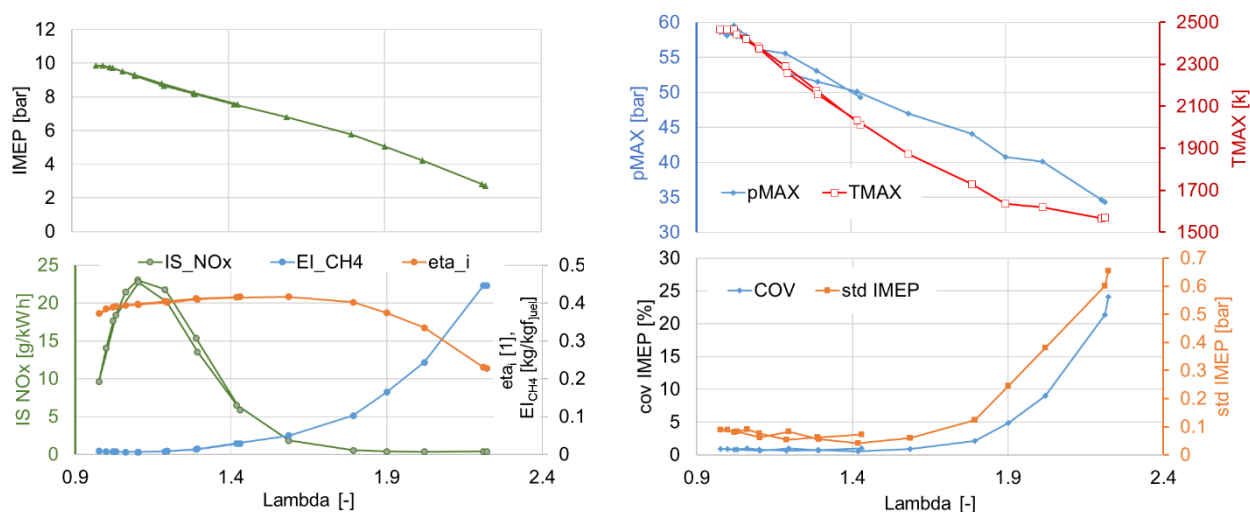


možné splnit současné emisní požadavky na emise NOx a to bez dodatečné úpravy výfukových plynů.

S rostoucím součinitelem přebytku vzduchu však dochází k nárůstu nespálených uhlovodíků a tím i k poklesu indikované účinnosti motoru ( $\eta_{ai}$ ). Množství nespáleného paliva je vyjádřeno pomocí emisního metanového indexu ( $EI_{CH_4}$ ):

$$EI_{CH_4} \left( \frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{paliva}}} \right) = \frac{\text{hmotnostní průtok metanu ve výfukových plynech}}{\text{celková spotřeba paliva}} \quad (\text{Rovnice 11})$$

Zjištění příčin tvorby nespálených uhlovodíků, společně s optimalizací tohoto zapalovacího systému pro dosažení jejich snížení, jsou jedny z hlavních úkolů této práce.



Obr. 20. Parametry nepřepřítvaného motoru s vyplachovanou předkomůrkou (verze MK 6x1.2). Podmínky provozu: otáčky motoru 1800min<sup>-1</sup>, nastavení předstihu zážehu s ohledem na dodržení CA50 = 10° aTDC,  $Q_{K/cyklus} = 5.5 \text{ cm}^3/\text{cyklus}$ .

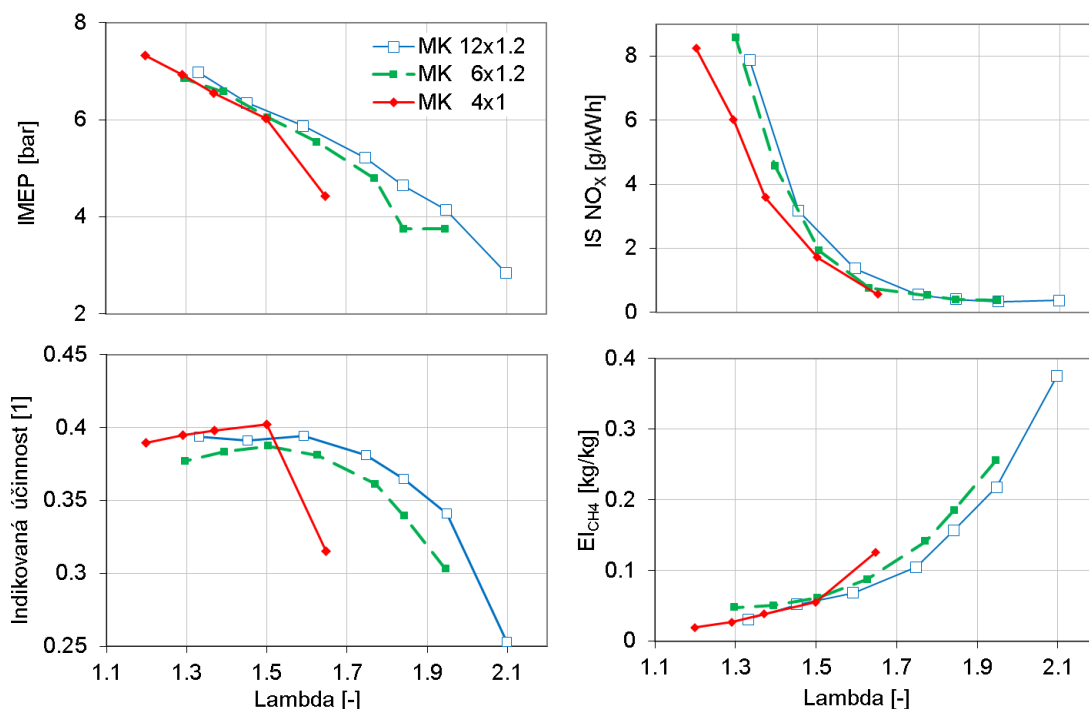
#### 4.3.2 Vliv propojovacích otvůrků

Pro stanovení vlivu geometrie a průtočného průřezu propojovacích otvůrků, bylo navrženo několik variant výměnných spodních částí předkomůrky (viz Tab. 2), které byly experimentálně otestovány, a byl vyhodnocen jejich vliv na celkové parametry motoru. Pro každou z variant bylo stanoveno optimální množství plynu do předkomůrky. Postup pro stanovení optimálního množství byl následující. Množství plynu do předkomůrky bylo postupně zvyšováno a byl sledován vliv na indikovanou účinnost motoru a množství nespálených uhlovodíků (CH<sub>4</sub>). Následně bylo vybráno optimální nastavení, které bylo použito v průběhu celého měření. Pro verzi MK 4x1 bylo použito množství plynu odpovídající  $Q_{K/cyklus} = 0.9 \text{ cm}^3/\text{cyklus}$  ( $Q_K = 0.05 \text{ Nm}^3/\text{h}$ ), pro verzi MK 6x1.2:  $Q_{K/cyklus} = 2.8 \text{ cm}^3/\text{cyklus}$  ( $Q_K = 0.15 \text{ Nm}^3/\text{h}$ ) a pro verzi MK 12x1.2:  $Q_{K/cyklus} = 1.85 \text{ cm}^3/\text{cyklus}$  ( $Q_K = 0.1 \text{ Nm}^3/\text{h}$ ). Podrobněji bude vliv množství přivedeného plynu do předkomůrky popsán v provedené citlivostní studii v Kapitole 4.3.5.

Předstih zážehu byl nastavován s ohledem na požadavek CA50 = 10° aTDC. Měření každé křivky (varianty) bylo prováděno s postupným zvyšováním hodnoty součinitele

přebytku vzduchu až do výrazného zhoršení výkonnostních parametrů motoru, případně do výskytu nepravidelného běhu motoru.

Obr. 21 zobrazuje porovnání výsledných parametrů nepřepřítvaného motoru pro jednotlivé verze testovaných předkomůrek. Předkomůrka s nejmenším průtočným průřezem propojovacích otvorů (MK 4x1), dosahovala z počátku nejlepších výsledků a to ve všech sledovaných parametrech. Avšak po překročení hodnoty  $\lambda > 1.5$ , došlo k výraznému zhoršení stability spalování, při kterém docházelo až k jeho úplnému vynechávání. To způsobilo nárůst nespálených uhlovodíků ( $E_{CH_4}$ ) a strmý pokles indikované účinnosti. V konečném hodnocení pak lze označit jako nejlepší předkomůrku verzi MK 12x1.2.

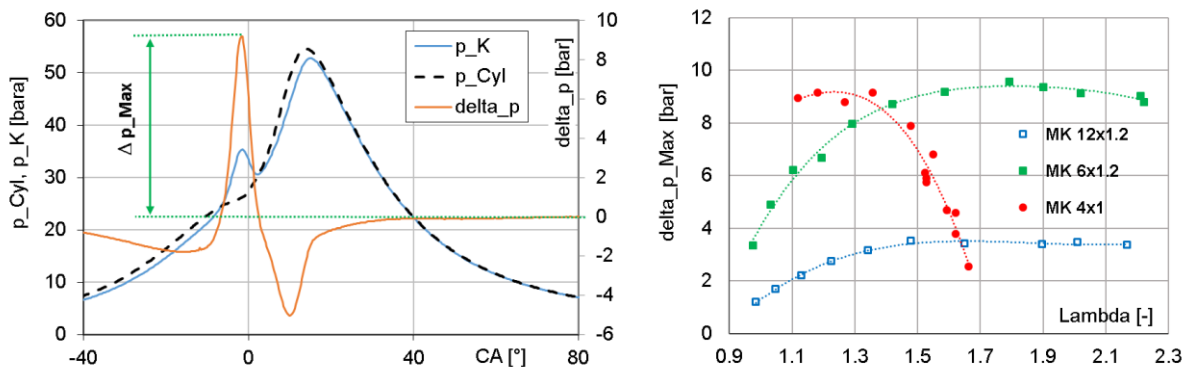


Obr. 21. Parametry nepřepřítvaného motoru s vyplachovanou předkomůrkou – porovnání navržených variant předkomůrek. Podmínky provozu: otáčky motoru  $1800 \text{ min}^{-1}$ , nastavení předstihu zážehu s ohledem na dodržení  $CA50 = 10^\circ$  a TDC.

Průtočný průřez propojovacích otvorů ovlivňuje velikost rozdílu tlaků  $\Delta p$  při výměně náplně mezi jednotlivými objemy. Maximální hodnota tlakového rozdílu  $\Delta p_{MAX}$  je dosažena v průběhu spalování uvnitř předkomůrky. Nejvyšší hodnota  $\Delta p_{MAX}$  byla naměřena u předkomůrky s nejmenším průtočným průřezem (MK 4x1) viz obrázek Obr. 22 vlevo. Jak již bylo popsáno dříve, tlakový rozdíl určuje výstupní rychlost proudu z předkomůrky a hloubku penetrace hlavního spalovacího prostoru. Příliš vysoká rychlost může mít za následek nežádoucí dopadání vystupujících paprsků na protilehlé stěny hlavního spalovacího prostoru. Příliš malý průtočný průřez se také může negativně projevit zhašecím efektem při průchodu čela plamene skrze propojovací otvůrky.

Obr. 22 vpravo zobrazuje závislost  $\Delta p_{MAX}$  na součiniteli přebytku vzduchu. Rozdíl tlaku  $\Delta p_{MAX}$  u předkomůrky MK 4x1 postupně klesá s rostoucím součinitelem přebytku vzduchu, zatímco v ostatních případech narůstá, což v těchto dvou případech svědčí o postupně zlepšujících se podmínkách pro spalování uvnitř předkomůrky. Příčiny tohoto jevu přímo souvisí s přebytkem vzduchu uvnitř předkomůrky (viz Obr. 13) a budou ještě detailněji popsány v kapitole 4.4. Předkomůrka s nejmenším průtočným průřezem pak přestala zcela

fungovat při hodnotě  $\lambda=1.67$ . Nejlepších výsledků, co se týče sledovaných parametrů motoru, bylo dosaženo s předkomůrkou verze MK 12x1.2, kde se hodnota  $\Delta p_{MAX}$  pohybovala okolo 3.5 bar.



Obr. 22. Vlevo: Průběh tlaku ve válci ( $p_{Cyl}$ ), v předkomůrce ( $p_K$ ) a rozdíl tlaků ( $delta_p$ ) v závislosti na úhlu pootočení klikového hřídele. Předkomůrka verze MK 4x1. Podmínky:  $\lambda=1.1$ ,  $Q_{K/cyklus} = 0.9$  mg/cyklus,  $1800 \text{ min}^{-1}$ . Vpravo: Rozdíl tlaků  $delta_p_{Max}$  v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu.

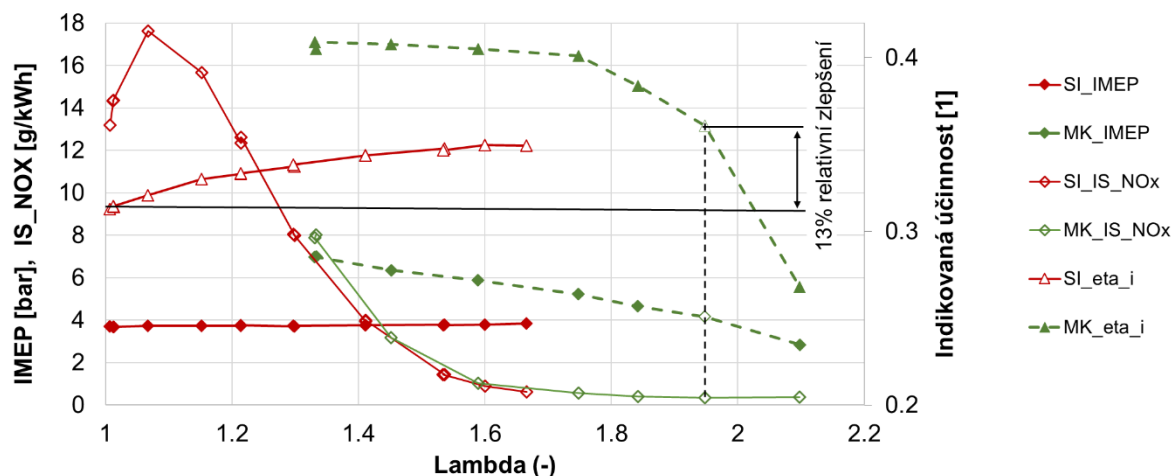
Dále lze konstatovat, že pokud by došlo ke zvětšení objemu předkomůrky, při zachování stejného průtočného průřezu, dojde opět k navýšení hodnoty  $\Delta p_{MAX}$ . Aby nedocházelo k výše jmenovaným nežádoucím efektům, je vhodné opět přizpůsobit i průtočnou plochu propojovacích otvůrků (například tak, jak ji stanovil Gussak v [7.]).

#### 4.3.3 Porovnání parametrů předkomůrkového a zážehového motoru

Experimentální motor, vycházející původně z motoru AVIA D432, byl nejprve upraven pro instalaci a provoz s klasickou zapalovací svíčkou. Takto upravený motor byl detailně proměřen, včetně úplné charakteristiky motoru provozovaného na stechiometrickou směs. Dále byl proveden experimentální průzkum vlivu zředění směsi, při nízkém zatížení, na parametry plynového motoru a stanovení limitu zápalnosti chudé směsi s konvenční zapalovací svíčkou. Výsledky této studie byly prezentovány v článku [33.]. Získaná data pak umožňují přímé porovnání zapalovací svíčky a předkomůrkového zapalovacího systému na totožném motoru.

Červené křivky v grafu na Obr. 23 zobrazují parametry motoru s klasickou zapalovací svíčkou (SI) při rozdílném součiniteli přebytku vzduchu a zachování konstantní hodnoty středního indikovaného tlaku (IMEP = 4bar), který byl regulován pomocí škrticí klapky. Pro srovnání byla vybrána data z motoru s plně otevřenou škrticí klapkou a nejlepší variantou předkomůrky s 12-ti otvůrkami (verze MK 12x1.2, zelené křivky). Přebytek vzduchu byl v tomto případě regulován kvalitativně, pomocí množství přivedeného zemního plynu do sacího potrubí. Porovnáme-li jednotlivé hodnoty indikované účinnosti při stejném výkonu motoru (IMEP = 4bar), dojde v případě předkomůrky k 13 % zlepšení oproti klasické stechiometrické koncepci. Zároveň bylo také dosaženo snížení produkce emisí NOx pod hodnoty menší než 0.5 g/kWh. Výsledky tak ukazují pozitivní přínosy chudé koncepce spalování a potenciál předkomůrkového zapalovacího systému, s nímž by bylo možné dosáhnout splnění emisních limitů NOx, při částečném zatížení motoru, a to bez dodatečné úpravy výfukových plynů.

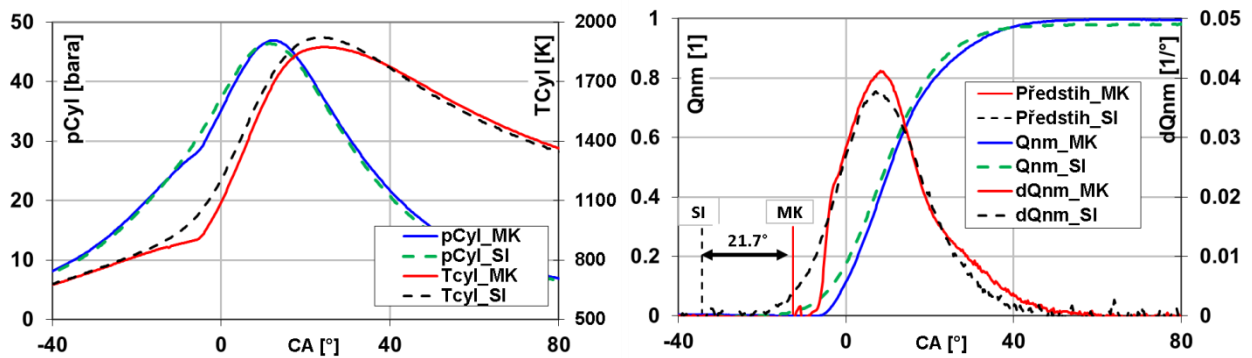
Limitní hodnota součinitele přebytku vzduchu v případě zážehového motoru byla stanovena na hodnotu  $\lambda=1.65$ . Nejnižší dosažené hodnoty emisí NOx pak dosahovaly hodnoty 0.62 g/kWh. Při pokusech o další ochuzení směsi docházelo k výraznému zhoršení stability spalování.



Obr. 23. Porovnání parametrů motorů při konstantních otáčkách 1800 min<sup>-1</sup>: motor s klasickou zapalovací svíčkou (červená barva křivek), motor s vyplachovanou předkomůrkou verze MK 12x1.2 (zelená barva křivek).

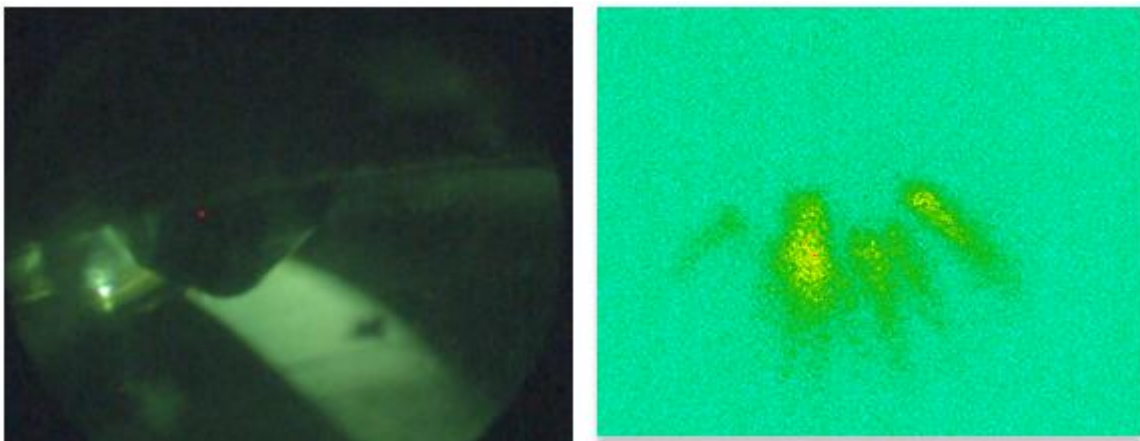
Na Obr. 24 je provedeno srovnání obou zapalovacích systémů za stejných provozních podmínek motoru (1800 min<sup>-1</sup>, IMEP = 6.5 bar, CA50=10° aTDC) a součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda=1.6$ . Předkomůrkový zapalovací systém vykazuje velmi krátkou dobu iniciace zážehu a následně strmý nárůst rychlosti hoření ( $dQ_{nm}$ ) v jeho počáteční fázi. Rozdíl v hodnotě předstihu zážehu je 21.7° otočení klikového hřídel. Rychlost hoření je navýšena díky vícebodovému zapálení směsi v hlavním spalovacím prostoru a zvýšené zapalovací energii. Vysoká rychlost hoření, umožňující použití výrazně pozdějšího předstihu zážehu, by také mohla mít velmi pozitivní vliv na zvýšení odolnosti vůči detonačnímu spalování („klepání“) při vysokém zatížení motoru.

Dvoustupňový průběh rychlosti hoření přesně odpovídá charakteru vystupujícího proudu (Typ II.: „Composite ignition“) z předkomůrky tak, jak ho popsal Yamaguchi v [4.]. Počáteční strmý nárůst  $dQ_{nm}$  je způsoben zapálením směsi pomocí vystupujícího proudu ve kterém převládá hořící směs (plamenné jádro). V důsledku kombinace všech efektů, navýšené turbulence, chemických řetězových reakcí a výskytu jádra plamene, dochází k velmi rychlému spalování. První strmý nárůst  $dQ$  je následován pomalejším růstem v důsledku prostupu dobře rozptýleného zvrásněného čela laminárního plamene skrze zbylý spalovací prostor.



Obr. 24. Porovnání zážehového (SI) a předkomůrkového motoru (MK) s vyplachovanou předkomůrkou verze MK12x1.2. Vlevo - průběh tlaku a teploty ve válci v závislosti na úhlu pootočení klikového hřídele. Vpravo – průběh normovaného výkonu tepla a rychlosti výkonu tepla. Podmínky: IMEP=6.5 bar,  $\lambda=1.6$ ,  $1800 \text{ min}^{-1}$ ,  $CA_{50}=10^\circ \text{aTDC}$ .

Výskyt hořící směsi ve vystupujícím proudu z předkomůrky byl také experimentálně potvrzen na pracovišti autora. Obr. 25 zobrazuje pohled na spodní část instalované předkomůrky ve spalovacím prostoru válce. Na obrázku vpravo je pak snímek, který byl pořízen za běhu motoru (krátce po přeskočení jiskry), pomocí 16-ti bitové digitální kamery skrze vzduchem chlazený endoskop (zařízení AVL Visioskop). Použitá kamera je schopna pořizovat snímky pouze ve viditelném spektru. Na obrázku vpravo jsou zřetelně viditelné obrysy vystupujícího proudu skrze jednotlivé propojovací otvůrky předkomůrky. Zdrojem viditelného záření pak může být právě jen hořící směs, a nikoliv jen aktivované nehořící částice, které vstupují do hlavního spalovacího prostoru. Obrázky ilustrující instalaci endoskopu na zkušebním motoru lze nalézt v příloze na straně 85, viz Obr. 59 a Obr. 60.



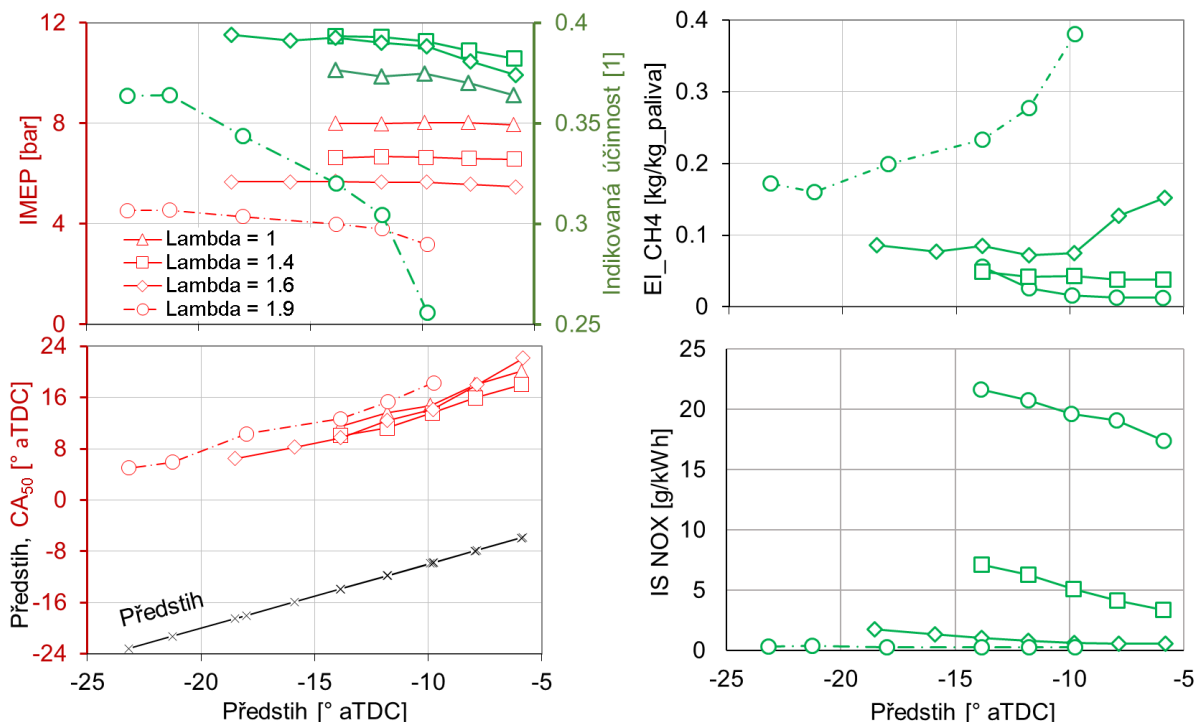
Obr. 25. Snímky pořízené pomocí zařízení AVL Visioscop. Vlevo – pohled na spodní část předkomůrky (verze VK 13x1.5) při zastaveném motoru. Vpravo – snímek výstupního proudu z předkomůrky, pořízený za provozu motoru.

#### 4.3.4 Vliv předstihu zážehu

Časování předstihu zážehu ovlivňuje zásadním způsobem průběh vývinu tlaku ve válci, a tím i efektivní práci pracovního cyklu motoru. Při měření byl předstih zážehu většinou nastavován tak, aby byl splněn požadavek  $CA_{50} = 10^\circ$  aTDC. Tento požadavek je obecně považován za termodynamické optimum zážehového motoru [32.]. Tento předpoklad však nemusí nutně platit i v případě použití předkomůrkového zapalovacího systému a to díky jeho výrazné odlišnosti, co se týče tvorby zápalné směsi uvnitř předkomůrky atd. Jeden z klíčových faktorů, který může ovlivnit optimální nastavení předstihu zážehu, je součinitel přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky ( $\lambda_k$ ). Lokálně obohacená směs uvnitř plynem vyplachované předkomůrky je, v průběhu kompresního zdvihu, ředěna natékající směsí z hlavního spalovacího prostoru. Z hlediska celkové funkce předkomůrky je pak kromě průměrné hodnoty  $\lambda_k$  důležitá i kvalita promíšení směsi uvnitř předkomůrky. Tyto faktory, společně s prostorovým rozložením paliva v okolí zapalovacích elektrod (v okamžiku přeskočení jiskry), ovlivňují zásadním způsobem vhodnost podmínek pro iniciaci zážehu a rozvoj spalování. Klíčové je především to, aby se složení směsi uvnitř předkomůrky pohybovalo v tzv. mezích zápalnosti.

Na Obr. 26 jsou zobrazeny výsledky citlivostní studie vlivu předstihu zážehu na parametry předkomůrkového motoru pro několik úrovní celkového součinitele přebytku vzduchu ( $\lambda$  - změřená ve výfuku). Přívod zemního plynu do předkomůrky byl držen konstantě na hodnotě  $Q_{K/cyklus} = 1.8$  mg/cyklus. Zatímco v oblasti stechiometrické a mírně chudé směsi (případ  $\lambda=1$  a  $\lambda=1.4$ ) nelze pozorovat výrazné změny v jednotlivých parametrech motoru v závislosti na hodnotě předstihu zážehu. V oblasti velmi chudé směsi dochází k výrazným změnám celkové indikované účinnosti motoru. Optimální nastavení předstihu zážehu lze pak nejlépe určit podle minimální hodnoty nespálených uhlovodíků ( $EI_{CH_4}$ ). Pro hodnotu  $\lambda=1.9$  je optimální nastavení předstihu zážehu  $22^\circ$  bTDC, která odpovídá  $CA_{50}=6^\circ$  aTDC. Hodnota úhlu  $CA_{50}$  je tedy rozdílná o pouhé  $4^\circ$  natočení klikového hřídele od původně používaného nastavení (respektive předpokladu  $CA_{50} = 10^\circ$  aTDC). Rozdíl indikované účinnosti, mezi těmito dvěma nastaveními, jsou 2%. Nevýrazná je pak změna v hodnotě emisí  $NO_x$  a to  $0.07$  g/kWh ve prospěch dřívějšího předstihu zážehu.

V ostatních případech ( $\lambda=1; 1.4; 1.6$ ), které se vyznačují „plošší“ závislostí jednotlivých parametrů na hodnotě předstihu zážehu, lze bez problému použít původní předpoklad ( $CA_{50} = 10^\circ$  aTDC). Hodnoty emisí  $NO_x$  také několikanásobně přesahují stanovený limit  $0.5$  g/kWh a pouhým nastavením předstihu zážehu nelze docílit jejich snížení pod akceptovatelnou mez.



Obr. 26. Parametry předkomůrkového motoru – vliv předstihu zážehu. Předkomůrka verze MK 12x1.2,  $Q_{K/cyklus} = 1.8 \text{ mg/cyklus}$ ,  $1800 \text{ min}^{-1}$  [28.].

#### 4.3.5 Vliv množství přivedeného plynu do předkomůrky

Vyplachovaná předkomůrka je vybavena vlastním přívodem plynu, který umožňuje lokální obohacení směsi a zlepšuje vyplachování zbytkových plynů z předchozího pracovního cyklu. K úplnému vypláchnutí předkomůrky dojde tehdy, je-li kompletně naplněna vyplachovacím plynem. V ideálním případě, by se tedy množství přivedeného plynu mělo objemově rovnat objemu samotné předkomůrky (za daných podmínek). Je zřejmé, že pokud je přivedeno menší množství plynu, nemůže dojít ani ke kompletnímu vypláchnutí předkomůrky. Množství plynu však může být omezeno z důvodů dosažení stability zapalovací funkce předkomůrky a to i kvůli již zmíněnému nežádoucímu vrstvení směsi uvnitř předkomůrky, viz kapitola 4.1.1.

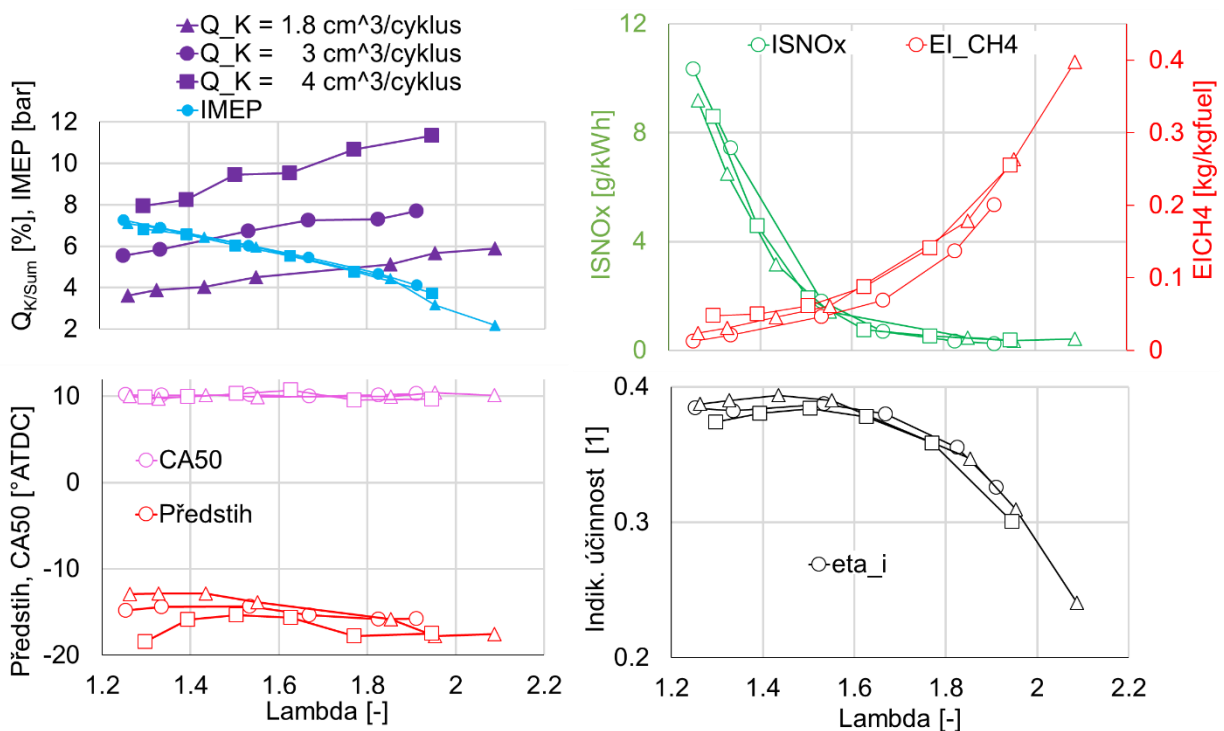
Pokud je do předkomůrky přivedeno větší množství plynu, než se vejde do jejího objemu, plyn vytéká do hlavního spalovacího prostoru. Zde je potřeba si uvědomit, že se nejedná o ztrátu. Mohlo by však v určitých případech<sup>5</sup> docházet k obohacení směsi poblíž propojovacích otvorů předkomůrky. Přebytkový plyn se může následně vracet během kompresního zdvihu zpět do předkomůrky, což může opět vést k přílišnému bohacení směsi. Z výše popsaných důvodů, lze větší množství přiváděného plynu používat jen při provozu motoru s vyšším součinitelem přebyteku vzduchu ( $\lambda > 1.4$ ).

Obr. 27 ukazuje citlivostní studii vlivu množství přivedeného plynu do předkomůrky (verze MK 6x1.2) na parametry motoru. Při experimentu byly testovány tři různé úrovně

<sup>5</sup> Například při startu motoru. V ostatních případech je to méně pravděpodobné. Vlivem intenzivního víření ve válci dojde pravděpodobně k velmi rychlému rozptýlení plynu.

množství plynu do předkomůrky ( $Q_{K/cyklus} = 1.8, 3, 4 \text{ cm}^3/\text{cyklus}$ ). Nejvyšší množství dodaného plynu  $Q_{K/cyklus}$  odpovídá více než dvojnásobku vnitřního objemu předkomůrky. S rostoucí součinitelem celkového přebytku vzduchu, dochází ke zvyšování hodnoty  $Q_{K/Sum}[\%]$ , která udává procentuální hodnotu množství paliva přivedeného do předkomůrky vůči celkovému množství paliva přivedenému do motoru. Hodnota předstihu byla upravována tak, aby byl splněn požadavek pro dodržení hodnoty  $CA50=10^\circ$  aTDC. Výsledky ukazují, že s rostoucí dávkou plynu do předkomůrky se zvětšují i nároky na předstih. Teoreticky je také potřeba mnohem delší doby pro zředění náplně předkomůrky a vytvoření tak vhodnějších podmínek pro rozvoj spalování.

Optimální dávka plynu do předkomůrky může být stanovena podle dosažené indikované účinnosti a množství nespálených uhlovodíků. Pokud by se mělo vybrat pouze jedno nastavení, jeví se pro tuto verzi předkomůrky jako nejvhodnější hodnota  $Q_{K/cyklus} = 3 \text{ cm}^3/\text{cyklus}$ . Z grafu indikované účinnosti je však patrné, že pro rozsah  $\lambda$  ( $1.2 \div 1.55$ ) by bylo vhodnější množství plynu do předkomůrky spíše snížit. Tento trend byl opakovaně sledován u všech testovaných variant předkomůrek. Příčinou je již zmiňovaný vznik extrémně bohaté směsi uvnitř předkomůrky, která má za následek zhoršení funkce předkomůrky a celkové stability spalování. Při provozu motoru poblíž stechiometrické směsi, může být řešením tohoto problému úplné omezení dodávky plynu do předkomůrky. Výsledky měření s nevyplachovanou předkomůrkou budou prezentovány v Kapitole 4.3.6.2.



Obr. 27. Citlivostní studie: vliv množství přivedeného plynu do předkomůrky (verze MK 6x1.2) na parametry motoru [28.].

U většiny testovaných variant předkomůrek, nebyla pozorována výrazná citlivost, co se týče množství přivedeného plynu do předkomůrky, až na výše uvedené extrémní případy ( $\lambda \approx 1$ ). Výraznější problém, z hlediska stability zážehu, byl sledován pouze u verze MK 4x1 (předkomůrka s nejmenším průměrem propojovacích otvůrků), kde mohlo být také použito



nejmenší množství plynu přivedeného do předkomůrky  $Q_{K/cyklus} = 0.9 \text{ cm}^3/\text{cyklus}$ . Při pokusech o navýšení této hodnoty, docházelo k výraznému zhoršení funkce předkomůrky a následně i celkových parametrů motoru.

#### 4.3.6 Vliv objemu předkomůrky

Jedním z hlavních parametrů, který ovlivňuje velikost zapalovací energie předkomůrky je její vnitřní objem. Vnitřní objem definuje maximální množství směsi, které je předkomůrka schopna, za daných podmínek, pojmout. Maximální teoretická zapalovací energie by v ideálním případě byla rovna uvolněnému teplu shořelé směsi v daném objemu. Reálná zapalovací energie je však výrazně nižší a záleží na dalších faktorech. Část čerstvé směsi je vytlačována v důsledku nárůstu tlaku při rozvíjejícím se spalování z předkomůrky ven skrze propojovací otvůrky. Množství takto vytlačené směsi je ovlivněno především polohou jiskřiště [15.] a průtočným průřezem propojovacích otvůrků. Odhad takto uniklé nespálené směsi byl stanoven pomocí více-zónového modelu spalování. Při umístění jiskřiště v horní části předkomůrky, dosahuje uniklé množství nespálené směsi přibližně 45% její celkové náplně. Podstatný vliv na účinnost spalování uvnitř komůrky má i kvalita promíšení směsi, průměrný součinitel přebytku vzduchu a lokální podmínky v okolí zapalovacích elektrod.

Objemu předkomůrky ovlivňuje i celkový kompresní poměr motoru a velikost teplosměnné plochy. Což se při volbě příliš velkého objemu předkomůrky, může negativně projevit na celkové účinnosti motoru.

Za účelem stanovení vlivu objemu předkomůrky bylo provedeno experimentální srovnání dvou předkomůrek (verze MK 12x1.2 a verze VK 12x1.2) se stejnou geometrií propojovacích otvůrků, ale s rozdílným objemem, viz Tab. 2. V případě velké předkomůrky byl její objem více než dvojnásobný oproti menší verzi.

##### 4.3.6.1 Stanovení zapalovací energie předkomůrky při částečně protáčeném motoru

Pro stanovení zapalovací energie předkomůrky byl používán částečně protáčený motor (režim C), který byl také označován jako režim „spalování pouze v předkomůrce“. Tento provozní režim sloužil pro vyhodnocení účinnosti spalování v samotné předkomůrce a také k experimentálnímu stanovení velikosti její zapalovací energie (respektive vývinu tepla). Motor byl protáčen pomocí dynamometru při konstantních otáčkách se zapnutým zapalováním (docházelo k přeskoku jiskry). Palivo bylo přiváděno pouze do předkomůrky.

Tab. 6 ukazuje teoretickou velikost přivedené energie v palivu, které bylo přivedeno do předkomůrky a skutečné velikosti vývinu tepla, které bylo vyhodnoceno z celkové účinnosti spalování, na základě metanového emisního indexu. Porovnání ukazuje, že velká předkomůrka dosahuje více než dvojnásobného navýšení energie. Dále je potřeba podotknout, že velikost uvolněné energie je více než (700-2000) krát větší než je zapalovací energie uvolněná při jiskrovém výboji standardní zapalovací svíčky ( $\cong 30 \text{ mJ}$ ), [27.].

Nejvyšší účinnosti spalování je v obou případech dosaženo právě, když se množství přivedeného plynu rovná objemu samotné předkomůrky ( $Q_{K/cyklus} / V_K = 1$ ). Přestože další

zvýšování množství přivedeného plynu vede k poklesu účinnosti spalování, dochází k dalšímu navýšení celkově uvolněného tepla. Zde je vhodné také připomenout fakt, že nespálené palivo, nemusí nutně znamenat ztrátu, jelikož bude pravděpodobně spáleno, při normálním provozu motoru, v hlavním spalovacím prostoru. Z výsledků bylo dále stanoveno, že v předkomůrce dojde ke spálení maximálně (30 až 36)% celkově přivedeného paliva, zbytek je vytlačen do spalovacího prostoru válce.

Tab. 6. Určení zapalovací energie vyplachované předkomůrky

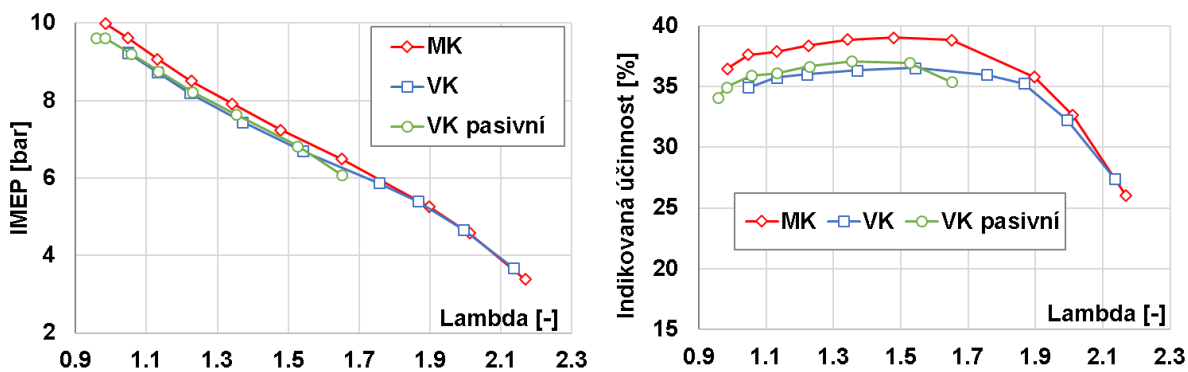
Předkomůrka	Malá – MK 12x1.2		Velká – VK 12x1.2	
	Průměrný průtok paliva do předkomůrky – $Q_K$ (m <sup>3</sup> /h)	0.1	0.2	0.2
Množství plynu do předkomůrky – $Q_{K/cyklus}$ (cm <sup>3</sup> /cycle)	1.9	3.7	3.7	7.6
Objemový poměr: $Q_{K/cyklus} / V_K$	0.96	1.93	0.9	1.85
Celková teoretická energie paliva (J/cyklus)	66	133	133	273
Účinnost spalování (0÷1)	0.3	0.19	0.36	0.26
Uvolněné teplo (J/cyklus)	19.9	25.2	47	69.5

#### 4.3.6.2 Vliv objemu předkomůrky na parametry motoru

V této části práce jsou porovnány základní parametry nepřepřítňovaného plynového motoru s rozdílným objemem předkomůrky: malá předkomůrky (MK 12x1.2) = 1.92cm<sup>3</sup> a velká předkomůrka (VK 12x1.2) = 4.1cm<sup>3</sup>, při zachování stejného průřezu a geometrie propojovacích otvorů [30.].

Podmínky experimentu: motor byl provozován čistě na zemní plyn při konstantních otáčkách 1800 min<sup>-1</sup> a s plně otevřenou škrticí klapka. Průtok přiváděného zemního plynu do předkomůrky byl v případě malé předkomůrky 0.15 m<sup>3</sup>/h a 0.2 m<sup>3</sup>/h v případě velké předkomůrky. Předstih zážehu byl nastavován pro každý měřený bod s ohledem na dodržení požadavku CA 50 = 10°aTDC. Požadovaná hodnota součinitele přebytku vzduchu byla nastavována pomocí změny průtočného průřezu plynu ústícího do směšovače.

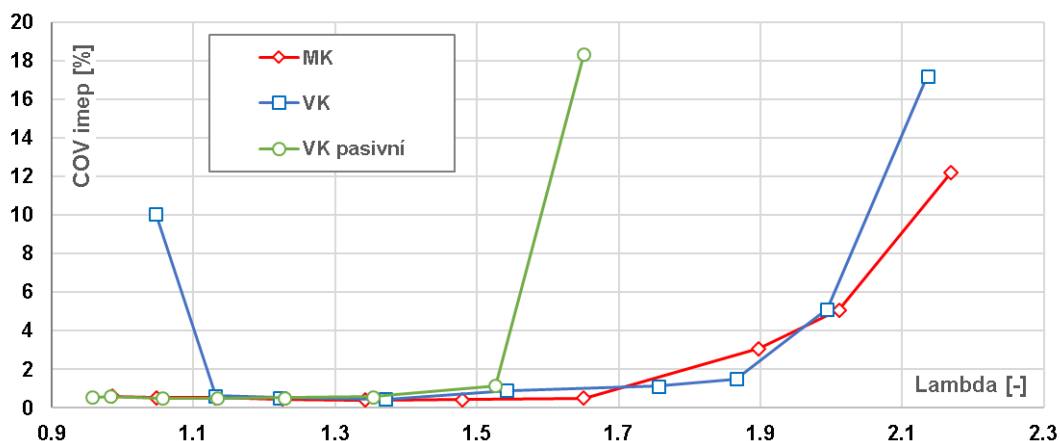
Na Obr. 28 je zobrazeno přímé srovnání parametrů motoru v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu. Porovnání ukazuje, že předkomůrka s větším objemem (VK) dosahuje mnohem horších parametrů, než předkomůrka s menším objemem (MK). Nižší dosažené hodnoty IMEP a indikované účinnosti, mohou být způsobeny díky menšímu kompresnímu poměru, nižší účinnosti spalování a větší teplosměnné ploše. Navíc došlo k výraznému zhoršení její funkce v provozní oblasti se součinitelem přebytku vzduchu  $\lambda=(1\div 1.1)$ . Při experimentech docházelo někdy až k úplnému vynechání spalování. Nepravidelnost běhu motoru je pak demonstrována pomocí koeficientu variability  $COV_{IMEP}$  v grafu na Obr. 29.



Obr. 28. Porovnání malé (MK) a velké vyplachované předkomůrky (VK) společně s velkou nevyplachovanou předkomůrkou (VK pasivní). Střední indikovaný tlak (IMEP) a indikovaná účinnost v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu.

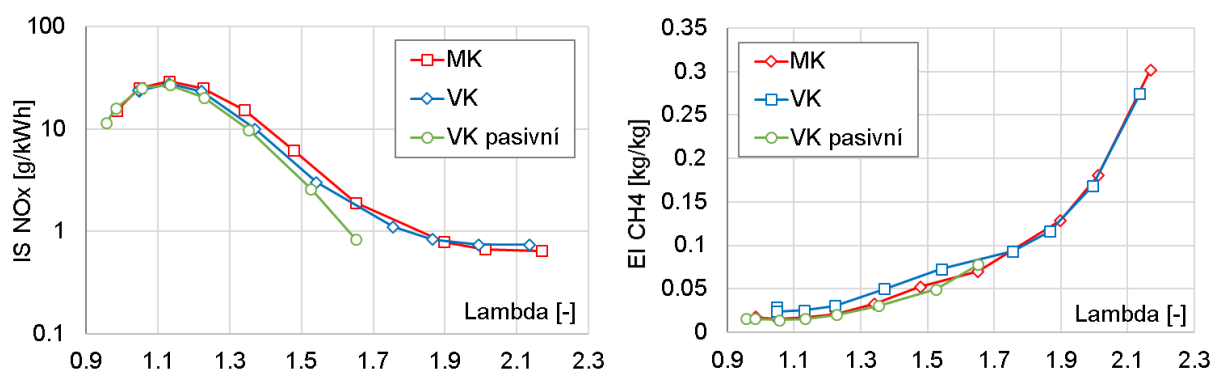
Předchozí zjištění vedla k závěru, že zhoršení funkce předkomůrky je způsobena extrémně bohatou směsí uvnitř předkomůrky, která se pohybuje za mezí zápalnosti. Proto bylo u velké předkomůrky přistoupeno k pokusu s nevyplachovanou předkomůrkou (VK pasivní). Nevyplachovaná předkomůrka vykazovala zlepšení indikované účinnosti a také stability běhu motoru v rozsahu součinitele přebytku vzduchu  $\lambda=(0.95\div 1.5)$ . Z grafu na Obr. 29 je dále zřejmé, že pasivní mód předkomůrky nelze využít pro zapálení chudší směsi než  $\lambda>1.55$ , protože opět naráží na problém se zápalností směsi. Nabízí se však možnost využití kombinace vyplachované a nevyplachované předkomůrky, což je při realizaci, pouze záležitostí řízení dodávky plynu podle vhodných parametrů (například podle součinitele celkového přebytku vzduchu  $\lambda$  atd.). Tato strategie řízení by umožnila zlepšení celkových parametrů motoru v mnohem širším rozsahu provozních podmínek.

Provoz nevyplachované předkomůrky může mít však negativní dopad na teplotu samotného dílu předkomůrky. Díky chybějícímu vyplachování horkých zbytkových plynů, může dojít k jejímu tepelnému poškození a to především v její spodní části v okolí propojovacích otvůrků. Proto je nutné zajistit její dostatečné chlazení, například vhodně provedeným externím obtokem chladicí kapaliny.



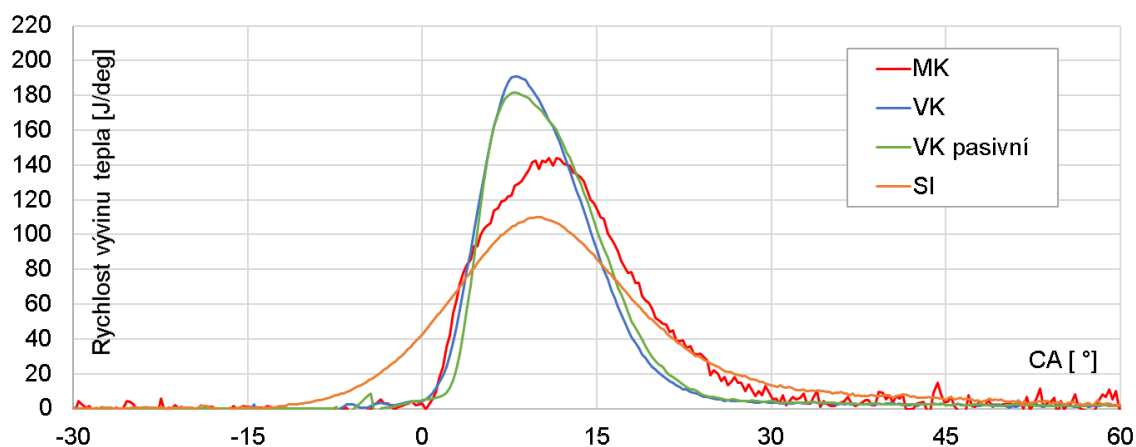
Obr. 29. Koeficient variability středního efektivního tlaku ( $COV_{IMEP}$ ) v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu. Porovnání malé (MK) a velké vyplachované předkomůrky (VK) společně s velkou nevyplachovanou předkomůrkou (VK pasivní).

Obr. 30 zobrazuje porovnání emisních parametrů motoru pro jednotlivé varianty předkomůrek. Přestože by předkomůrka s větším objemem měla mít i větší zapalovací energii (viz Kapitola 4.3.6.1), nebylo dosaženo očekávané snížení produkce nespálených uhlovodíků (v grafu vyjádřeno pomocí emisního indexu metanu EI CH<sub>4</sub>) a ani rozšíření pracovní oblasti motoru, co se týče součinitele přebytku vzduchu. Vyšší součinitel přebytku vzduchu by mohl vést k dalšímu snížení produkce emisí NO<sub>x</sub> v surových spalínách. Snížení množství nespálených uhlovodíků, se v případě velké předkomůrky, povedlo jen díky využití pasivního módu, avšak pouze v oblasti  $\lambda=(0.95\div 1.55)$ . Hodnoty emisí, v tomto případě, dosahují téměř stejné úrovně, jako je tomu u malé předkomůrky.



Obr. 30. Emisní parametry předkomůrkového motoru v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu. Porovnání malé (MK) a velké vyplachované předkomůrky (VK) společně s velkou nevyplachovanou předkomůrkou (VK pasivní).

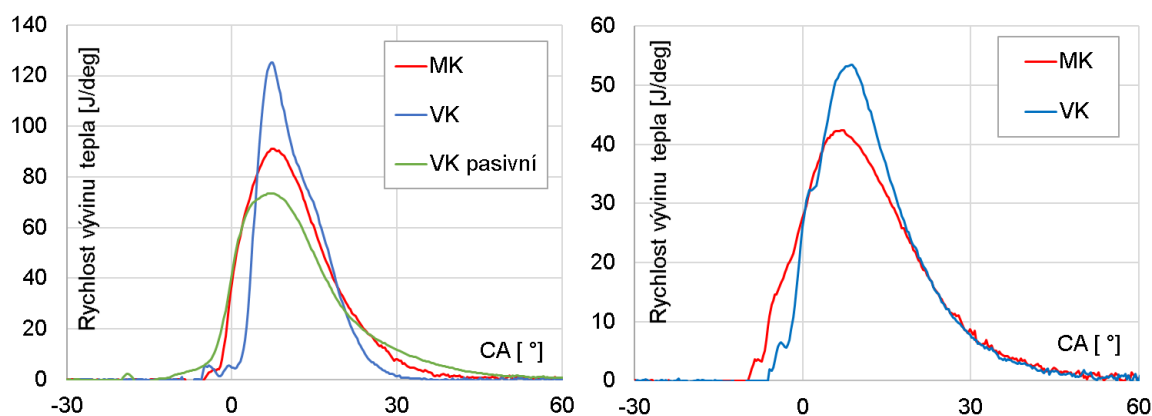
Obr. 31 ukazuje porovnání rychlosti vývinu tepla ve válci pro průměrný pracovní cyklus a součinitel přebytku vzduchu, který se blíží stechiometrickému směšovacímu poměru. Z grafu je vidět, že při použití předkomůrky dochází k výraznému nárůstu rychlosti spalování oproti konvenční zapalovací svíčke (SI). Rychlost hoření je navýšena díky vícebodovému zapálení směsi v hlavním spalovacím prostoru a zvýšené zapalovací energii. Vyšší zapalovací energie předkomůrky s velkým objemem se projevuje v dalším navýšení rychlosti spalování a to jak v jejím aktivním (vyplachovaném) módu, tak v pasivním (nevyplachovaném) módu.



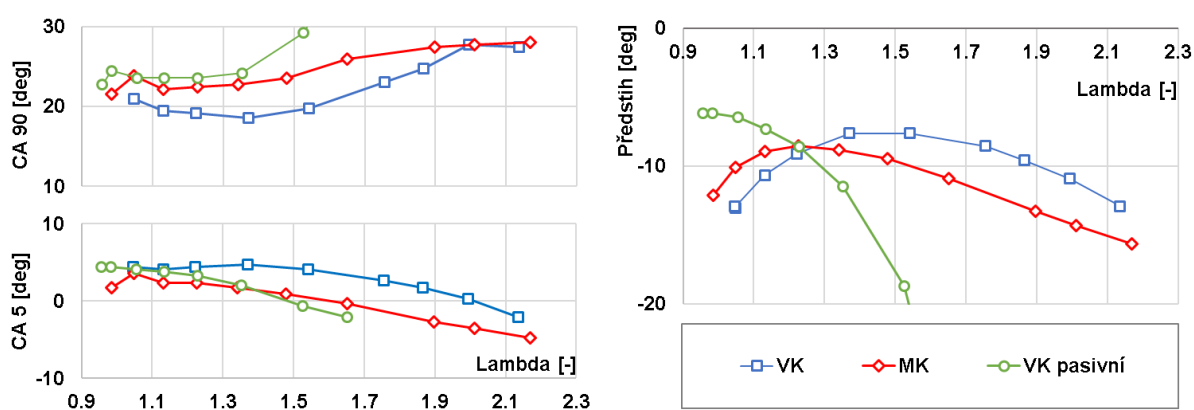
Obr. 31. Rychlost vývinu tepla – průměrný pracovní cyklus,  $\lambda=1.05$ . Porovnání malé (MK) a velké vyplachované předkomůrky (VK) společně s velkou nevyplachovanou předkomůrkou (VK pasivní) a standardní zapalovací svíčkou (SI).

Obr. 32 ukazuje porovnání rychlosti vývinu tepla při „chudém spalování“ ( $\lambda=1.5$  a  $\lambda=2$ ). Při součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda=1.5$  (Obr. 32 vlevo) je stále vidět výrazný rozdíl mezi malou a velkou vyplachovanou předkomůrkou. Nevyplachovaná předkomůrka, za těchto podmínek, vykazuje nejpomalejší rychlost spalování. A při dalším ochuzení směsi již docházelo k výraznému zhoršení stability spalování.

Při součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda=2$  (Obr. 32 vpravo) a vyšším nejsou již rozdíly mezi jednotlivými komůrkami tak výrazné. Jak ukazují jednotlivá srovnání, použitím předkomůrky se zvětšeným objemem lze dosáhnout mnohem vyšší rychlosti spalování. V důsledku toho je zkrácena celková doba hoření a může být použit i mnohem menší předstih zážehu viz Obr. 33. Jak již bylo řečeno, předstih zážehu byl nastavován pro každý měřený bod s ohledem na dodržení požadavku  $CA_{50} = 10^\circ aTDC$ . Veškerá prezentovaná data byla získána při konstantních otáčkách motoru  $1800 \text{ min}^{-1}$ . Stejná měření byla provedena i pro otáčky motoru  $1200 \text{ min}^{-1}$  a  $2400 \text{ min}^{-1}$ . Výsledky při různých otáčkách dosahovaly obdobné trendy.



Obr. 32. Rychlost vývinu tepla – průměrný pracovní cyklus,  $\lambda=1.5$  (vlevo),  $\lambda=2$  (vpravo). Porovnání malé (MK) a velké vyplachované předkomůrky (VK) společně s velkou nevyplachovanou předkomůrkou (VK pasivní).



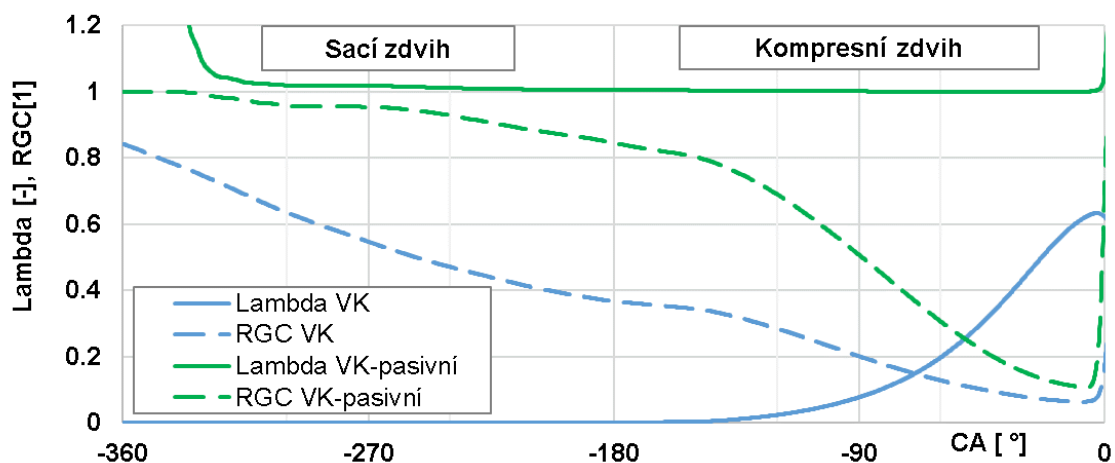
Obr. 33. Předstih zážehu,  $CA_{5}$  a  $CA_{90}$  v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu, při konstantních otáčkách motoru  $1800 \text{ min}^{-1}$  a  $CA_{50} = 10^\circ aTDC$ . Porovnání malé (MK) a velké vyplachované předkomůrky (VK) společně s velkou nevyplachovanou předkomůrkou (VK pasivní).

Závěrem lze konstatovat, že pouhé zvětšení objemu předkomůrky (bez úprav průtočného průřezu propojovacích kanálků, či zlepšení promíšení směsi uvnitř předkomůrky atd.) vedlo pouze ke zkrácení doby hoření a nižším požadavkům na předstih zážehu. Nebylo

však dosaženo rozšíření provozního rozsahu motoru (co se týče navýšení  $\lambda$ ). Navíc došlo v případě velké vyplachované předkomůrky v rozsahu  $\lambda=(1\div 1.75)$  ke zhoršení celkových parametrů motoru. Podrobnější vysvětlení příčin zhoršení funkce velké předkomůrky poskytne následující kapitola 4.4.

#### 4.4 Výsledky 3-D CFD modelu předkomůrkového motoru v programu AVL Fire

3-D CFD model předkomůrkového motoru [29.], který byl popsán v Kapitole 3.7.3, umožňuje komplexní popis dějů, a to jak v samotné předkomůrce, tak v hlavním spalovacím prostoru. LES přístup dokáže velmi dobře predikovat počáteční fázi cyklu, jako je míšení směsi, víření ve válci atp., čímž umožňuje zjistit podmínky před začátkem spalování. Výsledky, kromě jiného, pomáhají vysvětlit příčiny zhoršené funkce vyplachované předkomůrky, v oblasti provozu motoru se součinitelem přebytku vzduchu blíží se stechiometrickému směšovacímu poměru. Obr. 34 zobrazuje porovnání obsahu zbytkových plynů (RGC) a součinitel přebytku vzduchu uvnitř velké vyplachované a nevyplachované předkomůrky (verze VK12x1.2). Simulace byla provedena pro provozní režim motoru se stechiometrickou směsí. Množství přivedeného zemního plynu ( $Q_k$ ), v případě vyplachované předkomůrky, bylo  $3.7 \text{ cm}^3/\text{cyklus}$ . Přestože přiváděný plyn do předkomůrky výrazně zlepšuje počáteční průběh jejího vyplachování, celkový obsah zbytkových plynů uvnitř předkomůrky se před začátkem spalování (poblíž horní úvrati pístu) ve výsledku příliš neliší. V případě nevyplachované předkomůrky se hodnota pohybuje okolo 10.7% a u vyplachované předkomůrky 6.3%. U nevyplachované předkomůrky dochází k mnohem pozvolnějšímu úbytku zbytkových plynů, který je dán výtokem obsahu její náplně v důsledku poklesu tlaku ve válci při sacím zdvihu motoru. Mnohem výraznější vliv na celkový obsah zbytkových plynů uvnitř předkomůrky má tedy ředicí poměr ( $i_k$ ), což dokazují i patřičné průběhy v pravé části grafu na Obr. 34 odpovídající kompresnímu zdvihu motoru.



Obr. 34. Obsahu zbytkových plynů (RGC) a součinitel přebytku vzduchu uvnitř velké vyplachované (VK) a nevyplachované (VK-pasivní) předkomůrky verze VK12x1.2. Výsledky CFD simulace pro provozní režim motoru se stechiometrickou směsí,  $1800 \text{ min}^{-1}$ ,  $Q_k=3.7 \text{ cm}^3/\text{cyklus}$ .

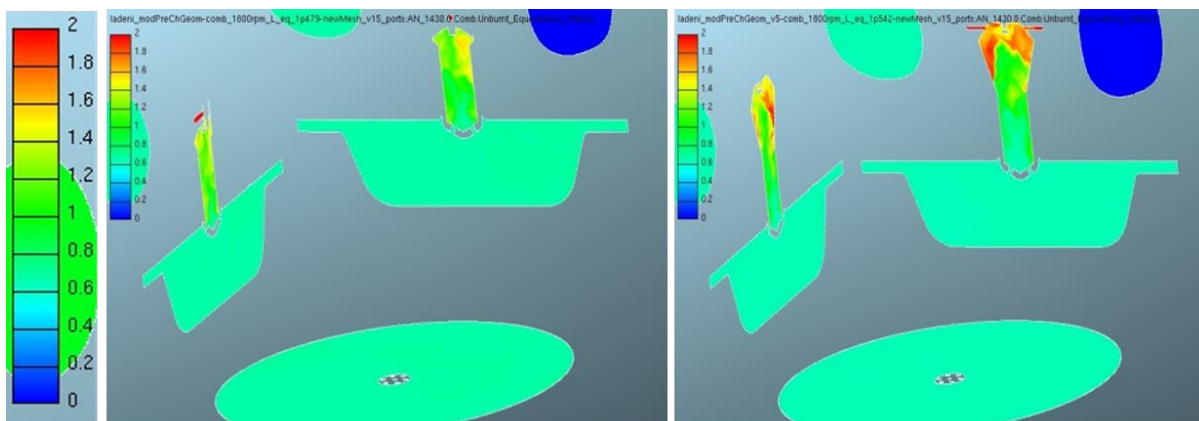
Průběh průměrného součinitele přebytku vzduchu uvnitř vyplachované předkomůrky ukazuje extrémně bohatou směs ( $\lambda_k=0.62$ ) poblíž horní úvrati pístu, a tedy i okamžiku přeskočení jiskry. Takto bohatá směs se již pohybuje na hranici samotné mezi zápalnosti a je

jedním z důvodů, proč velká vyplachovaná předkomůrka vykazovala výrazné zhoršení funkce při provozu motoru v okolí stechiometrického složení směsi. Při pasivním módu předkomůrky, je  $\lambda_K$  shodná s hodnotou celkového součinitele přebytku vzduchu ve válci ( $\lambda = \lambda_K = 1$ ). V tomto případě došlo při experimentech k výraznému zlepšení funkce předkomůrky a celkových parametrů motoru jako je indikovaná účinnost, mezi-cyklová variabilita atp.

Dalším velmi důležitým faktorem je celková homogenita náplně uvnitř předkomůrky a rozložení směsi v okolí zapalovacích elektrod. Na Obr. 35 je zobrazeno porovnání malé a velké vyplachované předkomůrky, které zobrazuje prostorové rozložení směsi pomocí ekvivalentního poměru (palivo/vzduch) a to 10° před horní úvratí pístu (okamžik přeskočení jiskry). Mnohem podrobněji pak lze sledovat postupný vývoj tvorby směsi uvnitř předkomůrky na Obr. 63 a Obr. 64 v příloze. Zelená barva odpovídá stechiometrickému složení směsi, zatímco červená barva extrémně bohaté směsi. Průtok plynu do velké předkomůrky byl nastaven na hodnotu  $Q_K = 0.2 \text{ Nm}^3/\text{h}$ , zatímco u malé předkomůrky na hodnotu  $Q_K = 0.15 \text{ Nm}^3/\text{h}$ .

Velká předkomůrka se vyznačuje mnohem horší homogenitou náplně, než je tomu u malé předkomůrky a také výrazněji bohatší směsí v její horní části. Hlavním důvodem může být to, že zvětšení objemu bylo dosaženo převážně jejím délkovým prodloužením a to kvůli omezeným zástavbovým rozměrům v její spodní části. V důsledku toho by bylo zapotřebí mnohem více času na lepší promíšení směsi. Výše popsané důvody poskytují vysvětlení pro výrazné zhoršení funkce velké vyplachované předkomůrky při provozu motoru v okolí stechiometrického složení směsi. Dále můžeme konstatovat, že součinitel přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky a prostorové rozložení směsi v okolí zapalovacích elektrod mají na celkovou funkci předkomůrky mnohem větší vliv, než obsah zbytkových plynů.

Na základě všech předchozích poznatků, můžeme také stanovit mez zápalnosti směsi v samotné předkomůrce. Z provedených experimentů a následného dopočtu průměrného součinitele přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky ( $\lambda_K$ ), byly stanoveny mezní hodnoty zápalnosti směsi v rozsahu  $\lambda_K = (0.62 \div 1.55)$ . Přičemž hodnota  $\lambda_K = 0.62$  odpovídá provozu motoru při stechiometrickém složení směsi s vyplachovanou předkomůrkou. Druhá mezní hodnota pak odpovídá pasivnímu módu předkomůrky při provozu motoru se stejným součinitelem přebytku vzduchu jako je ve válci ( $\lambda = \lambda_K = 1.55$ ). Obě tyto mezní hodnoty vykazovaly při experimentech výrazné zhoršení funkce předkomůrky a stability běhu motoru. Proto by se hodnota  $\lambda_K$  měla pohybovat spíše v užším rozsahu, například  $\lambda_K = (1 \div 1.5)$ , což by mělo být zajištěno pomocí vhodně řízené dodávky plynu do předkomůrky.

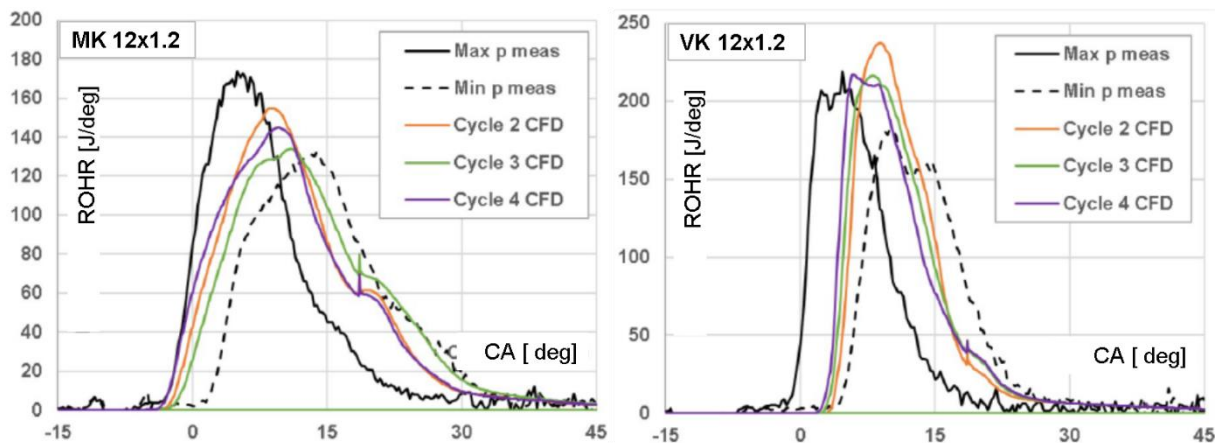


Obr. 35. Porovnání prostorového rozložení směsi pomocí ekvivalentního poměru (palivo/vzduch),  $10^\circ$  před horní úvratí pístu. Vlevo: malá vyplachovaná předkomůrka (MK12x1.2), vpravo: velká vyplachovaná předkomůrka (VK12x1.2). Výsledky CFD simulace pro provozní režim motoru se součinitelem přebytku vzduchu  $\lambda=1.5$ .

Spalování je v CFD modelu simulováno pomocí turbulentního modelu hoření ECFM-3Z [24.], který umožňuje získat dostatečně přesné výsledky, co se týče rychlosti vývinu tepla ve válci (ROHR). Použitý model hoření, založený na zjednodušeném přístupu chemického rovnovážného stavu<sup>6</sup>, však nedokáže zachytit některé chemické efekty, jako je například lokální zhášení plamene díky nízké teplotě atp. Nepřesnost výsledků ROHR pak narůstá, čím více se vzdaluje složení směsi od ideálního stechiometrického směšovacího poměru. Obr. 36 ukazuje porovnání experimentálně získaných dat s CFD výsledky pro součinitel přebytku vzduchu  $\lambda=1.05$ . Černé čáry reprezentují rychlost vývinu tepla ve válci vyhodnocené z naměřených cyklů s nejvyšším a nejnižším dosaženým spalovacím tlakem (Max p meas a Min p meas). Z grafů je patrné, že veškeré výsledné křivky ze simulace CFD, leží právě uvnitř „hraničních“ případů získaných z naměřených dat, které jsou dány mezi-cyklovou variabilitou. V grafu jsou vyneseny pouze tři simulované cykly, první cyklus byl vynechán díky jeho možnému ovlivnění vlivem předepsaných počátečních podmínek. Výsledky simulace dále ukazují poměrně dobrou shodu s experimentem a dokládají tak kvalitu kalibrace samotného CFD modelu. V neposlední řadě by mělo být poukázáno na to, že modelování pomocí LES přístupu umožňuje zachytit i mezi-cyklovou variabilitu [34.].

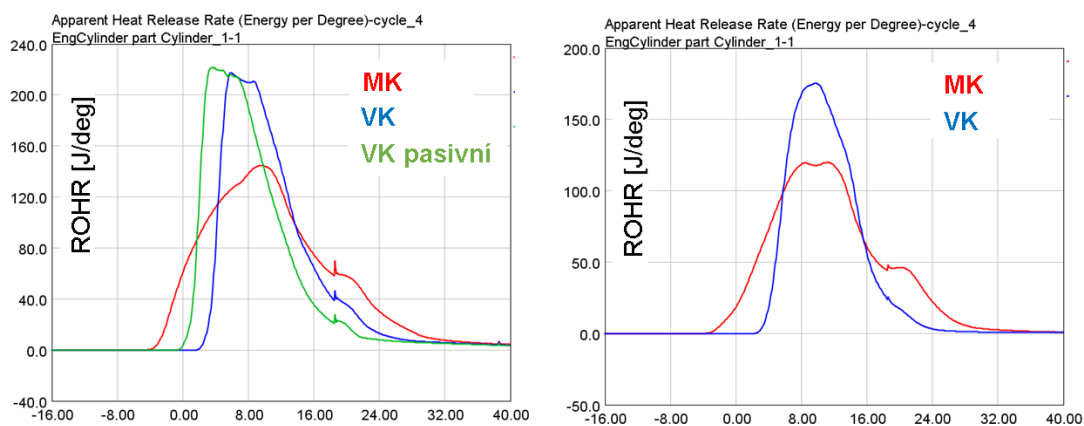
<sup>6</sup> To znamená, že při použití tohoto modelu spalování, dojde ke spálení veškerého paliva, pokud je k dispozici dostatečné množství kyslíku.





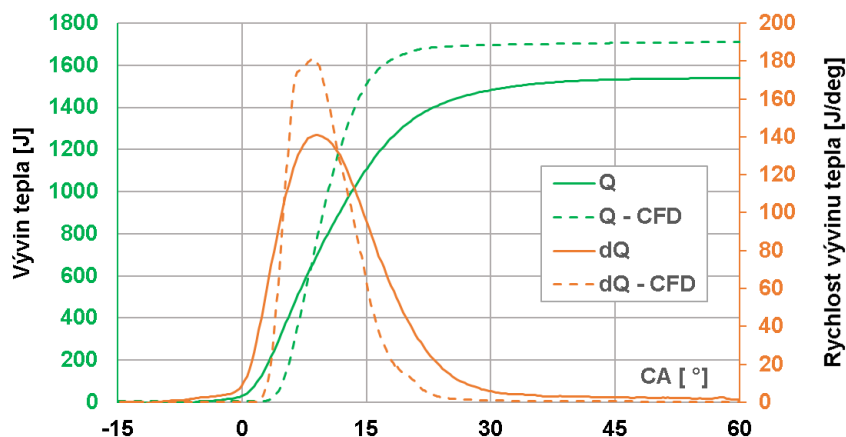
Obr. 36. Rychlost vývinu tepla (ROHR) ve válci při součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda=1.05$ . Vlevo – malá vyplachovaná předkomůrka (MK 12x1.2), vpravo – velká vyplachovaná předkomůrka (VK 12x1.2). Porovnání naměřených dat jednotlivých cyklů s nejvyšším a nejnižším dosaženým spalovacím tlakem (Max p meas a Min p meas) a výsledky CFD simulace.

Porovnání CFD výsledků jednotlivých variant vyplachovaných předkomůrek a pasivního módu velké předkomůrky při součinitele přebytku vzduchu  $\lambda=1$  je zobrazen na Obr. 37 vlevo. Výsledky ukazují, že při použití velké předkomůrky dochází k výraznému zkrácení doby hoření a to bez ohledu na to zda je provozována jako vyplachovaná či nevyplachovaná. Zásahu na tom má především mnohem strmější počáteční fáze rychlosti hoření. Tento závěr byl potvrzen také při experimentech (viz Obr. 33, str. 52).



Obr. 37. CFD simulace - výsledky rychlosti vývinu tepla ve válci (ROHR) pro jednotlivé varianty předkomůrek. Součinitel přebytku vzduchu  $\lambda=1$  (obrázek vlevo) a  $\lambda=1.5$  (obrázek vpravo).

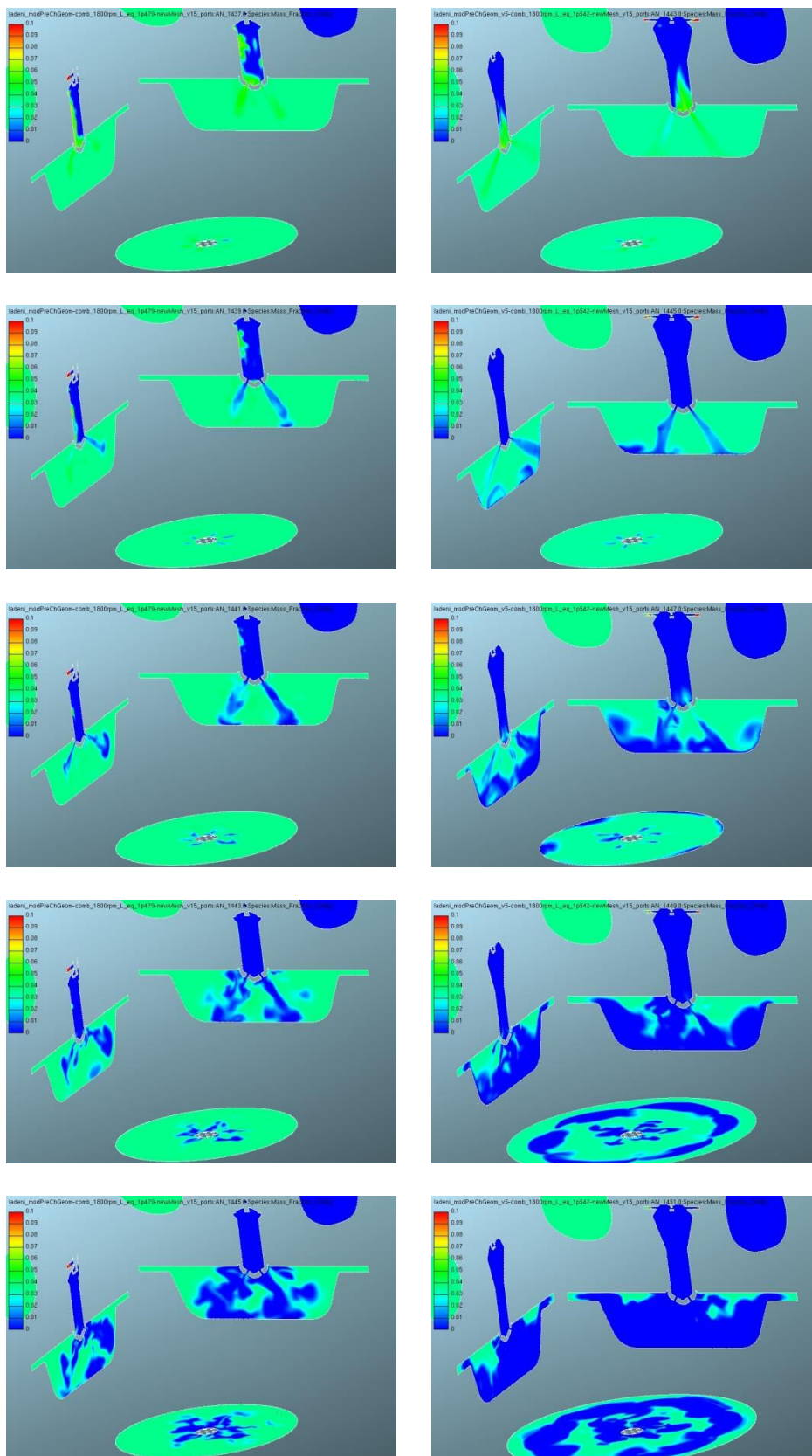
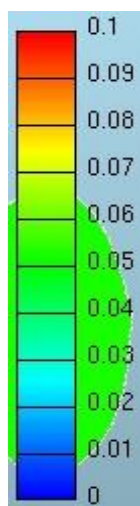
Na Obr. 37 vpravo jsou zobrazeny výsledky simulace pro součinitel přebytku vzduchu  $\lambda=1.5$ . Při použití velké vyplachované předkomůrky, výsledky opět ukazují mnohem rychlejší průběh spalování ve válci než v případě malé předkomůrky. Absolutní hodnoty vývinu tepla z CFD simulace jsou v tomto případě ovlivněny použitým zjednodušeným modelem spalování. V důsledku toho dojde k uvolnění většího množství tepla z přivedeného paliva než při reálném spalování, kde část nespáleného paliva odchází bez užitku do výfukového potrubí, viz Obr. 38. Rozdíl v celkovém množství uvolněného tepla dosahoval v tomto případě 8.9%. Při součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda=1.9$  byl tento rozdíl 20% a odpovídá tedy téměř přesně vyhodnocené hodnotě reálné chemické účinnosti  $\eta_{ch}$  (viz Obr. 40).



Obr. 38. Vývinu tepla a rychlosti vývinu tepla ve válci při součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda=1.5$ . Vyplachovaná předkomůrka verze VK 12x1.2. Porovnání dat z měření (plná čára) s výsledky CFD simulace (čárkovaná čára).

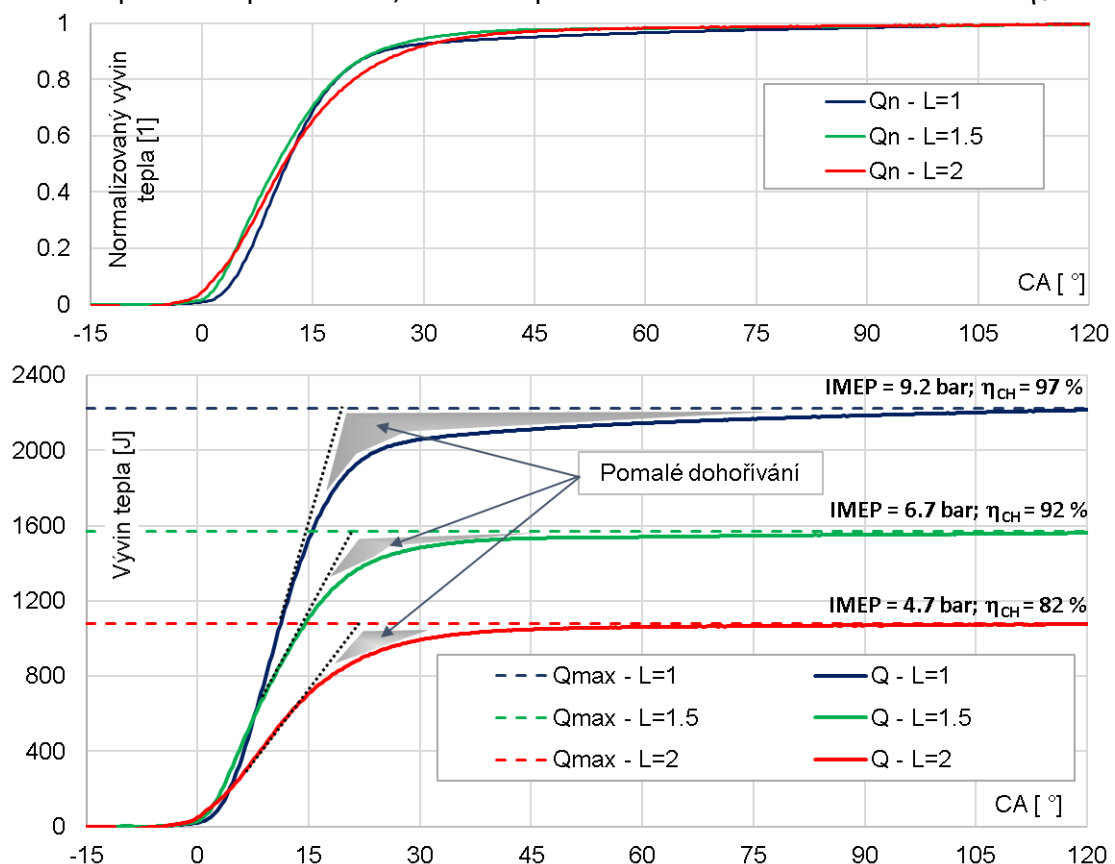
Vizualizace průběhu spalování může být provedena pomocí několika po sobě jdoucích snímků z CFD simulace, které zachycují hmotnostní koncentrace metanu. Na Obr. 39 je zobrazeno srovnání malé a velké vyplachované předkomůrky. Simulace byla provedena pro součinitel přebytku vzduchu  $\lambda=1.5$ . Modrá barva reprezentuje zónu s již kompletně shořelým palivem. Na prvních snímcích (v prvním řádku) je zachycen okamžik, kdy začne hořící směs proudit skrze propojovací otvůrky z předkomůrky do hlavního spalovacího prostoru. Rozestup následných snímků byl zvolen  $2^\circ$  pootočení klikového hřídele. Z obrázků je patrné, že při použití velké předkomůrky, je dosaženo mnohem rychlejšího spalování. Větší objem předkomůrky poskytuje větší množství uvolněné chemické energie (viz Tab. 6). Obě varianty mají stejný průtočný průřez propojovacích otvůrků, což vede u velké předkomůrky k mnohem rychlejšímu prostupu výstupního proudu skrze hlavní spalovací prostor, který následně dopadá na píst. Dopad výstupních paprsků na píst, při použití velké předkomůrky demonstruje i pořízená fotografie na Obr. 62 v příloze. Na ní je jasně patrný obrys dopadu jednotlivých paprsků, které přesně odpovídají rozložení propojovacích otvůrků předkomůrky.

**Hmotnostní zlomek CH<sub>4</sub>  
(-)**



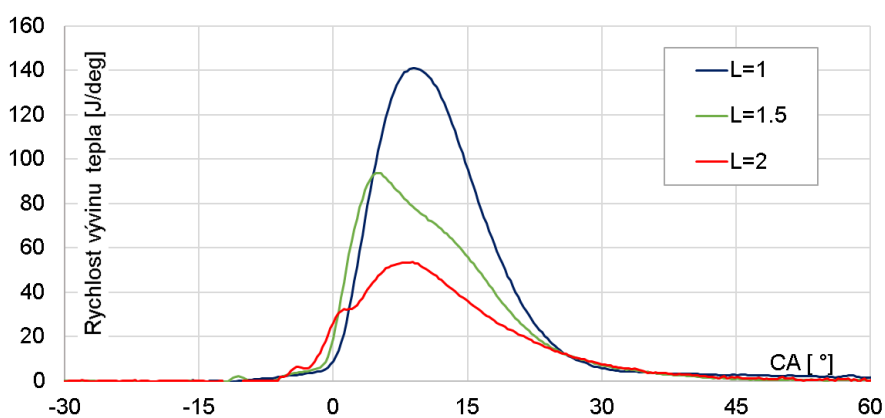
Obr. 39. Hmotnostní zlomek metanu (CH<sub>4</sub>). Vizualizace průběhu spalování a porovnání malé (MK12x1.2, Q<sub>K</sub>=2.8 cm<sup>3</sup>/cyklus - vlevo) a velké (VK12x 1.2, Q<sub>K</sub>=3.7 cm<sup>3</sup>/cyklus - vpravo) vyplachované předkomůrky při součiniteli přebytku vzduchu λ=1.5 [30.].

Z Obr. 39 je dále vidět, že struktura šíření plamene skrze spalovací prostor, v případě použití předkomůrky, je výrazně odlišná od klasického zážehového motoru. Při zapálení směsi pomocí zapalovací svíčky, se čelo plamen šíří směrem od bodu iniciace a prostupuje spalovacím prostorem přibližně v kulo-plochách. Zatímco v případě předkomůrky, se směs zažehne poblíž horní plochy pístu, odkud se čelo plamene šíří zpět směrem k hlavě válců. Úvodní fáze turbulentní spalování má za následek výrazné zvýšení rychlosti hoření. To je však následováno fází laminárního prostupu zvrásněného čela plamene, který má za následek zpomalení rychlosti hoření a pozvolnější dohořívání směsi. Tato fáze spalování, je dle našeho názoru, klíčová a to z hlediska tvorby nespálených uhlovodíků v důsledku nekompletního prohoření směsi a postupného „zhášení“ plamene, tak jak se blíží směrem k chladným stěnám spalovacího prostoru. Toto tvrzení může být podloženo pomocí vyhodnocených průběhů vývinu tepla ve válci při rozdílném součiniteli přebytku vzduchu. Horní graf na Obr. 40 zobrazuje normalizovaný vývin tepla ( $Q_n = [0 \div 1]$ ), dolní graf pak absolutní hodnotu uvolněné energie ( $Q$  [J]). Čárkovanou čarou je vyznačena dosažená maximální hodnota vývinu tepla ( $Q_{max}$ ). Průběhy byly vyhodnoceny z naměřených dat na předkomůrkovém motoru s vyplachovanou předkomůrkou verze VK12x1.2. Předstih zážehu byl opět nastavován tak, aby se hodnota  $CA_{50}=10^\circ aTDC$ . Modrá křivka odpovídá vývinu tepla ve válci při součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda=1$  a  $IMEP=9.2$  bar. Hodnota vývinu tepla ve válci nejprve strmě roste, avšak v konečné fázi (cca v intervalu  $(0,9 \div 1) \times Q_{max}$ ) se vyznačuje velmi dlouhým, respektive pomalým dohoříváním. V tomto provozním režimu, dosahovala hodnota nespáleného paliva 2.8%, čemuž odpovídá i hodnota chemické účinnosti  $\eta_{CH}=97\%$ .



Obr. 40. Průběh vývinu tepla ve válci při odlišném součiniteli přebytku vzduchu ( $\lambda$ ,  $L = 1, 1,5, 2$ ). Průběhy byly vyhodnoceny z naměřených dat na předkomůrkovém motoru s vyplachovanou předkomůrkou verze VK12x1.2,  $1800 \text{ min}^{-1}$ ,  $CA_{50}=10^\circ aTDC$ ,  $Q_k=0.2 \text{ Nm}^3/h$ .

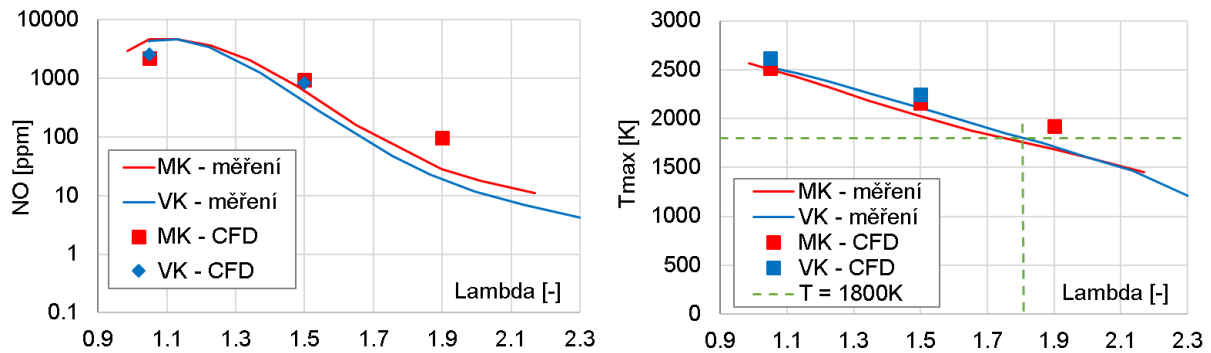
S rostoucím součinitelem přebytku vzduchu se oblast „pomalého dohořívání“ výrazně zmenšuje. Dále dochází k narůstajícímu množství nespálených uhlovodíků ve výfuku a k poklesu rychlosti spalování. Množství nespáleného paliva při  $\lambda=1.5$  dosahuje hodnoty 8% z celkově přivedeného paliva, zatím co při  $\lambda=2$  je to již téměř 18%. Jednotlivé průběhy rychlosti vývinu tepla z experimentu jsou uvedeny na Obr. 41. Při hodnotě  $\lambda=2$  je opět patrný, již zmiňovaný, dvoustupňový nárůst rychlosti hoření. Ten odpovídá velmi rychlé úvodní fázi turbulentní spalování, která je následována fází laminárního prostupu zvrásněného čela plamene skrze spalovací prostor, který má za následek zpomalení rychlosti hoření. Tento průběh se začíná výrazněji objevovat od součinitele přebytku vzduchu  $\lambda>1.5$  (je pozorovatelný). Z výše uvedeného lze tedy usuzovat, že předkomůrka dokáže zapálit i relativně velmi chudou směs, avšak někde ve fázi laminárního prostupu čela plamene (dohořívání) dojde k úplnému kolapsu spalování. Z výsledků CFD simulace (Obr. 39) je možné přibližně určit i oblast nespálené směsi. Tato oblast se s největší pravděpodobností nalézá poblíž chladných stěn válce v prostoru mezi pístem a hlavou válců motoru. Možným řešením tohoto problému by bylo použití hlavy válců se střechovitým spalovacím prostorem nebo vhodnějšího tvaru pístu, například ve tvaru písmene omega. Tento spalovací prostor by umožnil prodloužení dráhy výstupního proudu z předkomůrky, což by mělo pozitivní přínos, co se týče zmírnění dopadu výstupního proudu na povrch pístu. Navíc, kuželový tvar spalovacího prostoru by mohl být mnohem lépe využit (optimální tvar), jelikož přímo odpovídá charakteru výstupního proudu z předkomůrky. Tím by byly vytvořeny mnohem optimálnější podmínky pro spalování s předkomůrkovým zapalovacím systémem.



Obr. 41. Průběhy rychlosti vývinu tepla ve válci, při odlišném součiniteli přebytku vzduchu ( $\lambda$ ,  $L=1, 1.5, 2$ ). Průběhy byly vyhodnoceny z naměřených dat na předkomůrkovém motoru s vyplachovanou předkomůrkou verze VK12x1.2, 1800 min<sup>-1</sup>, CA<sub>50</sub>=10° aTDC,  $Q_k=0.2$  Nm<sup>3</sup>/h.

Na rozdíl od nepřiliš dobré predikce nespálených uhlovodíků, poskytuje 3-D CFD model velice dobré výsledky, co se týče tvorby emisí NO. Rychlost reakcí a velikost aktivačních energií, které jsou popsány pomocí tzv. Zeldovičova mechanismu [2.], jsou totiž silně závislé na teplotě. Vytvořený model nám však dokáže poskytnout velmi detailní informace o lokálních teplotách uvnitř spalovacího prostoru, viz Obr. 65 v příloze. Na Obr. 42 vlevo je uvedeno srovnání výsledných hodnot emisí NO mezi měřením a 3-D CFD simulací, které ukazují velmi dobrou shodu. Tvorba oxidu dusičitého (NO<sub>2</sub>) není daným modelem predikována, avšak jak ukazují výsledky analýzy spalin na reálném motoru, lze jejich množství považovat za zanedbatelné.

Obr. 42 vpravo pak ukazuje porovnání maximálních teplot ve válci v průběhu spalování. Obecně se tvrdí, že při teplotách nižší než 1800°K dochází k tzv. zamrznání chemických reakcí, které jsou spojeny s tvorbou emisí NO. Podle dat z měření, nastává tato situace při součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda > 1.8$ . V případě simulace jsou maximální teploty ( $T_{max}$ ) o něco vyšší a to především v důsledku vyšší celkové účinnosti spalování.



Obr. 42. Porovnání výsledků měření a 3-D CFD simulace pro případ malé (MK12x1.2) a velké (VK12x1.2) vyplachované předkomůrky. Vlevo – Emise NO v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu. Vpravo – maximální teplota ve válci ( $T_{max}$ ).

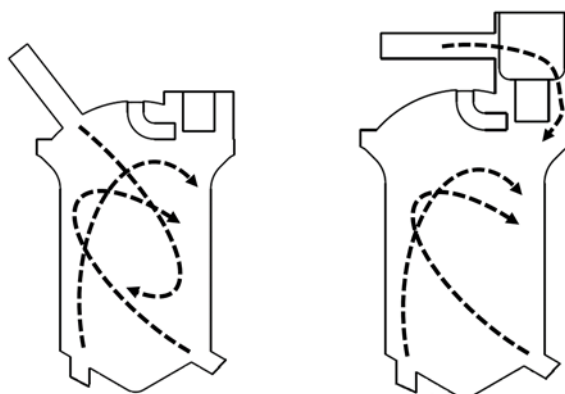
#### 4.5 Zlepšení homogenity náplně uvnitř předkomůrky

Předchozí provedené experimenty a simulace ukázaly, že hlavním problémem navržených předkomůrek je nepříliš dobrá homogenita náplně uvnitř samotné předkomůrky. V důsledku toho dochází k zhoršení její funkce a následně i celkových parametrů motoru, které se projevují především na zvýšeném množství nespálených uhlovodíků.

Hlavním cílem bylo tedy optimalizovat geometrii předkomůrky tak, aby došlo k lepšímu promíšení směsi uvnitř předkomůrky. K tomuto účelu mohou být využity vytvořené 3-D CFD modely. Nejvhodnějším nástrojem je model samotné předkomůrky v programu Fluent, který se vyznačuje poměrně malou náročností na výpočetní výkon oproti kompletnímu modelu motoru v programu AVL Fire. S tímto modelem bylo možné provést velmi rychlé porovnání jednotlivých navržených variant předkomůrek s rozdílným uspořádáním propojovacích otvorů a přívodního kanálku plynu pro vyplachování předkomůrky.

##### 4.5.1 Vyplachovaná předkomůrka s příčným vírem – patentová přihláška

Na základě výsledků analýz velkého počtu geometrických uspořádání předkomůrky bylo nalezeno možné řešení pro zlepšení homogenity náplně uvnitř předkomůrky. Z provedené rešerše aktuálního stavu techniky bylo dále shledáno, že navrhované řešení dosud nebylo nikde prezentováno a splňuje tak podmínky pro podání patentové přihlášky. Patentové řízení je aktuálně ve schvalovacím procesu pod číslem přihlášky: PS4225CZ [35.]. Vynález se týká konstrukčního uspořádání předkomůrky pro nepřímý zážeh v plynovém pístovém spalovacím motoru. Předmětem vynálezu je zapalovací předkomůrka s cíleně vytvořeným pohybem náplně vytvářející příčný vír s osou rotace kolmou na podélnou osu předkomůrky, viz Obr. 43.

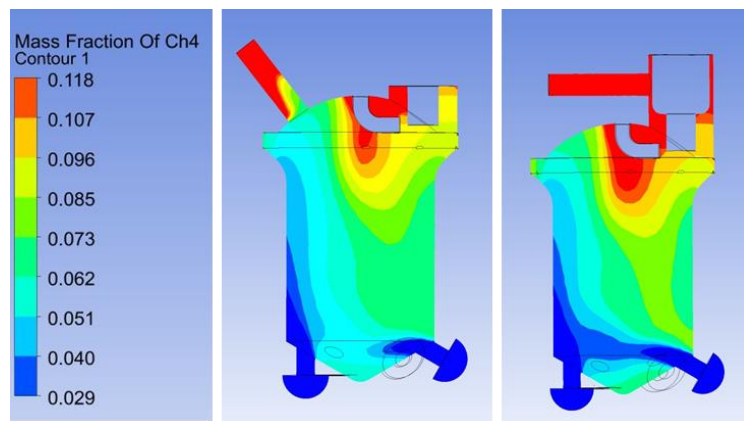


Obr. 43. Ilustrace příčného víru uvnitř předkomůrky. Vlevo: Varianta asymetrických otvorů s přívodem paliva šikmo. Vpravo: Varianta asymetrické otvůrky s přívodem paliva kolem elektrody.

Hlavní přínosy navrhovaných konstrukčních řešení jsou:

- stabilizace proudového pole uvnitř předkomůrky vedoucí k minimalizaci mezi-oběhového rozptylu procesu inicializace hoření
- cílené ovlivnění rozvrstvení směsi podél osy komůrky
- zlepšení vypláchnutí prostoru mezi elektrodami jiskřiště od zbytkových plynů

Vytvoření příčného víru uvnitř předkomůrky napomáhá vhodné směřování přívodního plynového kanálku a asymetrické uspořádání propojovacích otvorů. Pro podporu výsledného efektu byla také zkrácena délka předkomůrky (oproti původní verzi zhruba o polovinu), čímž se dosáhlo mnohem „kompaktnějších“ rozměrů předkomůrky a příznivějšího poměru její délky a vnitřního průměru. Výsledkem je zlepšené promíšení náplně předkomůrky se směsí natékající z hlavního spalovacího prostoru skrze propojovací otvůrky. Výsledné rozložení směsi uvnitř předkomůrky je zobrazeno na Obr. 44 pomocí hmotnostní koncentrace metanu a to  $15^\circ$  před horní úvratí pístu, což je i okamžik blízký přeskočení jiskry. Efekt příčného víru může být dále podpořen správně orientovanou polohou propojovacích otvorů předkomůrky vzhledem k sacím a výfukovým ventilům a to díky výrazně rozdílným rychlostem proudění, viz Obr. 66 v příloze. Zlepšené vyplachování zbytkových plynů z prostoru mezi zapalovacími elektrodami pak může zajistit přívod vyplachovacího média přímo do tohoto prostoru, viz Obr. 43 vpravo.



Obr. 44. Výsledky 3-D CFD simulace v programu Fluent: hmotnostní koncentrace metanu uvnitř předkomůrky 15° před horní úvratí pístu. Vlevo: Varianta asymetrických otvorů s přívodem paliva šikmo. Vpravo: Varianta asymetrické otvůrky s přívodem paliva kolem elektrody.

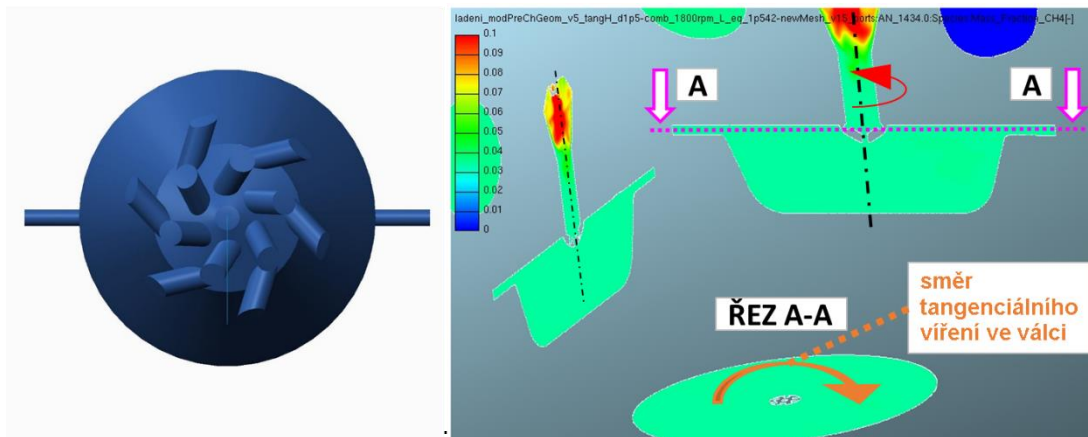
#### 4.5.2 Vyplachovaná předkomůrka s tangenciálním vírem

Experimentální zkoušky velké vyplachované předkomůrky (VK 12x1.2) ukázaly zhoršení její funkce a tím i samotné stability spalování oproti malé předkomůrce (MK 12x1.2) a to v provozní oblasti motoru se součinitelem přebytku vzduchu  $\lambda \cong (1 \div 1.1)$ .

Jak ukazují výsledky CFD simulace, vyznačuje se velká předkomůrka s radiálně vrtanými propojovacími otvůrky mnohem horší homogenitou náplně a také výrazněji bohatší směsí v její horní části. Pravděpodobným důvodem může být to, že zvětšení objemu bylo dosaženo převážně jejím délkovým prodloužením a rozšířením její horní části. Díky nepříliš vhodné geometrie, která vznikla na základě omezených zástavbových rozměrů, tak nelze použít patentované provedení předkomůrky s příčným vírem. Toto uspořádání je totiž vhodné spíše pro kratší předkomůrku tak, aby se mohl projevit kýžený efekt. Přestože lze v problematické oblasti provozovat předkomůrku i jako nevyplachovanou, byly opět prováděny pokusy o zlepšení promíšení její náplně.

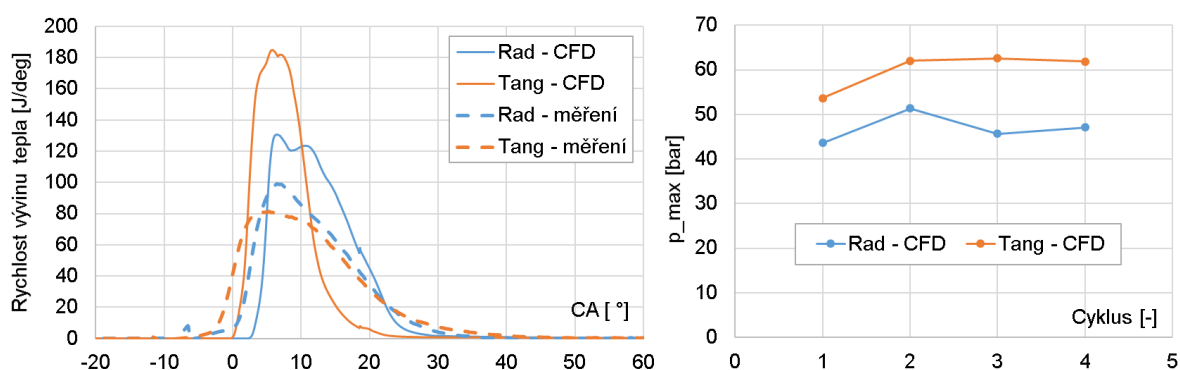
CFD simulace ukazovaly slibné výsledky s tangenciálně vrtanými propojovacími otvůrky, které vytvářejí vířivý pohyb podél osy předkomůrky, viz Obr. 45. Vznik tohoto vířivého pohybu je navíc podpořen tím, že vstupy propojovacích otvůrků byly při nátočce směsí do předkomůrky orientovány proti směru tangenciálního víření v hlavním spalovacím prostoru.





Obr. 45. Vlevo: předkomůrka s tangenciálně vrtanými propojovacími otvůrkami (VKT 13x1.5) - pohled ze spodu. Vpravo: ilustrační obrázek - hmotnostní koncentrace metanu uvnitř spalovacího prostoru motoru s vyznačením směru víření ve válci a v předkomůrce.

Toto provedení mělo zlepšit promíšení náplně uvnitř předkomůrky, a jak ukazovaly CFD výsledky i celkovou rychlost vývinu tepla ve válci, viz Obr. 46 vlevo. Cíleně vytvořený pohyb náplně měl také stabilizovat podmínky (vírové pole) uvnitř předkomůrky a snížit tak mezi-cyklovou variabilitu, což dokládá i přiložený graf na pravé straně Obr. 46 v podobě hodnot dosaženého maximální tlaku ve válci ( $p_{max}$ ) v jednotlivých cyklech provedených simulačních výpočtů.



Obr. 46. Porovnání předkomůrek s radiálně vrtanými otvůrkami verze VK 12x1.5 a tangenciálně vrtanými otvůrkami verze VKT 13x1.5, součinitel přebytku vzduchu  $\lambda=1.5$ , IMEP = 6.7 bar, otáčky 1800 min<sup>-1</sup>. Vlevo – rychlost vývinu tepla ve válci, CFD simulace – plná čára, naměřená data – čárkovaná čára. Vpravo – maximální tlak ve válci ( $p_{max}$ ) v jednotlivých cyklech provedených simulačních výpočtů.

Bohužel, při reálných testech na motoru nebylo dosaženo očekávaného zlepšení. Naopak došlo k ještě větší citlivosti předkomůrky na množství přivedeného plynu a to právě v oblasti provozu motoru se součinitelem přebytku vzduchu  $\lambda=(1\div 1.2)$  a zhoršení stability její zapalovací funkce. Dále se tangenciální předkomůrka vyznačovala o něco nižší rychlostí vývinu tepla ve válci. Porovnání experimentálně zjištěných parametrů motoru s vyplachovanou tangenciální předkomůrkou (verze VKT 13x1.5) a s vyplachovanou předkomůrkou s radiálními propojovacími otvůrkami (verze VK 12x1.5) lze nalézt v příloze na Obr. 67.

Příčina rozdílných experimentálních a predikovaných výsledků CFD simulace může být pravděpodobně způsobena již v samotné počáteční fázi iniciace spalování uvnitř

předkomůrky. Příliš bohatá směs v okolí zapalovacích elektrod může způsobit její problematické zapálení, které může vést až k úplnému vynechání spalování. K tomu však v rámci simulace může jen těžko dojít. V modelu je totiž iniciace zážehu definována polohou jiskřiště a počáteční velikostí jádra plamene. Ta se běžně zadává pomocí kulo-plochy s poloměrem o velikosti několika milimetrů (v našem případě  $r=3\text{mm}$ ). V daném objemu se následně předepíše velikost zapalovací energie. Jde tedy opět o určité zjednodušení skutečnosti a to i s ohledem na dosažení stability výpočtů. Z výše uvedeného je tedy zřejmé, že simulační model nemůže být schopen tyto drobné nuance postihnout, přičemž však mohou mít zásadní vliv na následný vývoj spalování.

#### 4.5.3 Závěry z experimentů se zemním plynem na předkomůrkovém motoru

Provedené experimenty na nepřepřehnaném motoru G432 ukázaly nejlepší výsledky s předkomůrkou malého objemu a velikostí průměru propojovacích otvůrků 1.2 mm (verze MK 12x1.2). Použitím vyplachované předkomůrky byl dosažen výrazný nárůst rychlosti spalování ve válci a rozšíření provozní oblasti motoru z hlediska součinitele přebytku vzduchu a to až na hodnoty převyšující  $\lambda > 2$ . Za těchto podmínek dochází k výraznému poklesu maximální teploty v průběhu spalování a tím i snížení produkce emisí NOx. Přestože, by provoz předkomůrkového motoru na zemní plyn umožnil splnění cílových emisních limitů NOx normy EURO VI, byl by jeho provoz značně nevhodný, a to z důvodu vysoké energetické ztráty v podobě nespáleného paliva. Snížená chemická účinnost spalování je zřejmě dána nekompletním prohořením extrémně chudé směsi ve válci.

Zvětšený objem předkomůrky, který měl zajistit navýšení zapalovací energie a tím i snížení množství nespálených uhlovodíků, neměl kýžený efekt. Jediným benefitem bylo další navýšení rychlosti vývinu tepla ve válci a tím i nižší nároky na předstih zážehu. Na druhou stranu však došlo k zhoršení stability její zapalovací funkce a to v provozní oblasti motoru poblíž stechiometrického složení směsi. Vysvětlení následně poskytly výsledky simulačních modelů, které poukázaly na vznik výrazně vrstvené směsi uvnitř vyplachované předkomůrky. Příčinou špatné funkce předkomůrky je příliš bohatá směs v okolí zapalovacích elektrod, která se v tomto případě pohybuje na hranici její zápalnosti. Toto tvrzení následně potvrdily i experimenty s nevyplachovanou předkomůrkou, kde bylo dosaženo zlepšení celkových parametrů motoru a stability jeho chodu. Na základě těchto poznatků byl stanoven optimální rozsah součinitele přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky, který by se měl pohybovat v rozmezí  $\lambda_k = (1 \div 1.5)$ . Zajištění těchto podmínek je tak jen otázkou vhodně řízené dodávky vyplachovacího plynu do předkomůrky.

Pro zlepšení homogenity náplně uvnitř předkomůrky bylo pomocí CFD analýz nalezeno možné řešení, a to ve formě vytvoření příčného víru uvnitř předkomůrky, který společně s vhodně směřovaným přírodním plynovým kanálkem napomáhá lepšímu promíšení směsi. Toto řešení bylo také patentováno.

Dále se na základě výsledků CFD simulací a specifického charakteru šíření plamene ve válci, při použití předkomůrkového zapalovacího systému, podařilo určit pravděpodobnou oblast vzniku nespálených uhlovodíků. Pro výstupní proud z předkomůrky se tak jeví jako nejvhodnější střečovitý tvar spalovacího prostoru. Umožňuje totiž prodloužení dráhy

výstupního proudu z předkomůrky a lépe respektuje jeho charakter, čímž lze dosáhnout mnohem optimálnějšího využití spalovacího prostoru a to hlavně ve vztahu k tvorbě nespálených uhlovodíků.

Veškeré navrhované úpravy tak skýtají potenciál pro další optimalizaci tohoto zapalovacího systému a zlepšení celkových parametrů motoru. Přesto by předkomůrkový motor provozovaný na zemní plyn i v současné fázi mohl nabídnout řešení v rozvojových zemích, kde jsou zatím emisní limity mírnější. Například limity pro emise NO<sub>x</sub> normy Euro V jsou 2 g/kWh. Těchto hodnot lze s předkomůrkovým motorem dosáhnout již se součinitelem přebytku vzduchu  $\lambda \cong 1.6$ . Za těchto podmínek by se tak stal provoz tohoto motoru také mnohem efektivnější, jelikož dojde i ke snížení celkového množství nespálených uhlovodíků a navýšení jeho účinnosti.

#### 4.6 Vliv příměsi vodíku v palivu na parametry předkomůrkového motoru

V rámci laboratorních experimentů byl také testován vliv rozdílných plynných paliv na funkci předkomůrky a celkové parametry motoru. U předkomůrkového motoru je nutné rozlišovat hlavní palivo, které je přiváděno do sacího potrubí a tvoří největší podíl přivedené energie a palivo přiváděné do vyplachované předkomůrky.

Vyplachovacím médiem však nemusí být nutně vždy pouze plynné palivo. Při experimentech bylo například zkoušeno vyplachování předkomůrky stlačeným vzduchem. Hlavní motivací bylo zlepšení vyplachování předkomůrky při současném použití výrazného podílu recirkulace výfukových plynů. Avšak v tomto případě, nebyl shledán žádný pozitivní vliv na výsledné parametry motoru a to i ve srovnání s konvenční zapalovací svíčkou. Dále bylo experimentálně zkoušeno vyplachování předkomůrky pomocí propan-butanu. Výsledky však nevykazovaly výrazné rozdíly oproti původním experimentům se zemním plynem.

Nejlepších výsledků bylo dosaženo za použití vodíku či jeho příměsi v použitém palivu. „Dotace“ zemního plynu vodíkem způsobuje snížení celkového obsahu uhlíku v palivu a tím i výslednou produkci CO<sub>2</sub>. Takto vytvořené palivo, by opět umožnilo splnit zpřísněné emisní limity pro CO<sub>2</sub> s částečným využitím uhlovodíkových paliv. Dalším benefitem vodíku je jeho velmi rychlé hoření a široká mez zápalnosti, která se pozitivně projevuje i v jeho směsích společně s dalšími palivy.

##### 4.6.1 Stanovení zapalovací energie předkomůrky vyplachované pomocí vodíku

Stanovení zapalovací energie předkomůrky, která byla vyplachována pomocí vodíku, bylo provedeno stejným způsobem jako v předchozích případech (Kapitola 4.6.1, str. 48.), při částečně protáčeném motoru (režim C). Z naměřených dat byl následně vyhodnocen rozdíl spáleného a nespáleného paliva při zapnutém a vypnutém zapalování. V Tab. 7 je uvedena výsledná hodnota skutečně uvolněného tepla a chemická účinnost spalování pro tři rozdílné průtoky vodíku do předkomůrky verze VK 12x1.2. Porovnáme-li tyto hodnoty s předchozími experimenty se zemním plynem (viz Tab. 6., str. 49), dojdeme k závěru, že velikost uvolněné energie v případě vodíkem vyplachované předkomůrky je obdobná jako u malé předkomůrky verze MK 12x1.2, která byla vyplachována zemním plynem.

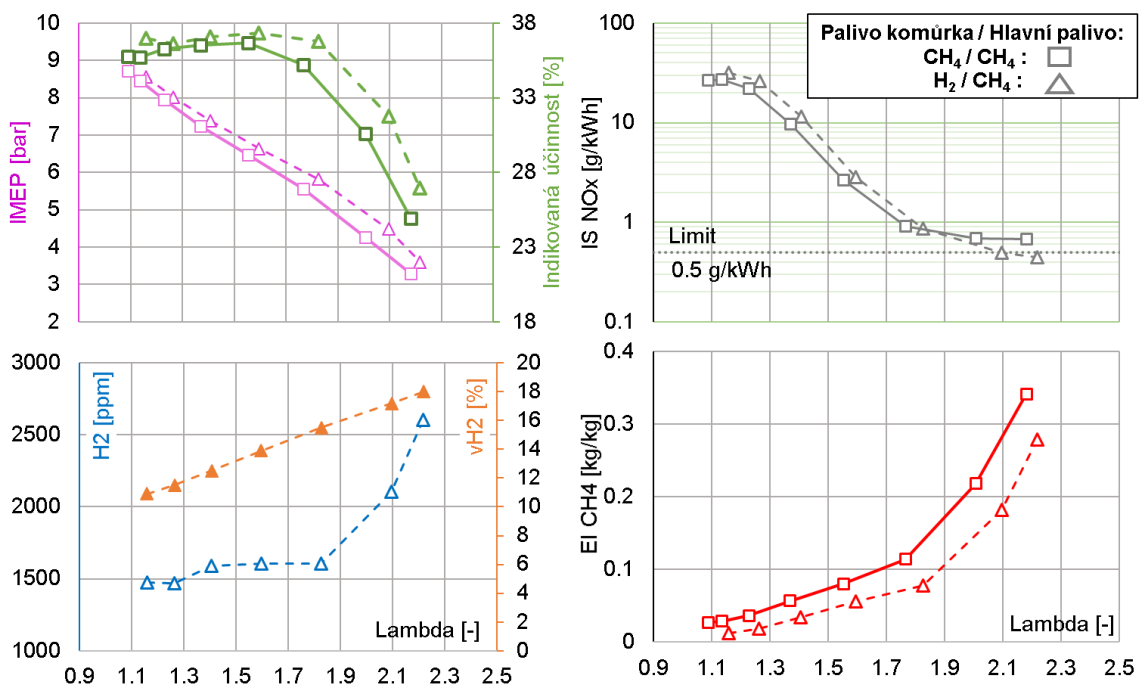
Tab. 7 Určení zapalovací energie vyplachované předkomůrky pomocí vodíku

Předkomůrka	Velká – VK 12x1.2		
Průměrný průtok vodíku do předkomůrky – $Q_{K\_H_2}$ (m <sup>3</sup> /h)	0.2	0.4	0.8
Účinnost spalování (0÷1)	0.05	0.24	0.22
Uvolněné teplo (J/cyklus)	2.3	22.4	34.4

#### 4.6.2 Parametry motoru s vyplachovanou předkomůrkou pomocí vodíku

Jako jeden z dalších experimentů bylo zkoušeno vyplachování předkomůrky (verze VK 19x1.2) pomocí vodíku. V tomto případě, byl vodík přiváděn pouze do předkomůrky a jako hlavní palivo bylo opět použito zemního plynu. Motivací bylo dosažení lepšího zapálení směsi se zemním plynem uvnitř hlavního spalovacího prostoru, a to díky výše zmíněným pozitivním vlastnostem vodíku. Průtok vodíku do předkomůrky byl držen na konstantní hodnotě 0.4 Nm<sup>3</sup>/h po celou dobu experimentu. Přepočítání jeho objemové koncentrace v palivu je uveden pomocí hodnoty:  $v_{H_2}$  [%]. Ostatní nastavení v experimentu jsou obdobná jako v předchozích případech: otáčky motoru 1800 min<sup>-1</sup>, plně otevřená škrtková klapka a požadavek CA50 = 10° aTDC.

Porovnání jednotlivých parametrů motoru s vodíkem vyplachovanou předkomůrkou s provozem předkomůrkového motoru čistě na zemní plyn (kde byl průtok zemního plynu do předkomůrky 0.2 Nm<sup>3</sup>/h), je zobrazeno na Obr. 47.

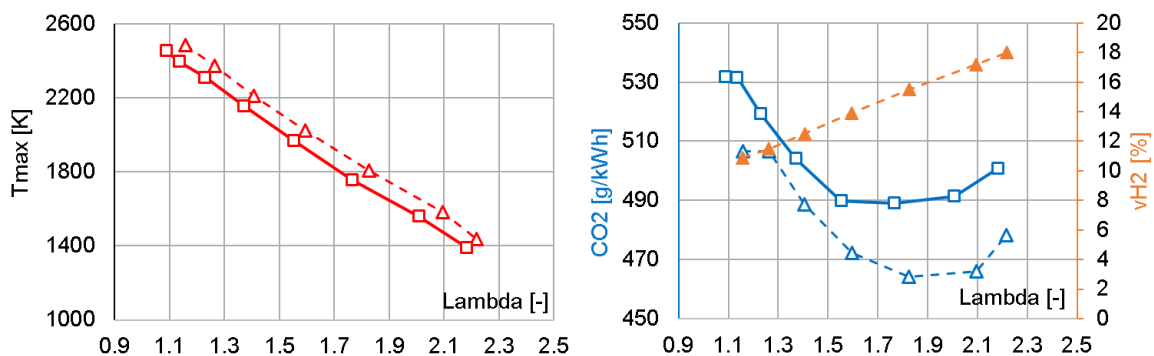


Obr. 47. Porovnání parametrů motoru s vyplachovanou předkomůrkou verze VK 19x1.2 a vliv použitého paliva pro vyplachování předkomůrky: zemní plyn – označení CH<sub>4</sub>/CH<sub>4</sub>, vodík – označení H<sub>2</sub>/CH<sub>4</sub>. Hlavním palivem byl v obou případech použit zemní plyn.

Z grafu je patrný pokles nespálených uhlovodíků, při použití vodíku pro vyplachování předkomůrky, a to v celém provozním rozsahu motoru. Následkem toho došlo ke zvýšení hodnoty středního indikovaného tlaku (IMEP) a indikované účinnosti motoru. Objemová koncentrace nespáleného vodíku, který byl naměřen ve výfukovém potrubí, je vynesena pomocí hodnoty:  $H_2[ppm]$ . Toto množství bylo samozřejmě také zahrnuto do celkové bilance při vyhodnocení indikované účinnosti.

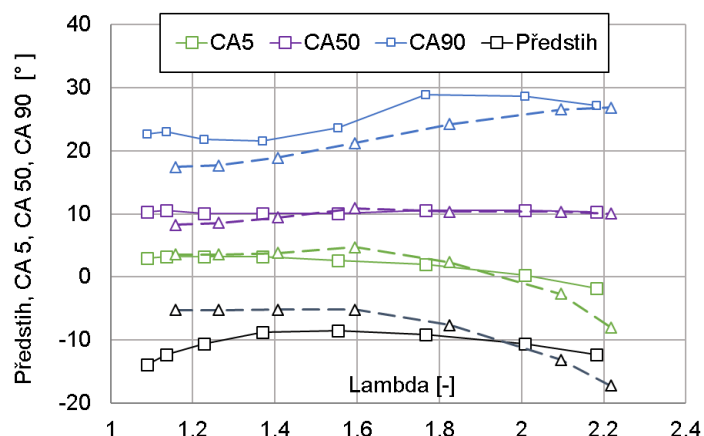
Z hlediska produkce emisí  $NO_x$  došlo, v případě vodíku, k mírnému nárůstu v oblasti  $\lambda < 1.8$  a to díky zlepšené účinnosti spalování. Avšak při hodnotách  $\lambda \geq 2.1$  se emise  $NO_x$  pohybovaly již pod cílovým limitem  $0.5 \text{ g/kWh}$ . Důvodem poklesu  $NO_x$  však není snížení maximální teploty v průběhu spalování ve válci, jak je možné vidět na levém grafu Obr. 48. Rozdíl v teplotách mezi srovnávanými případy není ani příliš výrazný. Lze však vyloučit nahodilost, popřípadě chybu měření, jelikož byl tento trend většího poklesu  $NO_x$  sledován opakovaně. Jak bude ukázáno dále, tento efekt se také zesiluje s rostoucím objemovým podílem vodíku v palivu.

Spalování směsi vodíku a zemního plynu se pozitivně projevuje i na snížení množství  $CO_2$  ve spalinách, viz Obr. 48 vpravo. Rozdíl v tomto případě, ale není příliš výrazný, a to z důvodu jeho poměrně malého objemového podílu v palivu (11÷18)% a zároveň také zlepšené účinnosti spalování. V důsledku toho dojde ke spálení většího množství zemního plynu a tím i potlačení očekávaného vlivu vodíku na snížení výsledných hodnot  $CO_2$  ve spalinách. V případě vodíkem vyplachované předkomůrky bylo dosaženo snížení množství  $CO_2$  o 3 až 5 procent.



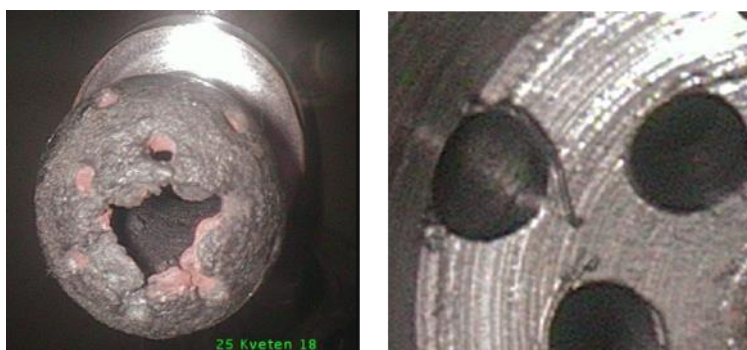
Obr. 48. Vlevo: Vliv součinitele přebytku vzduchu na maximální teplotu ve válci v průběhu spalování ( $T_{MAX}$ ). Vpravo: hodnota  $CO_2$  ve výfukových plynech. Porovnání vyplachované předkomůrky pomocí zemního plynu (plná čára) a vodíku (čárkovaná čára). Hlavním palivem byl v obou případech použit zemní plyn.

Výsledky také potvrdily pozitivní účinky vodíku na zvýšení rychlosti spalování. Díky tomu mohlo být použito mnohem menšího předstihu zážehu pro dosažení požadavku  $CA_{50} = 10^\circ$  a také byla zkrácena celková doba hoření, viz Obr. 49.



Obr. 49. Předstih zážehu a úhlové hodnoty odpovídající poloze 5, 50 a 90-ti procentnímu bodu spáleného paliva. Porovnání vyplachované předkomůrky pomocí zemního plynu (plná čára) a vodíku (čárkovaná čára). Hlavním palivem byl v obou případech použit zemní plyn.

V souvislosti s provozem motoru na vodík je však nutné upozornit na možné problémy s tzv. samozápaly, které se při měření objevovaly v oblasti poblíž stechiometrického složení směsi  $\lambda=(1\div 1.3)$ . Tento problém souvisí s velmi nízkou iniciační energií potřebnou k zapálení vodíku. V důsledku jeho průchodu okolo poměrně zahřátých elektrod zapalovací svíčky nebo jiných horkých bodů uvnitř spalovacího prostoru, pak může dojít k předčasné iniciaci hoření. Dobré difuzní vlastnosti vodíku také umožňují jeho proniknutí až do sání motoru skrze otevřený sací ventil. Následně tak došlo k zapálení dobře předpřipravené směsi uvnitř sacího potrubí. Tento nežádoucí jev může vést až k poškození sacího traktu motoru. Samozápaly však mohou poškodit i samotnou předkomůrku, jelikož navyšují její tepelné zatížení a to prouděním hořící směsi skrze propojovací otvůrky i při nízkotlaké části cyklu, kdy za normálních podmínek dochází pouze k vyplachování předkomůrky. Na Obr. 50 vlevo je zobrazena fotografie tepelného poškození spodní části předkomůrky. Při podrobné vizuální kontrole vyrobených předkomůrek pomocí endoskopu, byly nalezeny velmi malé otřepy v okolí propojovacích otvůrků, které vznikly při jejich vyvrtávání, viz Obr. 50 vpravo. Ty byly následně vyhodnoceny za pravděpodobnou příčinu vzniku nežádoucích horkých bodů. Při výrobě další funkčních vzorků byl kladen důraz na povrchovou úpravu spodní části předkomůrky a odstranění těchto otřepů.



Obr. 50. Vlevo: Tepelné poškození spodní části předkomůrky. Vpravo: Detailní pohled na vzniklé otřepy v okolí propojovacích otvůrků z vnitřní strany předkomůrky.

Postupným ochuzováním směsi však docházelo k poklesu výskytu, až k úplnému vymizení samozápalů při  $\lambda > 1.3$ . V tomto ohledu je to velmi pozitivní zpráva, jelikož jak ukázaly předchozí výsledky, v oblasti stechiometrické směsi není nutné předkomůrku lokálně obohacovat, respektive vyplachovat. Také je z pohledu strategie řízení spíše plánováno to, aby byl při provozu zajištěn velmi rychlý přechod mezi stechiometrickou koncepcí a extrémně chudou koncepcí spalování. Stechiometrická koncepce, která je kompatibilní s třícestným katalyzátorem, by zajistila splnění emisních předpisů pro vysoká zatížení motoru. Chudá koncepce by pak mohla docílit navýšení celkové účinnosti motoru při částečném zatížení motoru a zároveň nízkou produkci emisí NOx.

#### 4.6.3 Parametry motoru provozovaného na směs zemního plynu a vodíku

Na Obr. 51 je zobrazeno porovnání parametrů motoru, který byl provozován čistě na zemní plyn ( $\text{CH}_4/\text{CH}_4$ ), s provozem motoru na směs zemního plynu s příměsí vodíku, jako hlavní palivo, a vodíkem vyplachované předkomůrky ( $\text{H}_2/\text{CH}_4+\text{H}_2$ ). Průtok vodíku do předkomůrky byl držen na konstantní hodnotě  $0.4 \text{ Nm}^3/\text{h}$ , zatímco průtok vodíku do sacího potrubí byl  $1.1 \text{ Nm}^3/\text{h}$  a to po celou dobu experimentu. Změna součinitele přebytku vzduchu byla realizována pomocí změny množství přivedeného zemního plynu do sacího potrubí. Procento objemového obsahu vodíku v hlavním palivu ( $v\text{H}_2$  [%]) se tak pohybovalo v rozmezí (37÷58)% a je zobrazeno v levém spodním grafu. Hodnota průtoku, pro případ vyplachované předkomůrky pomocí zemního plynu, byla  $0.2 \text{ Nm}^3/\text{h}$ .

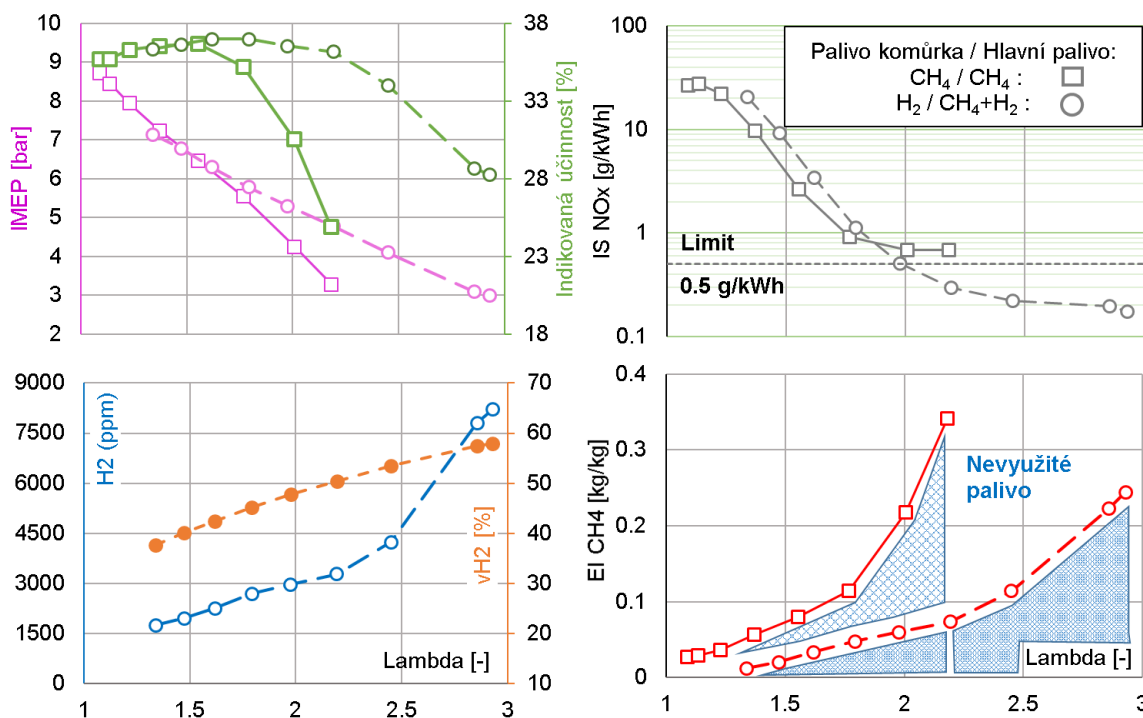
Výsledky ukazují velmi výrazný pokles nespálených uhlovodíků při použití vodíku a to v celém provozním rozsahu motoru. Následkem toho došlo ke zvýšení hodnoty středního indikovaného tlaku (IMEP) a indikované účinnosti motoru. Dále bylo dosaženo výrazného rozšíření provozního rozsahu motoru (meze zápalnosti směsi) a to až na hodnotu součinitele přebytku vzduchu  $\lambda = 2.93$ , při kterém byl běh motoru stále stabilní.

Z hlediska produkce emisí NOx došlo při  $\lambda > 2$  k poklesu jejich hodnoty pod stanovený limit  $0.5 \text{ g/kWh}$ . Při hodnotách součinitele přebytku vzduchu  $\lambda = 2.2$ , byla hodnota NOx =  $0.3 \text{ g/kWh}$ , čímž by byl splněn požadovaný emisní limit i s patřičnou rezervou. Tím pádem, již není žádný důvod k dalšímu ochuzování směsi, které už vede pouze k výraznému a nežádoucímu nárůstu nespálených uhlovodíků a tedy i poklesu indikované účinnosti. Pro kompletnost je na levém spodním grafu na Obr. 51 ještě uvedena objemová koncentrace nespáleného vodíku ve spalínách.

Hledání hypotézy pro tak výrazný pokles emisí NOx, v případě použití vodíku, je však poměrně obtížné. Důvodem poklesu totiž není snížení maximální teploty v průběhu spalování ve válci, jak je možné vidět na levém grafu na Obr. 52. Obecně se však tvrdí, že při teplotách nižší než  $1800^\circ\text{K}$  dochází k tzv. zamrznání chemických reakcí, které jsou spojeny s tvorbou emisí NOx. Podle dat z měření, nastává tato situace při součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda > 2$ . V tomto případě, tedy může jít o kombinaci chemicko-teplotních efektů a pozitivních vlastností vodíku umožňující nízkoteplotní dohořívání směsi, při kterém je již tvorba emisí NOx velmi malá. Další roli zde může hrát fakt, že emise NOx jsou uváděny ve vztahu k výkonu motoru ( $\text{g/kWh}$ ). A v případě spalování směsi vodíku se zemním plynem se

podarilo udržet vysokou chemickou účinnost i při spalování extrémně chudé směsi, což je klíčové z hlediska dosažení nejen ekonomického, ale i ekologického provozu motoru.

Podrobnější vysvětlení a nalezení příčiny snížené produkce NO<sub>x</sub> bohužel neposkytly ani výsledky 3-D CFD simulace v programu AVL Fire a to zřejmě díky zavedeným zjednodušením. Přesto je v konečném důsledku hlavní to, že se našel prostředek, jak dosáhnout výrazného snížení emisí NO<sub>x</sub>, a to zároveň se snížením množství nespálených uhlovodíků (a udržení tak dostatečné účinnosti motoru), přestože je obecně známo, že tyto požadavky jdou ve většině případů proti sobě. Vysvětlení pak mohou poskytnout například sofistikovanější výpočetní modely, což by měl být i jeden z dalších úkolů pro případné pokračovatele v optimalizaci toho zapalovacího systému.



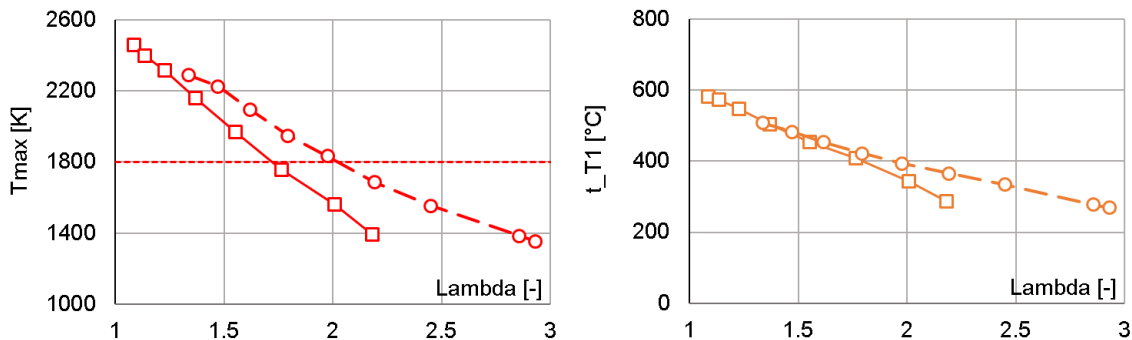
Obr. 51. Porovnání parametrů motoru s vyplachovanou předkomůrkou verze VK 19x1.2. Vliv použitého paliva: Plná čára – provoz čistě na zemní plyn (CH<sub>4</sub>/CH<sub>4</sub>). Čárkovaná čára - vyplachování předkomůrky vodíkem a jako hlavní palivo byla použita směs zemního plynu a vodíku (H<sub>2</sub>/CH<sub>4</sub>+H<sub>2</sub>).

Emisní normy samozřejmě omezují i maximální množství nespálených uhlovodíků. V případě vodíku, by byl provoz motoru výrazně hospodárnější, jelikož hodnoty metanového indexu (EI CH<sub>4</sub>) při  $\lambda=2.2$  odpovídaly přibližně 7% nespáleného paliva a v případě zemního plynu tato hodnota dosahovala více než 34%. Přestože je tato energetická ztráta ještě poměrně vysoká, vykazuje předkomůrkový motor výrazné zlepšení parametrů (jako je indikovaná účinnost atd.) oproti konvenčnímu zážehovému motoru na stechiometrickou koncepci. Dostatečně dimenzovaný oxidační katalyzátor by však měl být schopen zajistit snížení hodnoty nespálených uhlovodíků pod akceptovatelnou mez<sup>7</sup>. Přesto by mělo být jedním z dalších úkolů, pro případné pokračovatele v této práci, ověření funkce katalyzátoru v těchto provozních režimech. Díky poměrně nízké teplotě výfukových plynů, dané právě nízkoteplotním spalováním, může být výrazně ovlivněna samotná účinnost katalyzátoru.

<sup>7</sup> Limit nespálených uhlovodíků (CH<sub>4</sub>), předepisující norma EURO VI pro plynový motor nákladního automobilu testovaný v přechodových režimech dle WHTC je 0.5 g/kWh. Kompletní tabulka emisních limitů je uvedena v příloze str. 81, Obr. 61.

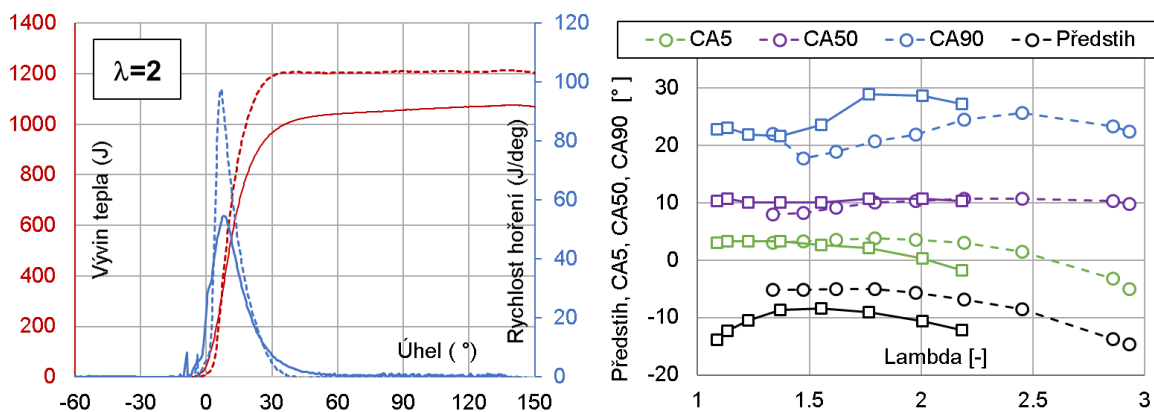


Na Obr. 52 vpravo je zobrazeno porovnání teploty výfukových plynů v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu.



Obr. 52. Vliv součinitele přebytku vzduchu na maximální spalovací teplotu ve válci ( $T_{MAX}$  [K]) a na teplotu výfukových plynů  $t_{T1}$  [°C]. Vliv použitého paliva: Plná čára – provoz čistě na zemní plyn ( $CH_4/CH_4$ ). Čárkovaná čára - vyplachování předkomůrky vodíkem a jako hlavní palivo byla použita směs zemního plynu a vodíku ( $H_2/CH_4+H_2$ ).

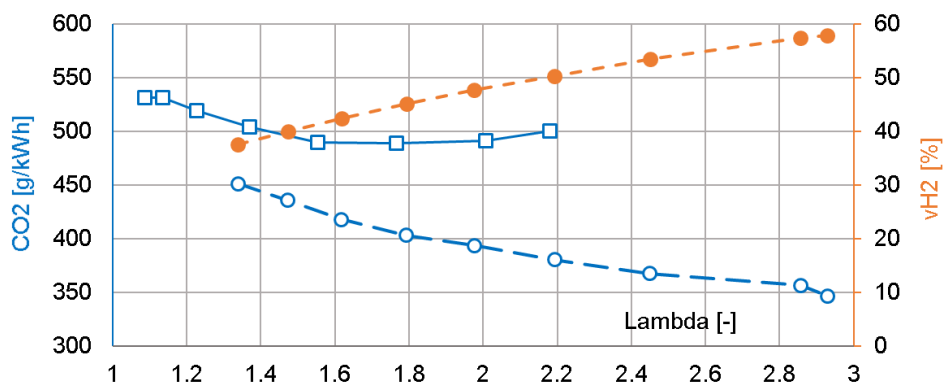
Obr. 53 vlevo ukazuje porovnání vývinu tepla a rychlosti vývinu tepla ve válci při součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda=2$ . Z grafu je patrný výrazný nárůst rychlosti hoření v případě směsi zemního plynu s příměsí vodíku. Nižší celková hodnota uvolněného tepla, v případě zemního plynu, je dána vyšším množstvím nespálených uhlovodíků a tedy sníženou chemickou účinností. Nespálené palivo tak odchází bez užitku do výfuku (rozdíl byl také vyznačen v pravém dolním grafu v Obr. 51). V případě zemního plynu se objevuje, již zmiňovaný, charakteristický dvoustupňový průběh rychlosti hoření [4.]. Avšak v případě směsi zemního plynu s vodíkem se tento průběh neobjevuje, což svědčí o mnohem rychlejší a stabilnějšímu prostupu čela plamene skrze spalovací prostor. Díky vyšší rychlosti spalování je opět možné použít mnohem menší hodnoty předstihu zážehu, viz Obr. 53 vpravo.



Obr. 53. Vlevo: Porovnání vývinu tepla a rychlosti vývinu tepla ve válci pro součinitel přebytku vzduchu  $\lambda=2$ . Vpravo: Předstih zážehu a úhlové hodnoty odpovídající poloze 5, 50 a 90-ti procentnímu bodu spáleného paliva. Vliv použitého paliva: Plná čára – provoz čistě na zemní plyn ( $CH_4/CH_4$ ). Čárkovaná čára - vyplachování předkomůrky vodíkem a jako hlavní palivo byla použita směs zemního plynu a vodíku ( $H_2/CH_4+H_2$ ).

Vyšší objemový podíl vodíku v palivu se také projevil na mnohem větším poklesu množství  $CO_2$  ve spalínách, viz Obr. 54. V rozsahu součinitele přebytku vzduchu  $\lambda=(1.3\div 2.2)$ ,

kde lze porovnat obě provedená měření, bylo dosaženo snížení výsledné hodnoty CO<sub>2</sub> o 10 až 24 procent a to v závislosti na objemovém podílu vodíku v palivu. Tohoto výsledky bylo dosaženo i přes vyšší výkon motoru a lze tedy předpokládat, že snížení CO<sub>2</sub> při stejném zatížení motoru bude ještě mnohem výraznější.



Obr. 54. Množství CO<sub>2</sub> ve výfukových plynech v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu. Porovnání vlivu použitého paliva: Plná čára – provoz čistě na zemní plyn (CH<sub>4</sub>/CH<sub>4</sub>). Čárkovaná čára - vyplachování předkomůrky vodíkem a jako hlavní palivo byla použita směs zemního plynu a vodíku (H<sub>2</sub>/CH<sub>4</sub>+H<sub>2</sub>).

#### 4.6.4 Závěry z experimentů s vodíkem na předkomůrkovém motoru

Předchozí experimenty se zemním plynem ukázaly, že geometrie navržených předkomůrek ještě není zcela optimální. Při použití vodíku, a to buď pouze pro vyplachování předkomůrky, nebo jeho příměsí v hlavním palivu, však došlo k výraznému zlepšení celkových parametrů předkomůrkového motoru. Díky široké mezi zápalnosti vodíku a jeho nízké iniciační energii, bylo dosaženo rozšíření provozního rozsahu motoru a to až do součinitele přebytku vzduchu  $\lambda=2.93$ . Jeho velmi dobré vlastnosti se také projevily na zvýšené rychlosti spalování a došlo k výraznému snížení množství nespálených uhlovodíků oproti experimentům se zemním plynem. Přestože nárůst chemické účinnosti spalování jde ve většině případů proti snížení emisí NO<sub>x</sub>, podařilo se v případě použití vodíku, dosáhnout hodnot, které by umožnily splnění požadovaných emisních limitů pro NO<sub>x</sub> normy EURO VI i s patřičnou rezervou a to při  $\lambda \geq 2.1$ .

V závislosti na objemovém podílu vodíku v použitém palivu lze dosáhnout také snížení množství CO<sub>2</sub> ve spalínách. V případě vodíkem vyplachované předkomůrky se snížení pohybovalo v rozmezí (3÷5)%. V případě směsi s 50-ti procentním objemovým podílem vodíku v palivu bylo dosaženo snížení CO<sub>2</sub> oproti provozu motoru čistě na zemní plyn o 24%.

Zároveň je třeba připomenout, že v obou zmiňovaných testech s vodíkem, lze dosáhnout snížení emisí NO<sub>x</sub> pod stanovený limit 0.5 g/kWh. Avšak spotřeba vodíku se v jednotlivých případech výrazně liší. Tyto výsledky tedy umožňují volbu a to s ohledem na dostupnost vodíku a pro následnou technickou realizaci. V případě malé dostupnosti vodíku, může být použit systém vyplachování předkomůrky pomocí malého množství vodíku a to pouze při částečném zatížení motoru a spalování chudé směsi. Realizace by následně vyžadovala dvě oddělené nádoby pro uložení paliva ve vozidle. Menší pro vodík a větší pro hlavní palivo například zemní plyn. V opačném případě, když by bylo vodíku dostatek a při

požadavku na výraznější snížení produkce CO<sub>2</sub>, by mohl být předkomůrkový motor provozován na směs vodíku a zemního plynu. Tím by se zjednodušilo jednak doplňování paliva, tak i jeho skladování. Menší, ale neřešitelnou nevýhodou, by bylo snížení dojezdu takového vozidla, díky nižší energetické hustotě vodíku při zachování stejného objemu nádoby a tlaku pro jeho skladování. Při použití 50% objemového podílu vodíku ve směsi se zemním plynem by došlo k poklesu celkové uložené energie zhruba o 34% oproti provozu motoru na čistě zemní plyn.

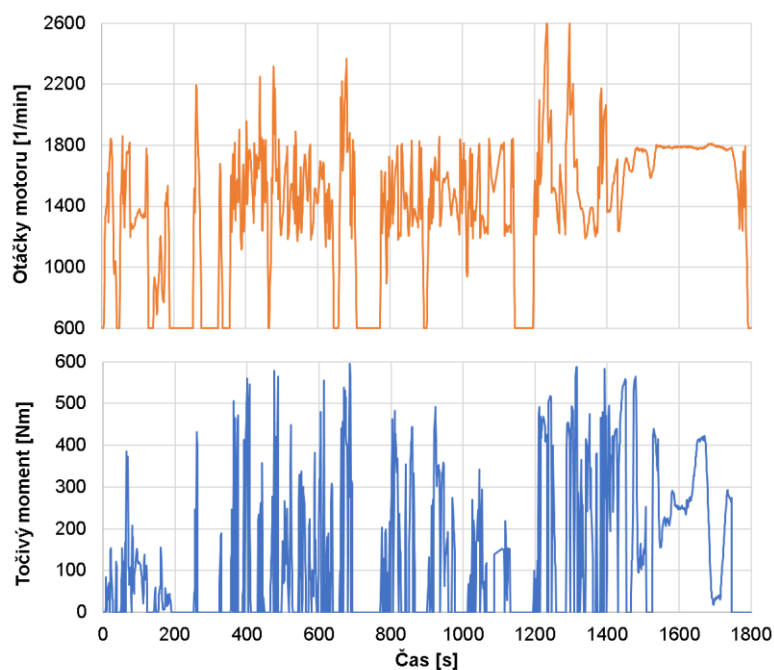
Přestože při spalování samotného vodíku vzniká pouze voda a jeví se tak jako velmi ekologické palivo. Jeho spalování ve spalovacím motoru naráží na problém s vysokým výskytem samozápalů. Na základě experimentálně zjištěných zkušeností je možné motor provozovat čistě na vodík až od součinitele přebytku vzduchu  $\lambda > 2$ . Při nižších hodnotách  $\lambda$  totiž nelze udržet stabilní běh motoru a to díky již zmíněným problémům se samozápal, které jsou způsobeny velmi nízkou iniciační energií vodíku.

Na základě pozitivních výsledků vodíkem vyplachované předkomůrky byla podána i patentová přihláška číslo PS4165CZ [36.], jejíž zkrácené znění popisuje následující text. Zapalovací předkomůrka s přívodem vedlejšího paliva umožňuje provoz motoru při extrémně zředěné směsi s hodnotou součinitele přebytku vzduchu větším než 2. V případě požadavku chodu motoru při nízkém zatížení, je válec plněn extrémně chudou směsí a pro její požadované zapálení se nastaví směšovací poměr vedlejšího paliva přiváděného do zapalovací předkomůrky na 100% čistého vodíku. Naopak při režimu plného zatížení se zapalovací komůrka vyplachuje plynným palivem s co možná nejvyšší odolností proti samovznícení, tedy hlavním palivem, kterým je čistý zemní plyn. Řešení plynového spalovacího motoru podle tohoto vynálezu je využitelné jak pro mobilní, tak pro stacionární aplikace. Přínosem je přitom zvýšení tepelné účinnosti spalovacího motoru, minimalizace mezi-oběhové variability parametrů motoru a dosažení příznivějšího složení surových spalin ve srovnání s uspořádáním plynových spalovacích motorů podle dosavadního stavu techniky.

#### 4.7 Simulace emisního testu motoru WHTC v programu GT-Power

Cílem této kapitoly je zjistit, jaký je celkový potenciál přeplňovaného čtyřválcového plynového motoru s vyplachovanou předkomůrkou a zda je s ním možné, při volbě vhodné strategie řízení a vyžití chudé koncepce, splnit aktuální emisní předpisy. Pro tyto účely byly v programu GT-Power provedeny simulace emisního testu, a to jak pro předkomůrkový motor, tak pro motor s klasickou zapalovací svíčkou se stejnými parametry. Výsledky umožňují přímé srovnání jednotlivých motorů.

Zkušební motor G432, na kterém byly provedeny veškeré experimenty a měření<sup>8</sup>, je díky svým parametrům (viz. Tab. 4) používán spíše v kategorii nákladních vozidel. V této kategorii se z hlediska emisní homologace netestuje celé vozidlo, tak je tomu u osobních automobilů, ale pouze samotný motor, který je připojen k dynamometru. Motor je následně testován v cíleně vytipovaných provozních režimech, a to jak v ustálených stavech (WHSC – World Harmonized Stationary Cycle), tak pomocí předepsaného nestacionárního cyklu (WHTC – World Harmonized Transient Cycle) [37.]. Pro porovnání jednotlivých variant motorů a ověření několika navrhovaných strategií řízení předkomůrkového motoru, byl vybrán nestacionární cyklus WHTC, jehož průběh je zobrazen na Obr. 55.



Obr. 55 Předpis nestacionárního cyklu motoru WHTC – průběh otáček a točivého motoru.

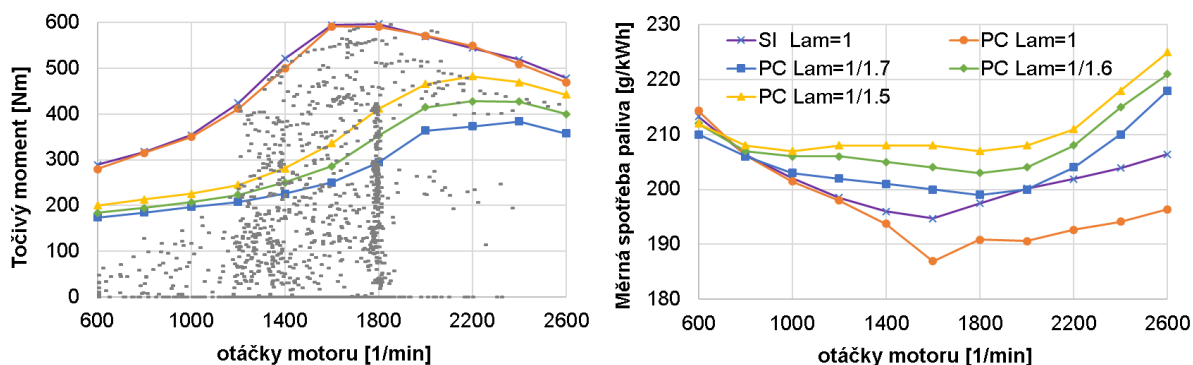
Kvůli výpočetní náročnosti simulace emisních cyklů WHTC byly vytvořeny zjednodušené simulační modely motorů založených na tzv. mapových podkladech („map-based engine model“) ve formě úplných charakteristik z ustálených provozních stavů. Úplné charakteristiky popisují výkonové parametry motoru, mechanické ztráty, spotřebu paliva, emise a další potřebné parametry. Dynamické chování motoru je pak zohledněno pouze

---

<sup>8</sup> Motor G432 byl experimentálně proměřen v konfiguraci s klasickou zapalovací svíčkou a to v rozsahu úplné charakteristiky motoru. Následně byl upraven pro testování zapalovacího systému s vyplachovanou předkomůrkou.

pomocí zadaného momentu setrvačnosti motoru ( $0,3 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ ), který byl pro daný motor stanoven. Ostatní jevy, jako například prodleva odezvy turbodmychadla, jsou zanedbány. Tento „kvazi-stacionární“ model byl vytvořen pro obě varianty motorů (zážehový motor se zapalovací svíčkou a motor s velkou předkomůrkou verze VK 12x1.2) a jejich hlavní výhodou jsou poměrně nízké nároky na výpočetní výkon. Dále zde, oproti detailním 1-D modelům, odpadají problémy s dynamickým chováním potřebných řídicích regulátorů (např. pro řízení dávky paliva atp.) v průběhu nestacionárního cyklu a hledání jejich vhodného nastavení. To se také ukázalo jako velmi klíčové, a to nejen z hlediska dodržení předepsaného průběhu zatížení daného testovacího cyklu.

Úplné charakteristiky byly sestaveny pomocí detailních 1-D simulačních modelů motorů (popsaných v kapitole 3.7.1), které byly kalibrovány na základě naměřených dat. Na Obr. 56 je zobrazen jeden z jejich výstupů, a to vnější rychlostní charakteristiky jednotlivých motorů a měrné spotřeby paliva. Predikce ukazuje, že s předkomůrkovým motorem provozovaným na stechiometrickou směs (PC\_Lam=1) lze dosáhnout stejných výkonových parametrů jako s motorem konvenčním<sup>9</sup> (SI\_Lam=1), avšak s nižší spotřebou paliva, a to ve vyšších otáčkách. Maximální dosažený výkon motoru byl  $126 \text{ kW}$  při  $2200 \text{ min}^{-1}$ . V grafu jsou ještě vyneseny průběhy maximálního momentu předkomůrkového motoru pro několik úrovní součinitele přebytku vzduchu ( $\lambda=1.5;1.6;1.7$ ), které je motor s daným turbodmychadlem schopný dosáhnout. V oblasti částečného zatížení lze na spotřebě paliva sledovat trend zhoršení celkové účinnosti s rostoucím součinitelem přebytku vzduchu, která je dána především poklesem chemické účinnosti. Jednotlivé body v levém grafu na Obr. 56 určitým způsobem zobrazují zatížení motoru v průběhu cyklu WHTC.



Obr. 56 Průběh točivého momentu a měrné spotřeby paliva v závislosti na otáčkách motoru. Jednotlivé body v levém grafu zobrazují zatížení motoru v cyklu WHTC.

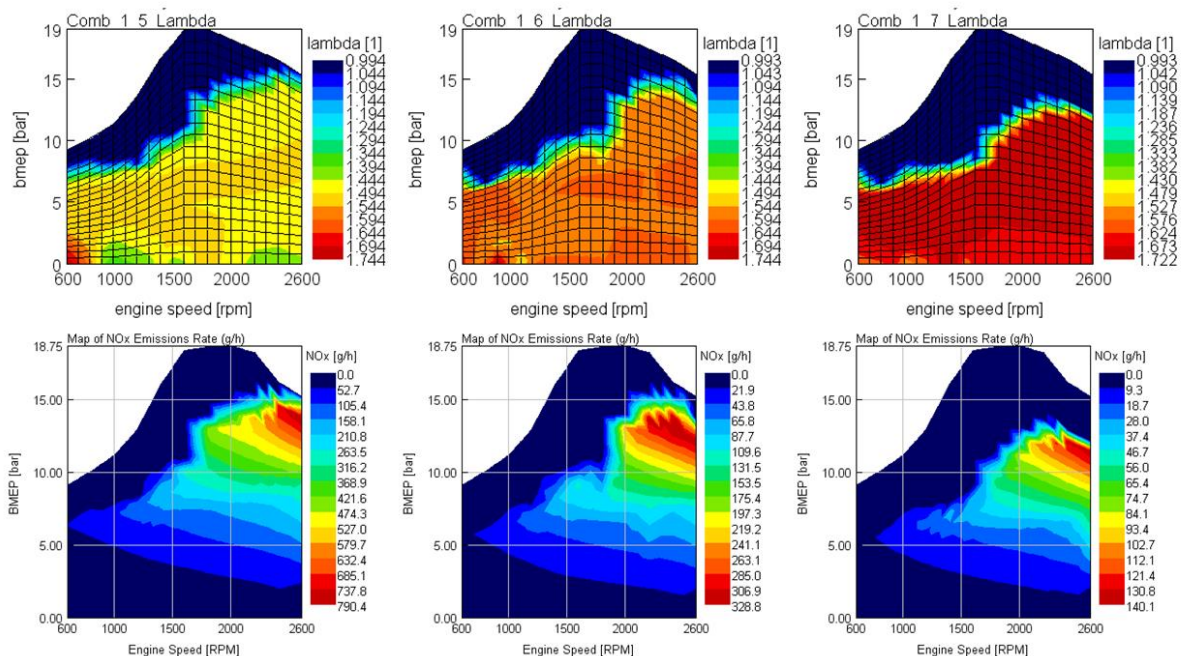
V průběhu testu WHTC se měří koncentrace škodlivých složek ve spalínách, jejíž celkové průměrné hodnoty nesmí přesáhnout povolený limit. Přehled limitních hodnot sledovaných složek lze nalézt v tabulce na Obr. 61 v příloze. V případě emisí oxidů dusíku ( $\text{NO}_x$ ) je pro splnění aktuální emisní normy EURO VI omezena jejich maximální průměrná hodnota na  $0.46 \text{ g/kWh}$ . Pokud se vrátíme k experimentálně zjištěným závislostem produkce emisí  $\text{NO}_x$  na součiniteli přebytku vzduchu (viz. Obr. 47 a Obr. 51), je vidět, že se sice lze s předkomůrkovým motorem dostat pod výše stanovený limit  $\text{NO}_x$ , avšak až při hodnotách  $\lambda \geq 2$ , kde již také dochází k výraznému poklesu chemické účinnosti. Hlavní snahou by tedy

<sup>9</sup> Zážehový motor se standardní zapalovací svíčkou provozovaný se součinitelem přebytku vzduchu  $\lambda=1$ .

mělo být pohybovat se za provozu motoru v oblastech s vyšší chemickou účinností, tj. při nižších hodnotách součinitele přebytku vzduchu (přibližně  $\lambda \leq 1.7$ ). V tuto chvíli je vhodné ještě jednou čtenáři připomenout to, že u daného limitu NOx se jedná o hodnotu průměrnou a nikoliv hodnotu maximální, která by nemohla být v průběhu cyklu překročena. Tím je tedy otevřen určitý manipulační prostor pro návrh vhodné strategie řízení směsi.

Již dříve popisovaná a navrhovaná strategie řízení předkomůrkového motoru předpokládá využití rychlého přechodu mezi stechiometrickou koncepcí využívanou v oblastech vysokého zatížení motoru a chudou koncepcí pro částečné zatížení motoru. Pro otestování byly připraveny 3 varianty, které zahrnují kombinaci stechiometrické koncepce s třemi rozdílnými úrovněmi součinitele přebytku vzduchu ( $\lambda=1.5;1.6;1.7$ ) pro oblast částečného zatížení. Výsledné strategie řízení součinitele přebytku vzduchu jsou zobrazeny v horní části na Obr. 57. Ve spodní části obrázku je uvedena rychlost produkce emisí NOx v gramech za hodinu, která byla predikována pomocí NOx modelu reagujícího na hodnotu součinitele přebytku vzduchu, jež byl kalibrován na základě experimentálně zjištěných dat.

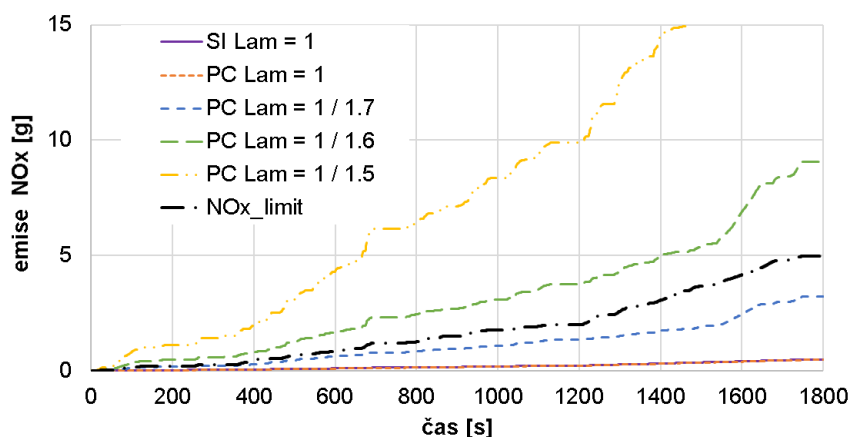
Dále bylo předpokládáno to, že testované motory jsou vybaveny dostatečně dimenzovaným třicestným katalyzátorem, který se při provozu motoru na stechiometrickou koncepcí postará o likvidaci téměř veškerých sledovaných škodlivin (CO, C<sub>x</sub>H<sub>y</sub>, NOx). Při tomto režimu byla předpokládána konstantní hodnota (10 ppm) objemové koncentrace NOx za katalyzátorem, zohledňující reálně dosažitelnou účinnost katalyzátoru při obdobných podmínkách [38.]. V případě součinitele přebytku vzduchu vyššího než 1.02, a samozřejmě při spalování velmi chudé směsi, se daný katalyzátor považuje pouze za katalyzátor oxidační, bez jakéhokoliv redukčního efektu na emise NOx.



Obr. 57 Mapy požadovaného součinitele přebytku vzduchu (nahore) a produkce emisí NOx (dole) pro navrhované strategie řízení předkomůrkového motoru ( $\lambda=1.5$  vlevo,  $\lambda=1.6$  uprostřed,  $\lambda=1.7$  vpravo).

Na Obr. 58 jsou vyneseny výsledky z provedených simulací, které ukazují kumulativní hmotnost emisí NOx v průběhu testovacího cyklu v závislosti na čase. Černá čára vyznačuje limit pro oxidy dusíků normy Euro VI. Z grafu je patrné, že obě varianty motorů při použití

stechiometrické koncepce (SI Lam=1, PC Lam=1) splní daný limit s dostatečnou rezervou. Konkrétní hodnoty lze pak nalézt v Tab. 8. Dále byla úspěšná navrhovaná strategie řízení pro předkomůrkový motor využívající rychlých přechodů mezi součinitelem přebytku vzduchu  $\lambda = 1$  a  $\lambda = 1.7$  (PC Lam =1/1.7). Zbylé dvě strategie již daný limit několikanásobně překračují.



Obr. 58. Kumulativní hmotnost emisí NOx v průběhu testovacího cyklu WHTC v závislosti na čase (SI – zážehový motor s klasickou zapalovací svíčkou, PC – překomůrkový motor) [39.].

Co se týká celkové spotřeby paliva, je z Tab. 8 vidět, že lze s překomůrkovým motorem dosáhnout 4.3% úspory paliva oproti klasickému zážehovému motoru, a to i přes to, že při hodnotách součinitele přebytku vzduchu  $\lambda=1.7$  se dosahovaná chemická účinnost pohybuje pouze kolem 91%. Nespálené palivo se však negativně projeví na menším přínosu, co se týče snížení produkce CO<sub>2</sub>, a to za předpokladu, že toto palivo kompletně dodatečně oxiduje v katalyzátoru. Zlepšení chemické účinnosti při spalování chudé směsi je samozřejmě jedním z hlavních cílů prováděných optimalizací vyvíjeného zapalovacího systému. Simulace emisního cyklu WHTC měly stanovit, zda je předkomůrkový motor i v současném vývojovém stavu vůbec schopen aktuální emisní limity splnit. A dále určit potřebnou úroveň zředění směsi, respektive hodnotu součinitele přebytku vzduchu, pro částečné zatížení motoru, na kterou se mají prováděné optimalizace zaměřit. Veškeré výsledky uvedené v této kapitole byly také prezentovány v [39.]

Tab. 8. Výsledné hodnoty emisí NOx, CO<sub>2</sub> a spotřeby paliva v cyklu WHTC pro jednotlivé varianty motorů a zvolenou strategii řízení součinitele přebytku vzduchu.

Varianta	NOx		Spotřeba paliva		CO2	
	Průměr za cyklus	% NOx limitu	Celkem	porovnání vůči SI motoru	Průměr za cyklus	porovnání vůči SI motoru
	g/kWh	%	kg	%	g/kWh	%
SI_Lam = 1	0.044	9.6	2.529	0.0	644	0.0
PC_Lam = 1	0.044	9.6	2.459	-2.8	641	-0.5
PC_Lam=1 / 1.7	0.349	75.9	2.42	-4.3	631	-2.0
PC_Lam=1 / 1.6	0.919	199.8	2.395	-5.3	624	-3.1
PC_Lam=1 / 1.5	2.401	522.0	2.437	-3.6	635	-1.4

## 5 Diskuze výsledků a zobecnění závěrů

Tato kapitola má za účel diskuzi dosažených výsledků a dále pak shrnutí a zobecnění jednotlivých poznatků. Mezi hlavní výstupy patří určitá metodická doporučení pro optimální návrh předkomůrkového zapalovacího systému a určení vhodné strategie jeho řízení.

Provedené experimenty na plynovém nepřepřehnaném motoru prokázaly, že předkomůrkový zapalovací systém umožňuje dosáhnout rozšíření limitu zápalnosti chudé směsi až k hodnotám převyšující součinitel přebytku vzduchu  $\lambda > 2$  a výrazného navýšení rychlosti spalování oproti standardní zapalovací svíčce. Toho je docíleno za pomoci lokálního obohacení předkomůrky a vícebodovým zapálením směsi uvnitř hlavního spalovacího prostoru.

Vnitřní objem předkomůrky ovlivňuje velikost zapalovací energie, ten by se podle dostupné literatury měl pohybovat v rozmezí (2÷5)% celkového kompresního objemu motoru. Provedené experimenty v této práci a pro daný motor G432 ukázaly mnohem lepší výsledky s předkomůrkou o malém objemu (1.92cm<sup>3</sup> tj. cca 2% celkového kompresního objemu). Zvětšování objemu předkomůrky má za následek snižování celkového kompresního poměru motoru, navyšuje teplosměnnou plochu a úměrně tomu i tepelné ztráty. Následně tak dochází k poklesu celkové účinnosti motoru. V důsledku toho není příliš vhodné volit zbytečně velký objem předkomůrky. Jak také prokázaly provedené experimenty, samotné zvětšení objemu předkomůrky nevede vždy k zlepšení její zapalovací funkce. Dalšími důležitými faktory zde totiž jsou homogenita náplně, obsah zbytkových plynů a součinitel přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky.

Kvalitní promíšení směsi a její rozložení v okolí elektrod zapalovací svíčky má zásadní vliv na samotnou iniciaci a rozvoj spalování uvnitř předkomůrky. Zlepšení homogenity náplně lze dosáhnout pomocí vhodné geometrie předkomůrky, orientací a počtem propojovacích otvůrků a kanálků pro přívod vyplachovacího média. S výhodou lze využít cíleně vytvářený pohyb náplně vytvářející příčný či podélný vír uvnitř předkomůrky. Pro podporu výsledného efektu by také neměla být předkomůrka příliš dlouhá. Je však samozřejmě otázkou, zda se kvůli omezeným zástavbovým rozměrům v hlavě válců, povede dosáhnout kompaktních rozměrů vzhledem k požadovanému objemu předkomůrky.

Jak ukázaly provedené experimenty a simulace, není obsah zbytkových plynů uvnitř předkomůrky před začátkem spalování nijak zvlášť velký a nemá zásadní vliv na její samotnou funkci. Přesto lze udělat opatření, které vedou minimálně k lokálnímu zlepšení, a to například přívodem vyplachovacího média do prostoru zapalovacích elektrod. Toto opatření lze bez problému provést v případě použití zemního plynu, avšak v případě vodíku, zde hrozí riziku vzniku samozápalů o relativně horké zapalovací elektrody v důsledku velmi nízké iniciační energie potřebné k jeho zapálení.

Provedené experimenty nezvratně prokázaly, že funkce předkomůrky výrazně závisí na součiniteli přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky ( $\lambda_K$ ). Byl také určen optimální rozsah  $\lambda_K = (1 \div 1.5)$  ve kterém je předkomůrka schopna velmi dobře fungovat, a to jak v režimu vyplachované, tak i nevyplachované předkomůrky. Dosažení těchto podmínek je tedy otázkou vhodně řízené dodávky plynu do předkomůrky a to dle aktuálních provozních režimů motoru. Z pohledu strategie řízení je také plánováno to, aby byl při provozu



předkomůrkového motoru zajištěn velmi rychlý přechod mezi stechiometrickou koncepcí a extrémně chudou koncepcí. Stechiometrická koncepce, která je kompatibilní s tří-cestným katalyzátorem, by zajistila splnění emisních předpisů pro vysoká zatížení motoru. V tomto případě by byla použita nevyplachovaná předkomůrka, aby nedocházelo ke vzniku extrémně bohaté směsi uvnitř předkomůrky a s ní související problémy s její zápalností a stabilitou provozu. Chudá koncepce by pak mohla docílit navýšení celkové účinnosti motoru při částečném zatížení motoru a zároveň nízkou produkci emisí NOx. V tomto případě by byla použita vyplachovaná předkomůrka, jelikož je zde potřeba lokálního obohacení směsi uvnitř předkomůrky tak, aby se součinitel přebytku vzduchu  $\lambda_K$  pohyboval ve zmíněném rozsahu ( $1 \div 1.5$ ).

Průměr propojovacích otvorů předkomůrky ovlivňuje jejich zhašecí efekt při průchodu čela plamene do prostoru válce. Charakter výstupního proudu pak má zásadní vliv na průběh spalování uvnitř hlavního spalovacího prostoru. Z hlediska dobré iniciace zážehu, je ve výstupním proudu preferováno převládající plamenné jádro spolu s velkým množstvím aktivovaných částic. Při experimentech bylo dosaženo velmi dobrých výsledků s průměrem otvorů 1.2 a 1.5 mm. U většího průměru propojovacích otvorů bylo také za pomoci digitální kamery skrze vzduchem chlazený endoskop prokázáno, že do hlavního spalovacího prostoru opravdu vstupuje v převážné části hořící směs.

Průtočný průřez propojovacích otvorů, mimo jiné, ovlivňuje velikost tlakového rozdílu mezi jednotlivými objemy v průběhu spalování uvnitř předkomůrky. Tlakový rozdíl následně určuje výstupní rychlost proudu z předkomůrky a hloubku penetrace hlavního spalovacího prostoru. Příliš vysoká rychlost může mít za následek nežádoucí dopadání vystupujících paprsků na protilehlou stěnu spalovacího prostoru, respektive pístu. Doporučenou velikost průtočné plochy propojovacích otvorů vzhledem k velikosti objemu předkomůrky stanovil Gussak v [7.]. Ta by se měla pohybovat v rozmezí  $0.03 \div 0.04 \text{ cm}^2$  na  $1 \text{ cm}^3$  objemu předkomůrky. Poměr délky propojovacích otvorů k jejich průměru by pak měl být roven jedné polovině. Směřování a počet propojovacích otvorů by měl být rozvržen tak, aby došlo k co nejrovnoměrnějšímu vícebodovému zapálení směsi v hlavním spalovacím prostoru.

Jak prokázaly provedené experimenty, předkomůrkový zapalovací systém dokáže spolehlivě zapálit i velmi chudou směs ( $\lambda > 2$ ). Dále se vyznačuje výrazně vyšší rychlostí spalování oproti standardní zapalovací svíčke. Doba odpovídající spálení ( $5 \div 90$ )% paliva se pohybuje v rozmezí  $20^\circ$  až  $30^\circ$  natočení klikového hřídele a to v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu. Kratší doba odpovídá  $\lambda = 1$ , zatímco druhá hodnota  $\lambda \cong 2.2$ . Velmi rychlé spalování umožňuje, kromě jiného, použití pozdějšího předstihu zážehu a tím vzniká i potenciál pro snížení náchylnosti k detonačnímu spalování a případné navýšení výkonu motoru a jeho celkové účinnosti.

Struktura šíření plamene skrze hlavní spalovací prostor se v případě použití předkomůrky výrazně odlišuje od klasického zážehového motoru. Při zapálení směsi pomocí zapalovací svíčky, se čelo plamen šíří směrem od bodu iniciace a prostupuje spalovacím prostorem přibližně v kulo-plochách. Zatímco v případě předkomůrky, se směs zažehne poblíž horní plochy pístu, odkud se čelo plamene šíří zpět směrem k hlavě válců. Úvodní fáze turbulentní spalování má za následek výrazné zvýšení rychlosti hoření. To je však následováno fází laminárního prostupu zvrásněného čela plamene, který má za následek zpomalení rychlosti hoření a pozvolnější dohořívání směsi. Tato fáze spalování (která nabývá

na významu s rostoucím součinitelem přebytku vzduchu) je dle našeho názoru klíčová a to z hlediska tvorby nespálených uhlovodíků v důsledku nekompletního prohoření směsi a postupného „zhášení“ plamene tak, jak se blíží směrem k chladným stěnám spalovacího prostoru. Jedním z možných řešení tohoto problému může být úprava tvaru hlavního spalovacího prostoru.

Na základě výsledků simulací a charakteru vystupujícího proudu z předkomůrky, se jeví, pro tento zapalovací systém, jako nejvhodnější střešovitý tvar spalovacího prostoru. Umožňuje totiž prodloužení dráhy výstupního proudu z předkomůrky a lépe respektuje jeho charakter, čímž lze dosáhnout mnohem optimálnějšího využití spalovacího prostoru a to hlavně ve vztahu k tvorbě nespálených uhlovodíků. Dále lze modifikovat samotný tvar pístu. Například písta ve tvaru řeckého písmene omega, by umožnil vznik radiálního víření tzv. „squish“. Výsledný efekt by mohl vést k dalšímu navýšení rychlosti spalování. Teoretické a praktické ověření této hypotézy by mělo být jedním z hlavních úkolů pro případné pokračovatele v optimalizaci tohoto zapalovacího systému.

Jak již bylo předtím řečeno, díky zapalovacímu systému s vyplachovanou předkomůrkou lze dosáhnout stabilní iniciace zážehu a spalování i velmi chudé směsi. Jednou z hlavních motivací je to, že spalování chudé směsi vede k poklesu maximální teploty v průběhu spalování a tím i snížení produkce emisí NO<sub>x</sub>. Obecně je také potvrzeno, že při teplotách nižší než 1800°K dochází k tzv. zamrznutí chemických reakcí, které jsou spojeny s tvorbou emisí NO<sub>x</sub>. Podle naměřených dat a vyhodnocených průběhů teplot ve válci, nastává tato situace při součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda > 1.8$ . Při hodnotách součinitele přebytku vzduchu  $\lambda \geq 2.1$ , byly na předkomůrkovém motoru za určitých podmínek naměřeny hodnoty emisí NO<sub>x</sub> pod stanoveným emisním limitem 0.46 g/kWh<sup>10</sup>.

Provozní rozsah motoru je však omezen stabilitou a efektivitou jeho chodu. Tyto faktory spolu také velmi úzce souvisí. Mezi-cyklová variabilita a množství nespálených uhlovodíků narůstají společně s rostoucím součinitelem přebytku vzduchu. Nespálené palivo, které odchází bez užitku do výfukového potrubí, má samozřejmě vliv na celkovou účinnost motoru a množství nespálených uhlovodíků ve spalinách je také legislativně omezeno. Experimenty na předkomůrkovém motoru provozovaném na čistě zemní plyn ukazují, že při takto extrémním zředění směsi ( $\lambda \geq 2$ ) již dochází k výraznému poklesu chemické účinnosti spalování a tím i celkové účinnosti motoru. Provoz předkomůrkového motoru na zemní plyn by byl značně nevhodný. Energetická ztráta v podobě nespáleného paliva dosahovala až k hodnotám 34%. Určité rezervy se ještě nabízejí v samotné optimalizaci předkomůrky, co se týče zlepšení homogenity její vnitřní náplně a zlepšení tak její zapalovací funkce a dále pak ve zmíněných úpravách geometrie hlavního spalovacího prostoru. Přesto by měl být i v současné fázi, předkomůrkový motor na zemní plyn, vybavený třícestným katalyzátorem a při volbě vhodné strategie řízení součinitele přebytku vzduchu, schopen splnit stávající emisní limity, což prokázaly simulace nestacionárního emisního cyklu WHTC, viz. kapitola 4.7. Dalším benefitem předkomůrkového motoru je přibližně 4% snížení spotřeby paliva oproti klasickému zážehovému motoru, který je provozován na stechiometrickou směs.

---

<sup>10</sup> Maximální hodnota průměrné produkce emisí NO<sub>x</sub> pro splnění emisní normy EURO VI pro plynový motor nákladního automobilu. Limitní hodnota v přechodových režimech motoru dle WHTC je 0.46 g/kWh. Kompletní tabulka emisních limitů je uvedena v příloze str. 81, Obr. 61.

Oproti experimentům se zemním plynem bylo dosaženo výrazného zlepšení celkových parametrů motoru za použití vodíku, a to buď pouze pro vyplachování předkomůrky, nebo jeho příměsí v hlavním palivu. Díky široké mezi zápalnosti vodíku a jeho nízké iniciační energii, bylo dosaženo rozšíření provozního rozsahu motoru a to až do součinitele přebytku vzduchu  $\lambda=2.93$ . Jeho velmi dobré vlastnosti se také projevily na zvýšené rychlosti spalování a došlo k výraznému snížení množství nespálených uhlovodíků. Díky tomu bylo dosaženo mnohem hospodárnějšího provozu motoru. Energetická ztráta v podobě nespáleného paliva nepřekročovala ani v nejhorsím případě hranice 10%. Dostatečně dimenzovaný oxidační katalyzátor by tak měl být schopen zajistit snížení hodnoty nespálených uhlovodíků pod akceptovatelnou mez. Přesto by mělo být jedním z dalších úkolů, pro případné pokračovatele v této práci, ověření funkce katalyzátoru v těchto provozních režimech. Díky poměrně nízké teplotě výfukových plynů, dané právě nízkoteplotním spalováním, může být výrazně ovlivněna samotná účinnost katalyzátoru.

Příměs vodíku v použitém palivu, respektive náhrada části uhlovodíkového paliva vodíkem se také pozitivně projevuje na poklesu  $\text{CO}_2$  díky snížení celkového obsahu uhlíku. Při použití 45% objemového podílu vodíku ve směsi se zemním plynem bylo dosaženo snížení produkce emisí  $\text{CO}_2$  o 17.5% při stejném zatížení motoru ve srovnání s provozem motoru na čistě zemní plyn. Je tedy jen otázkou dostupnosti samotného vodíku a případného požadavku na výraznější snížení produkce  $\text{CO}_2$  jako strategii zvolit. V případě malé dostupnosti vodíku, může být použit systém vyplachování předkomůrky pomocí malého množství vodíku a to pouze při částečném zatížení motoru a spalování chudé směsi. Tímto opatřením lze docílit rozšíření provozního rozsahu motoru tak, aby bylo dosaženo snížení emisí  $\text{NO}_x$  pod stanovené emisní limity a zároveň byla zachována dostatečná účinnost motoru. Na základě experimentálních zkušeností můžeme ještě konstatovat, že samotný vodík lze spalovat ve spalovacím motoru pouze za podmínek se součinitelem přebytku vzduchu  $\lambda > 2$ . Při spalování bohatší směsi totiž dohází k velmi častému výskytu samozápalů a tím i nepravidelnému běhu motoru. Zásahu na tom má větší členitost spalovacího prostoru předkomůrkového motoru a velký počet potenciálních horkých bodů, které dokáží vodík velice snadno zapálit díky jeho velmi nízké iniciační energii.

Mezi výhody, které lze dále uvést v souvislosti s „nízkoteplotním spalováním“ je to, že vede ke snížení tepelných ztrát vysokotlaké části pracovního cyklu. Přebytečný vzduch v chudé směsi navíc zvyšuje poměr specifických tepelných kapacit ( $\kappa$ ) a vede ke zvýšení tepelné účinnosti motoru. Chudá koncepce spalování se proto jeví jako velice efektivní prostředek pro dosažení navýšení účinnosti spalovacího při částečném zatížení motoru a zároveň umožňuje splnění emisních limitů pro  $\text{NO}_x$  a to bez dodatečné úpravy výfukových plynů. Vyšší účinnost se projeví na snížení spotřeby paliva a v případě uhlovodíkového paliva i na celkové produkci  $\text{CO}_2$ .

Závěrem lze tedy konstatovat, že vyplachovaná předkomůrka nabízí velice efektivní zapalovací systém pro spalování alternativních plynných paliv s mnoha výhodami. Z těchto důvodů, se podle mého názoru, vyplatí pokračovat v jeho dalším vývoji. Slibně vypadající parametry předkomůrkového motoru by tak mohly poskytnout alternativu pro přechod na tzv. „čistější mobilitu“, která je dnes tak často, a to nejen v médiích, zmiňována. V tomto ohledu nabízí také i použití vodíku ve spalovacích motorech určité řešení a to nejen ve formě

akumulace elektrické energie, která je spojena s jeho výrobou. Mohlo by totiž být poměrně velkou strategickou chybou spoléhat se pouze na jedno řešení a to ve formě elektromobility.

## 6 Závěr

V této práci je prezentován experimentální vývoj zapalovacího systému s vyplachovanou předkomůrkou pro spalování chudé směsi v plynovém motoru, jako prostředku pro navýšení účinnosti spalovacího motoru a snížení emisí oxidů dusíku.

V rámci této disertační práce bylo navrženo a experimentálně otestováno několik funkčních vzorků tohoto zapalovacího systému. Společně s tím tak vznikl poměrně rozsáhlý soubor naměřených dat, který dokládá funkci tohoto zapalovacího systému a dále slouží pro kalibraci numerických modelů. Porovnání parametrů předkomůrkového motoru s klasickým zážehovým motorem ukazuje, že pomocí předkomůrky lze dosáhnout výrazného rozšíření provozního rozsahu motoru ( $\lambda \geq 2$  až 2.9) a navýšení rychlosti spalování. Při částečném zatížení motoru a extrémním zředění směsi ( $\lambda > 2.1$ ) lze docílit snížení produkce emisí oxidů dusíku v surových spalinách pod hodnoty, které vyžaduje aktuální emisní legislativa a zároveň navýšit účinnost motoru. K navýšení účinnosti dochází v důsledku vyšší tepelné účinnosti motoru při nízkoteplotním spalování chudé směsi a dále pak díky kvalitativní regulaci bez nutnosti škrcení a tím zmenšení pumpovních ztrát. Výsledky simulace emisního cyklu WHTC ukázaly, že při volbě vhodné strategie řízení, lze s překomůrkovým motorem splnit současné emisní limity a zároveň dosáhnout 4.3% úspory paliva oproti klasickému zážehovému motoru. Předkomůrkový zapalovací systém se tedy jeví jako velmi efektivní prostředek pro spalování plyných paliv a podle mého názoru se tedy vyplatí pokračovat v jeho dalším vývoji. Pokud by navíc došlo k nasazení toho zapalovacího systému v kombinaci se spalováním paliv s příměsí vodíku, došlo by k dalšímu snížení celkové produkce oxidu uhličitého.

Aby bylo možné předkomůrkový systém detailně analyzovat vzniklo několik simulačních modelů. Prvním z modelů je model předkomůrkového motoru v programu GT-Power. Tyto simulace na základě 0-D/1-D přístupu umožňují stanovení fyzikálních veličin, které nelze získat přímým měřením v experimentu, a také slouží pro křížovou kontrolu experimentálních výsledků. S dostačenou přesností lze také určit průměrnou hodnotu součinitele přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky, který má zásadní vliv na její funkci. V neposlední řadě pak lze výsledky těchto simulací využít pro definici okrajových podmínek 3-D CFD simulací a predikci celkových parametrů čtyřválcového přeplňovaného motoru.

3-D CFD simulace umožňují mnohem detailnější analýzu dějů uvnitř spalovacího motoru. Jedním z vytvořených modelů je model samotné předkomůrky v programu Fluent. Tento model se velmi osvědčil při optimalizaci geometrie předkomůrky a to díky jeho poměrně nízké výpočetní náročnosti. Dále umožňuje stanovit kvalitu vyplachování, prostorové rozložení směsi a přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky. Pro komplexní popis dějů, jak uvnitř předkomůrky, tak v hlavním spalovacím prostoru, a to včetně simulace spalování, byl sestaven 3-D CFD model celého motoru v programu AVL Fire.

Na základě experimentálních a simulačních výsledků vznikl nejen detailní popis funkce předkomůrkového zapalovacího systému, ale i řada doporučení pro jeho optimální návrh a

strategii řízení pro dosažení co nejefektivnějšího provozu motoru. Dále byly podány dvě patentové přihlášky, které jsou v současné době ve schvalovacím řízení. První z nich se týká zlepšení promíšení směsi uvnitř předkomůrky za pomoci příčného víru a tím cíleně vytvořeného pohybu náplně. Druhý patentem je použití vodíkem vyplachované předkomůrky pro zvýšení tepelné účinnosti spalovacího motoru a minimalizaci mezi-oběhové variability parametrů motoru.

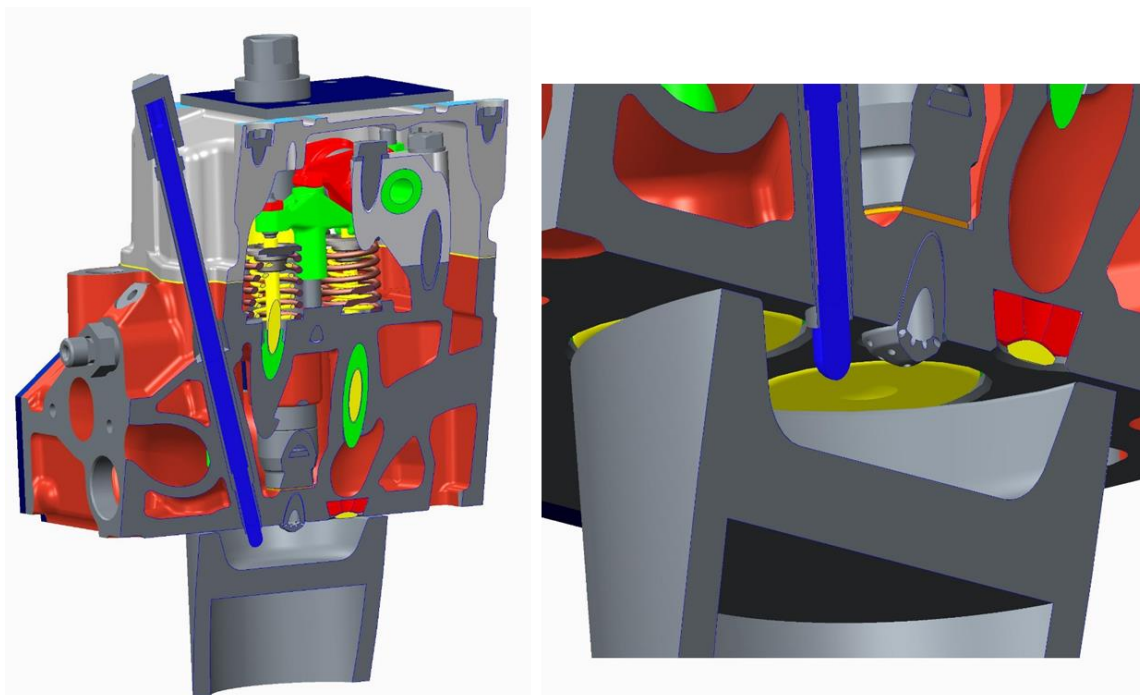
Z výše uvedených závěrů lze také konstatovat, že byly splněny veškeré vytyčené dílčí cíle této práce, které byly stanoveny v kapitole 2.

## 6.1 Výhled a plánované další práce

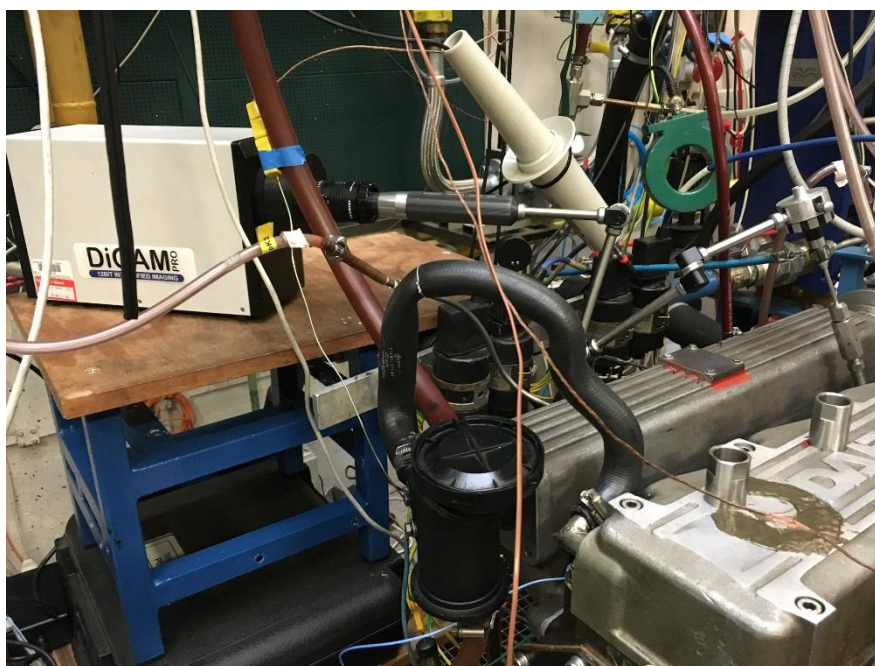
Veškerá prezentovaná data a výsledky v této práci se týkaly provozu nepřepřehovaného jednoválcového plynového motoru. Proto by bylo žádoucí, a je také v blízké budoucnosti plánováno, ověření parametrů předkomůrkového zapalovacího systému na čtyřválcovém přepřehovaném motoru. Dalším úkolem experimentální části by mělo být například ověření funkce oxidačního katalyzátoru při spalování chudé směsi a za poměrně velmi nízkých teplot výfukových spalin.

V oblasti numerických výpočtů, by pro případné pokračovatele v této práci, měl být, jako jeden z hlavních úkolů, vylepšení, případně vytvoření nových simulačních modelů, které umožní simulaci kompletní chemické kinetiky. Takovéto modely, jejichž vývoj je aktuálně v počáteční fázi, jsou momentálně testovány na pracovišti autora společně s výrobcem programu AVL Fire.

## 7 Přílohy



Obr. 59. Umístění chlazeného endoskopu pro vizuální záznam průběhu spalování pomocí zařízení AVL visioscope - řez motorem a detailní pohled.



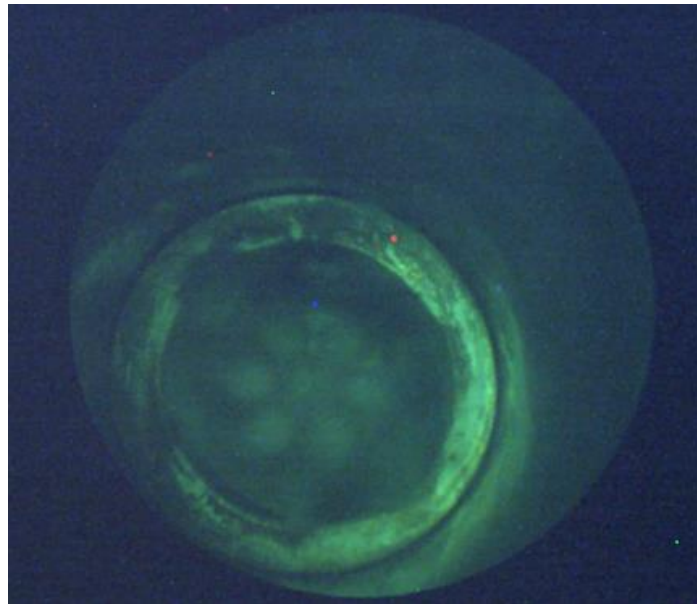
Obr. 60. Měřící aparatura AVL visioscope pro optickou diagnostiku spalování na plynovém motoru G432.

EU emission standards for heavy-duty diesel and gas engines: Transient testing

Stage	Date	Test	CO	NMHC	CH <sub>4</sub> <sup>a</sup>	NOx	PM <sup>b</sup>
			g/kWh				
Euro III	1999.10 <i>EEV only</i>	ETC	3.0	0.40	0.65	2.0	0.02
	2000.10		5.45	0.78	1.6	5.0	0.16 <sup>c</sup>
Euro IV	2005.10		4.0	0.55	1.1	3.5	0.03
Euro V	2008.10		4.0	0.55	1.1	2.0	0.03
Euro VI	2013.01	WHTC	4.0	0.16 <sup>d</sup>	0.5	0.46	0.01

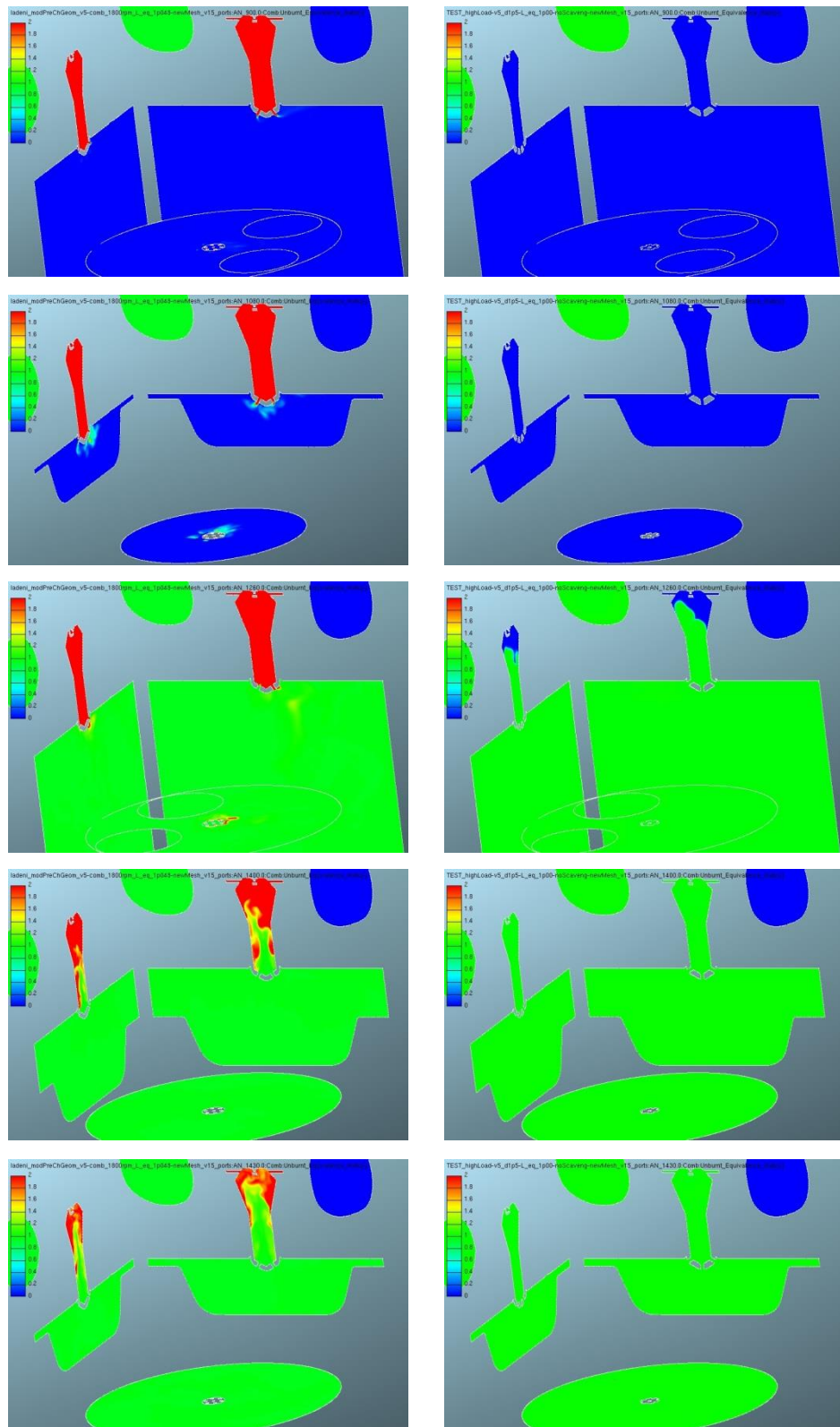
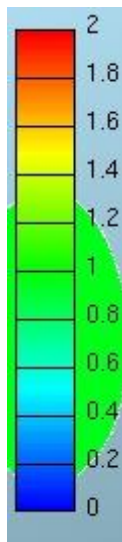
<sup>a</sup> for gas engines only (Euro III-V: NG only; Euro VI: NG + LPG)  
<sup>b</sup> not applicable for gas fueled engines at the Euro III-IV stages  
<sup>c</sup> PM = 0.21 g/kWh for engines < 0.75 dm<sup>3</sup> swept volume per cylinder and a rated power speed > 3000 min<sup>-1</sup>  
<sup>d</sup> THC for diesel engines  
<sup>e</sup> for diesel engines; PN limit for positive ignition engines TBD

Obr. 61. Emisní limity pro vznětové a plynové motory nákladních vozidel testovaných v přechodových režimech (podle testu ETC a WHTC ). Zdroj: <https://www.dieselnet.com/standards/eu/hd.php>



Obr. 62. Pohled na píst se zřetelnými obrysy dopadu výstupního proudu z předkomůrky, který přesně odpovídá rozložení propojovacích otvorů. Fotografie byla pořízena po skončení měření s velkou předkomůrkou (VK12x1.2).

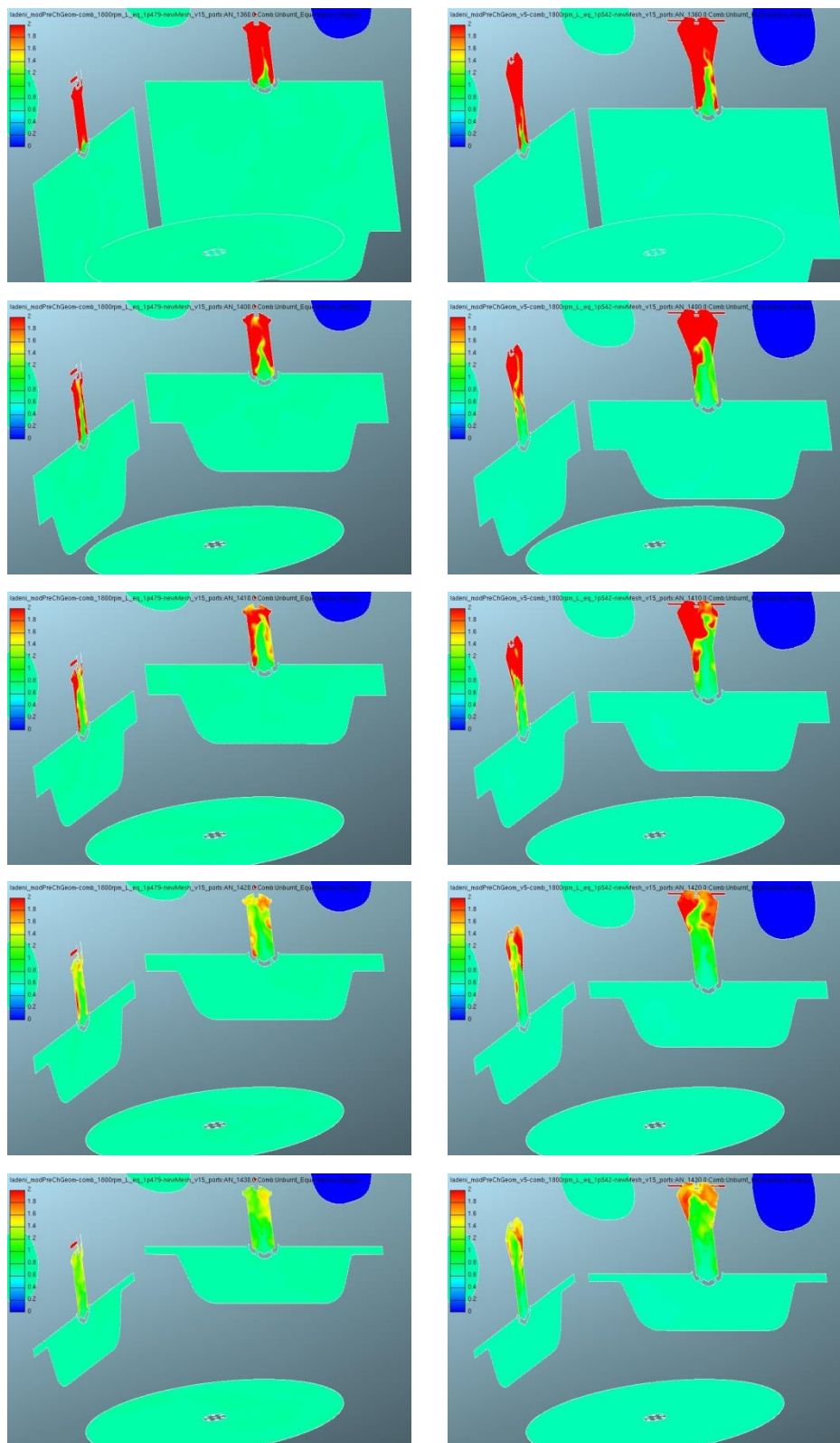
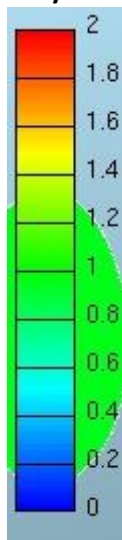
**Ekvivalentní  
poměr:  
palivo/vzduch**



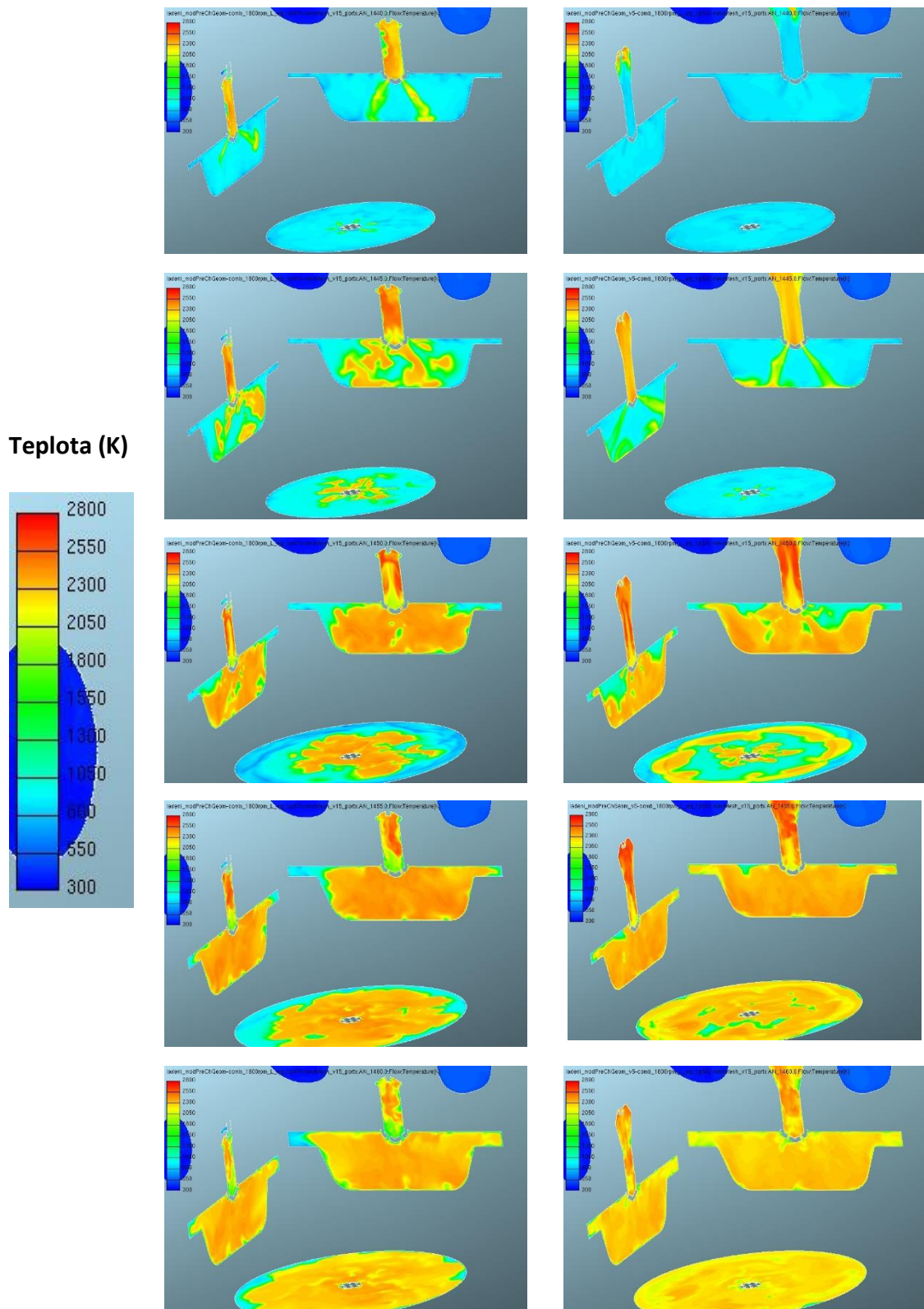
Obr. 63. Výsledky CFD simulace:  $\lambda=1$ . Zobrazení prostorového rozložení směsi pomocí ekvivalentního poměru (palivo/vzduch). Porovnání velká vyplachované (vlevo,  $Q_K=3.7\text{cm}^3/\text{cyklus}$ ) a nevyplachované (vpravo) předkomůrka (VK12x1.2). Snímky jsou seřazeny postupně: 180°, 360°, 540°, 680°, 710° otočení klikového hřídele. Řádek č. 1.: odpovídá počátku výfukového zdvihu, řádek č. 3: počátek sacího zdvihu, řádek č. 4: kompresní zdvih motoru a řádek č. 5: 10° před horní úvratí pístu.



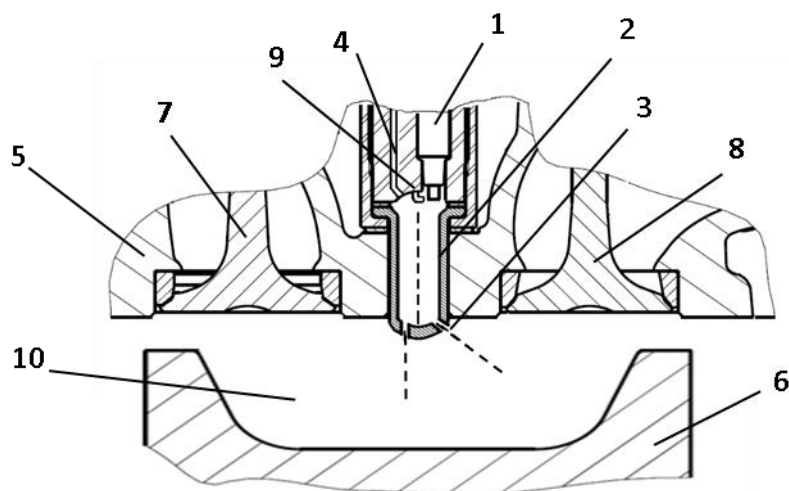
Ekvivalentní  
poměr:  
palivo/vzduch



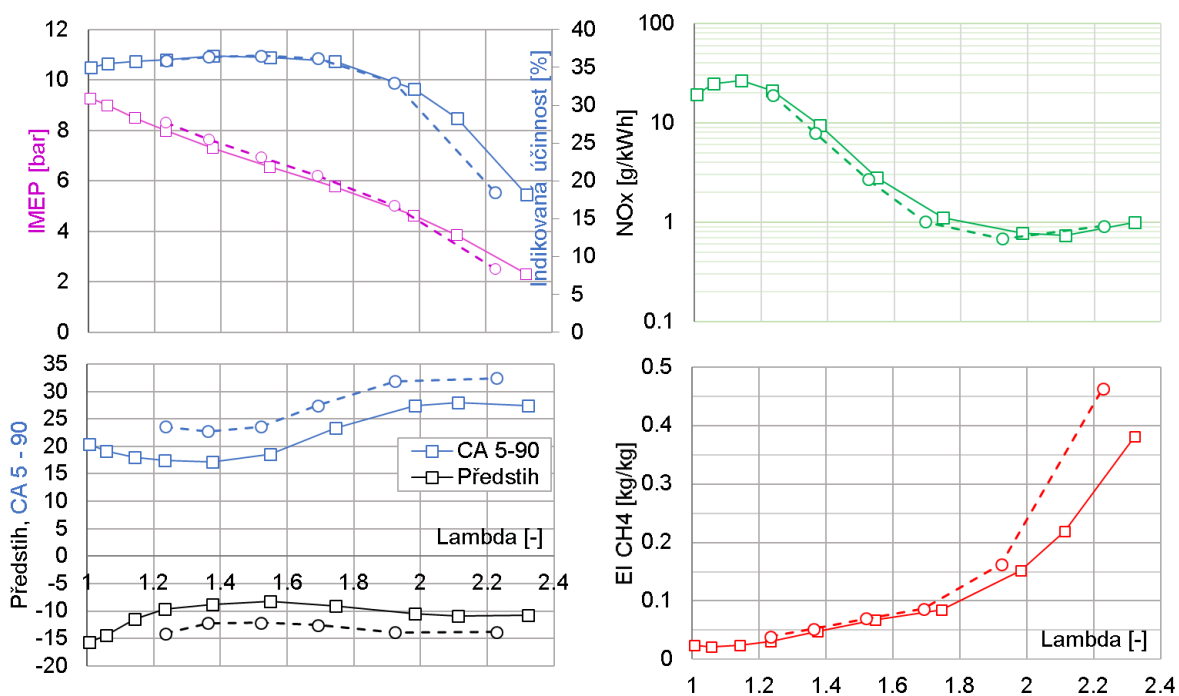
Obr. 64. Výsledky CFD simulace:  $\lambda=1.5$ . Zobrazení prostorového rozložení směsi pomocí ekvivalentního poměru (palivo/vzduch). Porovnání malé vyplachované (vlevo, MK12x1.2,  $Q_K=2.8 \text{ cm}^3/\text{cyklus}$ ) a velké vyplachované předkomůrky (vpravo, VK12x1.2,  $Q_K=3.7 \text{ cm}^3/\text{cyklus}$ ). Snímky jsou seřazeny postupně: 180°, 360°, 540°, 680°, 710° otočení klikového hřídele. Řádek č. 1.: odpovídá počátku výfukového zdvihu, řádek č. 3: počátek sacího zdvihu, řádek č. 4: kompresní zdvih motoru a řádek č. 5: 10° před horní úvratí pístu.



Obr. 65. Výsledky CFD simulace:  $\lambda=1.5$ . Teplota uvnitř spalovacího prostoru motoru. Porovnání malé vyplachované (vlevo, MK12x1.2, QK=2.8 cm<sup>3</sup>/cyklus) a velké vyplachované předkomůrky (vpravo, VK12x1.2, QK=3.7cm<sup>3</sup>/cyklus). Řádek č. 1.: odpovídá horní úvratí pístu. Snímky jsou seřazeny postupně za sebou s rozestupem 5° otočení klikového hřídele (0°, 5°, 10°, 15°, 20° aTDC).



Obr. 66. Instalace zapalovací předkomůrky v hlavě válců - asymetrické uspořádání propojovacích otvorů s konstrukčním zajištěním polohy vzhledem k ventilům, 1- izolátor zapalovací svíčky, 2-těleso předkomůrky, 3-propojovací otvory, 4-přívod plynu, 5-hlava válců, 6-píst, 7-výfukový ventil, 8-sací ventil, 9-elektroda, 10-hlavní spalovací prostor.



Obr. 67. Porovnání parametrů motoru s vyplachovanou tangenciální předkomůrkou verze: VKT 13x1.5 – čárkovaná čára a vyplachovanou předkomůrkou s radiálními propojovacími otvůrkou verze: VK 12x1.5 – plná čára. V obou případech bylo do předkomůrek přiváděno stejné množství plynu  $Q_k = 0.2 \text{ m}^3/\text{h}$ . Hodnota CA 5-90 [°] – doba trvání spalování, za kterou je spáleno 5% až 90% paliva.

## 8 Seznam použitých symbolů

Symbol	Význam	Jednotka
$\varepsilon$	kompresní poměr motoru	[-]
$\kappa$	poměr specifických tepelných kapacit	[-]
$\lambda$ , lambda	celkový součinitel přebytku vzduchu – měřený ve výfuku	[-]
$\lambda_{\kappa}$	součinitel přebytku vzduchu uvnitř předkomůrky	[-]
$\lambda_{\text{cyl}}$	součinitel přebytku vzduchu ve válci	[-]
CA	úhel otočení klikového hřídele	[°]
CA50	bod, při kterém dojde ke spálení 50% paliva	[°]
CA 5-90	doba trvání spalování, za kterou je spáleno 5% až 90% paliva	[°]
CFD	výpočetní metoda pro dynamiku proudění kapalin a plynů	-
CO	oxid uhelnatý	[ppm]
$\text{COV}_{\text{imep}}$	koeficient variability středního indikovaného tlaku	[%]
$\text{EI}_{\text{CH}_4}$	emisní metanový index	[kg/kg <sub>paliva</sub> ]
$e_{\text{Dyn}}$	dynamický kompresní poměr	[-]
HC, C <sub>x</sub> H <sub>y</sub>	nespálené uhlovodíky	[ppm]
IMEP	střední efektivní tlak	[bar]
MK	malá předkomůrka (+verze)	-
$\dot{m}_k$	okamžitý hmotnostní průtok do předkomůrky	[mg/s]
NO <sub>x</sub>	oxidy dusíku	[ppm]
PC	označení pro předkomůrku	-
$p_{\text{MAX}}$	maximální tlak ve válci	
$p_{\kappa}$	tlak uvnitř předkomůrky	[bar]
$p_v, p_{\text{Cyl}}$	tlak ve válci	[bar]
Q	hodnota vývinu tepla	[J]
$Q_k$	průtok plynu do předkomůrky	[Nm <sup>3</sup> /h]
$Q_{k/\text{Cyklus}}$	množství přivedeného plynu do předkomůrky za 1 cyklus	[mg/cyklus]
$Q_{\text{max}}$	maximální hodnota vývinu tepla	[J]
$Q_n$	hodnota normovaného vývinu tepla	[0÷1]
ROHR	rychlost vývinu tepla (rate of heat release)	[J/°]
SI	zkratka pro zážehový motor vybavený zapalovací svíčkou	-
TDC	horní úvrať pístu (HÚ)	-
$T_{\kappa}$	teplota uvnitř předkomůrky	[K],[°C]
$T_{\text{max}}$	maximální teplota ve válci	[K]
VK	velká předkomůrka (+verze)	-
$V_{\kappa}$	vnitřní objem předkomůrky	[cm <sup>3</sup> ]
$v_{\text{H}_2}$	objemová koncentrace vodíku v palivu	[%]
WHTC	nestacionární emisní cyklus motoru	-

## 9 Použitá literatura

- [1.] Heywood, J., B., „Internal Combustion Engine Fundamentals.“ New York: McGraw-Hill, 1988. Print.
- [2.] Zeldovich, Y. B., Sadovnikov, P. Y. and Frank-Kamenetskii, D. A. Oxidation of Nitrogen in Combustion. Translation by M. Shelef, Academy of Sciences of USSR, Institute of Chemical Physics, Moscow-Leningrad, 1947.
- [3.] Lavoie, G. A., Heywood, J. B., Keck, J. C. (1970). Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines. *Combustion science and technology*, 1(4), 313–326.
- [4.] Yamaguchi, S., Ohiwa, N. and Hasegawa, T., “Ignition and burning process in a divided chamber bomb” ,*Combustion and Flame*, 1985. 59 (2), 177-187.
- [5.] HARRY RALPH RICARDO. England Patent, US1271942A. 1918-07-09.
- [6.] Gussak, L., Karpov, V., and Tikhonov, Y., "The Application of Lag-Process in Prechamber Engines," SAE Technical Paper 790692, 1979, <https://doi.org/10.4271/790692>.
- [7.] Gussak, L., Turkish, M., and Siegla, D., "High Chemical Activity of Incomplete Combustion Products and a Method of Prechamber Torch Ignition for Avalanche Activation of Combustion in Internal Combustion Engines," SAE Technical Paper 750890, 1975, <https://doi.org/10.4271/750890>.
- [8.] Noguchi, M., Sanda, S., and Nakamura, N., "Development of Toyota Lean Burn Engine," SAE Technical Paper 760757, 1976, <https://doi.org/10.4271/760757>.
- [9.] Attard, W., Fraser, N., Parsons, P., and Toulson, E., "A Turbulent Jet Ignition Pre-Chamber Combustion System for Large Fuel Economy Improvements in a Modern Vehicle Powertrain," SAE Int. J. Engines 3(2):20-37, 2010, <https://doi.org/10.4271/2010-01-1457>.
- [10.] Toulson, E., Schock, H., and Attard, W., "A Review of Pre-Chamber Initiated Jet Ignition Combustion Systems," SAE Technical Paper 2010-01-2263, 2010, <https://doi.org/10.4271/2010-01-2263>.
- [11.] Vítek, O., Macek, J., and Polášek, M., "Simulation of Pre-Chambers in an Engine Combustion Chamber Using Available Software," SAE Technical Paper 2003-01-0373, 2003, <https://doi.org/10.4271/2003-01-0373>.
- [12.] Souček L., Nepřímý zážeh pro průmyslový plynový motor, D93-M15, Diplomová práce, Strojní fakulta ČVUT v Praze, 1993.
- [13.] Štoural M., Zapalovací komůrka pro plynový motor s nepřímým zážehem, diplomová práce, Strojní fakulta ČVUT v Praze, 2014
- [14.] Vávra, J.; Syrovátka, Z.; Takáts, M.; Macek, J. Plynový motor G432PC s vyplachovanou zapalovací předkomůrkou - TE01020020V096 WP02V004, Funkční vzorek 2015.
- [15.] Hvězda, J.; Syrovátka, Z.; Takáts, M.; Vávra, J., Evaluation of Ignition Pre-Chamber Geometry by Multi-zone Model of Combustion, KOKA 2017 - XLVIII. International Scientific Conference of the Czech and Slovak Universities and Institutions Dealing with Research of Internal Combustion Engines. 2017. pp. 12-22. ISBN 978-80-7494-354-6.
- [16.] Dynamika plynů / Jiří Nožička. - Vyd. 1. - Praha : Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-01-03300-7

- [17.] Syrovátka, Z., „Zkušební stanoviště pro vývoj pokročilého zapalovacího systému s vyplachovanou předkomůrkou“. 43. mezinárodní vědecká konference kateder dopravných, manipulačních, stavebných a poľnohospodárskych strojov. Košice: Technická univerzita v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2017, pp. 47-57, ISBN 978-80-553-2828-7.
- [18.] Syrovátka, Z.; Takáts, M.; Vávra, J., „CFD simulation of scavenged pre-chamber“. In: KOKA 2016 - XLVII. International Scientific Conference of the Czech and Slovak Universities and Institutions Dealing with Research of Internal Combustion Engines. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2016. pp. 187-194. ISBN 978-80-214-5379-1.
- [19.] Takáts, M.; Vávra, J., On-Line Angle Calculator, knihovna programů U12120, CVUM, FS, ČVUT v Praze, Software. 2014
- [20.] Boyde, J., “GT-Power to enhance Single Cylinder Measurements”, GT-User Conference, MTU Friedrichshafen GmbH, 2015, [https://www.gtisoft.com/wp-content/uploads/2015/11/Enhance\\_Single\\_Cylinder\\_Measurements.pdf](https://www.gtisoft.com/wp-content/uploads/2015/11/Enhance_Single_Cylinder_Measurements.pdf)
- [21.] Fluent 6.3 User’s Guide, ANSYS Fluent version 6.3, USA, 2006.
- [22.] FIRE 2014SP2 [DVD]. AVL List GmbH, 2015.
- [23.] Lesieur, M., Métais, O., Comte, P. "Large-Eddy Simulations of Turbulence," Cambridge: Cambridge University Press, 2005. doi:10.1017/CBO9780511755507.
- [24.] Richard S., Colin O., Vermorel O., Benkenida A., Angelberger C. and Veynante D., "Towards large eddy simulation of combustion in spark ignition engines", Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 31, No. 1, pp. 3059-3066, 2007.
- [25.] Vitek, O., Macek, J., Tatschl, R., Pavlovic, Z. et al., "LES Simulation of Direct Injection SI-Engine In-Cylinder Flow," SAE Technical Paper 2012-01-0138, 2012, <https://doi.org/10.4271/2012-01-0138>.
- [26.] Ballal, D.R., Lefebvre, A. H.: „The Influence of Flow Parameters on Minimum Ignition Energy and Quenching Distance,” Proceeding of Fifteenth International Symposium on Combustion, pp. 1473-1481, The Combustion Institute, 1974.
- [27.] Syrovatka, Z., Takats, M., and Vavra, J., "Analysis of Scavenged Pre-Chamber for Light Duty Truck Gas Engine," SAE Technical Paper 2017-24-0095, 2017, <https://doi.org/10.4271/2017-24-0095>.
- [28.] Vávra, J.; Syrovátka, Z.; Takáts, M.; Barrientos, E. „Scavenged Pre-Chamber on a Gas Engine for Light Duty Truck“. In: ASME 2016 Internal Combustion Engine Fall Technical Conference. New York: American Society of Mechanical Engineers, 2016. ICEF2016-9423, pp. 1-11. ISBN 978-0-7918-5050-3.
- [29.] Vávra, J.; Syrovátka, Z.; Vitek, O.; Takáts, M.; Macek, J. Development of a Pre-Chamber Ignition System for Light Duty Truck Engine. SAE Technical Paper 2018-01-1147, 2018, pp. 1-12. <https://doi.org/10.4271/2018-01-1147>.
- [30.] Syrovatka, Z., Vitek, O., Vavra, J., and Takats, M., "Scavenged Pre-Chamber Volume Effect on Gas Engine Performance and Emissions," SAE Technical Paper 2019-01-0258, 2019, pp. 1-17. <https://doi.org/10.4271/2019-01-0258>.
- [31.] Vitek, O., Doleček V. a Syrovátka Z., „Combustion in gas SI ICE equipped with scavenged pre-chamber“. In: Scientific Proceeding KOKA 2018. KOKA 2018, XLIX. International Scientific Conference of the Czech and Slovak University Departments and Institutions Dealing with the Research of Internal Combustion

- Engines, Nitrianske Rudno, 2018-09-19/2018-09-21. Nitra: SPU Nitra, 2018. pp. 21-34. ISBN 978-80-552-1880-9.
- [32.] LAVOIE, G.A., ORTIZ-SOTO, E., BABAJIMOPOULOS, A., MARTZ, J.B., ASSANIS, D.N. Thermodynamic sweet spot for high efficiency, dilute, boosted gasoline engines, (2013) International Journal of Engine Research, 14 (3), pp. 260-278
- [33.] Vávra, J. -Takáts, M. -Bohac, S., WP02 -Mixture Dilution on a Natural Gas SI Engine Operating in Low Load, In: MECCA Journal of Middle European Construction and Design of Cars. 2014, vol. 12, no. 2, p. 17-21. ISSN 1214-0821.
- [34.] Vítek, O.; Doleček, V.; Syrovátka, Z.; Macek, J., „Identification of Cycle-to-Cycle Variability Sources in SI ICE based on CFD Modeling“. MECCA Journal of Middle European Construction and Design of Cars. 2018, XVI(01), pp. 18-32, ISSN 1214-0821.
- [35.] Patentová přihláška č. PS4225CZ, Zapalovací komůrka pro nepřímý zážeh v plynovém pístovém zážehovém spalovacím motoru, Datum podání: 23.2.2018
- [36.] Patentová přihláška č. PS4165CZ, Zážehový plynový spalovací motor, Datum podání: 4.7.2017
- [37.] Zdroj:  
[https://www.unece.org/trans/main/wp29/wp29wgs/wp29gen/wp29glob\\_registry.html](https://www.unece.org/trans/main/wp29/wp29wgs/wp29gen/wp29glob_registry.html)
- [38.] Michal Vojtíšek-Lom, Vít Beránek, Vojtěch Klír, Petr Jindra, Martin Pechout, Tomáš Voříšek, On-road and laboratory emissions of NO, NO<sub>2</sub>, NH<sub>3</sub>, N<sub>2</sub>O and CH<sub>4</sub> from late-model EU light utility vehicles: Comparison of diesel and CNG, Science of The Total Environment, Volumes 616–617, 2018, Pages 774-784, ISSN 0048-9697, <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2017.10.248>.
- [39.] Syrovátka, Z., Vávra, J., Takáts, M., „Various Mixture Control strategies for a Light Duty Gas Engine“, KOKA 2019 - XLVIII. International Scientific Conference of the Czech and Slovak Universities and Institutions Dealing with Research of Internal Combustion Engines., BRNO, 2019, pp. 95-105, ISBN 978-80-7509-668-5

## 10 Publikovaná literatura

- [15.] Hvězda, J.; Syrovátka, Z.; Takáts, M.; Vávra, J., Evaluation of Ignition Pre-Chamber Geometry by Multi-zone Model of Combustion, KOKA 2017 - XLVIII. International Scientific Conference of the Czech and Slovak Universities and Institutions Dealing with Research of Internal Combustion Engines. 2017. pp. 12-22. ISBN 978-80-7494-354-6.
- [17.] Syrovátka, Z., „Zkušební stanoviště pro vývoj pokročilého zapalovacího systému s vyplachovanou předkomůrkou“. 43. mezinárodní vědecká konference kateder dopravných, manipulačních, stavebných a poľnohospodárskych strojov. Košice: Technická univerzita v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2017, pp. 47-57, ISBN 978-80-553-2828-7.
- [18.] Syrovátka, Z.; Takáts, M.; Vávra, J., „CFD simulation of scavenged pre-chamber“. In: KOKA 2016 - XLVII. International Scientific Conference of the Czech and Slovak Universities and Institutions Dealing with Research of Internal Combustion Engines. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2016. pp. 187-194. ISBN 978-80-214-5379-1.
- [27.] Syrovatka, Z., Takats, M., and Vavra, J., "Analysis of Scavenged Pre-Chamber for Light Duty Truck Gas Engine," SAE Technical Paper 2017-24-0095, 2017, pp. 1-12. <https://doi.org/10.4271/2017-24-0095>.
- [28.] Vávra, J.; Syrovátka, Z.; Takáts, M.; Barrientos, E. „Scavenged Pre-Chamber on a Gas Engine for Light Duty Truck“. In: ASME 2016 Internal Combustion Engine Fall Technical Conference (ICEF2016). New York: American Society of Mechanical Engineers - ASME, 2016. ICEF2016-9423, pp. 1-11. ISBN 978-0-7918-5050-3.
- [29.] Vávra, J.; Syrovátka, Z.; Vítek, O.; Takáts, M.; Macek, J. Development of a Pre-Chamber Ignition System for Light Duty Truck Engine. SAE Technical Paper 2018-01-1147, 2018, pp. 1-12. <https://doi.org/10.4271/2018-01-1147>.
- [30.] Syrovatka, Z., Vitek, O., Vavra, J., and Takats, M., "Scavenged Pre-Chamber Volume Effect on Gas Engine Performance and Emissions," SAE Technical Paper 2019-01-0258, 2019, pp. 1-17. <https://doi.org/10.4271/2019-01-0258>.
- [31.] Vítek, O., Doleček V. a Syrovátka Z., „Combustion in gas SI ICE equipped with scavenged pre-chamber“. In: Scientific Proceeding KOKA 2018. KOKA 2018, XLIX. International Scientific Conference of the Czech and Slovak University Departments and Institutions Dealing with the Research of Internal Combustion Engines, Nitrianske Rudno, 2018-09-19/2018-09-21. Nitra: SPU Nitra, 2018. pp. 21-34. ISBN 978-80-552-1880-9.
- [34.] Vítek, O.; Doleček, V.; Syrovátka, Z.; Macek, J., „Identification of Cycle-to-Cycle Variability Sources in SI ICE based on CFD Modeling“. MECCA Journal of Middle European Construction and Design of Cars. 2018, XVI(01), pp. 18-32, ISSN 1214-0821.
- [39.] Syrovátka, Z., Vávra, J., Takáts, M., „Various Mixture Control strategies for a Light Duty Gas Engine“, KOKA 2019 - XLVIII. International Scientific Conference of the Czech and Slovak Universities and Institutions Dealing with Research of Internal Combustion Engines., BRNO, 2019, pp. 95-105, ISBN 978-80-7509-668-5