



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Optimalizace hoření v zážehovém motoru
řady EA211 s ohledem na použití v hybridním
vozidle

Combustion optimization in a spark ignition
engine with regard to use in a hybrid vehicle

DIPLOMOVÁ PRÁCE
2022

Vojtěch DOLEJŠÍ, B.Sc.

Studijní program: N0716A270001 DOPRAVNÍ A TRANSPORTNÍ TECHNIKA
Studijní obor: Spalovací motory
Vedoucí práce: Ing. Libor Červenka, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Dolejší** Jméno: **Vojtěch** Osobní číslo: **457551**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**
Specializace: **Spalovací motory**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Optimalizace hoření v zážehovém motoru řady EA211 s ohledem na použití v hybridním vozidle

Název diplomové práce anglicky:

Combustion optimization in a spark ignition engine with regard to use in a hybrid vehicle

Pokyny pro vypracování:

Optimalizace bude zaměřena na zvýšení účinnosti spalovacího motoru v pracovní oblasti SM typické pro provoz hybridního vozidla. Pro zvýšení účinnosti prozkoumejte možnosti použití pasivní, nebo aktivní komůrky a vliv časování ventilů. Pro optimalizaci využijte 1D a 3D výpočetní přístup. Při optimalizaci berte v potaz vliv na zvýšení účinnosti motoru, tedy snížení CO₂.

Cíle:

- vytvoření výpočetního modelu motoru s aktivní a pasivní předkomůrkou
- vliv předkomůrky na rychlost hoření
- optimalizace časování ventilů v GT Poweru

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

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

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

Datum zadání diplomové práce: **29.10.2021**

Termín odevzdání diplomové práce: **18.01.2022**

Platnost zadání diplomové práce: _____

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

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

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Anotační záznam

Jméno autora:	Vojtěch Dolejší, B.Sc.
Název práce:	Optimalizace hoření v zážehovém motoru řady EA211 s ohledem na použití v hybridním vozidle
Anglický název:	Combustion optimization in a spark ignition engine with regard to use in a hybrid vehicle
Rozsah práce:	77 stran 45 obrázků 2 tabulky
Akademický rok:	2021/2022
Ústav:	12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program:	N0716A270001 Dopravní a transportní technika
Vedoucí práce:	Ing. Libor Červenka, Ph.D.
Klíčová slova:	pasivní komůrka, aktivní komůrka, optimalizace hoření, zážehový motor, CFD
Key words:	passive pre-chamber, active pre-chamber, combustion optimization, gasoline engine, CFD

Abstrakt

Tématem diplomové práce je optimalizace hoření v zážehovém motoru MPI řady EA211 společnosti ŠKODA AUTO a.s. použitím zapalovací komůrky v pracovní oblasti spalovacího motoru typické pro provoz v hybridním vozidle. Pro posouzení vhodnosti použití komůrky je využita kombinace 1D a 3D výpočetních přístupů. Práce se v první části zabývá tvorbou prediktivního výpočetního modelu motoru s pasivní komůrkou za účelem popsání vlivu pasivní komůrky na hoření a měrnou spotřebu paliva. Výsledky jsou poté ověřeny pomocí měření na skutečném motoru. V druhé části jsou vytvořeny 1D a 3D modely motoru s aktivní komůrkou, na jejichž základě je diskutována použitelnost takového řešení pro MPI jednotky.

Abstract

The subject of this diploma thesis is combustion process optimization in gasoline MPI engine EA211 of the company ŠKODA AUTO a.s. for operating conditions typical for hybrid vehicle application using a pre-chamber. For evaluation of pre-chamber application suitability both 1D and 3D simulation approaches are used. First part of the thesis is dedicated to development of a predictive computational model for a passive pre-chamber engine which is then used for simulation of pre-chamber's impact on combustion process and specific fuel consumption. The results are afterwards verified by a measurement. In the second part of this thesis 1D and 3D models of engine with an active pre-chamber are created. Based on the results the suitability of the MPI engine for such conversion is discussed.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci na téma: “Optimalizace hoření v zážehovém motoru řady EA211 s ohledem na použití v hybridním vozidle“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Libora Červenky, Ph.D. a s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne 18. 1. 2022

.....

Podpis

Poděkování

V první řadě děkuji vedoucímu této diplomové práce, Ing. Liborovi Červenkovvi, Ph.D., za profesionální a obětavé vedení této práce, za cenné rady a podněty k 1D výpočtům a práci jako takové. Stejný dík patří také mému konzultantovi z firmy ŠKODA AUTO a.s., Ing. Alešovi Lemperovi, za rady a za zajištění potřebného technického zázemí, abych byl schopen bez problémů na této diplomové práci pracovat. Zároveň mu děkuji za zařazení možnosti uskutečnit měření na motorové zkušebně, což pro mě byla veliká zkušenost.

Chtěl bych touto cestou také poděkovat kolegům ve ŠKODA AUTO a.s., kteří mi vždy vyšli vstříc, když jsem se na ně obrátil o pomoc či o radu. Největší dík zde patří Ing. Václavovi Řídkému Ph.D., který mě provedl metodikou 3D CFD výpočtů, poskytl mi k tomuto tématu nespočet rad a svým proaktivním přístupem se přičinil o to, abych se vyvaroval při tvorbě práce množství chyb a slepých uliček. Měření motoru na motorové brzdě by se zase nemohlo uskutečnit bez doc. Ing. Karla Páva, Ph.D., kterému děkuji za seznámení s vybavením motorové zkušebny, podrobné vysvětlení postupu měření, a hlavně za možnost svobody při organizaci průběhu zkoušek tak, aby co nejvíce vyhověly cíli mé práce.

Na závěr však nesmím zapomenout na svou rodinu a přítelkyni, kterým patří dík největší. Ti mi byli po celou dobu velikou oporou, a to ne pouze během psaní diplomové práce, nýbrž během celého studia, které by bez nich nebylo možné, za což jim velice děkuji.

Obsah

1. Úvod a cíl práce	8
2. Hoření v zážehovém motoru	10
2.1. Popis hoření ve standardním zážehovém motoru.....	10
2.2. Způsoby navýšení účinnosti atmosférického zážehového motoru	14
2.2.1. Variabilní časování ventilů	18
2.2.2. Vrstvení směsi.....	20
2.2.3. Zvýšení víření ve válci vhodným tvarováním sacích kanálů	20
2.2.4. Vnější recirkulace výfukových plynů.....	22
2.2.5. Použití zapalovací komůrky	23
3. Hybridní pohony kombinující spalovací motor a elektromotor	26
3.1. Paralelní hybrid	26
3.2. Sériový hybrid.....	27
3.3. Kombinovaný hybrid.....	27
3.4. Využití hybridního pohonu v kombinaci s komůrkovým motorem	27
4. Implementace pasivní komůrky na motor MPI	29
4.1. Kalibrace 1D výpočetního modelu motoru bez komůrky na měření	30
4.2. Výpočet vybraných pracovních bodů ve STAR-CD.....	32
4.2.1. Tvorba povrchové výpočetní sítě	33
4.2.2. Tvorba objemové výpočetní sítě	36
4.2.3. Nastavení výpočtu.....	38
4.2.4. Srovnání variant a posouzení vlivu komůrky	40
4.3. Tvorba 1D výpočetního modelu motoru s komůrkou v GT-Suite	46
4.3.1. Kalibrace modelu hoření.....	47
4.3.2. Optimalizace časování ventilů.....	51
4.3.3. Srovnání 1D modelů motoru s komůrkou a bez komůrky.....	54
5. Měření vlivu pasivní komůrky na motorové brzdy	58
5.1. Vnější rychlostní charakteristika	58
5.2. Zatěžovací charakteristika	59
5.3. Regulační charakteristiky	61
6. Implementace aktivní komůrky na motor MPI.....	63
6.1. Návrh komůrky	64
6.2. Dimenzování vstřikovače v komůrce.....	65
6.3. Simulace naproudění komůrky	67
7. Závěr.....	71
Bibliografie	73
Seznam obrázků	75
Seznam tabulek	76

1. Úvod a cíl práce

V souvislosti se snižování negativního vlivu člověka na životní prostředí se dnes stále častěji mluví o snaze snižovat emise oxidu uhličitého, jehož zdrojem je i automobilová doprava. Důvodem této snahy jsou dosavadní poznatky, podle kterých tento plyn přispívá ke globálnímu oteplování planety. Emise oxidu uhličitého ze spalovacích motorů jsou však na rozdíl od ostatních škodlivin produktem dokonalého spalování, takže tvorbě tohoto plynu nelze zamezit žádnou modifikací motoru či dodatečnou úpravou spalin a jeho produkce je tedy pevně spjata se spalováním uhlovodíkových paliv, jejichž spotřeba je emisím oxidu uhličitého přímo úměrná.

Množství vypouštěného oxidu uhličitého začíná být tedy v poslední době regulováno. Například v Evropské unii byl v roce 2020 zaveden pro osobní automobily průměrný flotilový limit emisí oxidu uhličitého na 95 g/km, který bude výhledově ještě přísněn. Tento předpis představuje velikou výzvu pro vývojové inženýry téměř všech částí automobilů.

V případě konvenčních vozidel pouze se spalovacím motorem je za účelem snížení emisí oxidu uhličitého nasnadě další snižování jízdních odporů vozidla, a především optimalizace spalovacího motoru a jeho součinnosti s převodovkou, jejíž zpřevodování by mělo zajistit provoz motoru v co možná nejúspornějším režimu. Jak již bylo řečeno, emise oxidu uhličitého souvisí se spotřebou paliva, což znamená, že za účelem snížení emisí tohoto plynu je nutné snížit spotřebu spalovacího motoru, která je úměrná účinnosti motoru. Metod, jak tohoto dosáhnout, je více a některé jsou popsány v této práci, přičemž praktická část této práce se zabývá řešením, které pro zlepšení účinnosti motoru využívá zapalovací komůrku. Ta dokáže urychlit hoření a navýšit turbulenci ve válci během hoření, což jsou aspekty, které by se měly pozitivně projevit na účinnosti motoru. Skutečný přínos tohoto řešení je v této práci zkoumán na motorech vycházejících z atmosféricky plněných zážehových jednotek řady EA211 s nepřímým vstřikem paliva MPI od firmy ŠKODA AUTO a.s. za pomoci 1D a 3D výpočetních metod.

V práci jsou uvažovány varianty motoru s aktivní a pasivní komůrkou, přičemž v případě pasivní komůrky je cílem za pomoci 1D a 3D výpočetních metod vytvořit model, který se pokusí předpovědět vliv použití zmíněné pasivní komůrky na spalování v motoru. Pro tento účel byla firmou ŠKODA AUTO a.s. vybrána pasivní komůrka od externího dodavatele,

kteřou lze díky jejímu provedení umístit bez dalších konstrukčních úprav motoru na místo zapalovací svíčky. Vliv pasivní komůrky bude možné následně ověřit díky měření, které bude provedeno s popsanou komůrkou na čtyřválcové jednotce ve firmě ŠKODA AUTO a.s. V případě zástavby aktivní komůrky je nutné za tímto účelem motor náležitě upravit a v tomto případě bude cílem především posouzení proveditelnosti takové přestavby spalovacího motoru MPI.

Výraznějšího snížení emisí oxidu uhličitého je možné dosáhnout spojením spalovacího motoru s elektromotorem, který zajistí provoz spalovacího motoru v optimálnějších oblastech a zároveň ho může nahradit v oblastech nízkého zatížení, kde má spalovací motor největší měrnou spotřebu. Pro tuto kombinaci pohonů se nabízí využít právě spalovacího motoru s pasivní komůrkou, která by měla zlepšit parametry motoru v oblastech, ve kterých je motor v hybridním vozidle využíván nejvíce a elektrický pohon by přitom pomohl spalovacímu motoru překlenout oblasti, ve kterých se očekává, že spalovací motor nebude pracovat optimálně.

2. Hoření v zážehovém motoru

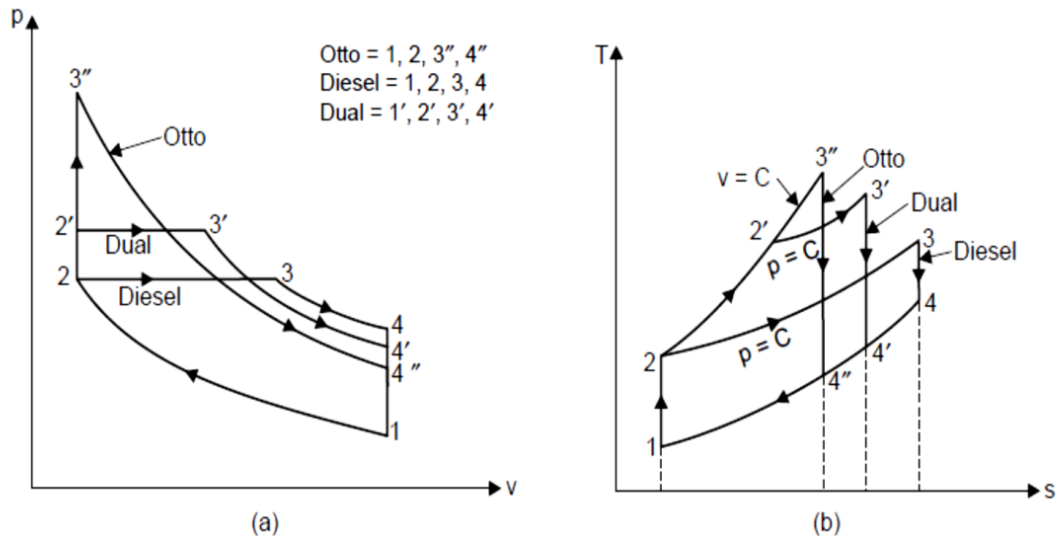
2.1. Popis hoření ve standardním zážehovém motoru

Ve standardním zážehovém motoru je zapalována homogenní směs paliva a vzduchu, která je tvořena buďto v sacím potrubí nebo přímo ve válci. Součinitel přebytku vzduchu náplně válce λ bývá u dnešních motorů roven hodnotě $\lambda=1$, přičemž především u starších motorů docházelo ve vhodných situacích k mírnému obohacení. Spalování směsi paliva a vzduchu je iniciováno při konci kompresního zdvihu proražením oblouku mezi elektrodami zapalovací svíčky, přičemž vzniklé ionty proudící mezi elektrodami naráží do okolních neutrálních částic plynu, čímž v této oblasti dojde ke zvýšení teploty, která je nezbytná pro nastartování chemických reakcí. Úhlová vzdálenost počátku zážehu před horní úvratí pístu po kompresním zdvihu se nazývá předstih zážehu, který je volen tak, aby byla dosažena co nejvyšší účinnosti motoru, pokud je to možné s ohledem na ostatní faktory. [1]

Takto vzniklý plamen se od svíčky šíří dále spalovacím prostorem a spotřebovává nespálenou směs před sebou. Čelo plamene má v ideálním případě tvar kulové plochy, avšak ve skutečnosti dochází k výraznému zvrásnění čela plamene turbulencemi, které jsou ve spalovacím prostoru vyvolávány, což podporuje rychlost konzumování čerstvé směsi. Šířící se plamen před sebou stlačuje zatím nespálenou směs, čímž ji stlačuje a ohřívá. Takto mohou nastat podmínky pro samovolné vznícení směsi v oblastech, kam zatím nedorazilo čelo plamene a motor začne klepat. Jedná se o velmi nebezpečný jev, který může už po několika otáčkách motoru vést k jeho zničení. Plyn v oblasti vznícení expanduje a při doputování ke stěně naruší teplotní mezní vrstvu, která chrání stěny spalovacího prostoru před vysokými teplotami, a tím stěny poškodí. Při vzniku klepání je nutné snížit ve válci teplotu posunem hoření do expanze, takže se u motoru sníží předstih zážehu, což však negativně ovlivní účinnost motoru. Největší riziko klepání je v nízkých otáčkách a vysokých zatíženích, neboť v nízkých otáčkách je na vznik klepání nejvíce času a ve vysokých zatíženích jsou nejvyšší teploty. [1]

Za účelem zjednodušení popisu oběhu spalovacího motoru vznikly idealizované oběhy uzavřeného systému, ve kterých jsou hoření a výměna náplně zjednodušeně popsány jako

přívod, respektive odvod tepla. Přívod tepla, tedy hoření, může být uskutečněn buďto za konstantního objemu (Ottův oběh), za konstantního tlaku (Dieselův oběh), nebo jako kombinace obou předchozích možností (duální oběh). Všechny tři varianty jsou znázorněny na Obr. 1 v p-V a T-s diagramech, přičemž ostatní fáze oběhu jsou pro všechny varianty shodné: izentropická expanze (3-4), izochorický odvod tepla (4-1) a izentropická komprese (1-2). [2]



Obr. 1: Porovnání náhradních oběhů na p-v diagramu (a) a T-s diagramu (b)

Při pohledu na T-s diagram je s ohledem na vzorec pro termodynamickou účinnost tepelného oběhu (rovnice 1) za předpokladu stejného kompresního poměru nejúčinnější oběh s izochorickým přívodem tepla, neboť zde vychází nejpříznivěji poměr mezi přivedeným (plocha pod křivkou 2-3) a odvedeným teplem (křivka 4-1).

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_o}{Q_d} \quad (1)$$

η_t tepelná účinnost [-]

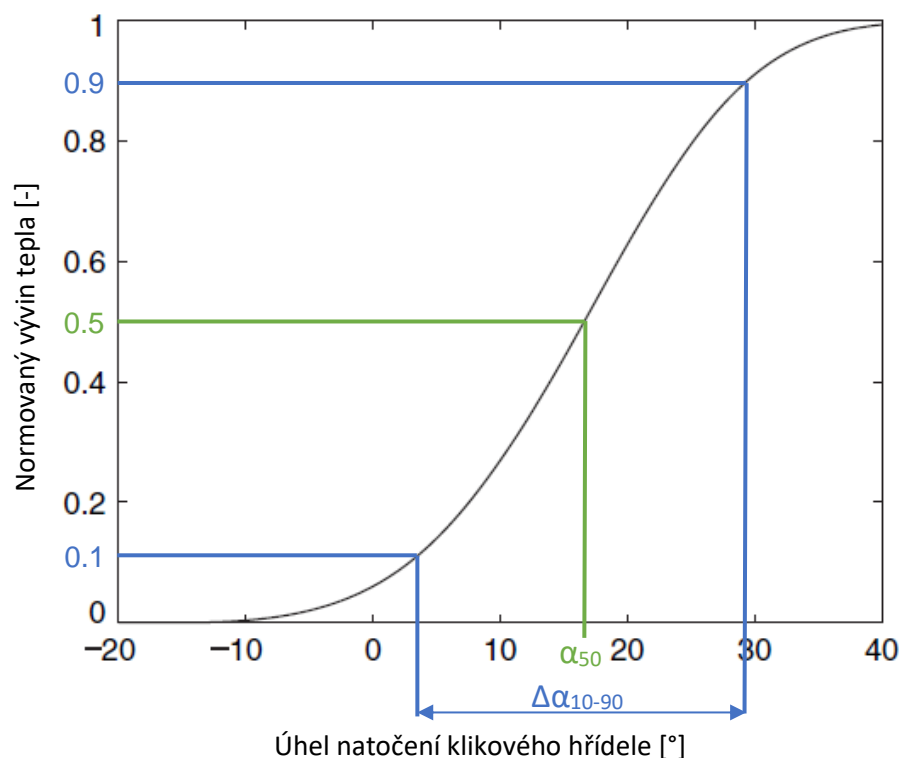
Q_o teplo odvedené ze systému [J]

Q_d teplo dodané do systému [J]

Je však patrné, že aby byl zajištěn přívod tepla (respektive hoření) při konstantním objemu, tak by palivo muselo shořet nekonečně rychle, což ve skutečnosti není reálné a nebylo by to ani chtěné, neboť by to s sebou přinášelo určitá negativa. Při nekonečně rychlém hoření by nastal prudký nárůst teplot a tlaků ve spalovacím prostoru, na které by musel být motor dimenzován. Kromě toho by zde bylo větší riziko klepání, do chladícího

okruhu by bylo díky vyššímu teplotnímu gradientu odevzdáváno více tepla a s rostoucí teplotou by se také zvyšovala měrná tepelná kapacita náplně, což by se negativně projevilo na účinnosti motoru. Tento efekt bude popsán ještě později. Hoření ve skutečnosti tedy není nekonečně rychlý proces a trvá několik desítek stupňů v závislosti na pracovním bodu motoru a podmínkách ve válci. Vliv na rychlost má především turbulence ve válci, bohatost směsi (s chudší směsí se hoření zpomaluje) a podíl zbytkových spalin (rostoucí podíl hoření také zpomalí). Na druhou stranu, pokud by hoření trvalo příliš dlouho a z větší části by zasahovalo do expanzního zdvihu pístu, tak plamen už nemusí píst dohnat a díky postupnému ochlazení spalovacího prostoru by mohl plamen uhasnout. [1]

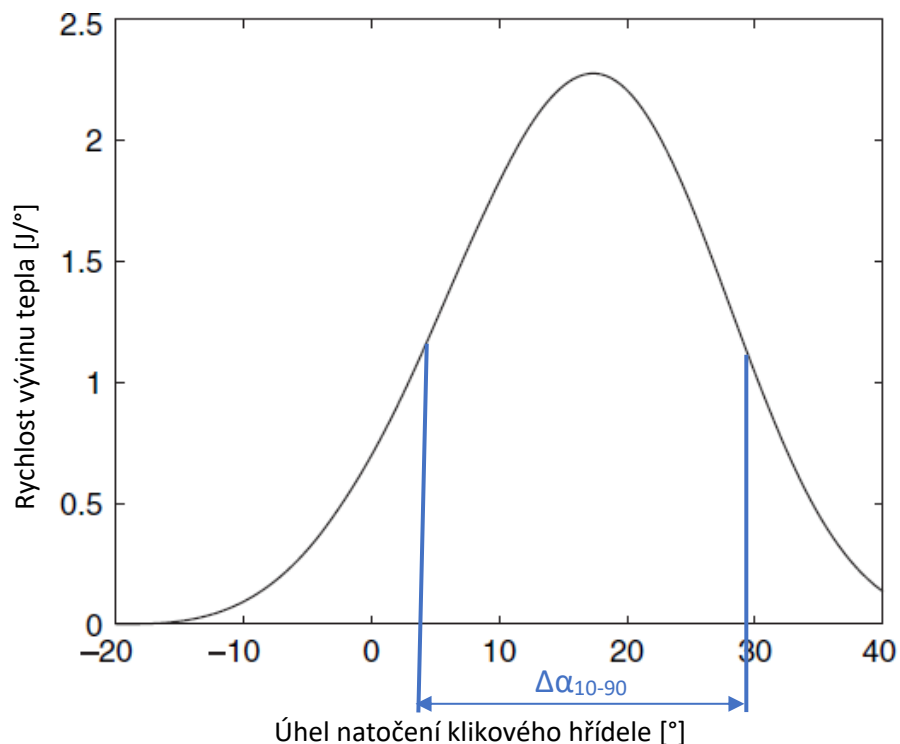
Průběh hoření v zážehovém motoru je obvykle znázorňován závislostí vyvinutého tepla na úhlu natočení klikového hřídele, který zde prezentuje časové měřítko. V náplni válce je před zážehem uloženo určité množství energie a jak spalovacím prostorem postupuje čelo plamene, tak se postupně čerstvá směs spotřebovává, čímž se uvolňuje teplo. Uvolněné teplo se často uvádí v normovaném tvaru, kde hodnota 1 značí, že se uvolnilo všechno teplo uložené v palivu ve válci. Možný průběh hoření v zážehovém motoru je znázorněn na Obr. 2, kde je na ose X úhel natočení klikového hřídele a na ose Y normovaný výkon tepla.



Obr. 2: Graf vývinu tepla v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele [2]

Pro popis hoření lze z tohoto grafu vyčíst dva zásadní parametry: polohu a dobu hoření. Poloha hoření je zde reprezentována úhlem α_{50} , označovaným také AI50, při kterém je spáleno 50 % paliva. Tato hodnota se s ohledem na účinnost obvykle volí v rozmezí 5° až 10° po horní úvrati pístu, pokud to je vzhledem ke klepání a dalším jevům možné. Dalším parametrem je doba hoření $\Delta\alpha_{10-90}$ vyjádřena úhlovým intervalem mezi body 10 % a 90 % uvolněného tepla, mezi kterými probíhá hlavní, rychlá fáze hoření. Z tohoto intervalu jsou vyčleněny úvodní fáze a závěrečná fáze hoření (dohřívání), při kterých plamen postupuje pomalu a hoření se prodlužuje, neboť jejich počátek, respektive konec, se problematicky stanovují. Na počátku je hoření pomalé z toho důvodu, že čelo plamene má zatím malou efektivní plochu, která zároveň není zatím příliš zvrásněna turbulencí. Během dohořívání je turbulence utlumována díky usměrňování proudění pohybem pístu, což plamen opět zpomaluje. [2]

Skutečnost, že mezi body 10 % a 90 % vývinu tepla je hoření nejrychlejší, je patrný po zderivování průběhu vývinu tepla, díky čemuž vznikne graf rychlosti vývinu tepla (Obr. 3).



Obr. 3: Graf rychlosti vývinu tepla v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele [2]

Nezderivovaný průběh uvolněného tepla v závislosti na natočení klikového hřídele mívá u zážehových motorů tvar S-křivky, což je vidět i na Obr. 2. Na tomto předpokladu staví

takzvaná Wiebeho funkce, která slouží k aproximaci průběhu hoření pro účely jeho modelování. Wiebeho funkce má celkem 3 stupně volnosti: polohu, délku a tvar a je dána následujícím předpisem:

$$x_b = 1 - e^{-a\left(\frac{\alpha - \alpha_{PH}}{\Delta\alpha_H}\right)^{m+1}} \quad (2)$$

x_b	normovaný výkon tepla	[-]
α	okamžitý úhel natočení klikového hřídele	[°]
α_{PH}	úhel, při kterém dojde k počátku hoření	[°]
$\Delta\alpha_H$	úhlová délka hoření	[°]
m	parametr tvaru	[-]

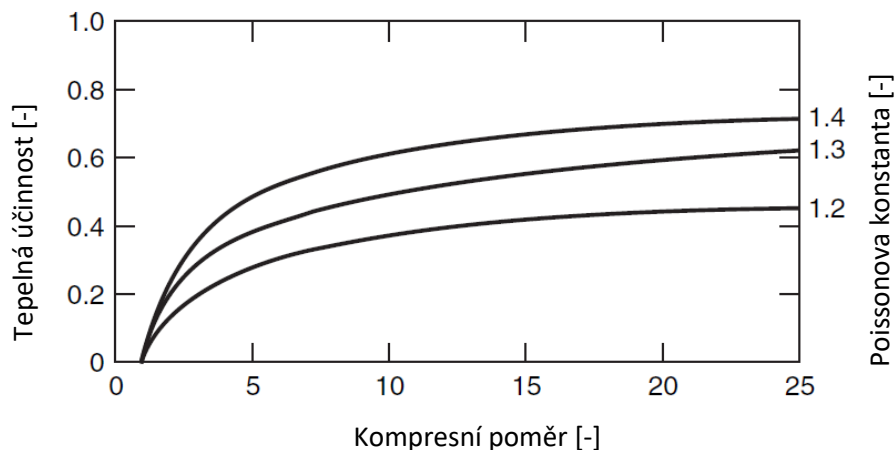
2.2. Způsoby navýšení účinnosti atmosférického zážehového motoru

Pokud bychom nahradili oběh zážehového motoru oběhem s izochorickým přívodem tepla, který se nazývá také Ottův oběh, lze obecný vzorec pro tepelnou účinnost (rovnice 1) oběhu po několika úpravách a dosazeních převést do následujícího tvaru:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (3)$$

ε	geometrický kompresní poměr motoru	[-]
κ	Poissonova konstanta	[-]

Z uvedené rovnice vyplývá, že tepelná účinnost tohoto náhradního oběhu roste se zvyšujícím se kompresním poměrem a zvyšující se Poissonovou konstantou, která v sobě zahrnuje měrné tepelné kapacity při konstantním tlaku c_p a objemu c_v . Tato závislost je vykreslena na Obr. 4. [2]



Obr. 4: Graf závislosti tepelné účinnosti Ottova oběhu na kompresním poměru [2]

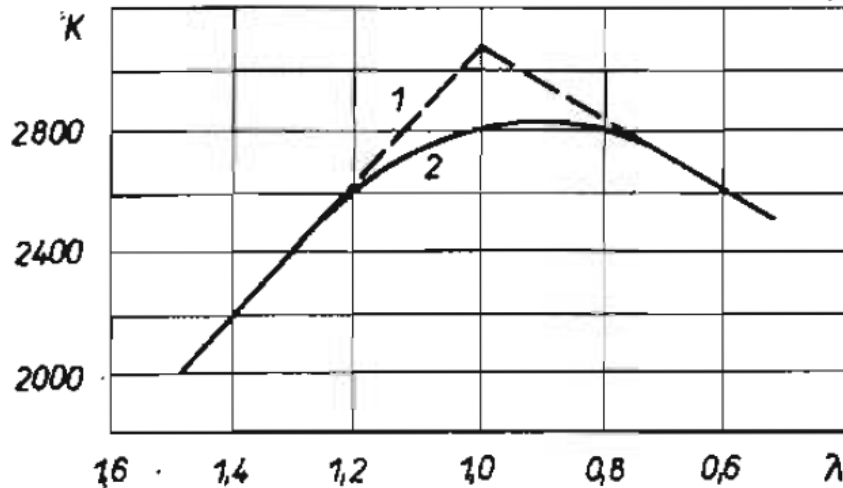
Znamenalo by to tedy, že prostým zvýšením kompresního poměru dokážeme jednoduše zvyšovat účinnost, avšak se vzrůstajícím kompresním poměrem narůstají ve válci také tlaky a teploty, které zaprvé v případě zážehových motorů mohou začít způsobovat klepání a zadruhé mají vliv na Poissonovu konstantu, která v sobě zahrnuje měrné tepelné kapacity při konstantním tlaku c_p a objemu c_v . S rostoucí teplotou začne od určité hodnoty také výrazněji růst hodnota měrné tepelné kapacity c_v , čímž se dle následujícího vztahu začne zmenšovat Poissonova konstanta a tím i tepelná účinnost oběhu. [3]

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (4)$$

c_p	měrná tepelná kapacita za stálého tlaku	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
c_v	měrná tepelná kapacita za stálého tlaku	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

S ohledem na výše popsané efekty je jasné, že volba kompresního poměru je otázkou nalezení jistého kompromisu. Pro standardní zážehový motor je většinou volen kompresní poměr okolo hodnoty 11, při vyšších hodnotách se již začne negativně projevovat popsaný vliv vysoké teploty ve válci na účinnost a klepání. Z tohoto důvodu je možné například použít motor s variabilním kompresním poměrem, který nastaví vyšší kompresní poměr pouze v oblastech, kde nedojde k jeho negativnímu účinku na oběh. Tato technologie je však konstrukčně velmi náročná a téměř se nepoužívá. Běžnějším řešením je použití variabilního časování ventilového rozvodu, který umožní v rizikových pracovních oblastech snížit efektivní kompresní poměr brzkým nebo pozdním otevřením sacích ventilů. [4]

Pokud bychom chtěli provozovat motor s vyšším efektivním kompresním poměrem v oblastech, kdy by již hrozilo klepání a pokles účinnosti kvůli vysokým teplotám a tlakům, je nutné teplotu ve válci snížit. S výhodou lze za tímto účelem využít faktu, že teplota plamene je závislá na součiniteli přebytku vzduchu, jak ukazuje Obr. 5. Průběh označený přerušovanou čarou představuje adiabatickou teplotu plamene, která je však kvůli disociačním reakcím oxidu uhličitého, které teplo spotřebovávají, ve skutečnosti nižší (plná čára). Maximální teplota tedy není při stechiometrické směsi, nýbrž při směsi mírně bohaté. Za účelem snížení teplot ve válci je tedy výhodné provozovat motor s chudou směsí, při které jsou teploty výrazně nižší. Metody, jak tohoto režimu spalování dosáhnout, budou popsány později. [3]



Obr. 5: Adiabatická a skutečná teplota plamene v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu [3]

Dále se budeme zabývat účinností skutečného motoru, která bývá přibližně o 20 % nižší než účinnost idealizovaného oběhu s izochorickým přívodem tepla. To je dáno různými efekty, a to především tepelnými ztrátami, konečnou délkou hoření, netěsnostmi, nekompletním hořením a tlakovými ztrátami spojenými s výměnou náplně válce. Celková účinnost motoru se skládá z účinnosti indikované a mechanické. Indikovaná účinnost popisuje, jaká část energie obsažené v palivu se přemění na práci, kterou vykoná plyn ve válci (vztah 5). Musí se však brát v potaz, že při provozu zážehového motoru většinou nedojde ke shoření veškerého paliva, což zohledňuje chemická účinnost, která říká, jaký podíl paliva shořel a u dnešních motorů nabývá hodnot 98 až 99,5 %. [1]

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_d} = \frac{W_i}{m_p \cdot H_u} \quad (5)$$

η_i	indikovaná účinnost	[-]
W_i	indikovaná práce	[J]
m_p	hmotnost paliva	[kg]
H_u	výhřevnost paliva	[J·kg ⁻¹]

Indikovaná účinnost však nepopisuje poměry na výstupu z motoru, neboť při přeměně indikované práce na práci na hřídeli (užitečnou práci) dochází k mechanickým ztrátám, které výslednou účinnost na výstupu z motoru snižují. Tyto ztráty jsou způsobeny třecími ztrátami v klikovém mechanismu, pohonem pomocných zařízení a ventilačními ztrátami. Účinnost, se kterou se přemění indikovaná práce na práci užitečnou, se nazývá mechanická účinnost a vypočte se podle vztahu 6. Mechanické ztráty mohou dosahovat 10 % indikované práce a více se projevují v nižších zatíženích. Obecně lze říci, že

mechanické ztráty rostou především s otáčkami a jejich závislost na zatížení není významná. [4]

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} \quad (6)$$

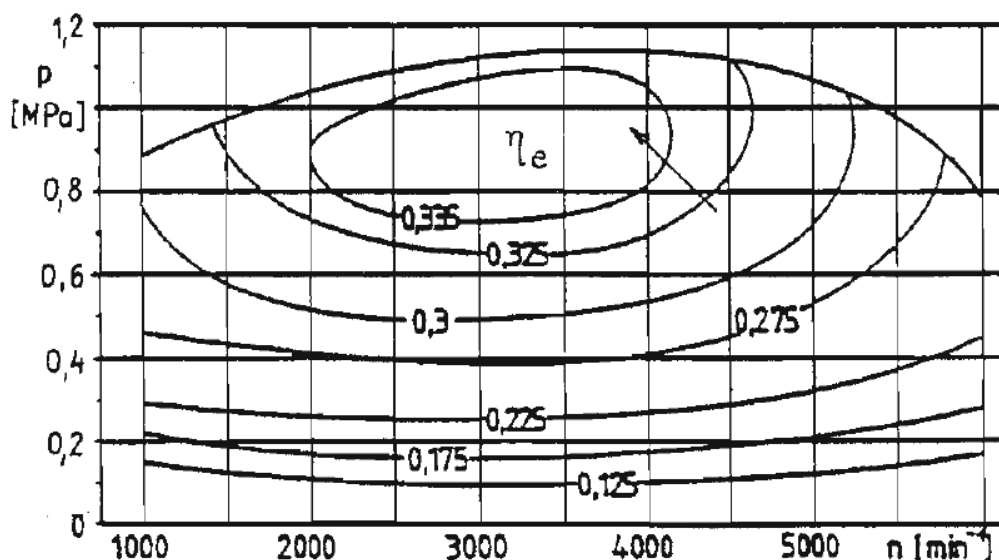
η_m	mechanická účinnost	[-]
W_e	užitečná práce	[J]

Celková účinnost motoru je poté dána následujícím vztahem:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = \frac{W_e}{m_p \cdot H_u} \quad (7)$$

η_e	celková (efektivní) účinnost	[-]
----------	------------------------------	-----

Na Obr. 6 je vykreslena úplná charakteristika celkové účinnosti zážehového motoru. Z charakteristiky je patrné, že oblast s nejlepší účinností se nachází ve středním pásu otáček v horní polovině zatížení. Je vidět, že celková účinnost se mění jak s otáčkami, tak se zatížením. Směrem k nižším otáčkám se celková účinnost zhoršuje kvůli většímu přestupu tepla do stěn a ve vyšších otáčkách se začnou více projevovat mechanické ztráty. Směrem k nižším zatížením účinnost klesá kvůli tlakovým ztrátám způsobeným škrticí klapkou a při nejvyšších zatíženích je účinnost opět nižší kvůli opatřením proti klepání motoru. [3]



Obr. 6: Úplná charakteristika s celkovou účinností zážehového motoru [3]

Za účelem zvýšení účinnosti motoru je tedy nutné zaměřit se na mechanickou nebo indikovanou účinnost, přičemž první z nich je do jisté míry dána komplexním konstrukčním

řešením celého motoru, zatímco druhá lze ovlivnit dílčími úpravami na motoru, které mají vliv na termodynamiku motoru. Z tohoto důvodu se budeme dále zabývat možnostmi, jak pozitivně ovlivnit účinnost indikovanou.

Na samotnou indikovanou účinnost motoru má vliv především práce na výměnu náplně, která bývá u většiny motorů záporná a je závislá především na zatížení. U standardních zážehových motorů se používá kvantitativní regulace, což znamená, že v závislosti na zatížení se do motoru dostává různé množství vzduchu a paliva, přičemž podíl těchto dvou složek zůstává konstantní. Tato regulace je však ztrátová, protože hmotnostní tok v sání se reguluje škrticí klapkou, která především při velkém škrcení způsobuje velké tlakové ztráty v sacím potrubí, a proto je nejnižší účinnosti dosahováno při nízkých zatíženích. Dalším důvodem je to, že negativní práce na výměnu náplně válce je v poměru k rostoucí pozitivní práci oběhu s rostoucím zatížením poměrově méně dominantní. [4]

Vliv na účinnost má však také délka hoření, což vyplývá ze srovnání náhradních oběhů. Jak bylo řečeno, nejvyšší účinnosti lze dosáhnout izochorickým přívodem tepla, což je nereálné a u skutečného motoru i nechtěné, ale určitými úpravami lze hoření v rámci přijatelných mezí urychlit. Možností je například cílené navýšení turbulence ve válci.

V následujících podkapitolách jsou popsány jednotlivé strategie, pomocí kterých lze výše popsané negativní vlivy na indikovanou účinnost zmírnit a účinnost tím zvýšit.

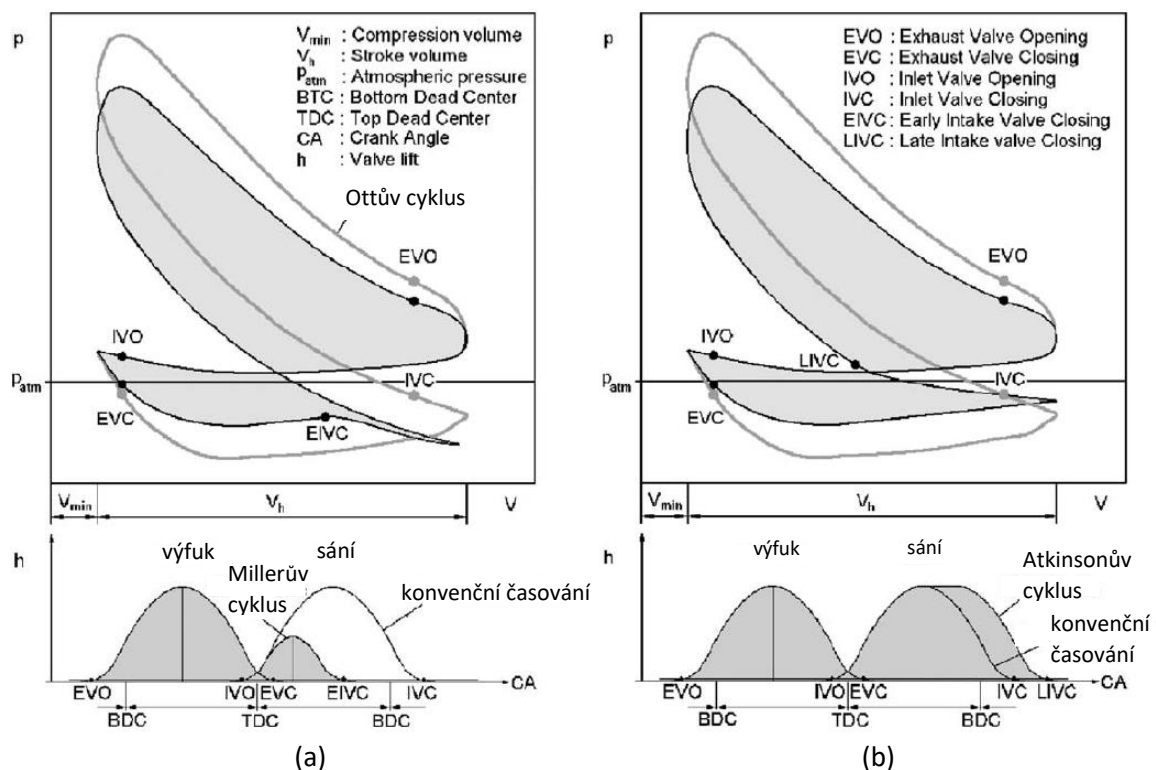
2.2.1. Variabilní časování ventilů

Jedná se o technologii, která se v posledních letech využívá u stále většího množství vozů za účelem zlepšení účinnosti motoru anebo zlepšení jeho výkonových parametrů. Jak název napovídá, systém umožňuje změnu časování ventilů vůči klikovému hřídeli, a to buďto skokově v několika krocích, nebo kontinuálně mezi dvěma koncovými polohami. Natáčecí mechanismus bývá dnes často ovládán hydraulicky, díky změně tlaku oleje v nastavovacím okruhu.

Tato technologie se využívá k řízení okamžiku počátku otevírání ventilů, nastavování velikosti maximálního zdvihu, nebo dobu otevření ventilů v závislosti na pracovním bodě motoru. Z pohledu indikované účinnosti motoru je zásadní především možnost brzkého či naopak pozdního uzavření sacích ventilů. To například umožňuje provozovat zážehový

motor s vysokým geometrickým kompresním poměrem bez negativních vlivů, které byly popsány výše, neboť směs není do válce nasávána po celou dobu sacího zdvihu a efektivní kompresní poměr motoru je tedy nižší (díky tomu i tlak a teplota ve válci), zatímco expanzní zdvih je už plnohodnotný. Dalším přínosem je i to, že v takovém případě lze pomocí časování ventilů také řídit hmotnost náplně válce, tedy zatížení, díky čemuž se minimalizují ztráty způsobené regulací škrticí klapkou, což sníží negativní práci oběhu během výměny náplně válce. [4]

Řešení, kdy dochází k pozdnímu uzavření sacích ventilů při kompresním zdvihu, se nazývá Atkinsonův cyklus, zatímco pokud se sací ventily naopak zavírají brzo, ještě při sacím zdvihu, hovoříme o Millerově cyklu. Díky menšímu efektivnímu kompresnímu poměru v obou těchto případech je sice menší indikovaná práce vysokotlaké části oběhu, avšak v ideálním případě by tato ztráta měla být vykompenzována právě menší negativní prací při výměně náplně. Zároveň dosahuje tlak a teplota ve válci nižších hodnot, což se pozitivně projeví na náchylnosti motoru ke klepání a na tvorbu některých produktů nedokonalého spalování, jako například oxidy dusíku. Vliv Millerova a Atkinsonova cyklu na p-V diagram je znázorněn na Obr. 7. [4]



Obr. 7: Znázornění Millerova (a) a Atkinsonova cyklu (b) v p-V diagramu [4]

2.2.2. Vrstvení směsi

Za tímto konceptem spalování stojí myšlenka uzpůsobení provozu motoru tak, aby mohl pracovat s chudou směsí za účelem dosažení vyšších kompresních poměrů, neboť při větších přebytečných vzduchu klesá teplota plamene. V tomto případě musí jít o motor s přímým vstřikováním paliva, které je navrženo tak, aby v určitých pracovních bodech nejprve vytvořilo ve válci chudou homogenní směs a poté na závěr kompresního zdvihu vstříklo určité množství paliva do okolí zapalovací svíčky, které se již nestihne promíchat s náplní válce a vytvoří lokálně okolo zapalovací svíčky vhodné podmínky pro zážeh, tedy stechiometrickou směs. První vstřík musí nastat v dostatečném předstihu, aby se palivo stihlo promíchat a odpařit, přičemž takto vytvořená směs může dosahovat součinitele přebytku vzduchu λ až 2,5. [5]

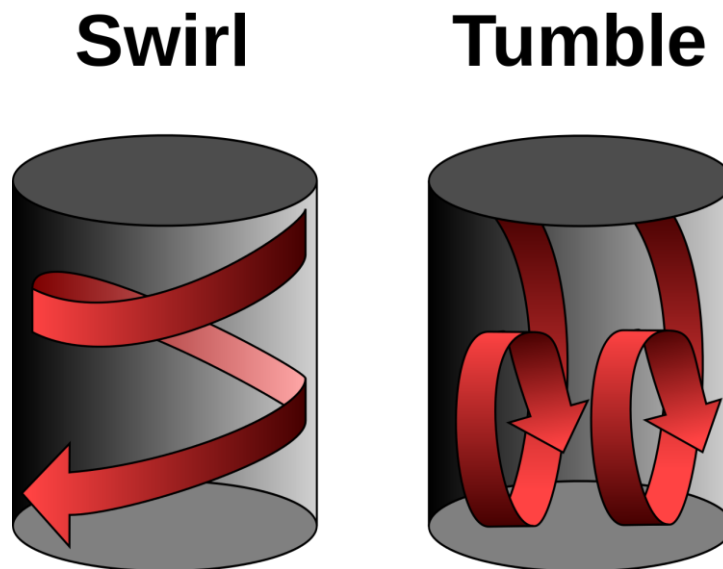
Za účelem nasměrování paliva k zapalovací svíčke při sekundárním vstřiku může být proud paliva řízen vhodně tvarovanou stěnou pístu, paprskem vstřikovače anebo proudem plynů ve válci, které se natvarují tak, aby unášely palivo směrem k zapalovací svíčke. [5]

Výhodou této koncepce je, že může být použita kvalitativní regulace, díky které nedochází k hydraulickým ztrátám v sání, což má navíc v kombinaci s nižšími teplotami ve válci příznivý vliv na indikovanou účinnost motoru. Motor s touto koncepcí je také odolnější vůči klepání, což umožňuje použití většího kompresního poměru. V tomto režimu však nepracuje v celém spektru otáček a zatížení – uplatňuje se v částečných zatíženích a při velkých zatíženích je potřeba motor přepnout do standardního režimu, což je v rozporu s možností uplatnění většího kompresního poměru.

2.2.3. Zvýšení víření ve válci vhodným tvarováním sacích kanálů

Indikovanou účinnost lze také zvýšit pomocí urychlení hoření. Jak již bylo řečeno, na rychlost hoření má zásadní vliv turbulence ve válci, která dokáže urychlit šíření plamene a stabilizovat ho a čím kratší hoření je, tím více se přibližujeme k izochorickému přívodu tepla. Turbulenci během spalování lze podpořit záměrným rozvířením náplně válce při sacím zdvihu. Za tímto účelem se mohou používat například vhodně tvarované sací kanály, či sací ventily s tzv. maskováním. U běžného motoru jsou sací kanály navrhovány tak, aby měly co nejlepší průtočné vlastnosti, aby umožňovaly co nejpřímější nátok plynu a nedocházelo u nich k aerodynamickému ucpání. Sací kanály lze však tvarovat i tak, aby

podpořily rotaci plynu ve válci. Tímto způsobem se může docílit, aby plyn rotoval buď podél svislé osy, což bývá označeno jako swirl, nebo podél vodorovné osy, což se nazývá tumble (Obr. 8). Tyto velké vírové struktury poté během komprese a hoření podpoří tvorbu vírových struktur o malých měřítkách. [2]



Obr. 8: Znárodnění swirl a tumble efektu [6]

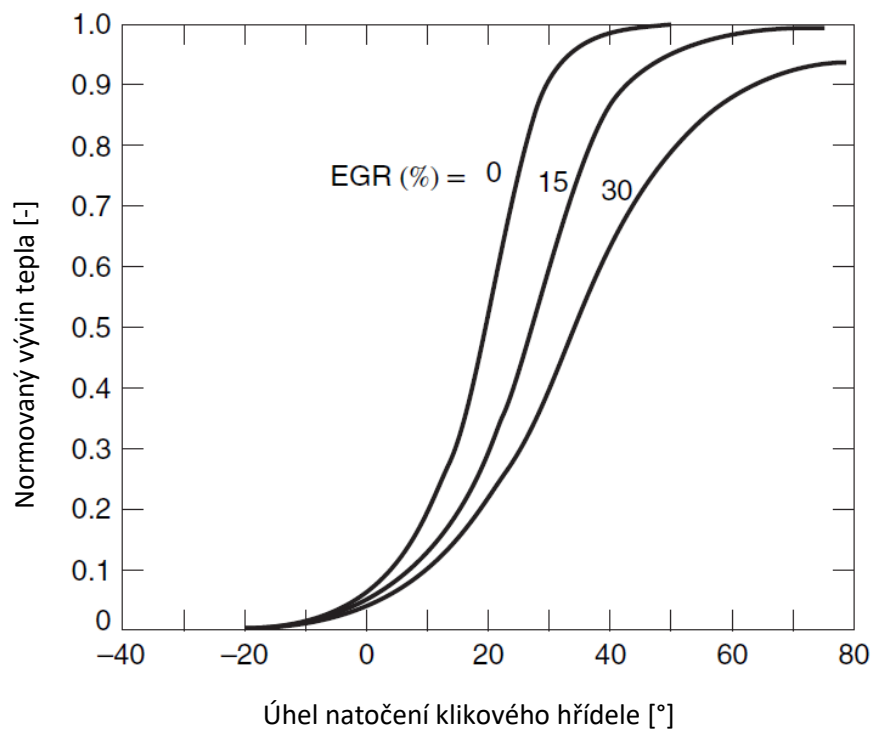
Na druhou stranu sací kanály tvořící tumble nebo swirl mají horší průtokové vlastnosti než standardní kanály a představují tak pro natékající plyny další hydraulickou ztrátu, což zhoršuje naplnění válce a zvyšuje negativní práci na výměnu náplně. Kromě toho vírové struktury zvětšují přestupy tepla do stěn. Tyto negativní efekty mohou být tak výrazné, že převáží výhody v podobě rychlejšího hoření.

Například ze studie provedené pod záštitou společnosti Volvo Car, která zkoumala přínos tumblových kanálů pomocí měření v 12 pracovních bodech vyplývá, že ačkoliv průměrná délka hoření α_{10-90} byla při použití tumblových kanálů v průměru urychlena o $4,5^\circ$ a byla zlepšena kvalita hoření, pozitivní přínos na indikovanou účinnost byl zaznamenán pouze v oblasti nízkých otáček, při kterých byly plyny nejpomalejší a vliv tumble kanálů na rozvíření byl nejvýraznější. Nejednoznačný přínos byl způsobem navýšením práce na výměnu náplně válce a také zvýšenými teplenými ztrátami. [7]

Z tohoto vyplývá, že zde proti sobě stojí dva protichůdné jevy – sací kanál může být buďto schopný tvořit velký tumble/swirl, anebo mít dobré průtokové vlastnosti a návrh konkrétní geometrie je pak tedy o hledání kompromisu.

2.2.4. Vnější recirkulace výfukových plynů

Využívání recirkulace výfukových plynů neboli EGR (z anglického Exhaust Gas Recirculation) je většinou spojeno se snižováním emisí oxidu dusíku, ale její použití přispívá i k navýšení účinnosti motoru. Princip spočívá v odběru části výfukových plynů a jejich přimíchávání k nasávané čerstvé směsi. Tyto výfukové plyny bývají ještě často chlazeny, aby nesnižovaly plnicí účinnost motoru a nezvyšovaly teplotu ve válci. Ve válci poté fungují jako téměř inertní masa, která během komprese a hoření dokáže přijmout část tepelné energie a přispívat tak k udržování nižších teplot ve válci, což umožňuje kromě zmíněného snížení emisí i teoretické zvýšení kompresního poměru. Na druhou stranu negativním přínosem recirkulace je její vliv na rychlost hoření, která se se zvětšujícím podílem výfukových plynů snižuje, což je naznačeno na Obr. 9. Na druhou stranu při provozu motoru s EGR je možné snížit ztráty škrcením, protože regulace množství čerstvého vzduchu ve válci je v takovém případě realizovatelná kromě škrticí klapky právě i podílem výfukových plynů ve válci. [2]



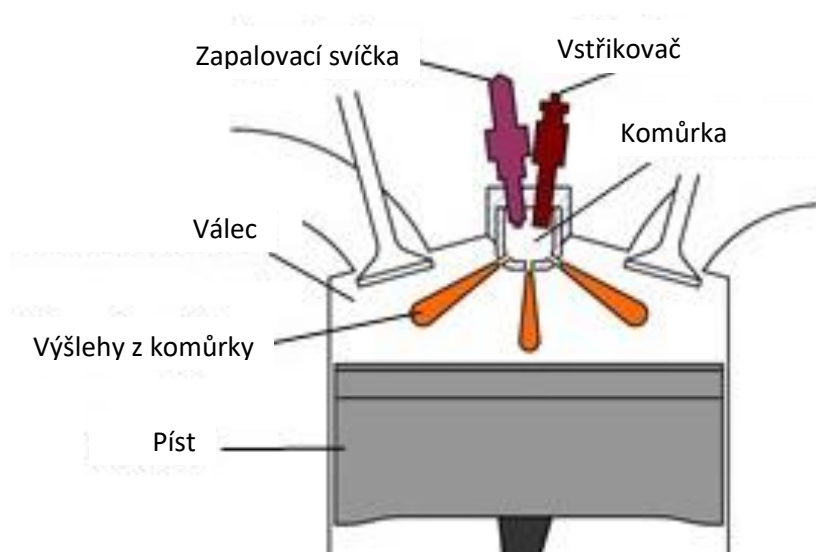
Obr. 9: Vliv EGR na rychlost hoření [2]

2.2.5. Použití zapalovací komůrky

Zapalovací komůrka je zařízení, které rozdělí spalovací prostor do dvou objemů, jež jsou navzájem propojeny malými kanálky. V menším objemu, který se nachází na místě svíčky, dojde k prvotní fázi hoření, která je zahájena výbojem zapalovací svíčky umístěné v tomto objemu – komůrce. Při hoření směsi dojde k nárůstu tlaku v komůrce, což způsobí výšleh plamene do válce spojovacími kanálky. Montáž komůrky do motoru většinou vyžaduje konstrukční zásah do hlavy válců, případně dalších částí, avšak existují i případy komůrek, které jsou určeny k přímému namontování na místo zapalovací svíčky.

Zapalovací komůrky jsou dvojího druhu: komůrky aktivní a komůrky pasivní. Pasivní komůrky jsou jednodušší, neboť se v nich nachází pouze zapalovací svíčka a jsou plněny během kompresního zdvihu pístu z hlavního spalovacího prostoru a je zásadní zvolit polohu komůrky a velikost spojovacích kanálků tak, aby došlo k co nejlepšímu nátoku a proplachu.

Aktivní komůrky obsahují kromě zapalovací svíčky i vstřikovač, který do komůrky přivádí palivo a vytváří v ní tak zapalitelnou směs. Aktivní komůrky jsou prostorově náročnější kvůli vstřikovači, který je potřeba ke komůrce přivést skrz hlavu válců, přičemž dle konstrukce hlavy válců může být vstřikovač umístěn souběžně s osou komůrky, nebo kolmo na ni. Schématické uspořádání aktivní zapalovací komůrky je naznačeno na Obr. 10, na kterém jsou patrné i výšlehy z kanálků, které slouží k zapálení směsi ve válci. [8]



Obr. 10: Řez spalovacím prostorem s komůrkovým zapalováním [9]

Důvodem použití zapalovací komůrky je především její schopnost urychlení a stabilizace hoření. Výšlehy z kanálků mají větší energii než výboj na zapalovací svíčke, a navíc zapálí směs ve válci na několika místech najednou podle počtu kanálků. Výšlehy navíc zapálí směs na rozdíl od zapalovací svíčky na stranách válce a plamen se poté šíří ke středu, což kromě přínosu pro samotné hoření přispívá i k menší náchylnosti motoru ke klepání. Plamen se totiž dostane do míst, kde je riziko k samovznícení paliva nejvyšší, výrazně rychleji, tudíž ke klepání nedojde, díky čemuž je možné zvyšovat kompresní poměr motoru. V neposlední řadě přispívá k urychlení hoření také fakt, že rychlý nárůst tlaku v komůrce a tím způsobené proudění plynů skrz kanálky do válce způsobí dodatečně rozvíření náplně válce a podpoří tak turbulenci. Dojde tak k podobnému efektu jako při použití tumble kanálů, avšak bez negativního efektu v podobě zhoršeného naplnění válce. Výhodným se jeví být také provoz takového motoru s recirkulací spalin, které, jak bylo již zmíněno, zpomalují hoření. Tento jev však může právě komůrkové zapalování kompenzovat, upozadit tak tuto nevýhodu recirkulace spalin a využít její výhody. [10]

Ze studií vyplývá, že použití komůrky dokáže urychlit hoření až o 30 %, umožňuje díky menší náchylnosti ke klepání posunout bod AI50 až o 5° k horní úvrati pístu a zlepšit spotřebu paliva v rámci WLTP cyklu o 2–9 %. Na druhou stranu výšlehy, které jsou směřovány ke stěnám válce, s sebou přinášejí i nechtěný efekt v podobě zvýšení tepelných ztrát způsobených přestupem tepla do stěn, který je posílený tím, že výšlehy zintenzivní turbulenci právě v blízkosti stěn, což výsledný kladný přínos komůrky na účinnost motoru snižuje. [10]

Aktivní komůrka s sebou přináší navíc ještě další výhodu v podobě možnosti provozovat motor s chudou směsí, podobně jako v případě vrstvení paliva. Ve válci je vytvořena chudá homogenní směs, která by nebyla zapalovací svíčkou zapalitelná, ale lze jí díky výše popsaným efektům zapálit pomocí zapalovací komůrky. Za tímto účelem je zvláště do komůrky přiváděno dodatečné palivo, které zajistí v komůrce stechiometrickou směs, a navíc přispěje k proplachu komůrky. Takto fungující motor dosahuje nižších teplot ve válci, což pozitivně ovlivňuje účinnost motoru a emise oxidů dusíku. [8] Pozitivní vliv na účinnost motoru má také fakt, že v režimu s chudou směsí se zredukuje hydraulické ztráty v sání díky uplatnění kvalitativní regulace. Systém s aktivní komůrkou je však náročnější a nákladnější, neboť vyžaduje větší zásahy do konstrukce motoru, druhý vstřikovač a specifickou volbu

paliva. Aby se v komůrce vytvořila homogenní směs, je nejvhodnější vstříkovat do ní plynné palivo, neboť kapalně se nemusí úplně odpařit a může tvořit na stěně komůrky palivový film. Z tohoto důvodu je možné použít například zemní plyn, nebo odpařené frakce z kapalného paliva. [8] Pokud to umožňuje zástavba, je proto možné vytvářet vhodné kombinace paliv použitých pro válec a komůrku.

Použití komůrky s sebou nese také nevýhody. Komůrka může být za provozu značně teplotně namáhána, což ji může až poškodit. Z tohoto důvodu se někdy také setkáme s komůrkou z lépe tepelně vodivých materiálů, například mědi. Malé propojovací kanálky navíc představují bariéru pro proudící plyny a tvoří další tlakovou ztrátu a zhoršují vypláchnutí komůrky. Z tohoto důvodu je důležité zaměřit na se návrh geometrie komůrky. Ze studií zabývajících se velikostí komůrky vyplývá, že optimální objem komůrky je 2 až 5 % kompresního objemu motoru. Pokud je komůrka menší, vzniklý plamen není dostatečně intenzivní na optimální zapálení směsi ve válci, a naopak moc velká komůrka hoření protahuje a se zvětšující se plochou se také zvyšují její tepelné ztráty. Rovněž propojovací kanálky nesmí být příliš tenké a dlouhé, což má také negativní vliv na hoření a na vyplachování – nejčastěji se používají kanálky o průměru 1 až 1,5 mm. [11] [12]

Dalším problémem pro motory s komůrkou jsou studené starty, při kterých velká část tepla vyvinutého v komůrce při prvotní fázi hoření přestupuje do studených stěn komůrky, což oslabuje následné výšlehy do válce. Ty jsou navíc ve válci ještě více ochlazovány. V takových případech je výhodné, aby komůrka byla z materiálu s nepříliš vysokou tepelnou vodivostí nebo aby byl motor vybaven systémem výhřevu komůrky. Především u pasivní komůrky může docházet k problematickému hoření i v nízkých zatíženích, kdy v komůrce může zůstat více zbytkových spalin. Navíc díky tomu, že je válec méně naplněn, tak při kompresním zdvihu v něm tolik nevzroste tlak, díky čemuž nedojde k příliš intenzivnímu proudění čerstvé směsi skrz kanálky do komůrky a v ní se tak nemusí vytvořit vhodné podmínky pro zážeh. [10]

3. Hybridní pohony kombinující spalovací motor a elektromotor

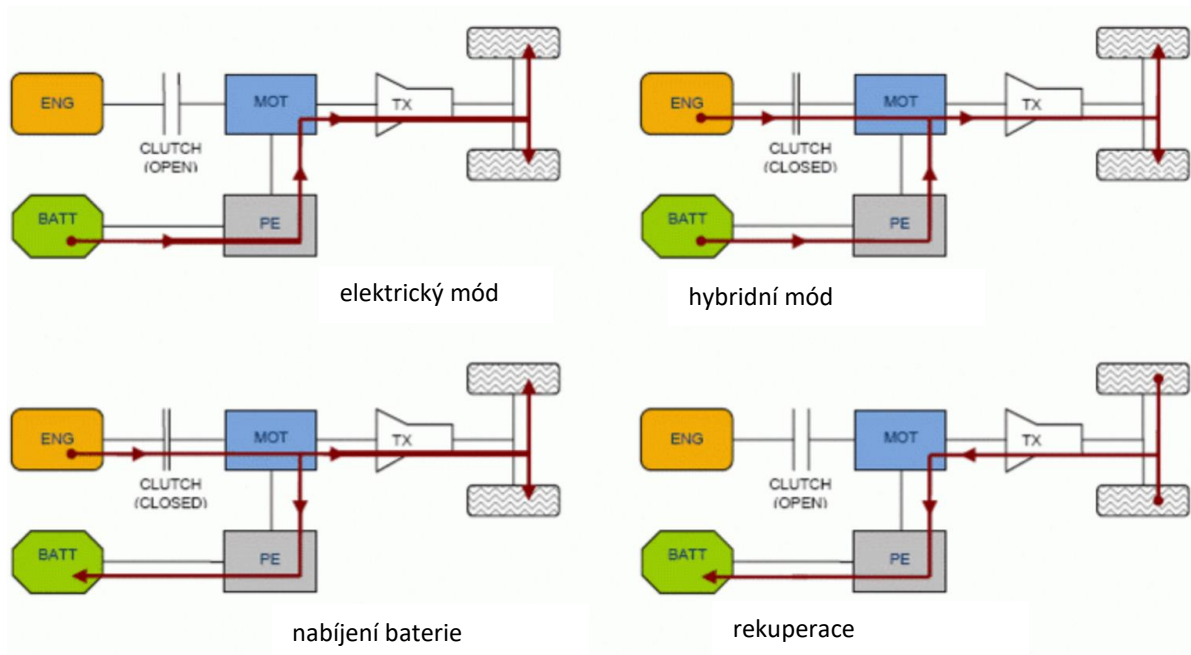
Vzhledem k stále přísnějším limitům pro emise a spotřebu vozidla se k pohonu čím dál více využívá kombinace dvou různých agregátů. Nejběžnější variantou je spojení spalovacího motoru a elektromotoru tak, aby se v závislosti na jízdních podmínkách dosáhlo vždy co nejúspornějšího provozu. Za účelem co nejefektivnějšího využití hybridního pohonu je zásadní správně navržená logika, která se stará o management všech toků energie v systému. Existují tři základní druhy hybridních pohonů kombinující spalovací motor a elektromotor, a to dle vzájemného uspořádání těchto motorů. [13]

3.1. Paralelní hybrid

Nejběžnější je paralelní hybrid, kdy je spalovací motor mechanicky spojen přes převodovku s koly a nemůže tedy pracovat nezávisle na otáčkách kol. Podél tohoto mechanického hnacího řetězce je pak umístěn elektromotor na jednom z následujících míst:

- přímo na spalovacím motoru, se kterým je propojen řemenem,
- na výstupu spalovacího motoru na klikovém hřídeli,
- za spojkou na vstupu do převodovky,
- mezi převodovkou a koly převodovky.

Přítomnost elektromotoru umožní zlepšit pracovní podmínky spalovacího motoru, avšak díky mechanické vazbě jsou tyto možnosti limitovány. Pokud se elektromotor nachází za spojkou a je tedy možné od sebe spalovací motor a elektromotor oddělit, může pak vozidlo jezdit čistě na elektrický pohon, což je výhodné především v nízkých zatíženích, kdy má motor vysokou měrnou spotřebu paliva. Elektromotor navíc může rekuperovat energii při zpomalování nebo být dobíjen spalovacím motorem (Obr. 11). Díky zachování vysoké mechanické účinnosti přenosu výkonu a vzhledem k charakteristice spalovacího motoru je tento typ hybridu vhodný spíše při požadavcích na vyšší výkon.



Obr. 11: Jízdní režimy paralelního hybridu

3.2. Sériový hybrid

Dalším druhem hybridního pohonu je sériový hybrid, kde neexistuje mechanická vazba mezi spalovacím motorem a koly. Spalovací motor zde slouží jako generátor elektrické energie, dobíjí tedy baterie a pohon vozidla má na starost elektromotor. Fakt, že může spalovací motor pracovat nezávisle na jízdních podmínkách, mu umožňuje pracovat po celou dobu v oblasti nejvyšší účinnosti. Nevýhodou je však nižší účinnost přenosu výkonu na kola, což tuto koncepci dělá méně vhodnou při požadavcích vyššího výkonu.

3.3. Kombinovaný hybrid

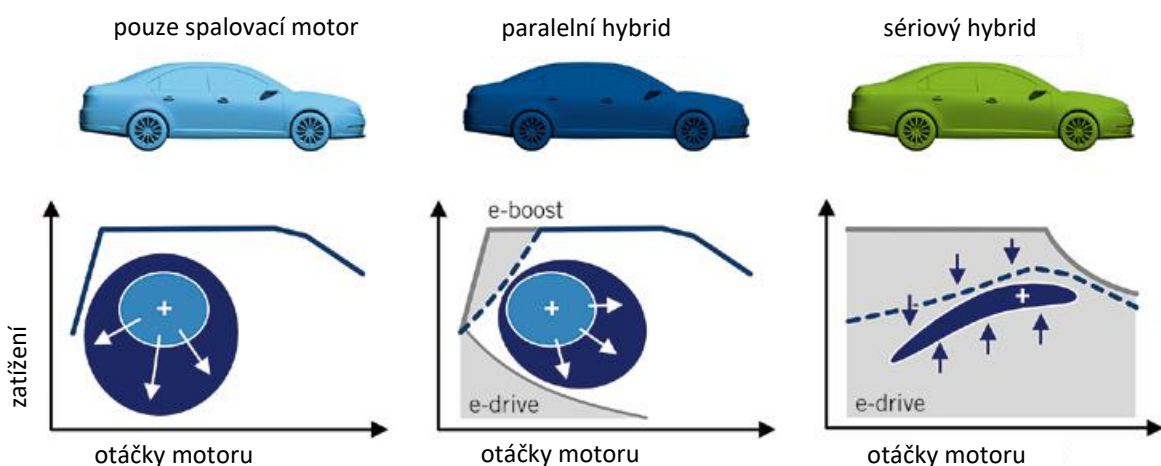
Třetí variantou je kombinace dvou výše popsaných uspořádání, která je konstrukčně nejsložitější, a tedy i nejdražší. Umožňuje přepínat mezi oběma koncepcemi v závislosti na požadavku na výkon. Při nízkých výkonech je mechanická vazba mezi spalovacím motorem a koly rozpojena, což umožní provoz spalovacího motoru v optimální oblasti, zatímco při vyšších požadavcích na výkon dojde k propojení spalovacího motoru a kol spojkou.

3.4. Využití hybridního pohonu v kombinaci s komůrkovým motorem

V závislosti na použitém pohonu jsou kladeny různé požadavky na spalovací motor. V případě vozidla bez elektrifikace je pracovní oblast spalovacího motoru největší, neboť spalovací motor musí vykryt celé spektrum výkonových požadavků vozidla. Z pohledu

účinnosti motoru je nejhorší oblast nízkých otáček a zatížení, které se zároveň nelze při provozu vyhnout, neboť odpovídá fázi rozjezdu vozidla. V takovém případě je výhodné se z pohledu optimalizace spalovacího motoru zaměřit na rozšíření oblasti vysoké účinnosti právě směrem k nízkým zatížením a otáčkám, jak je vidět na Obr. 12. V případě paralelního hybridu je situace z pohledu provozu spalovacího motoru již výhodnější, neboť fázi rozjezdu dokáže překlenout elektromotor a spalovací motor se připojí až později, při vyšších zatíženích. V takovém případě je výhodné, aby motor pracoval co nejúčinněji v oblasti středních zatížení a otáček. Jak již bylo řečeno, v sériovém hybridu pracuje motor pouze v úzkém spektru otáček a zatížení, a v jiných oblastech se prakticky nepohybuje. Z tohoto důvodu je potřeba se při ladění motoru zaměřit právě na tuto oblast. [10]

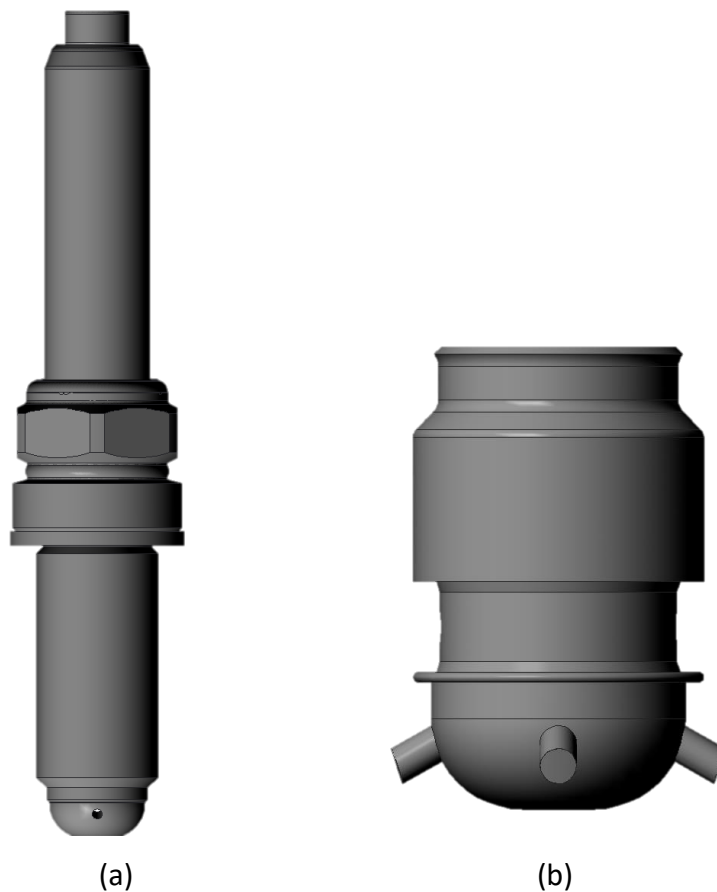
S ohledem na negativa a rizika použití pasivní zapalovací komůrky se nabízí spárování komůrkového motoru právě s elektrickým pohonem. S ohledem na techniku, kterou využívá koncern Volkswagen, je nasnadě zabývat se sériovým hybridem, který dokáže pracovat samostatně v nízkých zatíženích a při rozjezdech, což jsou oblasti, které se s ohledem na výše popsané efekt jeví být nejvíce problematické pro spalovací motor s pasivní komůrkou. Paralelní hybrid zároveň vyžaduje co nejvyšší účinnost spalovacího motoru v co největší oblasti středních zatížení, kde by se pasivní komůrka měla naopak projevit z podstaty své funkce pozitivně.



Obr. 12: Srovnání pracovních oblastí spalovacích motoru v závislosti na koncepci pohonu [10]

4. Implementace pasivní komůrky na motor MPI

Při implementaci komůrky do motoru je případě pasivní komůrky situace mnohem jednodušší než u aktivní komůrky, neboť pasivní komůrku je možno zhotovit tak, aby bylo možné ji bez dalších úprav motoru namontovat na místo zapalovací svíčky. To je příklad i experimentální zapalovací svíčky od externího dodavatele, která byla pořízena za účelem použití a otestování na sériovém čtyřválcovém motoru MPI řady. Jedná se o svíčku, jejíž objem tvoří v případě zástavby do zamýšlené jednotky přibližně 1,2 % kompresního objemu motoru a která je opatřena 4 propojovacími kanálky o průměru 1 mm. CAD model komůrky a její vykopírované vnitřní plochy relevantní pro výpočty jsou ukázány na Obr. 13.



Obr. 13: Pasivní komůrka použitá v této práci (a) a její vnitřní plochy použité pro výpočty (b)

Cílem této kapitoly je posouzení vlivu této pasivní komůrky na hoření a na vlastnosti motoru MPI v porovnání se standardním agregátem se zapalovací svíčkou v celé pracovní oblasti motoru a ověření teoretických předpokladů. Za tímto účelem je využito propojení 1D a 3D výpočtů založených na vhodné úpravě výpočetních modelů výchozí varianty MPI

motoru se zapalovací svíčkou. Jedná se o čtyřválcový motor s 16 ventily a nepřímým vstřikováním paliva do sacích kanálů. Pro aplikaci pasivní komůrky byla vybrána varianta motoru s plnicími kanály, které mají dobré průtokové vlastnosti, ale nejsou tvarovány tak, aby ve válci podporovaly příčné víření – tumble. Myšlenkou bylo využít tyto kanály za účelem co nejlepšího naplnění válce a víření ve válci podpořit právě komůrkou.

Za účelem vytvoření 1D výpočetního modelu motoru s pasivní komůrkou bylo nejprve potřeba detailního 3D výpočtu pracovního cyklu motoru ve variantě bez komůrky a s komůrkou pro vybrané pracovní body. Tyto výpočty posloužily jak k posouzení vlivu komůrky na spalování v motoru v těchto bodech, tak především jako vstupy pro 1D model motoru s komůrkou, aby mohl být následně nakalibrován model hoření na průběhy tlaků získané ze 3D výpočtů. Prvním krokem však bylo získání okrajových a počátečních podmínek pro 3D CFD výpočty.

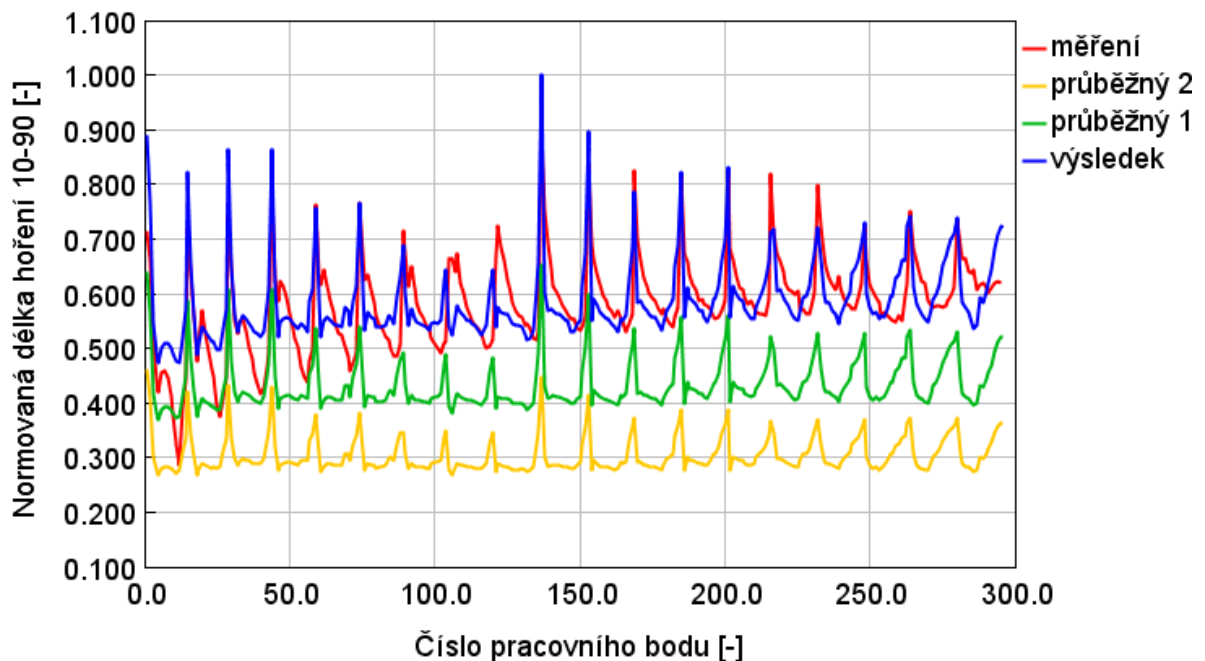
4.1. Kalibrace 1D výpočetního modelu motoru bez komůrky na měření

Nejprve bylo potřeba vytvořit v softwaru GT-Suite 1D výpočetní model výchozího motoru s klasickou zapalovací svíčkou, jakožto zdroje okrajových a počátečních podmínek pro 3D výpočty. Ty jsou potřebné jak pro 3D CFD výpočet pracovního cyklu motoru bez komůrky, který odpovídá výchozímu 1D modelu, tak především pro výpočet motoru s pasivní komůrkou. Pro komůrkový motor neexistovala žádná naměřená data, a tedy ani 1D model, takže výchozí model motoru se zapalovací svíčkou byl vyhodnocen jako nejvhodnější zdroj okrajových a počátečních podmínek. Vytvořený 1D model však bude důležitý i v následujících krocích, kdy poslouží jako základ, který bude přestaven na komůrkový motor.

Při tvorbě 1D modelu byl využit již existující model MPI motoru, který se používá ve ŠKODA AUTO a.s., ale tento model byl potřeba upravit tak, aby odpovídal motoru určenému na zástavbu pasivní komůrky. Pro tento motor sice neexistoval 1D model, avšak bylo k dispozici měření, pomocí kterého byl model naladěn. Z měření bylo převzato časování sacích a výfukových ventilů, model byl upraven tak, aby odpovídal referenčnímu modelu po konstrukční stránce a pro všechny pracovní body bylo nastaveno nulové EGR, neboť to nebylo při měření zahrnuto. Pro popis hoření v modelu motoru byl využit prediktivní model označovaný v GT-Suite jako „SI Turbulent Flame Combustion Model“ umožňující modelovat

hoření pro zážehové motory s přímým i nepřímým vstřikováním. Pro naladění modelu hoření jsou zde k dispozici 3 ladící konstanty, jejichž vhodnou kombinací se lze co nejvíce přiblížit k průběhu hoření reálného motoru.

Následně byly na modelu laděny zmíněné konstanty prediktivního modelu hoření a také bylo potřeba upravit násobitel součinitele přestupu tepla, tak, aby při daném zatížení měl průběh hoření potřebné charakteristiky, jako například rychlost vývinu tepla, a tedy dobu hoření $\Delta\alpha_{10-90}$. K porovnání výsledků výpočtu s měřením posloužil postprocesingový software GT-Post, který umožňuje kromě vykreslení sledovaných veličin z modelu také import dat z měření, a bylo tedy možné je zobrazit ve společném prostředí. Za tímto účelem se využívalo vykreslení integrálních hodnot porovnávané veličiny v závislosti na pracovním bodě. Pracovní body byly číslovány vzestupně od nejnižších otáček a v rámci jedné otáčkové hladiny vždy od nejnižších do nejvyšších zatížení. Pro posouzení shody výpočtu s měřením se sledovaly různé parametry, například objemová účinnost, hmotnostní toky plynu, střední efektivní tlak při plném zatížení, či délka hoření, která je znázorněna na Obr. 14 v závislosti na pracovním bodě pro jednotlivé návrhové stavy. Červený průběh představuje naměřená data, žlutý a zelený průběh reprezentují průběžné stavy naladění a modrý průběh je finální stav naladění, který byl vzhledem k účelu modelu vyhodnocen jako dostačující.



Obr. 14: Srovnání délky hoření napříč pracovními body pro různé stavy naladění 1D modelu

Vzniklý model zahrnoval téměř 300 pracovních bodů motoru v celém spektru provozních otáček a zatížení a byl tedy vhodný jako zdroj okrajových podmínek pro 3D simulace a i jako základ pro pozdější tvorbu 1D modelu komůrkového motoru.

4.2. Výpočet vybraných pracovních bodů ve STAR-CD

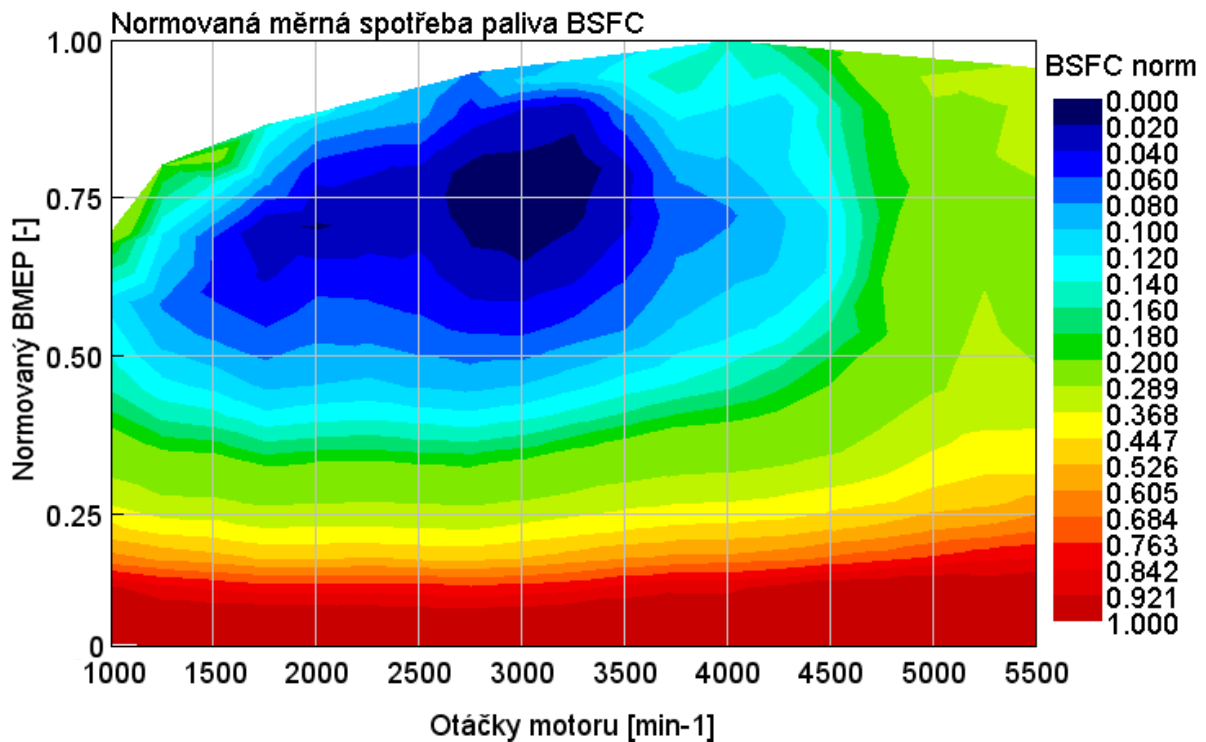
Všechny 3D CFD výpočty byly provedeny využitím 3D CFD řešiče STAR-CD od společnosti Siemens, který umožňuje řešit nestacionární stlačitelná turbulentní proudění se spalováním a vstřikováním paliva a využívá se pro simulace široké škály spalovacích motorů. Kód využívá metodu konečných objemů k řešení diskretizovaných bilančních rovnic proudění. Za účelem přípravy výpočtů jsou k dispozici dvě provázaná rozhraní: es-ice a pro-STAR.

Jelikož není vzhledem k výpočetnímu času reálné provést výpočet všech pracovních bodů pomocí 3D CFD simulací, bylo nutné vybrat několik reprezentativních bodů, které by se vypočítaly pomocí STAR-CD a výsledky výpočtů se pak dále použily pro kalibraci 1D modelu motoru s komůrkou, který by poté dokázal popsat chování motoru v celém provozním spektru.

Předpokladem bylo, že pracovní body vypočtené pomocí STAR-CD budou následně v 1D modelu ty nepřesnější, proto se pracovní body pro výpočty vybíraly z úplné charakteristiky měrné spotřeby paliva výchozího motoru se zapalovací svíčkou, ze které byla patrná oblast s nejvyšší účinností. Cílem použití svíčky bylo účinnost motoru v této oblasti co nejvíce zvětšit a oblast optimální účinnosti také co nejvíce rozšířit. Proto bylo vybráno 9 pracovních bodů ve třech otáčkových hladinách: 2500 min^{-1} , 3000 min^{-1} a 3500 min^{-1} . Při pohledu na Obr. 15 je patrné, že nejnižší měrnou spotřebu motor dosahuje při 75% zatížení. Z tohoto důvodu byly první tři body zvoleny v tomto zatížení a další tři body poté při plném zatížení, které tak zohledňují situace v provozu, kdy je požadován nejvyšší točivý moment. Pro těchto 6 bodů byl proveden kromě 3D výpočtu motoru s pasivní komůrkou i výpočet se standardní zapalovací svíčkou, který umožňuje verifikaci nastavení 3D výpočtu díky možnosti přímého srovnání s indikacemi z měření. Zároveň je možné rovnou obě varianty motoru v těchto pracovních bodech porovnat.

Zbýlé 3 body byly zvoleny pro stejné otáčky, avšak pro přibližně 40% zatížení motoru. Tyto body byly zvoleny proto, aby mohly být v budoucím 1D modelu správněji zkalibrovány

i nižší hladiny zatížení. Z důvodů ušetření výpočetního času však vznikly pro tyto pracovní body pouze 3D výpočty ve variantě s pasivní komůrkou.



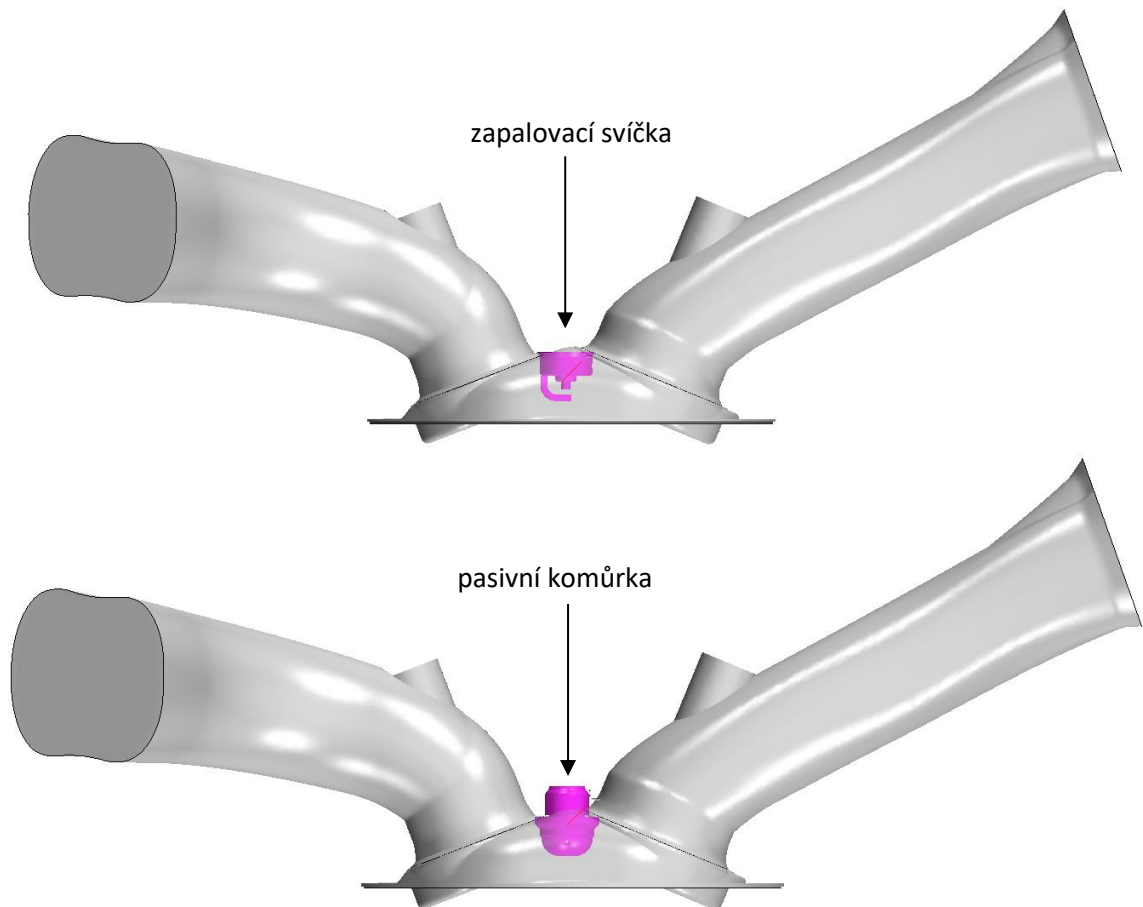
Obr. 15: Úplná charakteristika normované měrné spotřeby paliva výchozího motoru bez komůrky

4.2.1. Tvorba povrchové výpočetní sítě

Za účelem vytvoření výpočetní oblasti pro 3D výpočet byl využit CAD model MPI motoru se standardní zapalovací svíčkou sestávající z pístu v horní úvratí, spalovacího prostoru, ventilů a sacího a výfukového kanálu. Z tohoto modelu byly následně v CAD softwaru Creo vykopírovány vnitřní plochy tvořící hranici výpočetní oblasti. Obdobným způsobem byly ze samostatného modelu vykopírovány i vnitřní plochy pasivní komůrky, které jsou zobrazeny na Obr. 13.

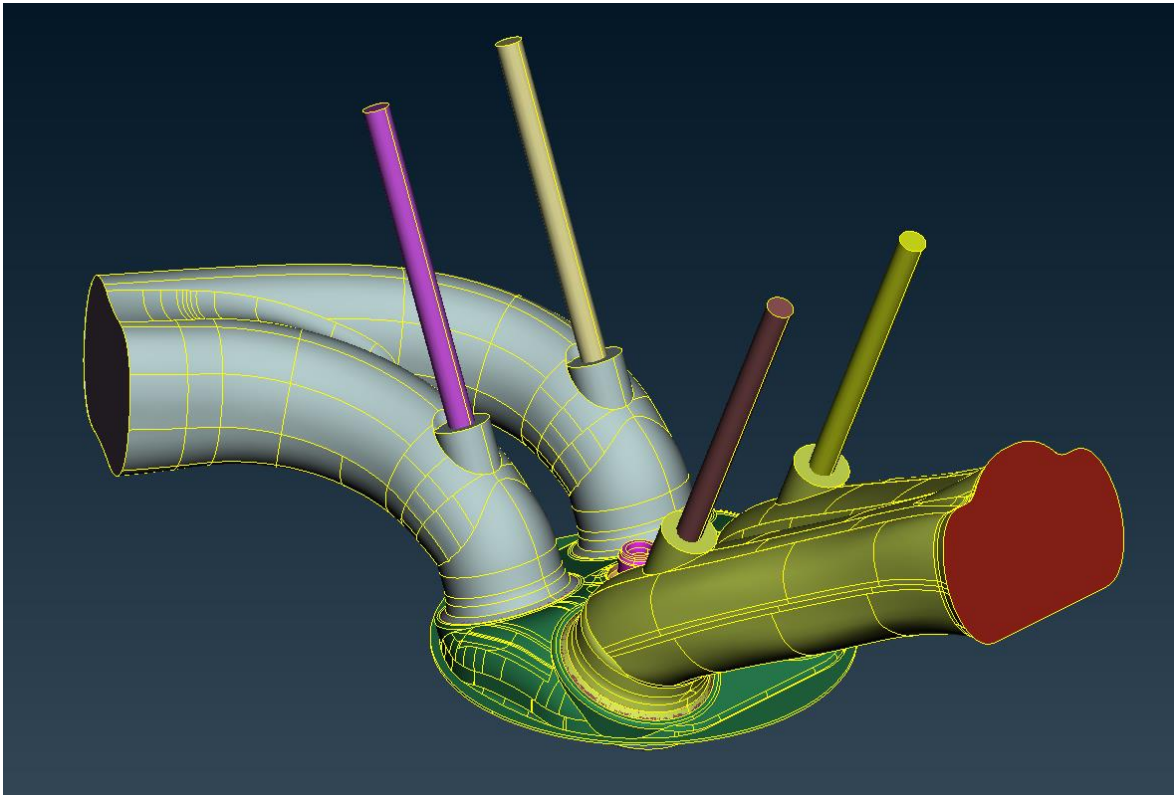
Tyto plochy byly dále zpracovány v softwaru Ansa, ve kterém byla v první řadě pro variantu motoru s pasivní komůrkou nahrazena zapalovací svíčka pasivní komůrkou. Tento krok byl proveden až zde, neboť rozhraní programu Ansa umožňuje výrazně jednodušší práci s jednotlivými modely a jejich kombinování. Vznikly tak dva modely ohraničující výpočetní oblast s tím rozdílem, že v jednom případě byla v hlavě válců zapalovací svíčka a ve druhém pasivní komůrka (Obr. 16). Jelikož musí být pro účely výpočtu výpočetní oblast uzavřena, byl vstup v sacím kanálu a výstup z výfukového kanálu uzavřen plochou. Stejný proces byl zopakován pro otvory zbylé po vodítkách ventilů. Následně byla geometrie

upravena na místech ostrých hran, které by způsobovaly problémy při výpočtech. Takové oblasti se nacházely například na vnitřní ploše komůrky, kde byla ostrá hrana oříznuta.



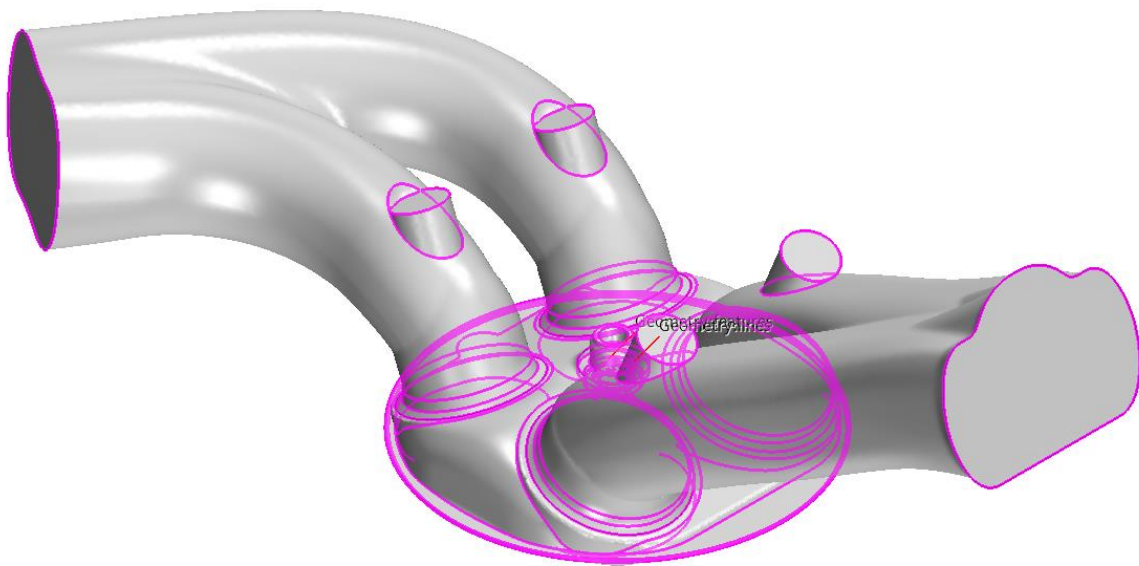
Obr. 16: Vnitřní plochy spalovacího prostoru a kanálů ohraničující výpočetní oblast

Poté byl povrch rozdělen na jednotlivé plochy a podle toho, jakému dílu na motoru náleží, bylo později možné plochy rozlišit a například na ně předepsat okrajové podmínky či jim přiřadit zjemnění sítě. Rozdělení ploch je patrné na Obr. 17, kde je každé takové ploše přiřazena jiná barva. Pro jednoznačnou pozdější identifikaci bylo potřeba tyto plochy také správně pojmenovat. Bylo takto také důležité separovat plochy jednotlivých ventilů a stěny válce a pístu s ohledem na to, že se tyto plochy během výpočtu pohybují či natahují. Na závěr byly všechny ventily posunuty do uzavřené polohy. Aby bylo možné s modelem dále pracovat, byl takto upravený model vyexportován do formátu *.stl, který plochy nahradil triangulovaným povrchem a vznikly tak dva modely – motor se zapalovací svíčkou a model s pasivní komůrkou – připravené k dalšímu zpracování.



Obr. 17: Rozčlenění povrchu výpočetní oblasti dle funkce

Dalším krokem bylo zpracování STL souborů v softwaru Star CCM+ za účelem opravy geometrie a vytvoření povrchových sítí nutných k pozdější tvorbě sítí objemových. Soubor STL byl importován do prostředí Star CCM+ jako povrchová síť a prvním krokem byla analýza sítě pomocí funkce Surface Repair Tool. Zde byly odhaleny vady sítě jako malé díry a zdeformované anebo zdvojené trojúhelníky, které byly poté manuálně opraveny. Dále bylo nutné vyznačit na modelu hrany, které musí při tvorbě objemové sítě zůstat ostré, neboť v opačném případě se může stát, že při diskretizaci výpočetní oblasti objemovými elementy (hexahedry) tato hrana zanikne. Byly tedy zvoleny hrany na konci sacího a výfukového kanálu, hrany v oblasti sedel a vodítek ventilů, hrany na pomezí pístu a stěny válce a hrany na zapalovací svíčke, respektive pasivní komůrce (Obr. 18). Takto upravený povrch byl dle požadavků STAR-CD na závěr přesíťován a vyexportován do formátu *.dbs, se kterým umí STAR-CD dále pracovat. Zároveň byla při exportu rozdělena síť do dvou podskupin, přičemž jedna zahrnovala celý motor a druhá ventily, což bylo důležité pro další práci s nimi při tvorbě objemové sítě.



Obr. 18: Označené hrany určené k zachování během tvorby sítě

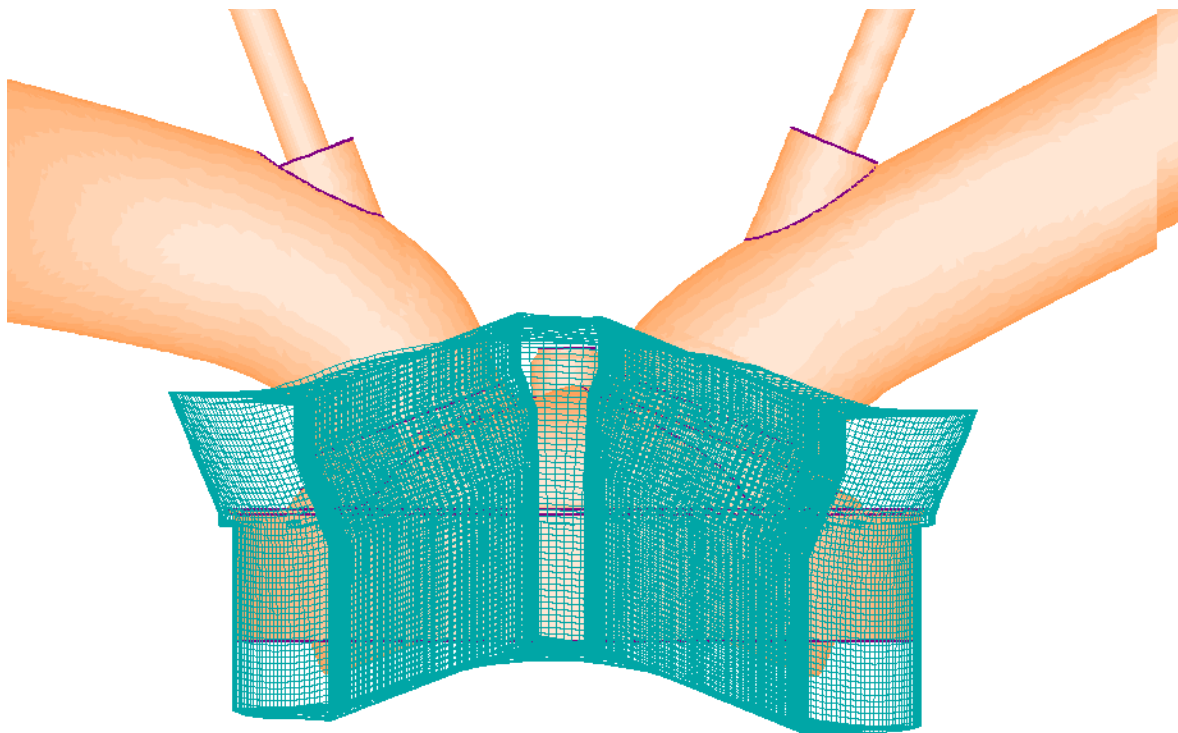
4.2.2. Tvorba objemové výpočetní sítě

Pro účely výpočtu pracovního cyklu spalovacího motoru je potřeba vytvořit objemovou síť, která je pohyblivá, aby dokázala zohlednit pohyb pístu a s tím spojenou změnu objemu výpočetní oblasti. Ta se zároveň při otevření sacích nebo výfukových ventilů rozšiřuje o objem sacího či výfukového kanálu. Celý proces tvorby objemové sítě proběhl v prostředí es-ice a prvním krokem byl import DBS souboru do prostředí programu. Nejprve bylo nutné zadefinovat plochy ventilů, které doposud existovaly jako samostatné díly. Za tímto účelem byla využita funkce automatické definice ventilů, kdy program automaticky rozpozná ventily na základě jejich pojmenování z předchozí kapitoly, určí jejich konturu, souřadné systémy, osy, podél kterých se budou ventily pohybovat, a nahradí ventily plochami, které poslouží při generování sítě. Následně byly jednotlivé plochy importovaného modelu přiřazeny jednotlivým funkčním částem motoru podle toho, jak byly zadefinovány v přechodí kapitole.

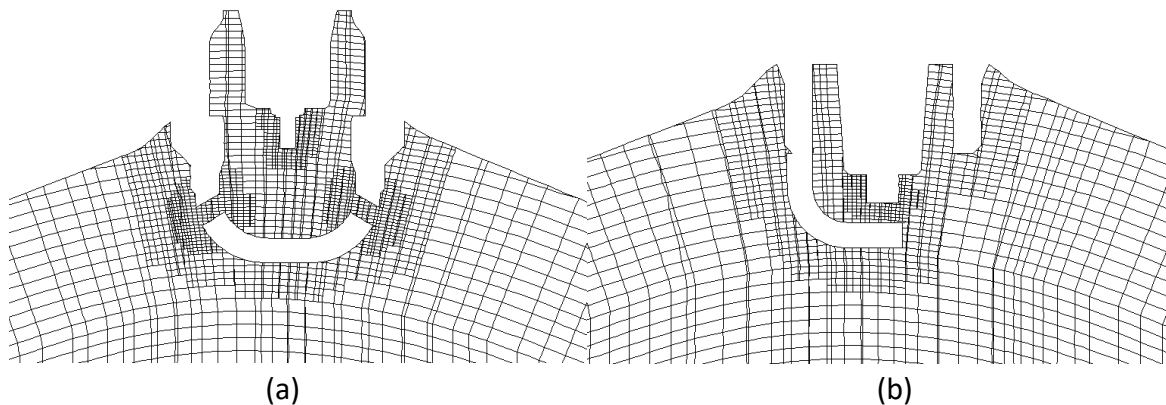
V dalším kroku byly zadány základní parametry klikového mechanismu a jeho pracovní podmínky (otáčky a úhel natočení klikového hřídele na začátku a konce výpočtu), aby bylo možné vypočítat polohu pístu při každém časovém kroku. Délka výpočtu byla stanovena na 3060°, což odpovídá 4 pracovním cyklům, a ještě dodatečnému expanznímu zdvihu pístu. Pro jednotlivé ventily se musely prostřednictvím textového souboru zadat jejich zdvihové

křivky a také určit, při jakém zdvihu bude ventil považován za uzavřený, čímž se program vyvaruje nestabilitám při výpočtu kvůli příliš deformovaným buňkám. V případě tvořených modelů byla tato hodnota nastavena na 0,1 mm.

Pro tvorbu objemové sítě byla zvolena tzv. „Trimming method“ tedy metoda, kdy se nejprve vytvoří 2D šablona v rovině kolmé na osu válce a z ní se extruzí ve směru osy válce vytvoří 3D síťovaná šablona s definovanou velikostí buněk (v tomto případě 0,85 mm), která musí ve všech směrech mírně přesahovat výpočetní doménu spalovacího prostoru doposud reprezentovanou importovanou geometrií (Obr. 19). Tato 3D šablona se poté vepíše do geometrie, čímž vznikne výchozí síť, ze které jsou poté odvozovány objemové sítě pro všechny polohy pístu a ventilů. Dle doporučení STAR-CD příručky bylo navíc provedeno zjemnění objemové sítě v okolí elektrod zapalovací svíčky v oblasti jiskry, respektive uvnitř pasivní komůrky a v oblasti propojovacích kanálků (Obr. 20). K této pohyblivé části sítě byly poté přidány sací a výfukový kanál a podél celého povrchu byla vytvořena prismatická vrstva buněk o tloušťce 0,2 mm a v místech vstupu a výstupu z domény byly vytvořeny dvě vrstvy za účelem podpoření stability výpočtu.



Obr. 19: Tvorba sítě pomocí Trimming method



Obr. 20: Zjemnění objemové sítě v oblasti komůrky (a) a zapalovací svíčky (b)

Následně byly nastaveny parametry pro generování pohyblivé sítě týkající se především přidávání a ubírání vrstev buněk v okolí pístu a ventilů při jejich pohybu, přičemž zde bylo použito výchozí doporučené nastavení. Nakonec se za účelem předejití problémům při výpočtu zkontrolovaly objemové sítě vygenerované pro klíčové pozice pístu jako horní a dolní úvrať či při maximálním zdvihu ventilů. Byla přitom provedena kontrola negativních objemů a příliš zdeformovaných buněk.

4.2.3. Nastavení výpočtu

První část nastavení probíhala opět v prostředí es-ice, kde se nastavilo nejprve spalování. První byl výběr modelu hoření, kde byl vybrán turbulentní model hoření označovaný jako ECFM-3Z, který modeluje mísení plynů, šíření plamene, proces zážehu směsi a chemii, jejíž popis je v případě tohoto modelu založen na jednodušším přístupu: rovnováze. Model ECFM-3Z je založen na řešení bilanční rovnice pro hustotu plochy plamene FSD (Flame Surface Density). Tento model hoření má dva ladící koeficienty: α a β , obsažené v transportní rovnici pro FSD, pomocí kterých lze naladit výpočet na měření. Koeficient α ovlivňuje rychlost šíření plamene pod vlivem turbulence a jeho zvýšení vede k urychlení vývinu tepla. Koeficient β ovlivňuje efekt zvrásnění čela plamene na šíření plamene a jeho zvýšení zpomalí vývin tepla, a to hlavně v pozdní fázi hoření. Hodnoty těchto ladících koeficientů vycházely z hodnot využívaných při podobných výpočtech ve firmě ŠKODA AUTO a.s. [14]

Pro tvorbu směsi byla zvolena možnost nasávání již vytvořené stechiometrické homogenní směsi vzduchu s palivem označeným „Gasoline“, které bylo vyhodnoceno jako

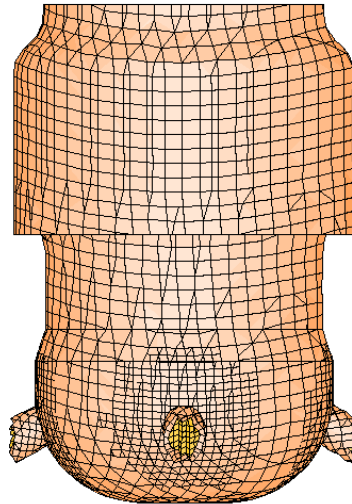
nejvhodnější, a vstřikování bylo tedy deaktivováno. Stejně jako v 1D modelu bylo deaktivováno EGR. V případě nastavení zážehu se vycházelo z naměřených dat z motoru bez komůrky, ze kterého se pro všechny pracovní body převzalo časování zážehu. To bylo při měření regulováno tak, aby bod AI50 ležel v poloze 7° za horní úvratí, pokud to umožňovaly podmínky ve válci. Pokud se ve válci vyskytlo klepání, byla poloha 50procentního bodu AI50 posouvána dále do expanze do polohy, kdy se již klepání nevyskytovalo. Dále bylo nutné zadat pozici jiskry, která byla určena z CAD dat a zdefinována v požadovaném souřadném systému.

Počáteční podmínky a okrajové podmínky na vstupu a výstupu byly převzaty z příslušných prvků 1D modelu z GT-Suite a zadány ve formě textového dokumentu, ve kterém byl vynesena tlak a teplota v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele. Při snímání těchto veličin na vstupu a výstupu, tedy na okrajích sacího a výfukového kanálu, bylo také nutné v rámci daného prvku (kanálu) v GT-Suite správně určit odběrové místo v rámci příslušného kanálu. Dále se musely určit okrajové podmínky také na stěnách, což bylo provedeno formou zadání konstantní teploty s využitím předpokladu, že teplota stěn ve válci se v rámci pracovního cyklu mění pouze nepatrně.

Následně byly nastaveny veličiny, které se mají při výpočtu ukládat pro vyhodnocení. Kromě základní sady veličin byla zvolena převrácená hodnota součinitele přebytku vzduchu ϕ a hodnota zbytkových spalin, aby bylo možné vyhodnotit, jak dobře se pasivní komůrka vyplachuje. Kromě integrálních hodnot těchto veličin počítaných jako průměr pro celý objem v každém časovém kroku bylo v některých případech nastaveno také ukládání 3D výsledků, které bylo možné poté zobrazit v řezu doménou. Aby bylo možné vyhodnocovat integrální veličiny průměrované nejen pro celý spalovací prostor dohromady, ale také samostatně pro komůrku, byla v jednom výpočtu oblast komůrky přiřazena do vlastního regionu, pro který byly poté veličiny vypočítávány zvlášť (Obr. 21).

Numerická nastavení výpočtu byla provedena v prostředí pro-STAR. Zde se z velké míry vycházelo z doporučení vyplývajících z podkladů k STAR-CD či z hodnot používaných ve ŠKODA AUTO a.s. Výpočet byl nastaven pro nestacionární stlačitelná proudění, byl použit PISO algoritmus založený na metodě korekcí tlaku a pro modelování turbulence byl zvolen dvourovnicový model RNG $k-\epsilon$ založený na Reynoldsově středování, který oproti

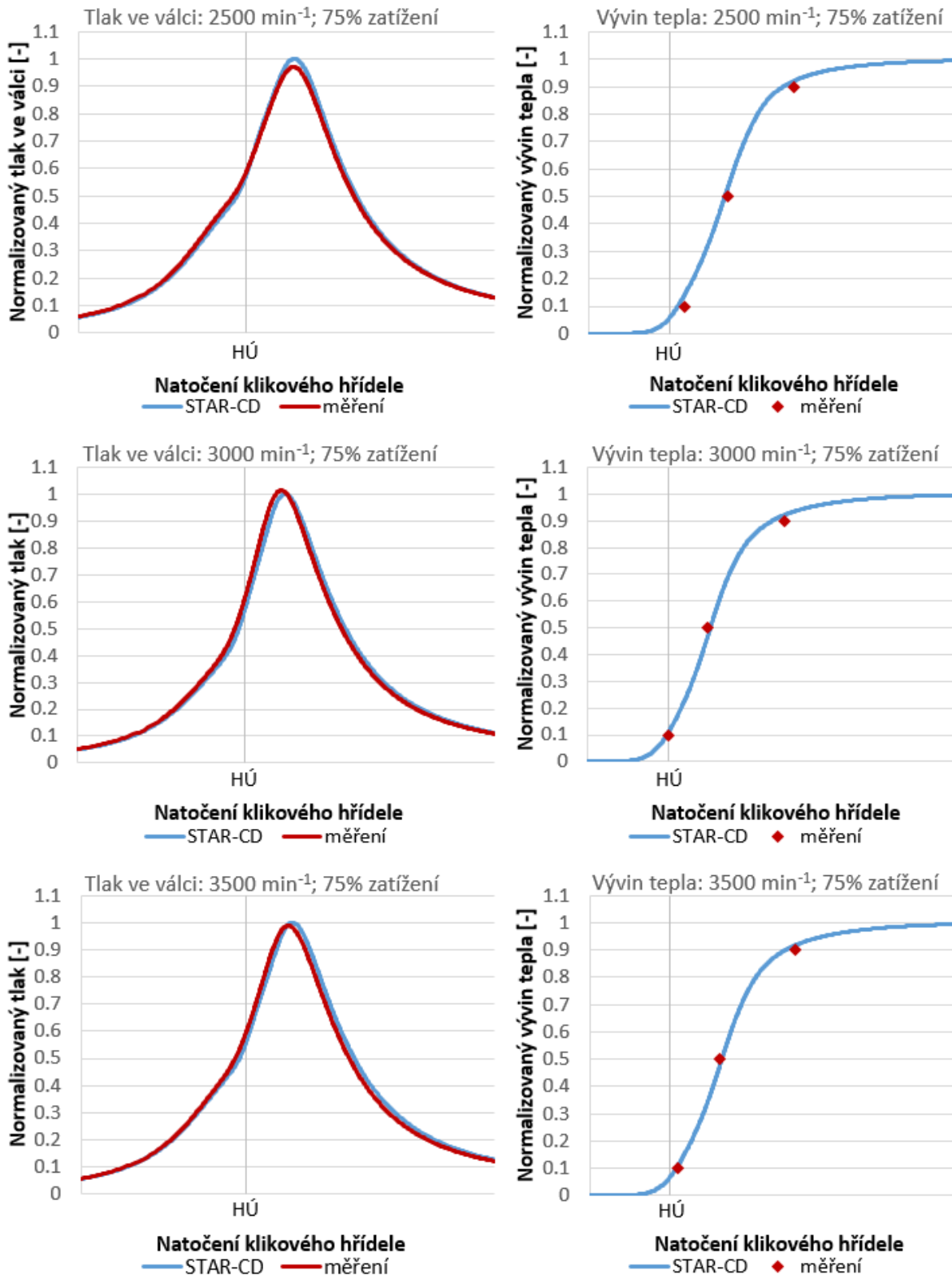
standardnímu k- ϵ modelu dokáže zohlednit vliv vírů na turbulenci. Pro proudění u stěn bylo vybráno řešení za pomoci Angelbergerových stěnových funkcí. Časové kroky byly zvoleny dle doporučení specificky pro každý otáčkový bod, neboť se zadávaly ve stupních natočení klikového hřídele a byly zkracovány v okamžicích otevírání/zavírání ventilů a při zážehu.



Obr. 21: Samostatný region v objemové síti reprezentující objem komůrky

4.2.4. Srovnání variant a posouzení vlivu komůrky

Aby bylo možné posoudit správnost 3D CFD výpočtů, byly nejprve srovnány výpočty motoru se zapalovací svíčkou s naměřenými daty získanými při měření téhož motoru ve stejné konfiguraci. Za účelem validace bylo vypočteno celkem 6 pracovních bodů pro verzi motoru se zapalovací svíčkou: 3 body pro 75% zatížení a 3 body pro plné zatížení. První porovnávanou veličinou byl průběh tlaku ve válci v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele, který byl pro skutečný motor k dispozici z dat z indikace. Tento průběh však nenapovídá příliš o základních parametrech hoření, tedy především o délce hoření ($\Delta\alpha_{10-90}$) a o poloze bodu AI50. Za tímto účelem byl ze STAR-CD vynesena také průběh vývinu tepla v závislosti na natočení klikového hřídele. Ten byl poté srovnán s hodnotami $\Delta\alpha_{10-90}$ a AI50 z naměřených dat. Co se naměřených dat týče, jednalo se v případě těchto veličin (a i průběhů tlaku) o zprůměrované hodnoty ze všech válců z 200 měřících cyklů. Na Obr. 22 je poté vidět srovnání tlaků ve válci a vývinu tepla pro 3 vybrané pracovní body, kde modré průběhy odpovídají datům vypočteným a červené průběhy datům naměřeným.



Obr. 22: Srovnání výpočtu 3D CFD a měření pro 3 pracovní body

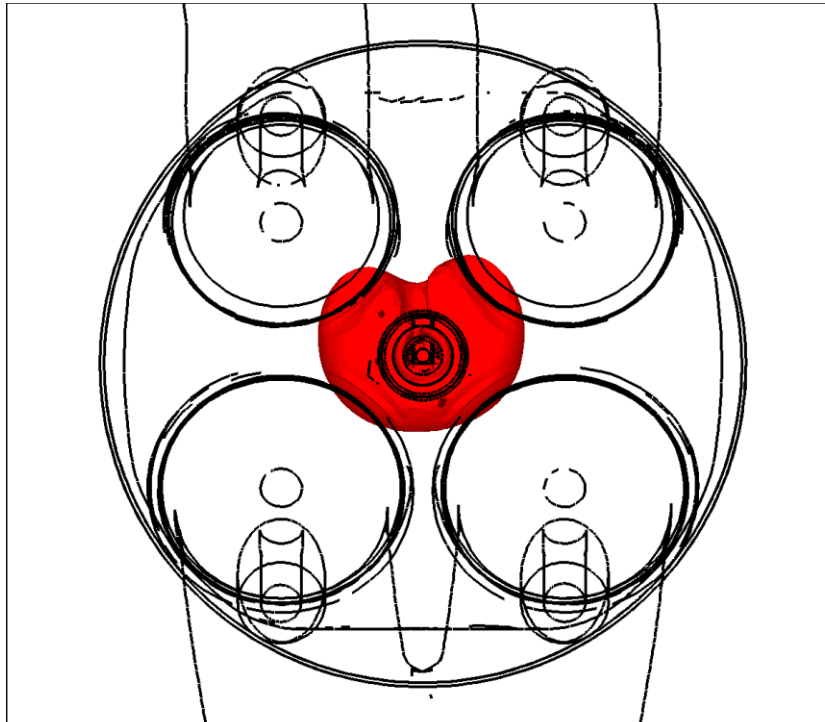
Všechny tři pracovní body, pro které bylo provedeno grafické srovnání, charakterizuje stejné zatížení motoru, konkrétně 75 %. Jak pro tyto tři body, tak i pro zbylé tři body z oblasti plného zatížení bylo navíc do Tab. 1 vyneseno srovnání hlavních parametrů

charakterizujících hoření: $\Delta\alpha_{10-90}$, AI50 a maximální dosažený tlak ve válci p_{\max} . Srovnání je zde vždy vyjádřeno absolutní hodnotou rozdílu naměřené a vypočtené hodnoty každého parametru.

PRACOVNÍ BOD	PARAMETR	ROZDÍL	PRACOVNÍ BOD	PARAMETR	ROZDÍL
2500 min⁻¹ 75% zatížení	$\Delta\alpha_{10-90}$	0,84°	3000 min⁻¹ plné zatížení	$\Delta\alpha_{10-90}$	1,62°
	AI50	0,82°		AI50	2,02°
	p_{\max}	1,4 bar		p_{\max}	0,31 bar
2500 min⁻¹ plné zatížení	$\Delta\alpha_{10-90}$	1,17°	3500 min⁻¹ 75% zatížení	$\Delta\alpha_{10-90}$	2,26°
	AI50	2,26°		AI50	0,5°
	p_{\max}	1,39 bar		p_{\max}	0,56 bar
3000 min⁻¹ 75% zatížení	$\Delta\alpha_{10-90}$	2,58°	3500 min⁻¹ plné zatížení	$\Delta\alpha_{10-90}$	0,99°
	AI50	0,7°		AI50	1,38°
	p_{\max}	0,74 bar		p_{\max}	0,28 bar

Tab. 1: Porovnání naměřených a vypočtených parametrů hoření pro všech 6 pracovních bodů

Další fází bylo posouzení vlivu pasivní komůrky na hoření na základě srovnání 3D CFD výpočtů motoru se zapalovací svíčkou a s komůrkou. Jak bylo řečeno, hlavním rozdílem je zde to, že v případě motoru s pasivní komůrkou je směs ve válci zažehnuta výšecky z komůrky skrz kanálky, což umožní směs ve válci zapálit na více místech najednou a plamen se zde nešíří od středu s kulovým tvarem čela plamene. Tento efekt je patrný z vizualizace šíření čela plamene skrz válec pro pracovní bod 3000 min⁻¹ a zatížení 75 % pro motor se zapalovací svíčkou (Obr. 23) a pro motor s komůrkou (Obr. 24). Tyto vizualizace byly vytvořeny v prostředí pro-STAR, ve kterém byly za tímto účelem vykresleny pro odpovídající natočení klikového hřídele červené izoplochy, které odpovídají 50 % shořelého paliva, což byla jedna ze 3D veličin, které byly při tvorbě výpočtu nastaveny na ukládání. V obou případech se jedná o pohled shora se zvýrazněnými konturami motoru. Čelo plamene na obou obrázcích je vykresleno ve stejném čase, konkrétně 16° po zážehu, přičemž je patrné, že v případě komůrkového motoru se plamen za tuto dobu dokázal více rozšířit, a tedy spotřebovat více paliva. Zatímco v komůrkovém motoru do tohoto okamžiku shořelo 13 % paliva, v motoru se zapalovací svíčkou to bylo pouze 5 %.

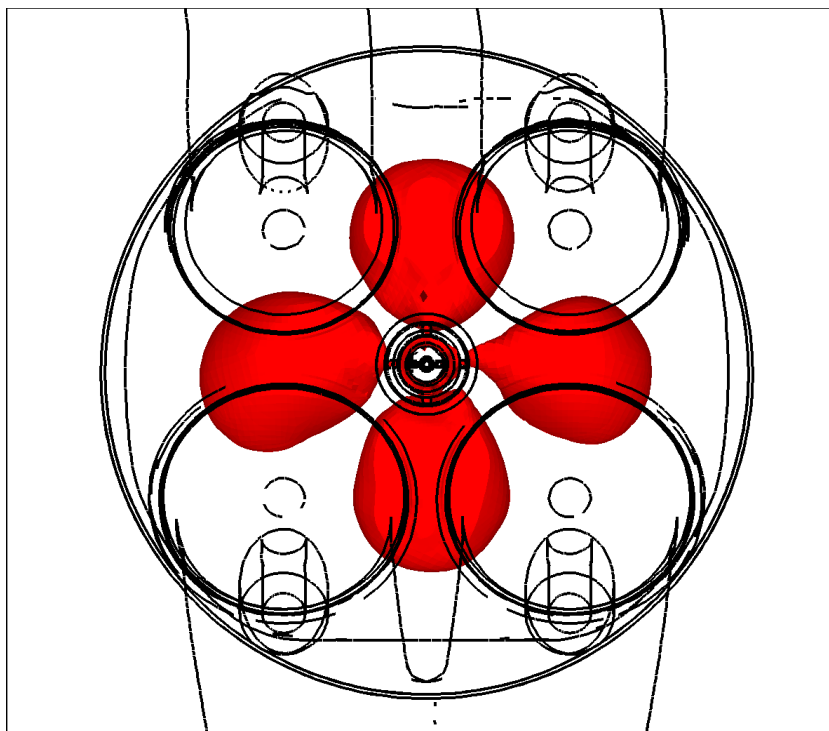


pro-STAR 4.28

30-Dec-21
RVB

CYCLE# = 4
 DEGCA = 715.00
 TIME = 0.159722
 LOCAL MX= 0.9930
 LOCAL MN= 0.000

Obr. 23: Vizualizace čela plamene pro motor se zapalovací svíčkou 16° po zážehu



pro-STAR 4.28

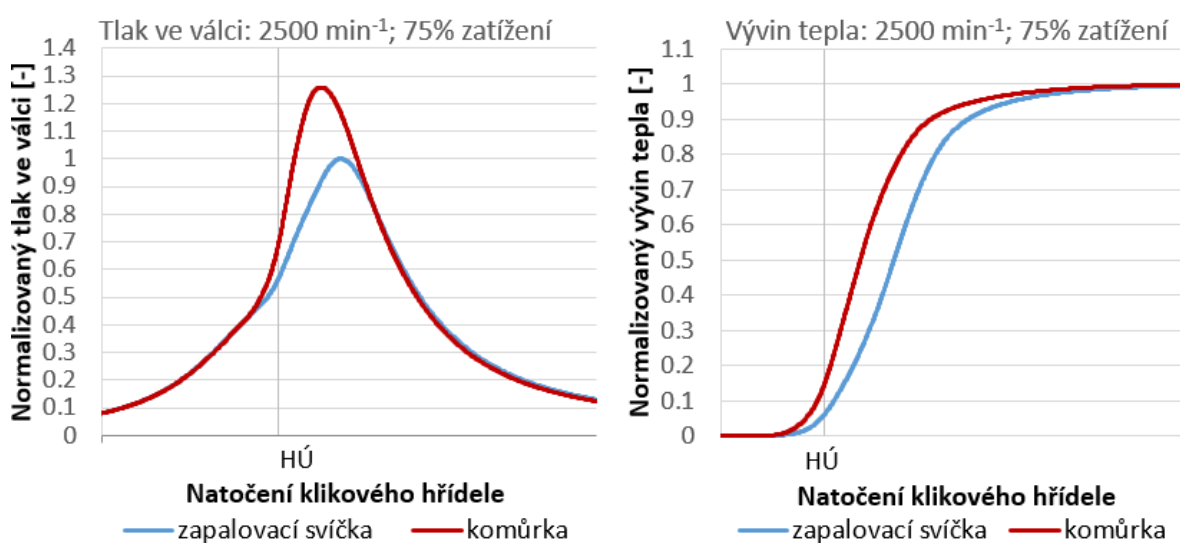
30-Dec-21
RVB

CYCLE# = 4
 DEGCA = 715.00
 TIME = 0.159722
 LOCAL MX= 1.000
 LOCAL MN= 0.000

Obr. 24: Vizualizace čela plamene pro motor s pasivní komůrkou 16° po zážehu

Pro zjištění vlivu na rychlost hoření byly opět použity průběhy vývinu tepla, přičemž pro variantu motoru se svíčkou i s komůrkou byl nastaven vždy stejný okamžik zážehu, aby se plamen začal formovat za stejných podmínek. Vliv pasivní komůrky na hoření je patrný z Obr. 25, na kterém je zobrazeno srovnání průběhů tlaku a vývinu tepla pro motor se

zapalovací svíčkou (modrá křivka) a s pasivní komůrkou (červená křivka) pro pracovní bod 2500 min⁻¹ a 75% zatížení. Zatímco z průběhu vývinu tepla je patrné urychlení hoření při použití komůrky, průběh tlaků ve válci ukazuje, že rychlejší hoření díky komůrce má za následek i vyšší maximální tlaky ve válci. Tento efekt je pozorovatelný napříč všemi šesti pracovními body, což je patrné z Tab. 2. V ní je vyneseno procentuální zkrácení délky hoření a procentuální nárůst tlaku pro každý pracovní bod. Ze srovnání vyplývá, že díky použití pasivní komůrky došlo k urychlení hoření v průměru o 18,2 % a nárůstu maximálních spalovacích tlaků o 40,2 %.



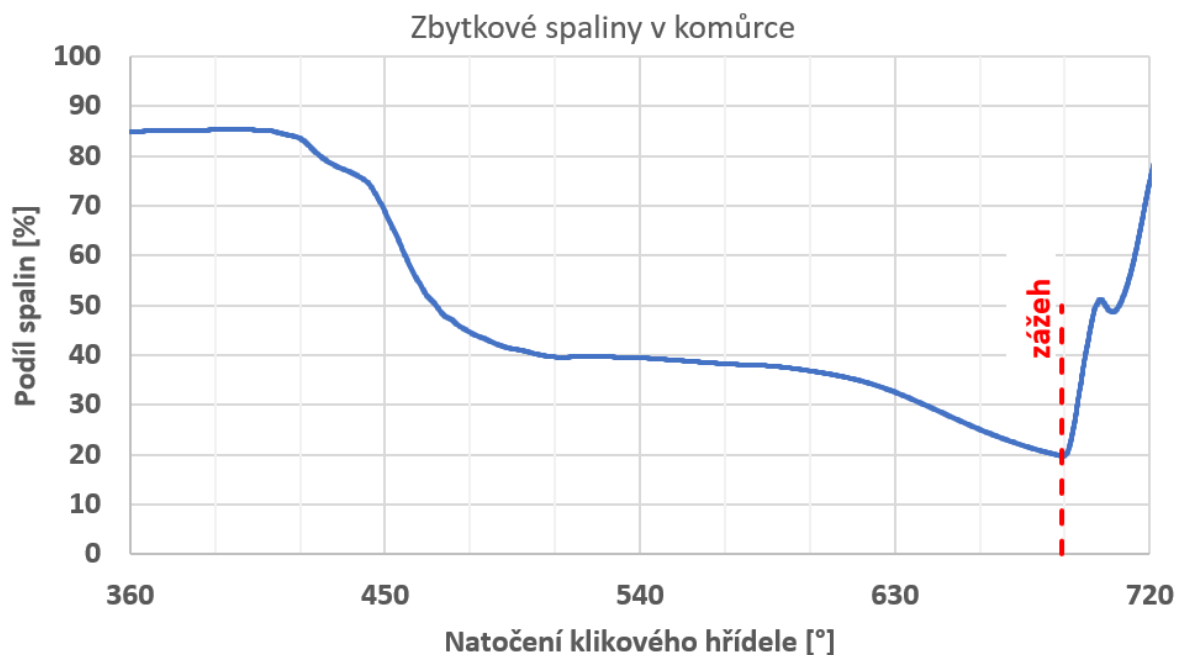
Obr. 25: Srovnání tlaku ve válci a vývinu tepla pro motor se zapalovací svíčkou a s komůrkou

PRACOVNÍ BOD	PARAMETR	ROZDÍL	PRACOVNÍ BOD	PARAMETR	ROZDÍL
2500 min ⁻¹ 75% zatížení	$\Delta\alpha_{10-90}$	-12,9 %	3000 min ⁻¹ plné zatížení	$\Delta\alpha_{10-90}$	-22,7 %
	ρ_{\max}	+25,9 %		ρ_{\max}	+47,3 %
2500 min ⁻¹ plné zatížení	$\Delta\alpha_{10-90}$	-25,2 %	3500 min ⁻¹ 75% zatížení	$\Delta\alpha_{10-90}$	-14,1 %
	ρ_{\max}	+58,4 %		ρ_{\max}	+31,2 %
3000 min ⁻¹ 75% zatížení	$\Delta\alpha_{10-90}$	-11,6 %	3500 min ⁻¹ plné zatížení	$\Delta\alpha_{10-90}$	-22,9 %
	ρ_{\max}	+27,3 %		ρ_{\max}	+50,8 %

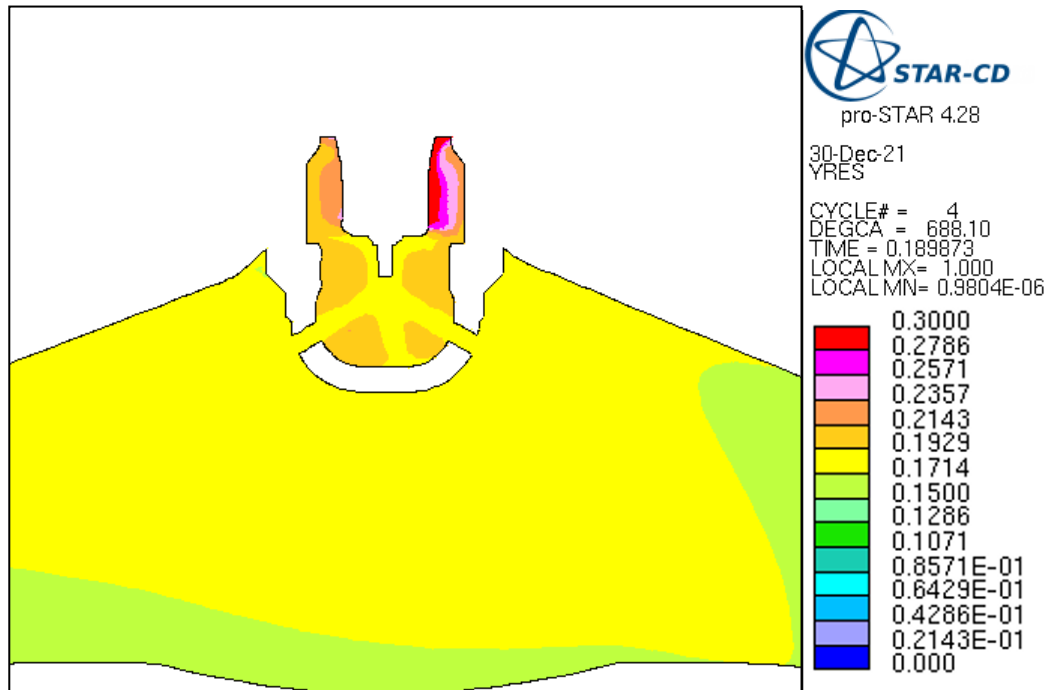
Tab. 2: Srovnání parametrů hoření pro motor se zapalovací svíčkou a s komůrkou

Dalším důležitým aspektem pro správnou funkci komůrky je její schopnost výplachu, která souvisí s její geometrií a polohou propojovacích kanálků. Zvláště u pasivní komůrky je riziko nedostatečného vypláchnutí spalin, a tedy nedostatečného naplnění čerstvou směsí, což může způsobovat problémy při zážehu. V rámci pracovního spektra motoru jsou

nejrizikovější pracovní oblasti, kdy je pohyb náplně ve válci nejméně intenzivní, což je při nízkých otáčkách a při nízkých zatíženích, při kterých bývá navíc díky menšímu překryvu ventilů větší podíl zbytkových spalin ve válci. Z tohoto důvodu byl za účelem ověření výplachu komůrky vybrán pracovní bod s otáčkami motoru 2500 min^{-1} a 40% zatížením, který se jeví z počítaného spektra 9 bodu být nejrizikovějším. Pro tento pracovní bod byla objemová síť rozdělena do dvou regionů (válec a komůrka), aby bylo možné vyhodnocovat zvláště pro komůrku obsah zbytkových spalin. Podíl spalin byl vypočten jako rozdíl dvou skalárů: celková hmotnost náplně komůrky a hmotnost čerstvé směsi ve válci. Takto vyjádřené množství spalin bylo poté normováno hmotností náplně komůrky a vznikl tak průběh zobrazený na Obr. 26. Z něj vyplývá, že v okamžiku zážehu (vyznačeném čárkovanou čarou) je v komůrce přibližně 20 % zbytkových spalin. To dokládá i následující vizualizace na rozložení zbytkových spalin v komůrce, které jsou vykresleny na podélném řezu komůrkou těsně před zážehem (Obr. 27). Obdobná analýza rozložení zbytkových spalin v řezu komůrkou byla provedena i pro 75% zatížení a pro plné zatížení a ukázalo se, že v těchto případech tvoří zbytkové spaliny přibližně 8 %, respektive 6 % celkové hmotnosti náplně komůrky. Tato analýza potvrzuje domněnku, že při vyšších zatíženích dochází k lepšímu proplachu komůrky, která díky tomu obsahuje menší podíl zbytkových spalin při zážehu.



Obr. 26: Obsah hmotnostního podílu spalin v komůrce v závislosti na poloze klikového hřídele při 40% zatížení a 2500 min^{-1}



Obr. 27: Rozložení hmotnostního podílu zbytkových spalin v komůrce těsně před zážehem při 40% zatížení a 2500 min^{-1}

4.3. Tvorba 1D výpočetního modelu motoru s komůrkou v GT-Suite

S daty získanými ze 3D CFD výpočtů bylo možno přistoupit k tvorbě 1D modelu motoru s pasivní komůrkou, který by dokázal popsat vliv komůrky na celou pracovní oblast motoru. Nejprve bylo nutné přestavět v GT-Suite výchozí 1D model motoru se zapalovací svíčkou na model komůrkového motoru. Hlavní změnou bylo přidání nového prvku – komůrky, která se skrz tomu určené kanálky připojila k válci. Tento prvek lze použít jak pro pasivní, tak i aktivní komůrku, ke které by byl navíc přiveden vstřikovač. Komůrce byly dále předepsány fyzikální vlastnosti, její objem a následně i povrch kvůli výpočtu přestupu tepla. Tyto geometrické údaje byly zjištěny analýzou CAD modelu komůrky v softwaru Creo.

Prvek komůrky byl ve verzi GT-Suite 2020 rozšířen a od této verze umožňuje mnohem podrobnější nastavení podobné jako v případě prvku válce, čehož bylo využito v rámci tvorby výpočetního modelu. Zásadní změnou ve verzi 2020, která umožnila danou problematiku řešit popisovaným způsobem, je možnost volby více modelů hoření pro komůrku. Nově přibyla možnost předepsat komůrce prediktivní modely hoření, díky čemuž lze kalibrovat komůrkové motory podle dat z měření. V předchozích verzích GT-Suite bylo možné volit pouze mezi neprediktivními modely hoření, kterým se průběh hoření předepsal

budťo přes Wiebeho funkci, anebo jako tabelovaný průběh vývinu tepla. Další novinkou této verze GT-Suite je nový prediktivní model hoření ve válci pojmenovaný „Jet Ignition Combustion Model“, který je uzpůsoben pro použití v komůrkových motorech, a právě tento model hoření byl v kombinaci s modelem hoření „SI Turbulent Flame Combustion Model“ v komůrce zvolen v této práci.

4.3.1. Kalibrace modelu hoření

Prediktivní modely hoření dokáží modelovat průběh hoření na základě znalosti různých parametrů a vlastností motoru, jako například geometrie válce, poloha a časování jiskry, pohyb plynu ve válci a vlastnosti paliva. Tyto modely je však pro získání správného průběhu spalování nutno pro každý motor kalibrovat, a to na základě vstupních dat pro několik pracovních bodů, nejčastěji z měření, které však v tomto případě neexistovalo, a cílem bylo namísto naměřených dat použít právě data ze 3D simulací. Zkalibrovaný model hoření lze následně aplikovat na širší soubor pracovních bodů a predikovat tak průběhy hoření v nich. Tyto modely navíc umožňují změnu některých provozních veličin motoru, jako třeba předstih zážehu či časování ventilů, díky čemuž se tyto modely hodí také pro různé optimalizace motoru. V připraveném 1D modelu komůrkového motoru byla zvolena kombinace prediktivních modelů hoření „SI Turbulent Flame“ a „Jet Ignition“, které lze kalibrovat pomocí několika k tomu určených kalibračních konstant.

V případě modelu hoření „SI Turbulent Flame“ použitým v komůrce, jsou pro naladění modelu hoření k dispozici následující kalibrační konstanty společně se zkrácenými označeními v závorce použitými později při kalibraci:

- Flame Kerner Growth Multiplier (SITurb_FKGM_calib) – koriguje vypočtený průtah zážehu, vyšší čísla průtah snižují.
- Turbulent Flame Speed Multiplier (SITurb_TFSM_calib) – koriguje vypočtenou rychlost šíření turbulentního plamene, a tedy celkovou délku hoření.
- Taylor Lenght Scale Multiplier (SITurb_TLSM_calib) – koriguje vypočtené Taylorovo mikroměřítko turbulence. U vírů menšího měřítko, než je Taylorovo mikroměřítko, se předpokládá, že jsou výrazně ovlivňovány viskozitou tekutiny.

Model hoření „Jet Ignition“ použitý ve válci se využívá k predikci průběhu hoření ve válci pro případ zážehu pomocí výsledků z komůrky. Tento model obsahuje kromě dvou kalibračních konstant pro plamen, které jsou obdobné jako v případě předchozího modelu,

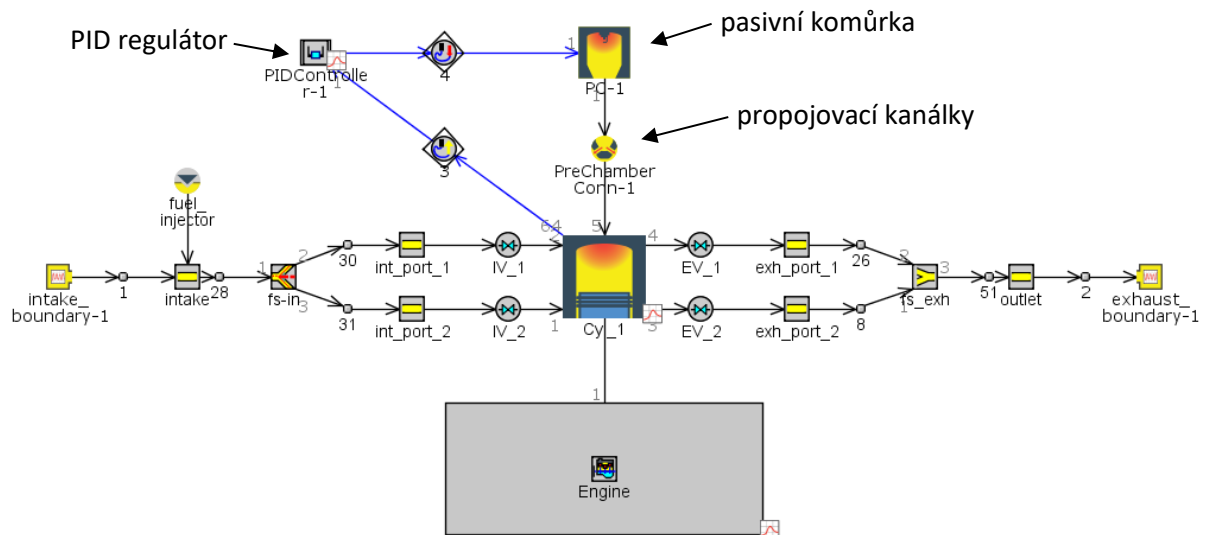
i kalibrační konstanty pro kalibraci výsledků z komůrky. V podkladech k GT-Suite bohužel chybí konkrétnější popis významu jednotlivých kalibračních konstant, proto jsou zde uvedeny pouze jejich názvy a jejich zkratky:

- Turbulent Flame Speed Multiplier (Jet_TFSM_calib),
- Taylor Length Scale Multiplier (Jet_TLSM_calib),
- Entrainment Rate Multiplier (Jet_ERM_calib),
- Ignition Delay Multiplier (Jet_IDM_calib),
- Premixed Combustion Rate Multiplier (Jet_PCRM_calib),
- Diffusion Combustion Rate Multiplier (Jet_DCRM_calib).

Následně bylo ještě nutné v modelu hoření pro komůrku zadat pro každý pracovní bod okamžik zážehu, které byly převzaty ze 3D CFD modelů, neboť bylo pro účely kalibrace nutné, aby se mezi sebou shodovaly.

Software GT-Suite umožňuje několik metod kalibrace hoření v motoru, ale při použití komůrky lze použít pouze metodu nazvanou HRBC, což je zkratka pro Heat Release Based Calibration, tedy kalibrace založená na vývinu tepla. Při ní je nejprve z průběhu tlaku vypočtena rychlost vývinu tepla a poté proběhne standardní výpočet. V případě této metody kalibrace může být použit buďto celý model motoru, nebo model obsahující pouze část motoru zahrnující válec s ventily a sací a výfukový kanál. Na otevřené okraje (vstup a výstup) jsou poté napojeny speciální prvky umožňující zadat okrajové podmínky (tlak a teplotu) v závislosti na natočení klikového hřídele odpovídající podmínkám, které na těchto místech panují ve skutečném motoru. Tato zjednodušená varianta byla vybrána pro kalibraci komůrkového motoru, neboť se při pokusech s modelem celého motoru ukázalo, že v takovém případě byl výpočetní čas kalibrace příliš dlouhý.

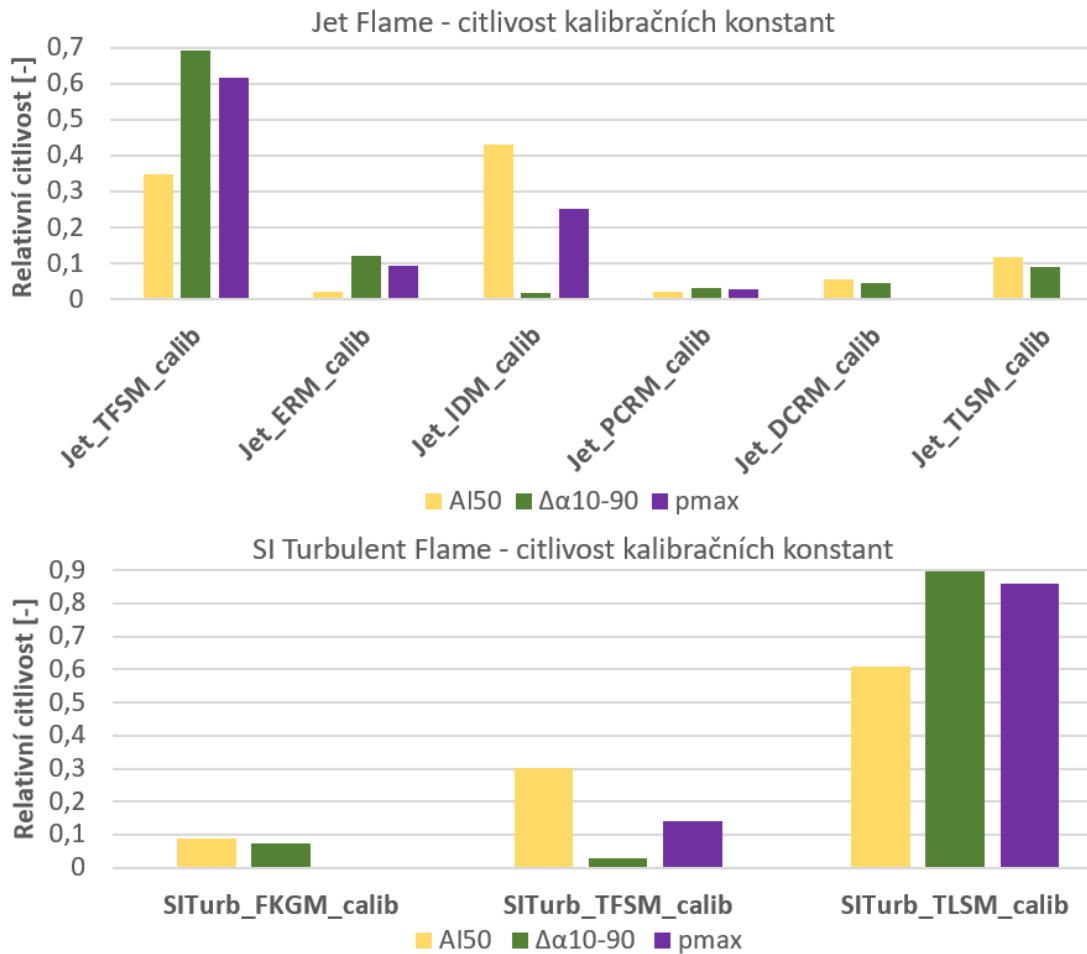
Díky této úpravě původního modelu celého motoru vznikl model výrazně zjednodušený, který je zobrazen na Obr. 28. Model byl upraven tak, aby zahrnoval stejnou část, jako výpočetní doména v případě 3D CFD výpočtů, díky čemuž bylo možné předepsat na vstup sacího kanálu a výstup výfukového kanálu stejné okrajové podmínky jako v případě 3D výpočtů.



Obr. 28: 1D model komůrkového motoru pro kalibraci modelu hoření

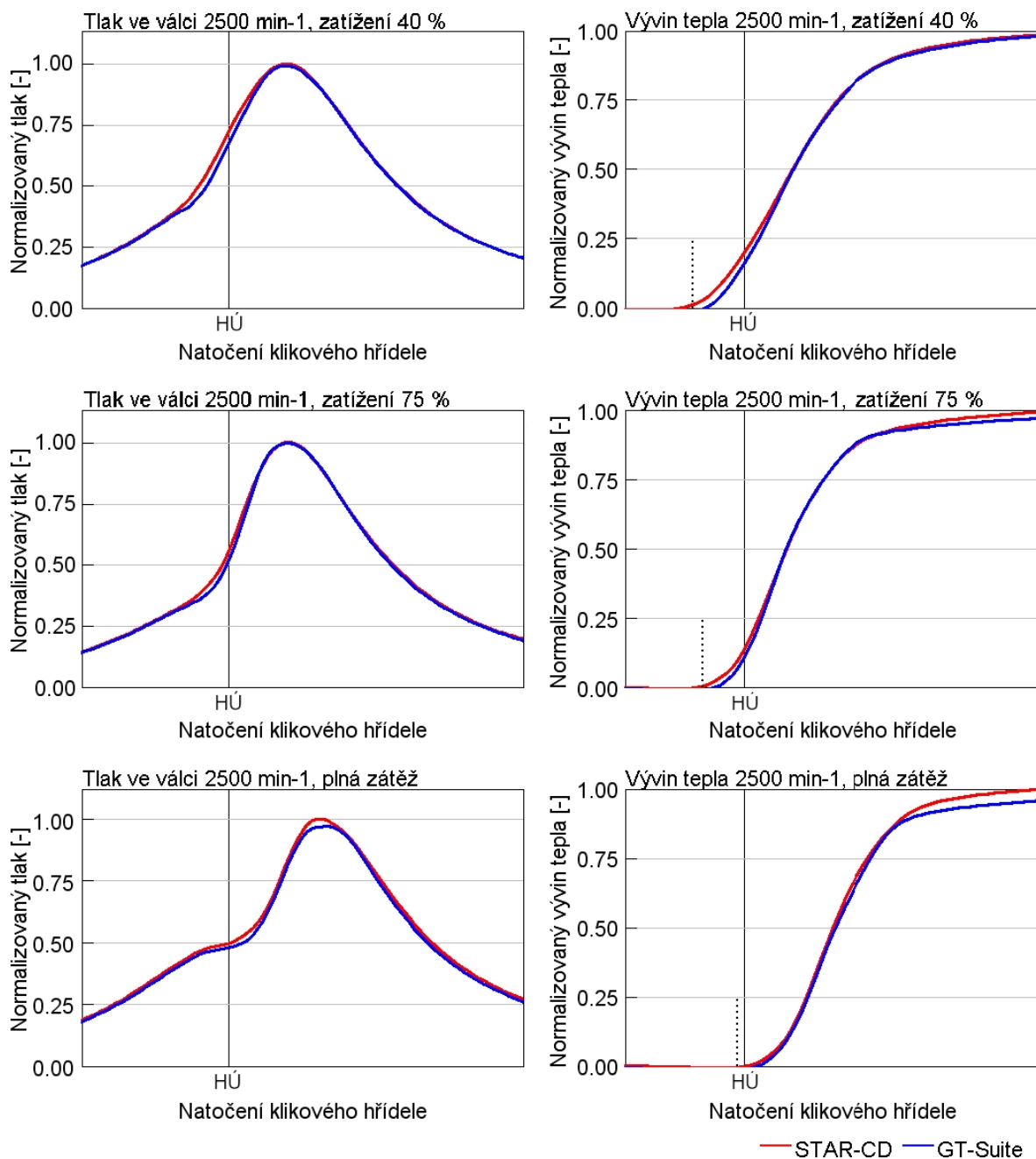
Z obrázku je patrné, že do modelu byla přidána zpětnovazební regulace v podobě PID regulátoru. To bylo nutné kvůli regulaci polohy hoření, aby se shodovala poloha bodu AI50 s hodnotou vypočtenou pomocí STAR-CD. Rozdíl býval v řádu nižších jednotek stupňů, avšak ukázalo se, že v původním modelu bez regulace tento rozdíl způsoboval velké problémy při kalibraci a bylo nemožné model správně naladit. V modelu hoření SI Turbulent Flame v komůrce je sice možnost zadat místo okamžiku zážehu polohu AI50, avšak ta se vztahuje na hoření v komůrce, nikoliv ve válci. Proto bylo nutné snímat skutečnou hodnotu AI50 ve válci a tu posílat do PID regulátoru, který na jejím základě měnil okamžik zážehu v komůrce.

Pro účely kalibrace bylo k dispozici celkem 9 pracovních bodů vypočtených za pomoci STAR-CD, pro které byl z výpočtů znám jejich průběh tlaku ve válci a bod AI50. Tyto průběhy a hodnoty byly společně s okrajovými podmínkami zadány pro jednotlivé pracovní body do 1D modelu a ostatní nepoužité pracovní body byly smazány. Před samotným spuštěním kalibrace byla nejprve provedena za pomoci funkce DOE (Design of Experiment) citlivostní analýza kalibračních konstant, která měla ukázat konstanty, jenž mají nejmenší vliv na průběh hoření, který zde byl reprezentován polohou AI50, délkou hoření $\Delta\alpha_{10-90}$ a hodnotou maximálního tlaku p_{max} . Analýza ukázala, že nejmenší citlivost mají kalibrační konstanty SITurb_FKGM_calib, Jet_PCRM_calib a Jet_DCRM_calib (Obr. 29).



Obr. 29: Relativní citlivost jednotlivých kalibračních konstant modelu hoření

Poté mohla být nastavena samotná kalibrace modelů hoření, k čemuž bylo využito rozhraní optimalizace v GT-Suite. Principem bylo s pomocí optimalizačního algoritmu nalézt vhodnou kombinaci všech vybraných kalibračních konstant, která zajistí co nejmenší rozdíl mezi skutečným a predikovaným průběhem rychlosti vývinu tepla, který je v GT-Suite pro tyto účely reprezentován parametrem $parmserrhr$. Důležité bylo optimalizaci nastavit tak, aby se pro každou kalibrační konstantu hledala jedna společná hodnota pro všechny pracovní body. Optimalizace jako taková probíhala za pomoci genetického algoritmu s následujícími parametry: velikost populace = 55, počet generací = 35. Po několika opakováních a drobných změnách na modelu (včetně přidání PID regulátoru pro polohu AI50) se parametr $parmserrhr$, tedy chyba reprezentující rozdíl mezi výpočtem a cílovým průběhem, ustálil na 0,24 %. Výsledné průběhy tlaků a vývinů tepla jsou pro tři vybrané pracovní body při stejných otáčkách motoru vyneseny na Obr. 30, kde červené průběhy reprezentují data ze STAR-CD a modré průběhy jsou výsledky z GT-Suite se zkalibrovanými modely hoření.



Obr. 30: Porovnání vypočteného průběhu hoření zkalibrovaného 1D modelu a 3D CFD modelu při otáčkách $n_m = 2500 \text{ min}^{-1}$

4.3.2. Optimalizace časování ventilů

V předchozí kapitole byly za pomoci dat z 3D CFD simulací zkalibrovány modely hoření ve válci a v komůrce pro 9 vybraných bodů. V dalším kroku byly kalibrační konstanty pro oba modely hoření přeneseny do úplného modelu čtyřválcového motoru s pasivními komůrkami, který stejně jako výchozí model obsahoval téměř 300 pracovních bodů pokrývajících celou pracovní oblast motoru. Pro jednotlivé pracovní body byla opět použita

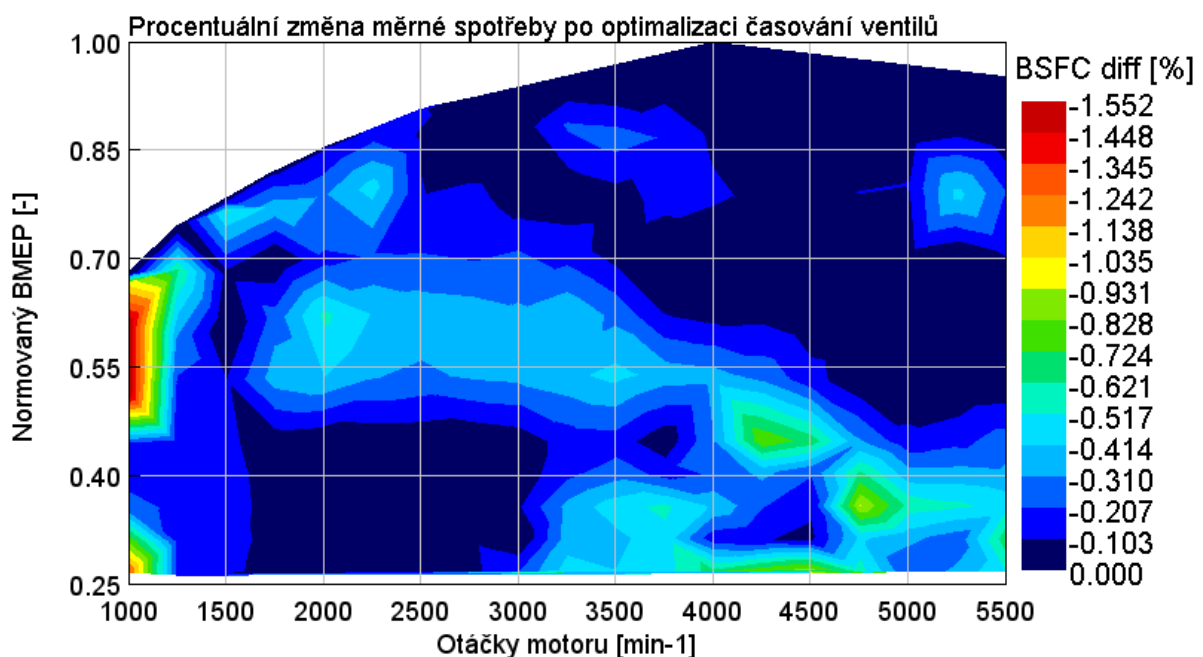
regulace PID regulátorem na bod AI50, který byl převzat z původního měření motoru bez komůrky. I přes pravděpodobnou schopnost pasivní komůrky snížit mez klepání totiž nebylo zřejmé, o kolik stupňů by bylo možné ve skutečnosti u komůrkového motoru bod AI50 posunout. Následně byl proveden výpočet pro všechny pracovní body, který ukázal, že zkalibrované modely hoření fungují v celém otáčkovém spektru pro všechny hladiny zatížení od 25 % výše. U pracovních bodů, které měly nižší zatížení, docházelo ke výraznému nárůstu doby hoření do nereálných hodnot, což podporuje předpoklad, že při použití pasivní komůrky může docházet k problémům při spalování v nízkých zatíženích, avšak v tomto případě se dá spíše očekávat nevhodná kombinace kalibračních konstant modelů hoření pro tyto pracovní body.

Aby bylo dosaženo co nejoptimálnější spotřeby motoru ve všech pracovních bodech, bylo využito faktu, že zkoumaný motor umožňuje proměnlivé časování ventilů na sací i výfukové straně. Po prvním výpočtu, kdy bylo časování ventilů převzato z původního motoru se zapalovacími svíčkami, byla provedena v GT-Suite optimalizace časování sacích a výfukových ventilů pro dosažení co nejnižší měrné spotřeby paliva pro každý pracovní bod. Při optimalizaci byly zohledněny rozsahy, ve kterých se vačkové hřídele pro sací a výfukovou stranu mohou natáčet ve skutečném motoru – tedy 70° pro sací a 40° pro výfukovou vačku. Tyto rozsahy bylo nutné vztáhnout k poloze horní úvrati pístu tak, aby časování odpovídalo skutečnému motoru. Za účelem optimalizace bylo z původního velkého modelu motoru vytvořeno několik odvozených modelů, které vždy obsahovaly soubor pracovních bodů o stejném zatížení. Pro všechny hladiny zatížení, kromě plného zatížení, se časování ventilů optimalizovalo za účelem minimalizace měrné spotřeby paliva. Pouze u plného zatížení byla cílem maximalizace točivého momentu motoru. Před samotným spuštěním jednotlivých optimalizací bylo ještě nutné v GT-Post zanalyzovat jednotlivé prvky modelu s ohledem na jejich vliv na délku jednoho výpočetního cyklu. Ukázalo se, že model obsahuje několik prvků typu potrubí, na kterých dochází k neúměrnému prodloužení výpočtu. Potrubí je jednodimenzionální prvek, jehož délka je pro potřeby výpočtu diskretizována, a v některých případech byl prvek potrubí výrazně kratší než standardní diskretizační délka, což způsobovalo zmíněné prodloužení výpočtů. Problematické prvky potrubí byly sloučeny se sousedícím prvkem, jehož délka byla poté

zvětšena o odpovídající délku problematického prvku, aby byl dopad této úpravy na proudění co nejmenší.

Následně byla spuštěna samotná optimalizace časování, která byla opět nastavena přes rozhraní optimalizace v GT-Suite. Znovu byl zvolen genetický algoritmus, ale s 15 generacemi a s výchozí velikostí populace. Pro částečná zatížení se poté nastavila za cíl minimalizace parametru bsfc, tedy měrné spotřeby paliva, a pro plné zatížení maximalizace parametru btq, tedy točivého momentu motoru.

Po dokončení výpočtu byly vypočtené hodnoty měrné spotřeby paliva srovnány s hodnotami před optimalizací, a to tak, že pro každý bod byl vypočten procentuální rozdíl před a po optimalizaci, který byl vynesena do úplné charakteristiky motoru (Obr. 31). S ohledem na dříve popsanou skutečnost, že pro zatížení nižší než 25 % nebyl model použitelný, se do charakteristiky vynášely pouze pracovní body se zatížením 25 % a výš. Ukázalo se, že v převažující části pracovní oblasti motoru nepřinesla optimalizace zlepšení měrné spotřeby větší než několik desetín procenta. Nepatrně lepší výsledek přinesla optimalizace v oblasti středních zatížení, a to především kombinaci s vysokými otáčkami. Nejvýraznější zlepšení měrné spotřeby paliva model doznal při otáčkách $n_m = 1000 \text{ min}^{-1}$, což mohlo být však způsobeno nesprávným fungováním modelu v této oblasti.



Obr. 31: Úplná charakteristika rozdílu vypočtené měrné spotřeby paliva před a po optimalizaci časování ventilů

Fakt, že kromě přítomnosti komůrky se oba motory po konstrukční stránce neliší, předznamenával, že optimum pro časování ventilů se pravděpodobně pro nový motor příliš nezmění. Časování ventilů původního motoru, které bylo nejprve využito i pro komůrkový motor, bylo totiž pro původní motor optimalizováno, a bylo tedy očekávatelné, že provedená optimalizace nebude mít na měrnou spotřebu paliva výrazný vliv. V oblastech, kde se nějaký přínos na měrnou spotřebu paliva přeci jen projevil, lze příčinu zlepšení hledat ve skutečnosti, že při volbě časování ventilů pro každý pracovní bod se musí hledat jistý kompromis. Časování ventilů má vliv i na další parametry motoru a může se například stát, že neoptimálnější časování ventilů s ohledem na měrnou spotřebu paliva může způsobit nárůst emisí, zvýšení mezicyklové variability, či skokovou změnu natočení vačkových hřídelů při přechodu z jednoho pracovního bodu na druhý. Poslední pospaný důsledek je nechtěný s ohledem na dynamické pracovní podmínky motoru ve vozidle, neboť natáčecí mechanismus vačkových hřídelů má jistou setrvačnost a při návrhu časování by na tento fakt měl být brán zřetel. Proto je tedy vhodné v pracovní oblasti motoru, kde k takovéto skokové změně časování dochází, zvolit kompromisní časování, které tento skok nahradí pozvolnějším přechodem. Další situací, kdy může být nutné odchytil se od optimálního časování ventilů, může být snaha udržet v nízkých zatíženích spalovací prostor zahřátý, a tedy využít časování se záměrně menším překryvem ventilů, díky čemuž ve válci zůstane více teplých spalin.

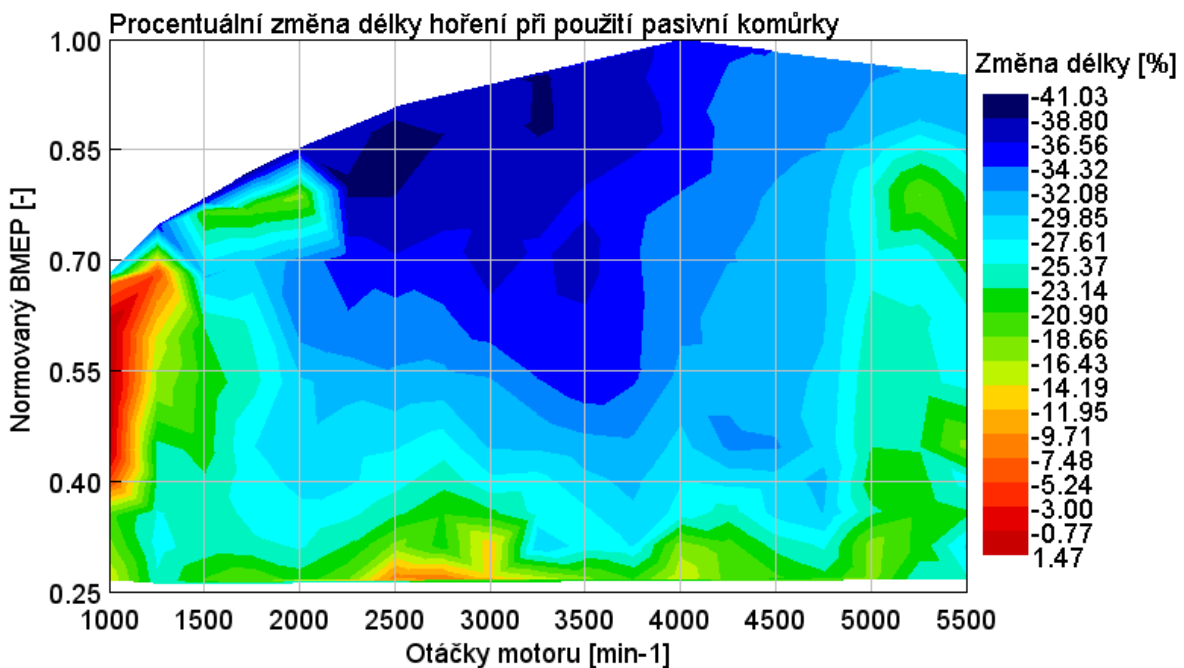
Pro pracovní body na vnější čáře bylo časování ventilů optimalizováno s ohledem na maximalizaci točivého momentu. Ten díky optimalizaci časování ventilů ve všech těchto pracovních bodech vzrostl – v průměru o 1,4 %.

4.3.3. Srovnání 1D modelů motoru s komůrkou a bez komůrky

Jelikož časování ventilů bylo optimalizováno postupně podle hladin zatížení a za pomoci mírně upraveného 1D modelu, bylo nové časování ventilů zadáno zpětně do výchozího výpočetního modelu obsahujícího všechny pracovní body. Tento model byl poté vypočten a výstupy z tohoto výpočtu byly za účelem posouzení vlivu pasivní komůrky srovnány s naměřenými daty motoru bez komůrky. Aby bylo možné porovnat klasický a komůrkový motor v celé pracovní oblasti, byly opět využity úplné charakteristiky, které byly vytvořeny

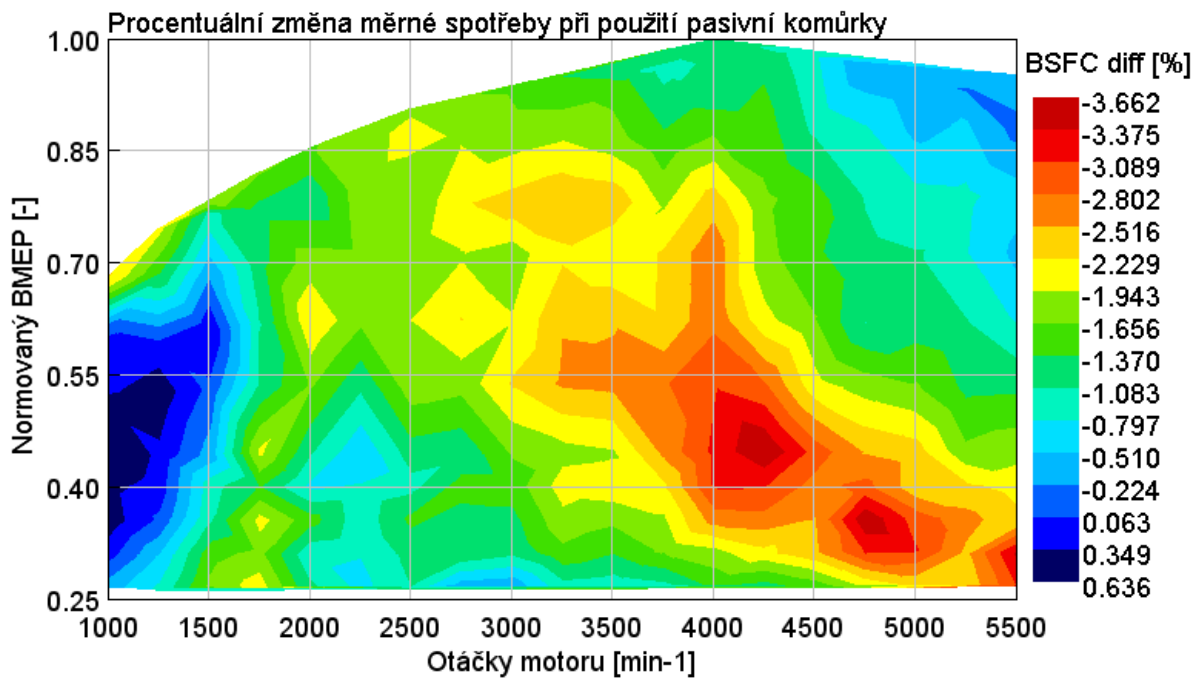
přímo v prostředí GT-Suite. Vzhledem k výše popsanému bylo srovnání provedeno pouze pro zatížení motoru 25 % a výše.

S ohledem na předchozí poznatky byl očekávatelný vliv na rychlost hoření, a proto byla nejprve srovnána délka hoření $\Delta\alpha_{10-90}$ (Obr. 32). V této úplné charakteristice je vyneseno procentuální rozdíly v délce hoření při použití komůrky, přičemž záporné hodnoty značí, že v takovém případě bylo díky komůrce hoření urychleno. Z úplné charakteristiky vyplývá, že k nejnápadnějšímu urychlení hoření došlo v oblasti středních otáček a v oblasti vysokého zatížení, a to místy až o 41 %. Jedná se o oblasti, ve kterých již musí být kvůli klepání posunut bod AI50 výrazněji do expanze, což má negativní vliv na rychlost hoření. Ačkoliv byla ve výpočetním modelu komůrkového motoru ponechána stejná poloha hoření (tedy bod AI50) jako u původního motoru, dokázala komůrka negativní vliv pozdního hoření na jeho délku výrazně vykompenzovat. Zároveň pro oblast středních otáček platí, že v této oblasti byl kalibrován model hoření 1D modelu, a tedy lze v této oblasti očekávat, že bude tento model hoření fungovat nejlépe. Naopak k nejmenšímu urychlení až zpomalení došlo v oblasti nejnižších otáček, při kterých je proudění ve válci nejméně intenzivní a mohly v něm tak nastat podmínky, při kterých zkalibrováný model hoření pravděpodobně nefungoval úplně správně. V průměru pak bylo hoření urychleno přibližně o 27 %.



Obr. 32: Úplná charakteristika rozdílu změřené délky hoření motoru v motoru se svíčkou a vypočtené délky hoření v motoru s komůrkou

Nejdůležitějším parametrem motoru s ohledem na cíl této práce je však účinnost motoru, respektive jeho měrná spotřeba paliva. Úplná charakteristika procentuálního rozdílu měrné spotřeby standardního a komůrkového motoru je vykreslena na Obr. 33, přičemž opět platí, že záporné hodnoty značí snížení měrné spotřeby při použití pasivní komůrky. Z obrázku je patrné, že k výraznějšímu zlepšení měrné spotřeby paliva došlo v poměrně velké části pracovní oblasti motoru, a to včetně oblasti, ve které má motor neoptimálnější účinnost, a která je nejzajímavější pro použití v hybridním vozidle. K největšímu snížení měrné spotřeby paliva však došlo v oblasti vyšších otáček a nižších zatížení, ve které zároveň měla největší efekt optimalizace časování ventilů. V průměru se pak měrná spotřeba paliva zlepšila o 1,5 %.



Obr. 33: Úplná charakteristika rozdílu změřené měrné spotřeby paliva v motoru se svíčkou a vypočtené měrné spotřeby paliva v motoru s komůrkou

Dalším sledovaným parametrem je točivý moment motoru při plném zatížení. Pozorovat změnu točivého momentu dává smysl pouze při plném zatížení, neboť 1D model je nastaven tak, že pro částečná zatížení je pro každý pracovní bod regulována škrticí klapka tak, aby bylo dosaženo předepsaného středního efektivního tlaku. Pouze při plném zatížení je škrticí klapka otevřena na maximum, a motor může dosáhnout svého maxima točivého momentu. Z modelu vyplývá, že při použití pasivní komůrky se točivý moment motoru při plném zatížení zvětšil v průměru o 3,9 %.

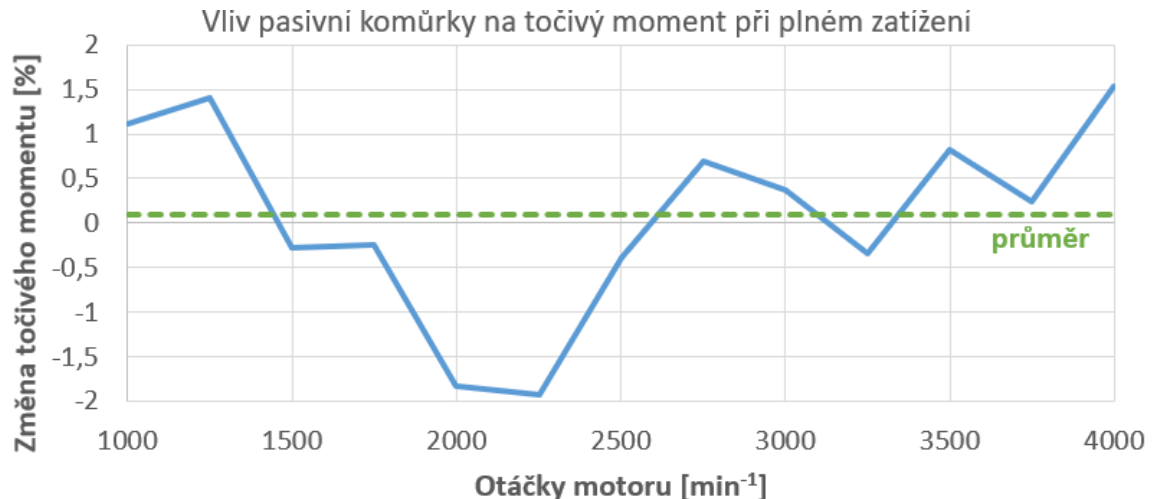
Vytvořený 1D model dokáže poskytnout základní informace o tom, jaký přínos lze při použití pasivní komůrky očekávat, avšak výpovědní hodnota jeho výstupů je omezená a nelze na ně plně spoléhat. 1D model nedokáže postihnout všechny efekty, které s sebou použití pasivní komůrky přináší, ať už se jedná o změny v přestupech tepla způsobené přítomností výšlehů ve válci, o nepravidelnost chodu v nízkých zatíženích, nebo o problematiku vyplachování komůrky. Zároveň takto vytvořený model nedokáže správně nasimulovat klepání, a nelze tedy pomocí tohoto modelu zjistit, zda lze při použití komůrky posunout bod AI50 blíže k horní úvrati pístu. Na druhou stranu se výše popsáním postupem ukázalo, že pokud není k dispozici fyzický motor a není možné uskutečnit měření, lze pouze za pomoci výpočetních metod vytvořit výpočetní model, který je schopen poskytnout představu o vlivu pasivní komůrky na konkrétní motor. Model tak může nastínit, zda má vůbec smysl se takovou koncepcí zabývat a investovat do ní prostředky, případně může v rané fázi vývoje v kombinaci s 3D CFD modelem posloužit například jako nástroj pro nalezení optima určitých částí spalovacího prostoru.

5. Měření vlivu pasivní komůrky na motorové brzdě

Jak bylo popsáno na předchozí stránce, pouze za pomoci výpočetních modelů nelze postihnout všechny vlivy, které má na motor pasivní komůrka. Za účelem vytvoření komplexnější představy o přínosech a negativách použití pasivní komůrky v motoru bylo na motorové zkušebně ve ŠKODA AUTO a.s. uskutečněno měření, které mělo za účel přímo porovnat motor se zapalovací svíčkou a pasivní komůrkou. Kromě posouzení vlivu komůrky na spalování byl významným cílem ověření správnosti predikcí, které byly učiněny v přechodí kapitole. Při tomto měření byla použita stejná pasivní komůrka jako v případě CFD výpočtů, avšak bohužel nebylo možné provést měření na stejném motoru. Ačkoliv byl měřený motor jiné koncepce a mezi motorem simulovaným a měřeným byly i jisté konstrukční rozdíly, jednalo v případě měřeného motoru stále o zážehový atmosférický čtyřválcový motor, a tak bylo možné provést alespoň kvalitativní srovnání vlivu komůrky. S ohledem na časové možnosti bylo vybráno několik kratších zkoušek, které měly ověřit vliv komůrky napříč co největším spektrem pracovních bodů motoru. Pro zajištění co největší porovnatelnosti byla každá zkouška provedena pro obě varianty motoru s co nejkratším odstupem, aby se zajistilo, že se nezmění atmosférické podmínky. Zkoušky probíhaly s nulovou recirkulací spalin stejně jako v případě výpočtů a každá byla uskutečněna dvakrát až třikrát a data byla poté zprůměrována.

5.1. Vnější rychlostní charakteristika

První byla provedena vnější rychlostní charakteristika, tedy měření motoru napříč různými otáčkovými body, ale při neměnné poloze regulačního členu, která v případě tohoto měření byla na maximum a měřila se tedy plná zátěž. V tomto případě bylo měřeno rozpětí otáček pouze do $n_m = 4000 \text{ min}^{-1}$, které byly zvoleny jako bezpečné maximum s ohledem na velké teplotní namáhání komůrky při vyšších otáčkách. Účelem této zkoušky bylo především stanovení vlivu pasivní komůrky na maximální točivý moment, který v případě výpočtů díky komůrce mírně vzrostl. Měření ukázalo relativní nárůsty i poklesy o několik procent, ale v průměru byla změna točivého momentu téměř nulová. (Obr. 34)



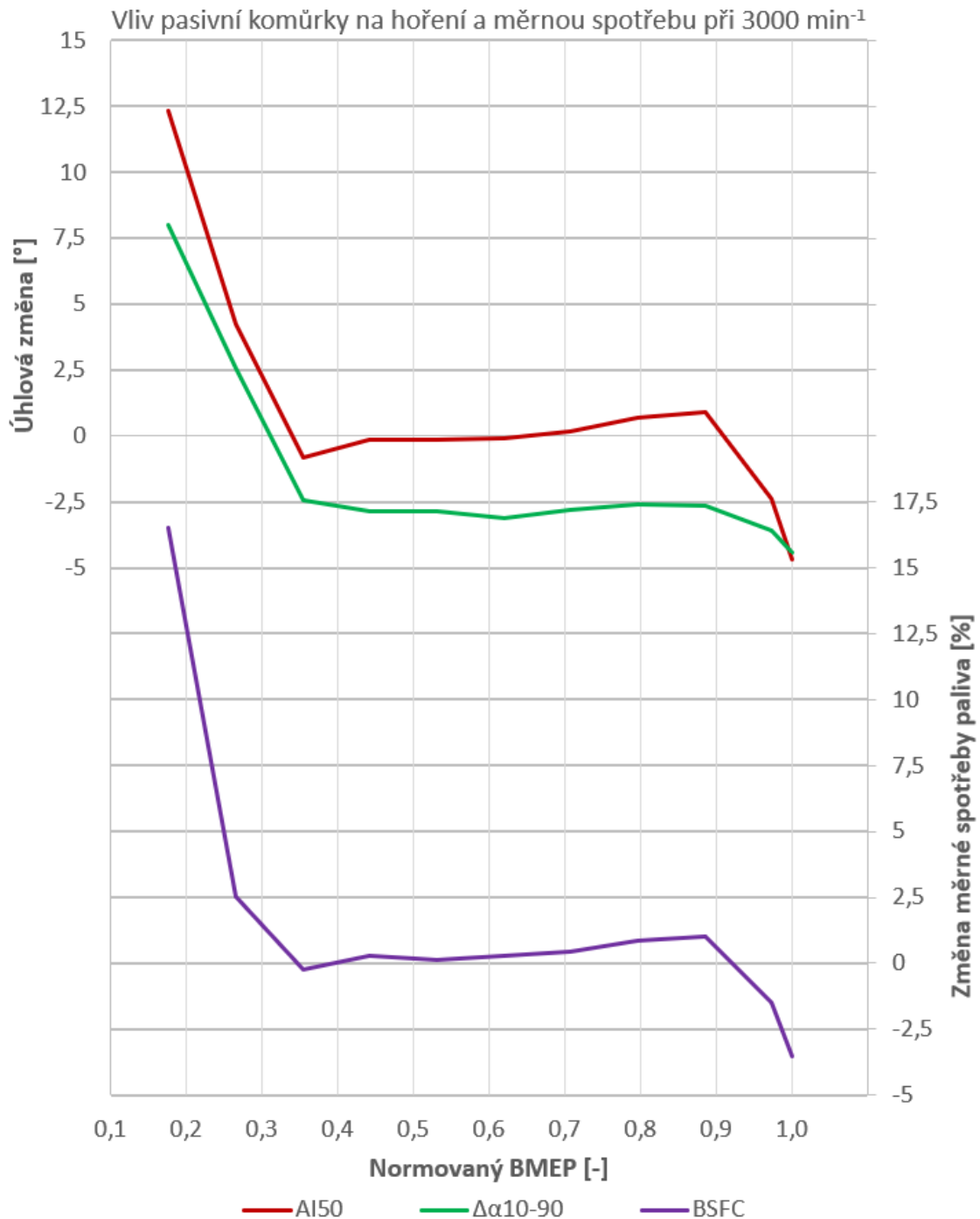
Obr. 34: Vliv pasivní komůrky na točivý moment při plném zatížení motoru

5.2. Zatěžovací charakteristika

Další zkouškou byla zatěžovací charakteristika motoru při konstantních otáčkách motoru $n_m = 3000 \text{ min}^{-1}$, při kterých se postupně zvedalo zatížení motoru z minima do maxima. Cílem tohoto měření bylo ověření fungování motoru při nejnižších zatíženích a zjištění vlivu komůrky na měrnou spotřebu paliva a na hoření v zatíženích vyšších (Obr. 35). Kromě ověření samotného urychlení hoření bylo především zajímavé zjistit, zda použití komůrky sníží klepání motoru při vyšších zatíženích a umožní posun bodu AI50 směrem k optimu.

Na začátku této zkoušky s komůrkovým motorem se ukázalo, že při nejnižších zatíženích má motor opravdu problém stabilně pracovat. Z tohoto důvodu bylo měření zahájeno až při 18% zatížení, při kterém byla sice stále velmi silná mezicyklová variabilita, ale již nedocházelo k vynechávání motoru. Ze zeleného průběhu reprezentujícího délku hoření $\Delta\alpha_{10-90}$ je však patrné, že negativní efekt na hoření přetrvával až do 35% zatížení, kdy začala komůrka fungovat správně. Do té doby bylo hoření delší než u standardního motoru a neoptimální spalování se projevilo také na spotřebě (fialová křivka). Ve středním pásmu zatížení bylo hoření díky komůrce urychleno v průměru o 2,5°, což se nezdá jako výrazné zlepšení, avšak v měřeném motoru vzhledem k jeho koncepci a také například vzhledem k tomu, že je vybaven tumble sacími kanály, probíhá hoření výrazně rychleji než v motoru počítaném. Z tohoto důvodu představuje zrychlení hoření v měřeném motoru při použití komůrky relativní změnu v průměru o přibližně 18 %. Zároveň se díky celkově rychlejšímu hoření ve výchozím motoru již nedal očekávat tak výrazný přínos pasivní komůrky. Jak dále

napovídá červená křivka (průběh polohy AI50), komůrka neumožnila při částečných zatíženích i přes rychlejší hoření posun AI50 blíže k horní úvrati – spíše naopak. Tento efekt má v této oblasti za následek také navýšení měrné spotřeby oproti standardnímu motoru. Pozitivní vliv na spotřebu se dostavil až při nejvyšších zatíženích, kdy bylo možné přiblížit bod AI50 k horní úvrati pístu, což mělo za následek zlepšení měrné spotřeby paliva o několik procent.

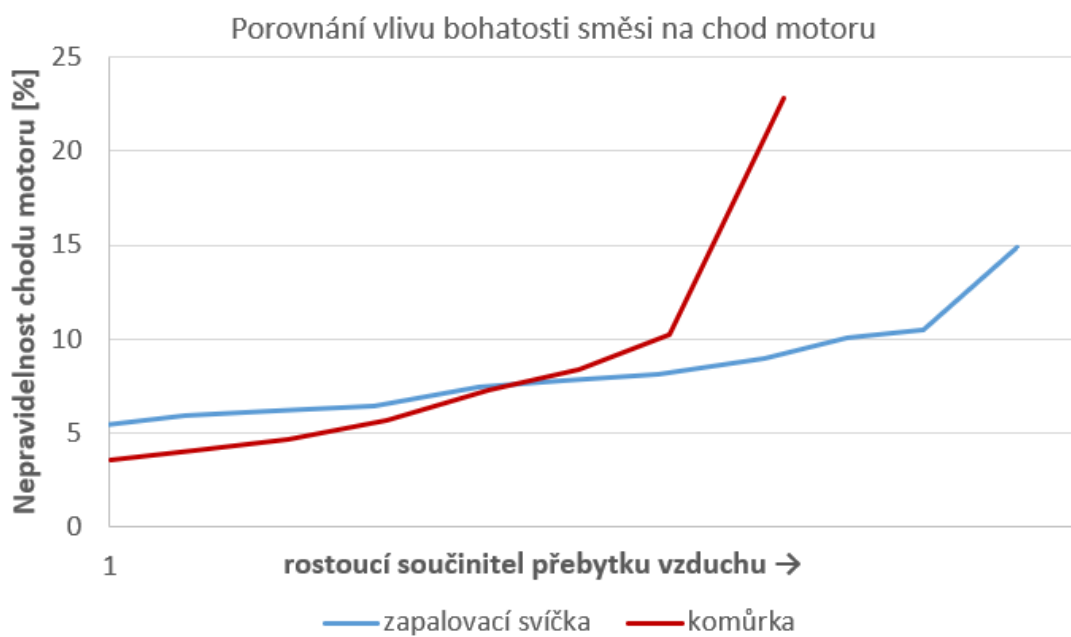


Obr. 35: Graf změny parametrů hoření (AI50 a délka) a měrné spotřeby v závislosti na zatížení při použití pasivní komůrky

5.3. Regulační charakteristiky

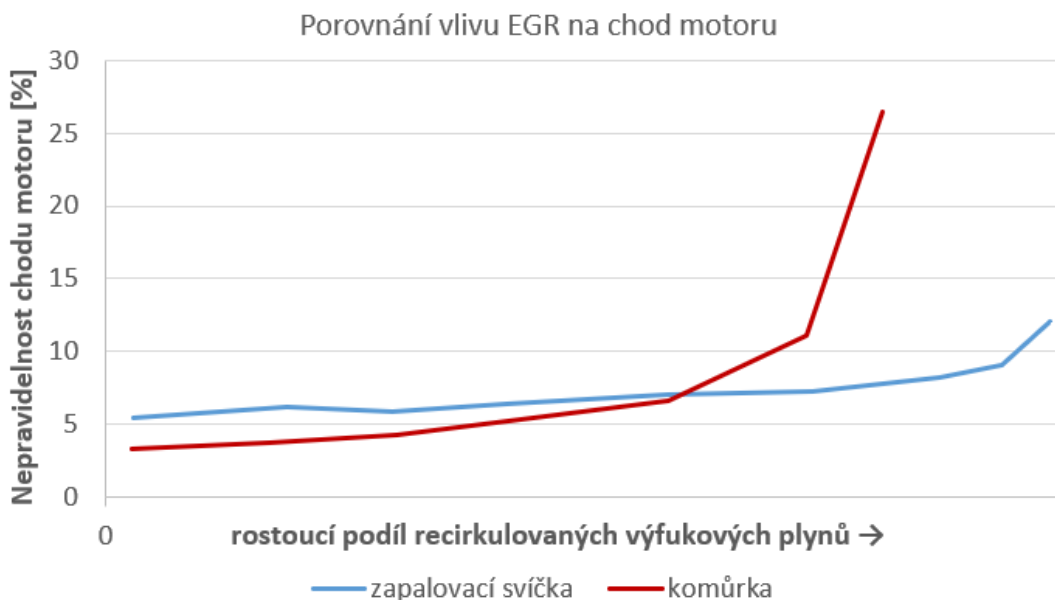
Poslední dvě zkoušky byly regulační charakteristiky, kdy byl vybrán jeden pracovní bod ($n_m = 3000 \text{ min}^{-1}$; 60% zatížení) a při zachování všech vstupních veličin konstantních se pozoroval vliv nejprve rostoucího součinitele přebytku vzduchu a poté rostoucího EGR na provozní veličiny motoru. V obou případech se vyhodnocovala především nepravidelnost chodu motoru za účelem stanovené hranice, do které je motor za daných podmínek provozovatelný.

Nejprve byl měřen vliv součinitele přebytku vzduchu (Obr. 36), kdy se pro různé součinitele přebytku vzduchu sledovala nepravidelnost chodu motoru. Z grafu je patrné, že v případě obou motorů roste nepravidelnost chodu motoru s rostoucím součinitelem přebytku vzduchu, tedy s ochuzující se směsí. Měření ukázalo, že komůrkový motor (červený průběh) začne vykazovat známky velké mezicyklové variability a následně i vynechávání při méně chudé směsi než motor se zapalovací svíčkou (modrý průběh). Rostoucí nepravidelnost chodu motoru byla také doprovázena značným nárůstem měrné spotřeby paliva. Příčinou horšího snášení chudé směsi v případě komůrkového motoru se jeví být nedostatečné vypláchnutí komůrky, ve které je zažehnutí chudé směsi díky přítomným zbytkovým spalinám problematické.



Obr. 36: Porovnání regulačních charakteristik součinitele přebytku vzduchu klasického a komůrkového motoru

Následně byla provedena druhá regulační charakteristika, která zkoumala, jaký maximální podíl recirkulovaných výfukových plynů ve válci je pro motor přijatelný (Obr. 37). I přes to, že v předchozí kapitole se ve výpočetních modelech recirkulace výfukových plynů neuvažovala, je tento poznatek s ohledem na použití pasivní komůrky velmi zajímavý. Přítomnost EGR ve válci totiž zpomaluje hoření, a právě komůrka by tento efekt mohla kompenzovat. Jak však ukazuje výsledek měření, komůrkový motor může ve skutečnosti pracovat s nižším podílem recirkulovaných výfukových plynů než motor se svíčkou. V případě pasivní komůrky je totiž problém, že rostoucí podíl spalin ve válci také navýší jejich podíl v komůrce, který může díky zbytkovým spalinám přítomným z předchozího cyklu snadno vzrůst na takovou úroveň, že bude směs špatně zapalitelná.

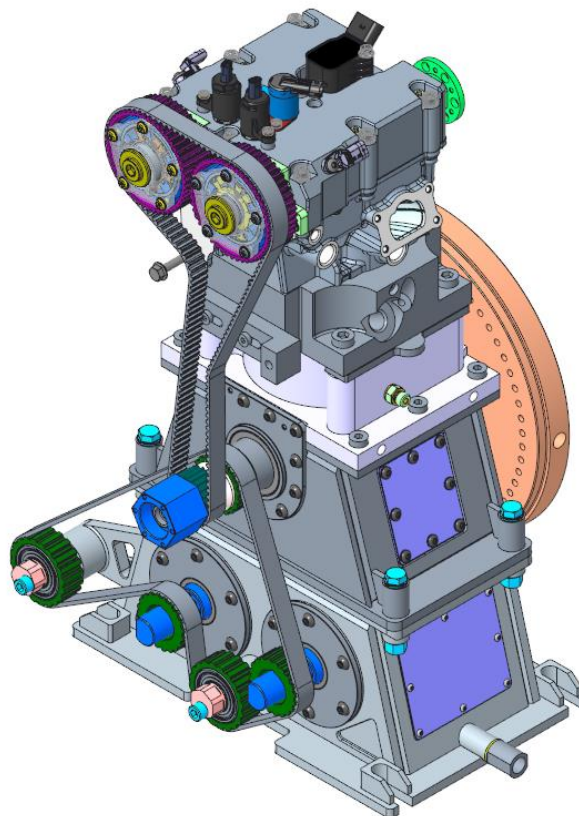


Obr. 37: Porovnání regulačních charakteristik EGR klasického a komůrkového motoru

6. Implementace aktivní komůrky na motor MPI

Zabudování aktivní komůrky do existujícího motoru, respektive do hlavy válců, může být vzhledem k její větší prostorové náročnosti problematický úkol. V každém případě její instalace vyžaduje dodatečné obrobení hlavy válců. Zprvė musí být zvětšen otvor, ve kterém je běžně umístěna zapalovací svíčka, aby se do něj vešla komůrka a zadruhé se musí v hlavě válců nalézt prostor pro druhý otvor pro vstřikovač.

Pro potřeby prozkoumání použitelnosti aktivní komůrky pro sériové zážehové motory MPI vyvíjené ve ŠKODA AUTO a.s. byl vybrán experimentální jednoválcový motor vyvinutý ve spolupráci ŠKODA AUTO a.s. a ČVUT, který využívá mnoho komponent z víceválcových motorů MPI (Obr. 38). Ze sériových motorů vychází také hlava válce, která byla odlita ve vícero exemplářích, což by umožňovalo vyčlenění jednoho kusu na dodatečné obrobení a zabudování experimentální komůrky. Jednoválcový motor byl zvolen také z toho důvodu, že jeden osamocený spalovací prostor umožňuje lepší přístupnost pro komůrkový vstřikovač.

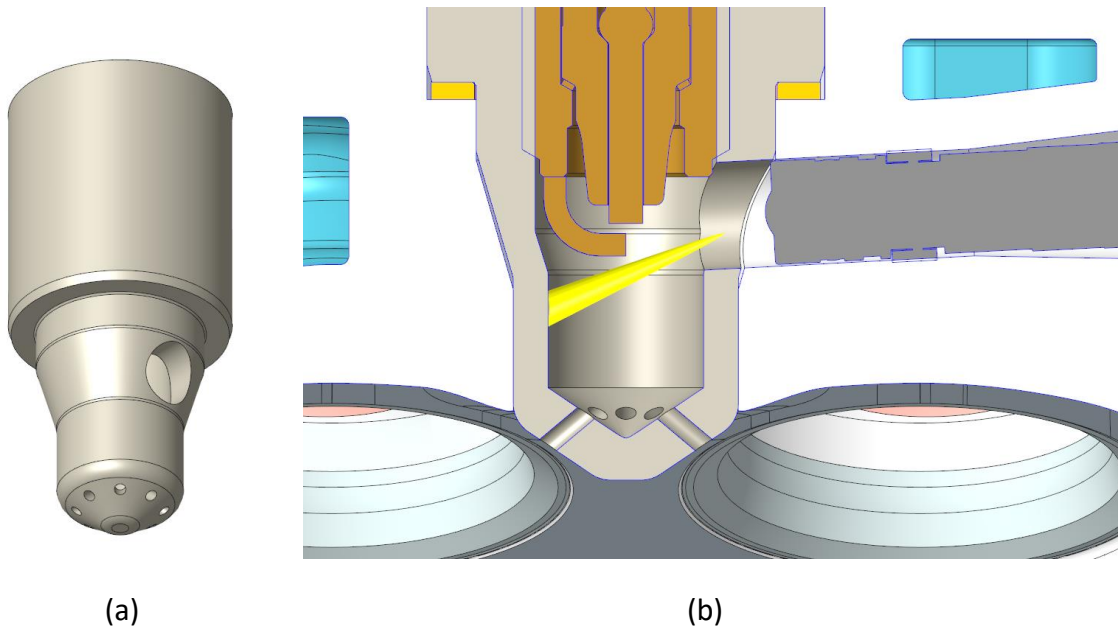


Obr. 38: CAD model jednoválcového experimentálního motoru

Pro případnou co nejjednodušší proveditelnost zástavby aktivní komůrky do motoru bylo potřeba co nejvíce vycházet z dostupných komponentů, což se týkalo především palivového systému pro zásobování komůrky. Podmínkou bylo využití modifikovaného sériového vstřikovače využívaného u přímovstřikových zážehových motorů. Vstřikovač by bylo možné v rámci možností upravit co do počtu vstřikovacích otvorů, jejich průměru a jejich orientace, avšak nejprve bylo nutné zjistit, jaké parametry jsou pro použití aktivní komůrky potřeba.

6.1. Návrh komůrky

Při tvorbě prvního návrhu byl především kladen důraz na co nejefektivnější využití prostoru, který byl v hlavě válce k dispozici. Optimalizace tvaru komůrky z hlediska její optimální funkce by byla případně předmětem následného ladění za pomoci CFD výpočtů. I přesto byl konstrukčním oddělením ve ŠKODA AUTO a.s. vytvořen návrh prototypu, který respektoval dřívější poznatky ohledně zapalovacích komůrek týkajících se jejich objemu a velikosti propojovacích kanálků. Vznikl tak rotační díl, který by se po obrobení hlavy válců vešel na místo zapalovací svíčky a který by díky vhodnému vnitřnímu závitu umožňoval do sebe zašroubovat původní zapalovací svíčku. Vzniklá komůrka měla vnitřní objemem 1050 mm^3 , který se rovná 3 % kompresního objemu, a 8 propojovacích kanálků o průměru 1,2 mm. Z prostorových důvodů již nebylo možné zabudovat do hlavy válců vstřikovač paliva v poloze rovnoběžné s osou komůrky. Geometrické uspořádání hlavy válců připouštělo jedinou možnou variantu umístění vstřikovače, a to téměř kolmo k ose komůrky. Geometrie komůrky (a) a také řez hlavou válce (b), ve kterém je vidět umístění komůrky a vstřikovače, je znázorněno na Obr. 39. Žlutě vyznačený kužel vycházející z čela vstřikovače představuje vstřikovací kužel reprezentující přibližný směr a šíření paliva během vstřiku. Jak je vidět, palivo má v takovém případě umožněnou velice krátkou dobu letu a je zde velké riziko tvorby palivového filmu na protilehlé stěně.



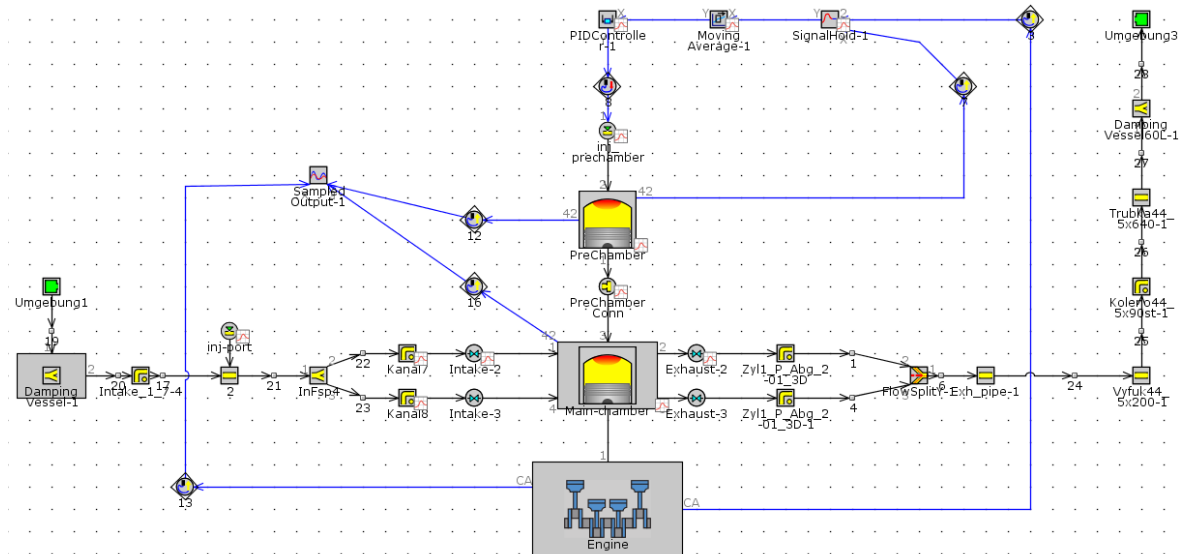
Obr. 39: CAD model aktivní komůrky (a) a její zástavba do hlavy válců (b) včetně paprsku vstříkovaného paliva (žlutý kužel)

6.2. Dimenzování vstřikovače v komůrce

V prvotní fázi bylo zásadní zjistit, zda při dané konfiguraci je vůbec možné použít daný vstřikovač, který i přes dříve popsané možné úpravy měl jednu limitaci, a to minimální hmotnostní průtok vstříkovaného paliva, stanoveného na $14 \text{ g} \cdot \text{min}^{-1}$. Za účelem zjištění potřebného hmotnostního průtoku byl vytvořen 1D výpočetní model jednoválcového motoru s aktivní komůrkou v softwaru GT-Suite. Jako základ byl použit model motoru upraveného na provoz na zemní plyn, který vznikl na ČVUT. Tento model byl poté přestavěn na motor s nepřímým vstřikováním paliva MPI a byly na něm změněny vačkové hřídele, aby odpovídaly těm ze sériového motoru MPI. Při úpravě bylo možné využít velkou část parametrů ze sériového motoru, ze kterého jednoválcová jednotka vychází, a motor byl poté naladěn na měření plného zatížení právě čtyřválcové sériové jednotky MPI.

Následně byl do modelu přidán prvek komůrky propojený s válcem pomocí tomu určených kanálků. Poté bylo potřeba nadefinovat pro válec i komůrku model hoření. V tomto případě byl zvolen v obou objemech neprediktivní model hoření, kde byl vývin tepla zadán přes Wiebeho funkci. Parametry pro tento model hoření byly použity ze vzorového modelu motoru s komůrkou, který nabízí software GT-Suite ve své knihovně. Hoření nebylo možné přesněji zadefinovat, protože neexistovalo žádné měření, ze kterého

by bylo možné vyjít, což ostatně nebylo v této fázi dimenzování vstřikovače ani potřeba. Schéma vzniklého modelu je znázorněno na Obr. 40.



Obr. 40: Schéma výpočetního modelu jednoválcového motoru s aktivní komůrkou

V modelu se nacházejí celkem 2 vstřikovače, z čehož první je standardně v sacím kanále a jelikož aktivní komůrka umožňuje provoz motoru na chudou koncepci, bylo tomuto vstřikovači přepsáno, aby tvořil směs se součinitelem přebytku vzduchu $\lambda = 1,5$. Druhý vstřikovač je umístěn na komůrce, ve které je potřeba tvořit homogenní stechiometrickou směs. Toho bylo docíleno pomocí PID regulátoru, který snímá okamžitou hodnotu součinitele přebytku vzduchu v komůrce a volí takový hmotnostní průtok paliva, aby bylo v komůrce dosaženo $\lambda = 1$. Pro tento výpočet byl zvolen pracovní bod ze středu otáčkového spektra, tedy bod s otáčkami motoru $n_m = 3000 \text{ min}^{-1}$ a plné zatížení. Počátek vstřiku byl umístěn na začátek kompresního zdvihu pístu a jeho délka byla nastavena na 40° natočení klikového hřídele. Výsledný průběh toku paliva skrz vstřikovač v závislosti na natočení klikového hřídele je zobrazen na Obr. 41.



Obr. 41: Časový průběh hmotnostního toku paliva vstřikovačem do aktivní komůrky

Při plném zatížení motoru, otáčkách motoru 3000 min^{-1} a dané době vstřiku je hmotnostní tok paliva $0.511 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$ neboli $8,52 \text{ g}\cdot\text{min}^{-1}$, což je téměř dvakrát méně než minimální možný průtok použitého vstřikovače. Hmotnostní tok by bylo možné navýšit zkrácením doby vstřiku, avšak průběh vstřikování musí mít určitou minimální délku, aby bylo možné palivo dostatečně dobře rozprášit a vytvořit tak odpovídající směs. Tento výpočet byl navíc proveden při maximálním zatížení, kdy jsou válec i komůrka nejvíce naplněny a pro dosažení $\lambda = 1$ v komůrce je nutná největší dávka vstříknutého paliva, která se tedy s klesajícím zatížením bude ještě snižovat.

6.3. Simulace naproudění komůrky

Za účelem zjištění, zda určená dávka paliva a časování vstřiku při daném zatížení a otáčkách motoru opravdu vytvoří v komůrce homogenní stechiometrickou směs, byl využitím STAR-CD vytvořen 3D CFD výpočetní model. Kromě zjištění správnosti dávky paliva bylo cílem výpočtu také posouzení vhodnosti geometrie navržené komůrky z pohledu proudění a promísení náplně.

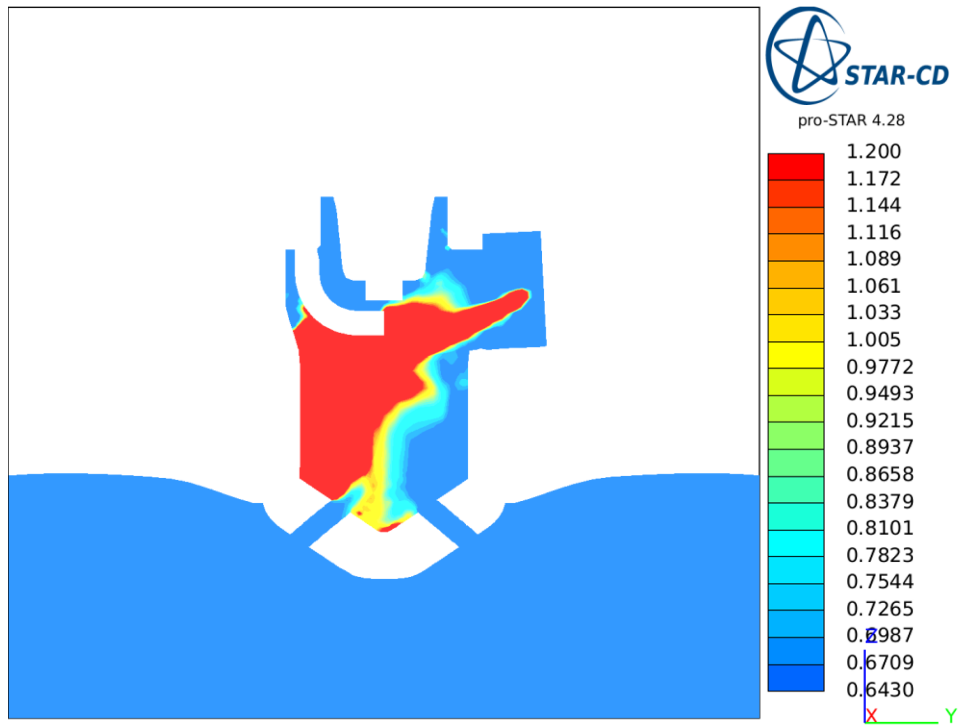
Tvorba výpočetní sítě i nastavení výpočtu je téměř shodné s postupem popsaným v kapitole o pasivní komůrce. Hlavním rozdílem zde kromě geometrie jako takové byla přítomnost vstřikovače paliva, který se stará o tvorbu stechiometrické směsi v komůrce. Proto muselo být do výpočtu zahrnuto i vysokotlaké vstřikování paliva, které je ve STAR-CD modelováno jako vícefázové proudění pomocí Lagrangeova popisu. Velké množství kapek je reprezentováno konečným počtem výpočetních jednotek a každá jednotka reprezentuje skupinu kapek se stejnými fyzikálními vlastnostmi. Rozpad a atomizace kapek je řešen Reitz-Diwakarovým modelem. Pro modelování odparu a interakce kapek se stěnami byly ponechány výchozí modely nabízené výpočetním softwarem a k definici rozložení kapek byla využita distribuční funkce Rosin-Rammler s konstantami, které byly empiricky stanoveny pro zvolený vstřikovač. [14]

Nejprve byla v CAD programu Creo Parametric do modelu jednoválcového motoru (Obr. 38) přidána upravená hlava válce se zabudovanou komůrkou a poté byly z modelu vykopírovány všechny vnitřní plochy spalovacího prostoru, komůrky a sacích a výfukových kanálů ohraničující výpočetní oblast. Tyto plochy byly poté začištěny a upraveny pro výpočet v softwarech Ansa a Star CCM+, ve kterých byly plochy modelu také rozděleny do

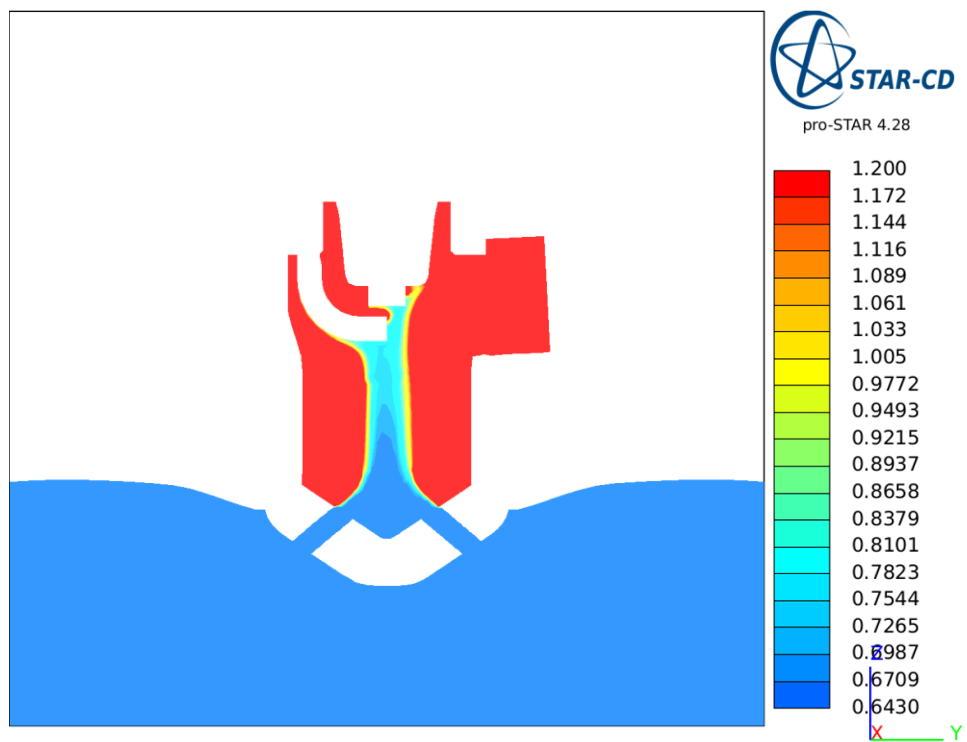
regionů relevantních pro výpočet a na závěr byla z těchto ploch vytvořena objemová síť. Důležitým aspektem bylo zadefinování počátečních a okrajových podmínek pro výpočet, které byly v závislosti na natočení klikového hřídele vygenerovány z 1D modelu z GT-Suite.

V rámci této simulace naproudění aktivní komůrky bylo deaktivováno spalování, neboť v tomto případě bylo relevantní nasimulování chování plynů ve válci do doby před počátkem zážehu. Za účelem posouzení kvality vytvořené směsi v komůrce byl vytvořen skrz střed komůrky podélný řez, na který se mapovala v závislosti na poloze klikového hřídele lokální hodnota převrácené hodnoty součinitele přebytku vzduchu označovaná řeckým písmenem ϕ . Na Obr. 42-45 je zobrazeno rozložení bohatosti směsi v komůrce pro čtyři různé úhlové polohy, přičemž hodnota $\phi=1,67$ ve válci (světle modrá) odpovídá směsi se součinitelem přebytku vzduchu $\lambda = 1,5$ a červená barva představuje nejbohatší směs. První řez odpovídá okamžiku, kdy je ukončeno vstřikování paliva. Na druhém řezu je zobrazen stav 50° před horní úvratí pístu, kdy je velmi intenzivní nátok chudé směsi do komůrky skrz kanálky a tvoří se tak ve středu komůrky chudá oblast. Předposlední řez je v okamžiku horní úvratí a je zde patrná oblast, kde je již dosažena oblast stechiometrické směsi, avšak ve středu komůrky je stále směs příliš chudá, a to především v oblasti jiskřiště mezi elektrodami zapalovací svíčky. Téměř homogenní směsi s požadovaným součinitelem přebytku vzduchu je dosaženo teprve za horní úvratí pístu (Obr. 45), což už s ohledem na fungování zážehového motoru není relevantní.

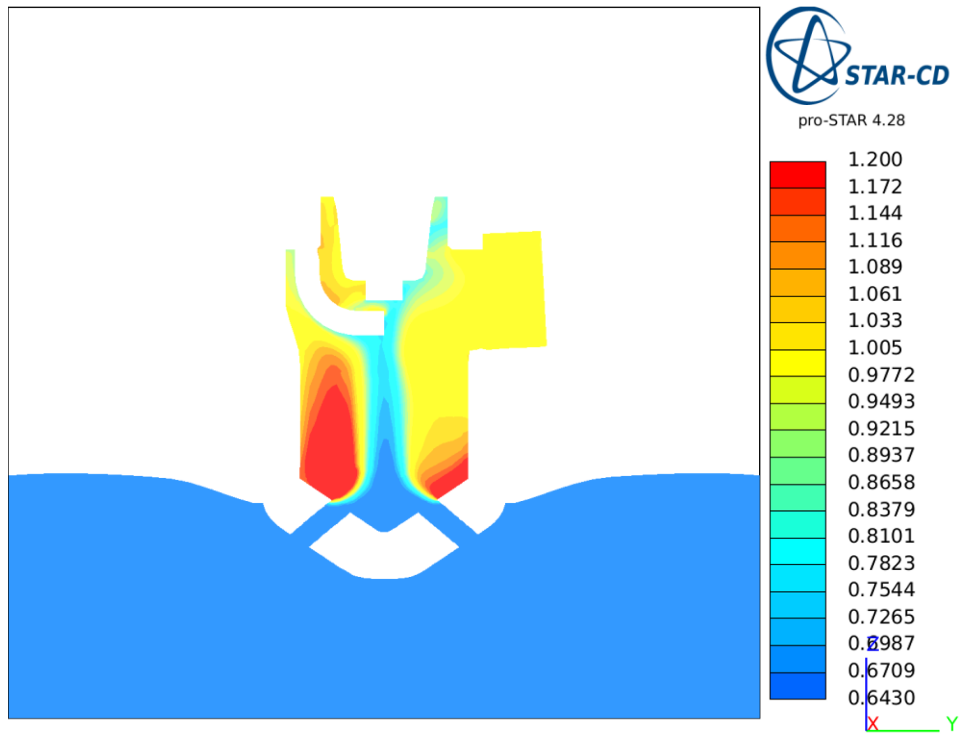
Zá účelem zlepšení naplnění komůrky by tedy bylo potřeba pozměnit především polohu propojovacích kanálků tak, aby tolik nesměřovaly chudou směs z válce do středu komůrky ke svíčke. Vhodné by také bylo pomocí nich vytvořit v komůrce vír okolo její středové osy pro lepší promíchání směsi v komůrce. S ohledem na nemožnost použití sériového vysokotlakého vstřikovače, na potřebné úpravy na komůrce, a především na riziko tvorby palivového filmu na stěně komůrky při použití kapalného paliva (zvláště při studených startech) bylo po tomto kroku rozhodnuto práce na aktivní komůrce ukončit.



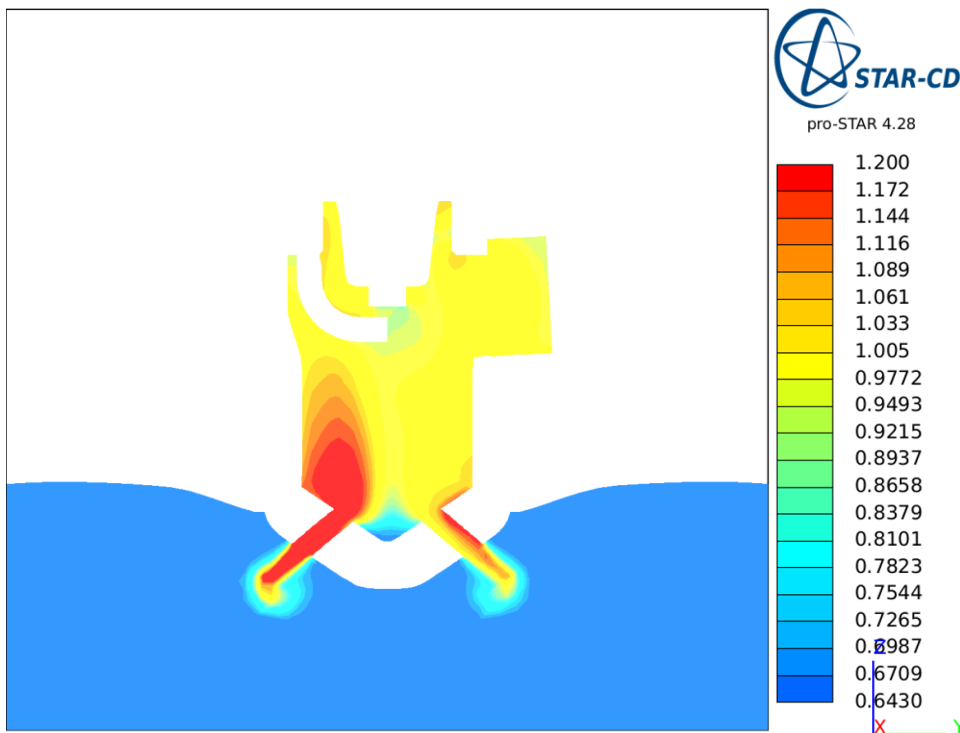
Obr. 42: Bohatost směsi v aktivní komůrce na konci vstřikování



Obr. 43: Bohatost směsi v aktivní komůrce 50° před horní úvratí



Obr. 44: Bohatost směsi v aktivní komůrce v horní úvrati



Obr. 45: Bohatost směsi v aktivní komůrce 10° za horní úvrati

7. Závěr

Cílem této práce bylo prozkoumání možností použití zapalovacích komůrek pro zvýšení účinnosti zážehového motoru s ohledem na aplikaci v hybridním pohonném ústrojí. Za tímto účelem byly vytvořeny výpočetní modely využívající kombinaci 1D a 3D výpočetních přístupů, jejichž správnost byla v případě pasivní komůrky ověřena výpočtem. Praktické části práce však předcházela část teoretická, ve které bylo popsáno spalování v zážehovém motoru a strategie, které se využívají k navýšení indikované účinnosti. Vzhledem k cíli práce byl kladen důraz na popis vlivu pasivní a aktivní komůrky, přičemž bylo čerpáno z dostupné literatury a článků popisujících dřívější experimenty s komůrkami. Po teoretické části práce následuje část praktická, která se zabývá možnostmi použití pasivní a aktivní komůrky v zážehových motorech MPI řady EA211 od společnosti ŠKODA AUTO a.s.

V případě pasivní komůrky bylo cílem vytvořit za pomoci kombinace 1D a 3D přístupu prediktivní 1D model komůrkového motoru, který by poskytl představu o přínosu pasivní komůrky na hoření a spotřebu paliva MPI motorů. Nejprve byl vytvořen 1D model výchozího motoru bez komůrky, při jehož tvorbě se vycházelo z 1D modelů používaných ve ŠKODA AUTO a.s. Na základě znalosti parametrů motoru bylo vybráno celkem 9 bodů, pro které byly provedeny 3D výpočty, přičemž výchozí 1D model posloužil jako zdroj počátečních a okrajových podmínek. Za účelem přímého srovnání byly tyto 3D výpočty provedeny pro variantu motoru se zapalovací svíčkou i s pasivní komůrkou, přičemž pro obě varianty byly použity stejné okrajové a počáteční podmínky, neboť pro komůrkový motor nebyla k dispozici žádná naměřená data. Pro variantu s pasivní komůrkou byly průběhy tlaků vyexportovány a využity pro kalibraci modelu hoření v 1D modelu komůrkového motoru. Tento 1D model byl vytvořen z původního 1D modelu rozšířením o prvek předkomůrky, kterému byl stejně jako válci přiřazen prediktivní model hoření. Po zkalibrování byl model hoření použit pro celou pracovní oblast motoru, byla provedena optimalizace časování ventilů a na závěr byly výsledky srovnány s parametry výchozího motoru bez komůrky. Srovnání motorů ukázalo, že komůrka urychlila hoření a snížila měrnou spotřebu, a to napříč téměř celou pracovní oblastí motoru. Takto vytvořený model však poskytne pouze částečnou představu o vlivu komůrky na provozní veličiny motoru, neboť nedokáže postihnout všechny efekty, které s sebou komůrka přináší. Výrazného

zpřesnění modelu by bylo dosaženo při využití dat z měření reálného motoru, avšak cílem tohoto modelu byla právě predikce vlivu komůrky pro konkrétní motor bez nutnosti sestavení a změření fyzického motoru.

Pro posouzení správnosti predikce vlivu předkomůrky bylo následně na brzdovém stanovišti provedeno měření se stejnou pasivní komůrkou, avšak na jiném motoru. Z tohoto důvodu bylo možné provést porovnání pouze kvalitativně. Bylo změřeno několik charakteristik jak pro motor s komůrkou, tak i se standardní svíčkou: vnější rychlostní charakteristika, zatěžovací charakteristika a dvě regulační charakteristiky. Srovnání ukázalo, že komůrka hoření opravdu urychlila, avšak méně, než predikoval 1D výpočetní model, jehož výstupy byly celkově příliš optimistické. Zároveň se nepotvrdil pozitivní vliv na měrnou spotřebu paliva v celém rozsahu, nýbrž pouze v oblasti nejvyšších zatížení.

V poslední části byly zkoumány možnosti zástavby aktivní komůrky do motoru MPI, konkrétně do jednoválcového experimentálního motoru. Nejprve byl za účelem dimenzování vstřikovače přivedeného do komůrky vytvořen 1D výpočetní model, který ukázal, že potřebná dávka paliva je pro vstřikovač, který byl k dispozici, příliš nízká. Následný 3D výpočet poukázal na nedostatečnou schopnost komůrky včas vytvořit homogenní směs. Kombinace nevhodného vstřikovače a nevhodného tvaru komůrky, který by vyžadoval další konstrukční úpravy, vedla k ukončení prací na tomto projektu.

Výsledky této práce ukazují, že použití pasivní komůrky na stávajících motorech EA211 s sebou přináší jak pozitiva, tak negativa. Zatímco část negativ, především v podobě problematického provozu v nízkých zatíženích, by bylo možné řešit pomocí použití hybridního pohonu, pozitivní vliv komůrek je bez dalších úprav motoru nepříliš výrazný. V případě pasivní komůrky by bylo vhodné optimalizovat tvar spalovacího prostoru pro provoz s komůrkou a upravit ho tak, aby mohl být osazen zároveň komůrkou i zapalovací svíčkou, přičemž v závislosti na pracovním bodě by byla v provozu jedna, nebo druhá varianta. Zástavba aktivní komůrky je konstrukčně náročnější, avšak její přínos pro provoz motoru může být mnohem výraznější. Obecně lze říct, že aby fungovaly správně, vyžadovaly by obě varianty komůrek poměrně výrazné zásahy do konstrukce motoru, což s sebou přináší i velké náklady. S ohledem na dnešní situaci v automobilovém průmyslu se však jeví nepravděpodobné, že by takové výdaje byly pro automobilové výrobce přijatelné.

Bibliografie

- [1] HEYWOOD, John B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 1. New York: McGraw-Hill Education, 1988. ISBN 978-0070286375.
- [2] FERGUSON, Colin a Allan KIRKPATRICK. *Internal Combustion Engines*. 3. Chichester, West Sussex: John Wiley & Sons, 2016. ISBN 978-1-118-53331-4.
- [3] MACEK, Jan. *Spalovací motory*. 2. Praha: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-80-01-05015-6.
- [4] KUTLAR, Osman, Hikmet ARSLAN a Alper CALIK. Methods to improve efficiency of four stroke, spark ignition engines at part load. *Energy Conversion and Management* [online]. 2005, **46**(20), 3202-3220 [cit. 2021-12-20]. ISSN 01968904. Dostupné z: doi:10.1016/j.enconman.2005.03.008
- [5] MALLIKARJUNA, J.M. a V. GANESAN. Effect of Injection Timing on Fuel-Air Mixing and Combustion in a Direct Injection Stratified Charge SI Engine. *ASME/IEEE 2007 Joint Rail Conference and Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference* [online]. 2007, , 12 [cit. 2021-12-21]. Dostupné z: doi:10.1115/JRC/ICE2007-40047
- [6] MICHEL, Frédéric. Swirl and Tumble. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2009 [cit. 2021-12-21]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Swirl_and_Tumble.svg
- [7] OGINK, Roy a Aristotelis BABAJIMOPOULOS. Investigating the Limits of Charge Motion and Combustion Duration in a High-Tumble Spark-Ignited Direct-Injection Engine. *SAE Int. J. Engines* [online]. 2016, **9**(4), 2129-2141 [cit. 2021-12-21]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.4271/2016-01-2245>
- [8] SCHUMACHER, Moritz, Tim RUSSWURM a Michael WENSING. Pre-chamber Ignition System for Homogeneous Lean Combustion Processes with Active Fuelling by Volatile Fuel Components. GÜNTHER, Michael a Marc SENS. *Ignition Systems for Gasoline Engines : 4th International Conference*. 1. Tübingen: expert verlag GmbH, 2018, s. 292-310. ISBN 978-3-8169-3449-3.
- [9] SONG, Ruitao. Basic structure of a jet ignition system. In: <https://www.researchgate.net> [online]. Michigan: Michigan State University, 2015 [cit. 2021-12-21]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/BASIC-STRUCTURE-OF-A-JET-IGNITION-SYSTEM_fig1_303381097
- [10] SENS, Marc a Emanuel BINDER. Pre-Chamber Ignition as a Key Technology for Future Powertrain Fleets. *MTZ worldwide* [online]. 2019, (80), 44-51 [cit. 2021-12-20]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1007/s38313-018-0150-1>
- [11] CIAMPOLINI, Marco, Simone BIGALLI, Francesco BALDUZZI a Alessandro BIANCHINI. CFD Analysis of the Fuel–Air Mixture Formation Process in Passive Prechambers for Use in a



High-Pressure Direct Injection (HPDI) Two-Stroke Engine. *MDPI Energies* [online]. 2020, (13), 25 [cit. 2021-12-21]. Dostupné z: doi:10.3390/en13112846

- [12] PIELECHA, Ireneusz, Maciej SKOWRON, Wojciech BUESCHKE a Łukasz FIEDKIEWICZ. Prechamber optimal selection for a two stage turbulent jet ignition type combustion system in CNG-fuelled engine. *Combustion Engines* [online]. 2019, (176), 16-26 [cit. 2021-12-21]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.19206/CE-2019-103>
- [13] MUSARDO, Cristian, Giorgio RIZZONI, Yann GUEZENNEC a Benedetto STACCIA. A-ECMS: An Adaptive Algorithm for Hybrid Electric Vehicle Energy Management. *European Journal of Control* [online]. 2005, (11), 509-524 [cit. 2021-12-21]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.3166/ejc.11.509-524>
- [14] *STAR Methodology: For Internal Combustion Engine Applications*. Siemens Product Lifecycle Management, 2018.

Seznam obrázků

Obr. 1: Porovnání náhradních oběhů na p-v diagramu (a) a T-s diagramu (b)	11
Obr. 2: Graf vývinu tepla v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele [2].....	12
Obr. 3: Graf rychlosti vývinu tepla v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele [2]	13
Obr. 4: Graf závislosti teplotní účinnosti Ottova oběhu na kompresním poměru [2]	14
Obr. 5: Adiabatická a skutečná teplota plamene v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu [3]	16
Obr. 6: Úplná charakteristika s celkovou účinností zážehového motoru [3]	17
Obr. 7: Znázornění Millerova (a) a Atkinsonova cyklu (b) v p-V diagramu [4].....	19
Obr. 8: Znázornění swirl a tumble efektu [6].....	21
Obr. 9: Vliv EGR na rychlost hoření [2]	22
Obr. 10: Řez spalovacím prostorem s komůrkovým zapalováním [9]	23
Obr. 11: Jízdní režimy paralelního hybridu	27
Obr. 12: Srovnání pracovních oblastí spalovacích motoru v závislosti na koncepci pohonu [10]	28
Obr. 13: Pasivní komůrka použitá v této práci (a) a její vnitřní plochy použité pro výpočty (b).....	29
Obr. 14: Srovnání délky hoření napříč pracovními body pro různé stavy naladění 1D modelu	31
Obr. 15: Úplná charakteristika normované měrné spotřeby paliva výchozího motoru bez komůrky.....	33
Obr. 16: Vnitřní plochy spalovacího prostoru a kanálů ohraničující výpočetní oblast	34
Obr. 17: Rozčlenění povrchu výpočetní oblasti dle funkce	35
Obr. 18: Označené hrany určené k zachování během tvorby sítě	36
Obr. 19: Tvorba sítě pomocí Trimming method	37
Obr. 20: Zjemnění objemové sítě v oblasti komůrky (a) a zapalovací svíčky (b)	38
Obr. 21: Samostatný region v objemové síti reprezentující objem komůrky	40
Obr. 22: Srovnání výpočtu 3D CFD a měření pro 3 pracovní body	41
Obr. 23: Vizualizace čela plamene pro motor se zapalovací svíčkou 16° po zážehu	43
Obr. 24: Vizualizace čela plamene pro motor s pasivní komůrkou 16° po zážehu	43
Obr. 25: Srovnání tlaku ve válci a vývinu tepla pro motor se zapalovací svíčkou a s komůrkou	44
Obr. 26: Obsah hmotnostního podílu spalin v komůrce v závislosti na poloze klikového hřídele při 40% zatížení a 2500 min ⁻¹	45
Obr. 27: Rozložení hmotnostního podílu zbytkových spalin v komůrce těsně před zážehem při 40% zatížení a 2500 min ⁻¹	46
Obr. 28: 1D model komůrkového motoru pro kalibraci modelu hoření.....	49
Obr. 29: Relativní citlivost jednotlivých kalibračních konstant modelu hoření	50
Obr. 30: Porovnání vypočteného průběhu hoření zkalibrovaného 1D modelu a 3D CFD modelu při otáčkách $n_m = 2500 \text{ min}^{-1}$	51
Obr. 31: Úplná charakteristika rozdílů vypočtené měrné spotřeby paliva před a po optimalizaci časování ventilů	53
Obr. 32: Úplná charakteristika rozdílů změřené délky hoření motoru v motoru se svíčkou a vypočtené délky hoření v motoru s komůrkou	55
Obr. 33: Úplná charakteristika rozdílů změřené měrné spotřeby paliva v motoru se svíčkou a vypočtené měrné spotřeby paliva v motoru s komůrkou	56
Obr. 34: Vliv pasivní komůrky na točivý moment při plném zatížení motoru	59
Obr. 35: Graf změny parametrů hoření (AI50 a délka) a měrné spotřeby v závislosti na zatížení při použití pasivní komůrky.....	60
Obr. 36: Porovnání regulačních charakteristik součinitele přebytku vzduchu klasického a komůrkového motoru	61
Obr. 37: Porovnání regulačních charakteristik EGR klasického a komůrkového motoru	62
Obr. 38: CAD model jednoválcového experimentálního motoru	63
Obr. 39: CAD model aktivní komůrky (a) a její zástavba do hlavy válců (b) včetně paprsku vstřikovaného paliva (žlutý kužel)	65
Obr. 40: Schéma výpočetního modelu jednoválcového motoru s aktivní komůrkou	66



Obr. 41: Časový průběh hmotnostního toku paliva vstřikovačem do aktivní komůrky	66
Obr. 42: Bohatost směsi v aktivní komůrce na konci vstřikování	69
Obr. 43: Bohatost směsi v aktivní komůrce 50° před horní úvratí	69
Obr. 44: Bohatost směsi v aktivní komůrce v horní úvratí	70
Obr. 45: Bohatost směsi v aktivní komůrce 10° za horní úvratí.....	70

Seznam tabulek

Tab. 1: Porovnání naměřených a vypočtených parametrů hoření pro všech 6 pracovních bodů.....	42
Tab. 2: Srovnání parametrů hoření pro motor se zapalovací svíčkou a s komůrkou.....	44

Seznam zkratk a symbolů

Označení	Jednotka	Význam
1D		jednorozměrný
3D		trojrozměrný
α		ladící parametr modelu hoření
α_{50}	[°]	bod, při kterém se uvolní 50 % tepla
$\Delta\alpha_{10-90}$	[°]	délka hoření mezi 10 % a 90 % uvolněného tepla
A150	[°]	bod, při kterém se uvolní 50 % tepla
β		ladící parametr modelu hoření
BMEP	[bar]	Break Mean Effective Pressure (střední užitečná tlak)
BSFC	[g/kWh]	Break Specific Fuel Consumption (měrná spotřeba paliva)
CAD		Computer Aided Design (počítačem podporované projektování)
CFD		Computational Fluid Dynamics (počítačová mechanika tekutin)
DBS		formát pro uložení geometrie motoru použitý při 3D výpočtech
DOE		Design Of Experiment (metoda pro výpočet kombinací v GT-Suite)
EA211		výrobní řada motorů
ECFM-3Z		Extended Coherent Flame Model – 3 Zones (model hoření pro CFD)
EGR		recirkulace výfukových spalin
ϕ	[-]	Převrácená hodnota součinitele přebytku vzduchu
HRBC		kalibrační metoda pro kalibraci modelu hoření
HÚ	[°]	horní úvrať
λ	[-]	součinitel přebytku vzduchu
MPI		Multi Point Injection (způsob tvorby směsi vstřikováním do sacích kanálů)
n_m	[min ⁻¹]	otáčky motoru
P	[bar]	tlak
parmserrhr	[-]	parametr vyjadřující rozdíl mezi vývinem tepla kalibrovaného modelu a měření
p_{max}	[bar]	maximální spalovací tlak
STL		Standard Triangle Language (CAD formát)
V	[m ³]	objem
WLTP		jízdní cyklus pro měření spotřeby a emisí

významy zbylých symbolů jsou vysvětleny přímo v textu u příslušných vzorců