



**FAKULTA  
ŠTROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**

**Optimalizace hoření v motoru Formula  
Student pomocí 3D CFD**

**Optimization of Combustion Process in  
Formula Student Engine Using 3-D CFD**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE  
2021**

**Bc. Márk ERDÉLYI**

**Studijní program:** N0716A270001 DOPRAVNÍ A TRANSPORTNÍ TECHNIKA

**Specializace:** Spalovací motory

**Vedoucí práce:** Ing. Vít Doleček, Ph.D.

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Erdélyi** Jméno: **Márk** Osobní číslo: **466427**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající 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 motoru Formula Student pomocí 3-D CFD**

Název diplomové práce anglicky:

**Optimization of Combustion process in Formula Student engine using 3-D CFD**

Pokyny pro vypracování:

- Proveďte analýzu naměřených dat na motoru Yamaha YZF R6 z průběhu závodu studentské formule s vyhodnocením pracovního bodu v úplné charakteristice, bohatosti směsi a spotřeby paliva. Zhodnoťte, které provozní režimy je výhodné optimalizovat z hlediska dráhové spotřeby v závodech.
- Vytvořte výpočetní síť pro 3-D CFD simulace pracovního válce motoru Yamaha YZF R6.
- Pro vybrané pracovní režimy stanovte okrajové a počáteční podmínky pro 3-D CFD simulace kompletního cyklu 4 dobeho motoru, včetně pokročilého modelu hoření a klepání.
- Pomocí validovaného 1-D modelu nastavte kalibrační parametry 3-D CFD simulace, zejména parametry přestupu tepla a hoření.
- Na základě výsledků simulací proveďte optimalizaci nastavení motoru s ohledem na snížení úrovně klepání během hoření.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Vít Doleček, Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

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

Datum zadání diplomové práce: **14.04.2021**

Termín odevzdání diplomové práce: **30.07.2021**

Platnost zadání diplomové práce: **19.09.2021**

\_\_\_\_\_  
Ing. Vít Doleček, 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

## Anotačný záznam

Meno autora:	Bc. Márk ERDÉLYI
Názov DP:	Optimalizace hoření v motoru Formula Student pomocí 3D CFD
Anglický názov:	Optimization of Combustion Process in Formula Student Engine Using 3-D CFD
Rok:	2021
Študijný program:	N0716A270001 Dopravní a transportní technika
Ústav:	12120 — Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedúci a konzultant DP:	Ing. Vít Doleček, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet strán 80 počet obrázkov 61 počet tabuliek 9
Kľúčové slová:	Formula Student, 3D CFD, optimalizácia horenia, klepanie
Keywords:	Formula Student, 3-D CFD, combustion optimization, knocking
Anotácia:	Témou diplomovej práce je optimalizácia horenia v motore Formula Student prostriedkami 3D CFD simulácií. Práca obsahuje popis celého procesu prípravy 3D CFD výpočtov motora od vytvorenia pohyblivých výpočtových sietí pre celý cyklus až po kalibráciu modelu horenia a prestupu tepla. V závere sú preskúmané možnosti optimalizácie horenia s ohľadom na zníženie úrovne klepania zmenou kompresného pomeru a konštrukčnou úpravou sacích kanálov. Časť práce je venovaná aj analýze dát nameraných na motore počas závodov.
Abstract:	The subject of this diploma thesis is combustion process optimization in Formula Student engine by means of 3-D CFD simulations. It contains a description of creating moving meshes of engine for full-cycle 3-D CFD. The whole calibration process of combustion and heat transfer model is presented too. The thesis further focuses on optimization of combustion to reduce knocking intensity. The effect of compression ratio and design change of intake ports was investigated. One part of the thesis is also dedicated to analysis of engine data logged during Formula Student races.

## Prehlásenie

Prehlasujem, že diplomovú prácu s názvom: „Optimalizace hoření v motoru Formula Student pomocí 3-D CFD“ som vypracoval samostatne pod vedením Ing. Víta Dolečka, Ph.D. Všetky zdroje použité pri tvorbe sú uvedené v zozname použitej literatúry na konci mojej diplomovej práce.

V Prahe .....

.....

Márk Erdélyi

## Pod'akovanie

V prvom rade ďakujem vedúcemu tejto práce, Ing. Vítovi Dolečkovi, Ph.D., za vedenie mojej práce, za cenné rady a pripomienky pri príprave CFD výpočtov a vypracovaní samotnej diplomovej práce. Ďalej chcem poďakovať doc. Ing. Oldřichovi Vítkovi, Ph.D. za pomoc s nastavením a spúšťaním CFD simulácií.

Chcel by som sa touto cestou tiež poďakovať tímu CTU CarTech, jeho bývalým i súčasným členom za všetky predané znalosti, za Vaše priateľstvo, za dlhé hodiny strávené na dielni, za krásne spomienky zo závodov a úspechy, ktoré sa nám podarilo spoločne dosiahnuť. Bola pre mňa česť byť súčasťou tohto výnimočného projektu, za ktorý som veľmi vďačný.

Moja najväčšia vďaka patrí mojej rodine, ktorá mi bola oporou počas celého štúdia a umožnila mi plniť si svoje sny.

# Obsah

1. Úvod .....	1
2. Projekt Formula Student a tím CTU CarTech .....	3
3. Motor v rámci Formula Student .....	4
3.1. Pravidlá Formula Student .....	4
3.2. Motor tímu CTU CarTech .....	4
4. Spaľovanie zmesi .....	5
4.1. Horenie pripravenej lokálne homogénnej zmesi .....	5
4.2. Rýchlosť chemických reakcií .....	6
4.3. Prístupy riešenia chemických procesov .....	8
4.4. Charakteristika priebehu horenia .....	9
5. Klepanie .....	11
5.1. Princíp klepania .....	11
5.2. Priebeh tlaku vo valci .....	12
5.3. Indukčná doba .....	13
5.4. Prostriedky pre obmedzenie klepania .....	14
5.4.1. Oktánové číslo .....	15
5.4.2. Predstih zážihu .....	15
5.4.3. Kompresný pomer .....	16
5.4.4. Recirkulácia výfukových spalín – EGR .....	17
5.4.5. Konštrukčné úpravy spaľovacieho priestoru .....	18
6. Metodika vývoja motora CTU CarTech .....	19
6.1. GT-SUITE .....	19
6.2. AVL Fire .....	21
6.3. Experimentálne metódy vývoja .....	21
7. Analýza nameraných dát na motore počas závodov .....	23
7.1. Analýza dát pomocou dvojrozmerných grafov .....	25
7.2. Analýza dát pomocou Matlabu – 3D grafy .....	26
7.3. Výsledky analýzy režimov motora .....	27
8. Tvorba výpočtovej siete pre 3D CFD .....	29
8.1. Skenovanie geometrie .....	29
8.2. Tvorba 3D CAD modelu .....	30
8.3. Tvorba povrchových a hranových sietí .....	31
8.4. Tvorba pohyblivých objemových sietí .....	34
9. Voľba režimov motora riešených 3D CFD výpočtami .....	37
10. Nastavenie 3D CFD simulácií .....	38
10.1. Určenie okrajových a počiatočných podmienok .....	38
10.2. Nastavenie parametrov horenia .....	39
10.3. Nastavenia rovníc CFD výpočtov .....	39
11. Kalibrácia 3D CFD výpočtov .....	40
11.1. Kalibrácia naplnenia valca .....	42

11.2.	Kalibrácia modelu horenia .....	43
11.2.1.	Citlivostná analýza Stretch factoru .....	44
11.2.2.	Citlivostná analýza časovania zážihu .....	45
11.2.3.	Výsledky kalibrácie horenia .....	46
11.3.	Kalibrácia prestupu tepla .....	47
11.3.1.	Citlivostná analýza medznej vrstvy siete .....	47
11.3.2.	Citlivostná analýza násobiteľa prestupu tepla .....	48
11.3.3.	Výsledky kalibrácie prestupu tepla .....	49
11.4.	Výsledky finálneho skalibrovaného 3D CFD modelu .....	50
12.	Predikcia klepania.....	51
13.	Optimalizácia kompresného pomeru a počiatku horenia.....	54
13.1.	Optimalizácia kompresného pomeru a predstihu v GT-POWER.....	54
13.2.	Výsledky simulácií s optimálnym predstihom a kompresným pomerom .....	55
13.3.	Zhrnutie výsledkov optimalizácie kompresného pomeru a predstihu.....	58
14.	Overenie návrhu vložiek sacích kanálov.....	59
14.1.	Tvorba pohyblivej objemovej siete pre 3D CFD simulácie kanálu s vložkami .....	59
14.2.	Okrajové a počiatkové podmienky pre 3D CFD simulácie kanálu s vložkami .....	60
14.3.	Výsledky 3D CFD simulácií .....	61
14.4.	Zhrnutie výsledkov overenia návrhu sacích kanálov s vložkami .....	65
15.	Záver .....	66
	Zoznam použitej literatúry .....	68
	Zoznam obrázkov.....	70
	Zoznam tabuliek .....	71
	Zoznam použitých symbolov a skratiek.....	72

## 1. Úvod

Tepelné stroje, ktoré poznáme pod názvom spaľovacie motory, sprevádzajú ľudstvo v rôznych prevedeniach už od 19. storočia a od tej doby spoľahlivo poskytujú ľuďom mechanickú energiu pre ich rôzne potreby. Hlavný princíp funkcie spaľovacích motorov spočíva v premene chemickej energie na energiu mechanickú. Pri takejto energetickej premene však dochádza aj k výrazným stratám. Tieto straty majú rôzne zdroje, ktoré súvisia s podmienkami pre dokonalé spaľovanie, odvodom tepla alebo trecími mechanickými stratami.

Inžinieri podieľajúci sa na vývoji spaľovacích motorov sa pre dosiahnutie najvyššej možnej účinnosti neustále snažia minimalizovať tieto straty rôznymi optimalizačnými úpravami. Tie postupom času viedli k značnému zvýšeniu merného výkonu a zníženiu mernej spotreby. Ďalší faktor, ktorý má vplyv na smerovanie vývoja spaľovacích motorov najmä v poslednej dobe je legislatíva, ktorá reguluje množstvo emisií škodlivých látok aj vrátane oxidu uhličitého ( $\text{CO}_2$ ), ktorý je produktom dokonalého spaľovania. Práve z dôvodov zvyšovania účinnosti a znižovania emisií sa pre motory osobných automobilov v posledných rokoch uplatňuje trend tzv. downsizingu. Ten sa vyznačuje znižovaním zdvihového objemu a použitím vyššieho plniaceho tlaku, pretože pri vyššom zaťažení zároveň relatívne klesajú tepelné a aj mechanické straty. Čo sa týka zážihových motorov, tak ďalším obmedzením, ktorý sa musí rešpektovať už vo fáze vývoja je limit klepania. Prevádzka motora v režime spaľovania s výrazným klepaním totiž môže mať na jeho životnosť fatálne následky. Na druhú stranu prevádzkovať motor blízko k hranici klepania často znamená zlepšenie jeho účinnosti a mernej spotreby.

Konfigurácie a režim prevádzky jednotlivých motorov sú z veľkej časti závislé na ich konkrétnej aplikácii, špeciálnu kategóriu tvoria závodné motory. Pre tieto typy motorov sú prioritované najmä ich výkonové parametre a na rozdiel od motorov v bežných dopravných vozidlách nepodliehajú emisným normám. Pre závodné využitia sa motory navrhujú a optimalizujú s ohľadom na charakter samotného závodu a v súlade s platnými pravidlami, ktorými sa závod riadi.

Do kategórie závodných motorov by sme mohli zaradiť aj motory používané v rámci univerzitného projektu Formula Student, ktorej súčasťou je aj tím Fakulty strojní ČVUT – CTU CarTech. Tento tím sa každoročne umiestňuje na popredných priečkach závodov Formula Student a súčasťou týchto úspechov je aj samotný motor.



Ten od začiatkov prešiel mnohými zmenami. Medzi tie najpodstatnejšie patria vačkové hriadele vlastného návrhu, ladené sacie a výfukové potrubia, vlastný mazací systém so suchou vaňou alebo uhlíková palivová nádrž. Pre udržanie kroku s najlepšimi tímami sveta je dôležité, aby sa dbalo na neustále vylepšovanie motora s efektívnym využitím prístupných zdrojov umožňujúcich optimalizovať a predikovať jeho jednotlivé parametre. Medzi tieto parametre bezpochyby patrí aj vlastný proces spaľovania.

Stanovené ciele tejto práce sú nasledovné:

- Analyzovať dáta namerané na motore počas závodu
- Zhodnotiť režimy z hľadiska optimalizácie výkonu a spotreby
- Vytvoriť výpočtovú sieť pre 3D CFD simulácie celého cyklu motora Yamaha YZF-R6
- Stanoviť okrajové a počiatočné podmienky pre 3D CFD simulácie, vrátane pokročilého modelu horenia a klepania
- Skalibrovať ladiace parametre 3D CFD simulácie – horenie a prestup tepla
- Optimalizovať nastavenie motora s ohľadom na zníženie úrovne klepania

## 2. Projekt Formula Student a tým CTU CarTech

Formula Student je medzinárodná univerzitná súťaž určená pre študentov technických odborov zaujímajúcich sa o vývoj a konštrukciu závodných automobilov formulového typu. Táto súťaž má dlhoročnú tradíciu a za svoju existenciu získala vysokú kvalitu, ktorá je potvrdená podporou od celosvetov uznávaných firiem nielen z oblasti automobilového priemyslu. Hlavnou motiváciou tohto projektu je rozšíriť teoretické vedomosti študentov a poskytnúť im priestor pre nadobudnutie praktických znalostí už počas štúdia. Okrem klasických jazdných disciplín sa v rámci súťaže hodnotia aj poznatky študentov o návrhu formule, o finančnej náročnosti jej výroby či obchodného plánu predaja.

V súčasnosti je v kategórii monopostov so spaľovacím motorom zapojených viac ako 600 vysokých škôl z celého sveta. Tradičným tímom, ktorý sa každoročne zúčastňuje závodov v Európe je aj tím CTU CarTech, ktorý vznikol na pôde Fakulty strojní ČVUT pod záštitou Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel v roku 2007. V neoficiálnom celosvetovom rebríčku kategórie Combustion Vehicle patrí tímu aktuálne 20. pozícia a v roku 2021 sa tím plánuje zúčastniť série závodov s 13. generáciou svojej prototypovej formule.



*Obr. 1 – Monopost FS.12 (2020)*

### 3. Motor v rámci Formula Student

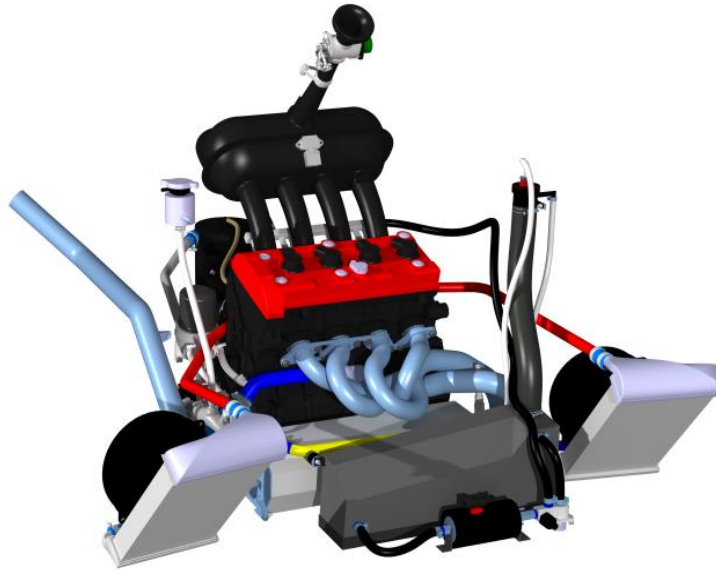
#### 3.1. Pravidlá Formula Student

Návrh monopostov pre účely súťaže Formula Student je regulovaný rozsiahlou zbierkou pravidiel. Tie kladú veľký dôraz na bezpečnosť, pretože formule sú stavané aj riadené študentmi.

Tieto pravidlá sa samozrejme týkajú aj pohonnej jednotky. Je dovolené používať iba štvortaktné piestové spaľovacie motory s maximálnym zdvihovým objemom  $710 \text{ cm}^3$ . Počet valcov motora nie je limitovaný. Na pohon sa môže používať benzín typu RON 98 alebo etanolové palivo E85. Výkon je regulovaný restriktorom kruhového prierezu, ktorý je umiestnený v sacom trakte a jeho geometrický priemer je určený v závislosti na použiteľnom palive. Ďalej pravidlá dovoľujú aj preplňovanie turbodúchadlom alebo kompresorom, ale postupnosť jednotlivých komponentov sacieho ústrojenstva je presne definovaná pravidlami. Formule v rámci technických previerok pred dynamickými disciplínami musia absolvovať medzi inými aj testy hluku motora, ktorý sa meria pri voľnobehu a otáčkach odpovedajúcich strednej piestovej rýchlosti  $15,25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

#### 3.2. Motor tímu CTU CarTech

Tím CTU CarTech už od úplného počiatku používa na pohon motor zo športového motocyklu Yamaha YZF-R6 s označením 13S alebo 2C0. Jedná sa o štvorvalcový radový motor s ventilovým rozvodom typu DOHC a celkovým zdvihovým objemom  $600 \text{ cm}^3$ . Motor a jeho periférie v súčasnej podobe disponujú oproti pôvodnému prevedeniu mnohými úpravami. Kvôli potrebe používať restriktor sú znížené prevádzkové otáčky motora, k tomu sa prispôbili aj upravené vačkové hriadele, ktorých návrh sa optimalizoval pre lepšie plnenie pri otáčkach pred bodom aerodynamického upchania restriktora. S ohľadom na optimalizáciu momentovej charakteristiky pre účely Formula Student sa navrhli ladené sacie a výfukové potrubia. Pre dosiahnutie nižšej spotreby, ktorá je v rámci súťaže tiež hodnoteným parametrom, sa zmenou hrúbky tesnenia hlavy valcov zvýšil kompresný pomer z pôvodných 13,1 na 13,7. Taktiež sa prešlo na koncept mazacieho systému so suchou vaňou, to prinieslo výhodu v odstránení problémov so stratou tlaku spôsobenej laterálnym zrýchlením v zatáčkach. Vďaka novému mazaciemu systému sa dosiahlo celkového zníženia bloku motora o 50 mm, čo viedlo k celkovému zníženiu ťažiska a zlepšeniu dynamických jazdných vlastností monopostu.



*Obr. 2 – Model zostavy motora FS.12*

## **4. Spaľovanie zmesi**

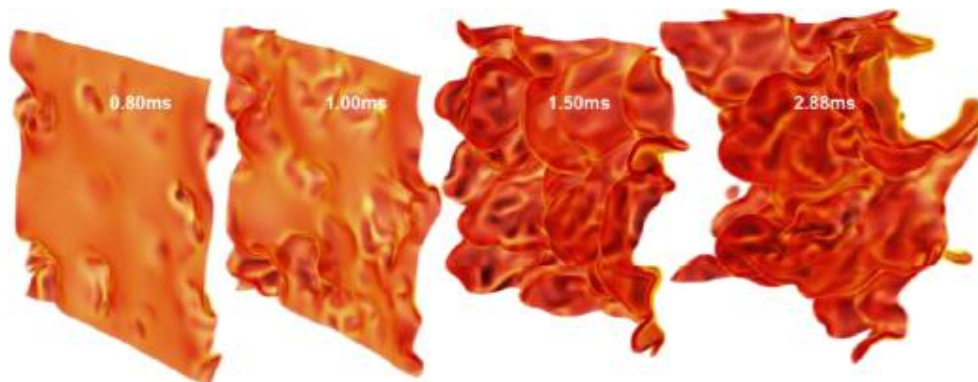
Charakter priebehu horenia zmesi paliva a vzduchu sa líši pre zážihové a vznetové motory. V prípade zážihových motorov dochádza k spaľovaniu vopred pripravenej zmesi, ktorá môže byť vytvorená priamo vo vnútri spaľovacieho priestoru (vnútorná tvorba zmesi) alebo mimo spaľovacieho priestoru (vonkajšia tvorba zmesi). V ďalších kapitolách sa budem venovať typickému horeniu v zážihových motoroch, kde dochádza k spaľovaniu homogénnej zmesi paliva a vzduchu. [2]

### **4.1. Horenie pripravenej lokálne homogénnej zmesi**

Spaľovanie pripravenej homogénnej zmesi nazývame aj kinetickým horením, pretože rýchlosť horenia je z veľkej časti určená chemickou kinetikou. Pri normálnom režime zážihového motora je spaľovanie iniciované zážihom zo zapaľovacej sviečky ku koncu kompresného zdvihu. Počas iniciácie horenia je nutné dodať dostatok tepla, aby plameň mohol vzniknúť a udržal sa. Záleží aj na zložení zmesi v blízkosti sviečky, vzdialenosti elektród sviečky alebo rýchlosti prúdenia v iskrišti. Pri príliš vysokej rýchlosti a miere turbulencie prúdenia v mieste zážihu by mohlo dôjsť k zhasnutiu zárodka plameňa vplyvom nadmerného odvodu tepla. Po vytvorení stabilného jadra plameňa sa vyvíja turbulentný plameň, ktorý deflagračne horí a šíri sa spaľovacím priestorom od miesta zážihu až k samotným stenám, v ktorých blízkosti plameň zhasína. [1]

Na rýchlosť horenia zmesi má medzi inými vplyv aj turbulencia prúdenia. Vo väčšine prípadov sa dá predpokladať iba kinematická interakcia medzi turbulentnými vírovými útvarmi a plameňom. Dôvodom je, že časová mierka turbulencie je výrazne vyššia ako deflagračného plameňa. Zároveň platí, že hrúbka plameňa je výrazne menšia ako veľkosť najmenších vírových útvarov (Kolmogorova mierka). Zanedbateľná hrúbka plameňa je zároveň dôvodom, prečo sa pre zjednodušenie často uvažuje, že horenie prebieha na ploche. Výsledkom kinematickej interakcie plameňa s turbulenciou je zvrásnenie čela plameňa, pri ktorom dochádza k zväčšeniu aktívnej plochy, na ktorej prebieha horenie, tým pádom sa zvýši aj rýchlosť horenia (Obr. 3). Hrúbka plameňa však ostáva pôvodná a lokálna relatívna rýchlosť šírenia plameňa tiež. [1]

V niektorých režimoch sa tieto predpoklady nedajú použiť a musí byť uvažovaný aj efekt interakcie turbulencie s chémiou (TCI – turbulence-chemistry interaction). Avšak uvažovanie tohto efektu prináša veľké komplikácie z hľadiska matematického popisu a následného modelovania problematiky.



Obr. 3 – Zväčšenie aktívnej plochy plameňa pôsobením turbulencie [8]

## 4.2. Rýchlosť chemických reakcií

Zdrojom tepla v horiacom plameni sú samotné chemické reakcie, ktoré prebiehajú v dopredných aj spätných smeroch. Takéto reakcie môžeme popísať nasledovnou rovnicou,



kde na ľavej strane máme reaktanty (A,B) a na pravej sú zobrazené produkty (C,D). Počet molekúl danej látky A je značený symbolom  $\gamma_A$ . [2]

Rýchlostné konštanty  $k_1$  a  $k_2$  zahŕňajú aj tzv. Boltzmannov faktor, ktorý popisuje exponenciálnu závislosť rýchlosti chemických reakcií na termodynamickej teplote  $T$  a aktivačnej energii  $E$ . Aktivačná energia vyjadruje istú bariéru, ktorú je potreba prekročiť pre zahájenie reakcií. [2]

$$k_1 = K_1(T) \cdot e^{-\frac{E_1}{R \cdot T}} \quad (2)$$

$$k_2 = K_2(T) \cdot e^{-\frac{E_2}{R \cdot T}} \quad (3)$$

$E_1, E_2$	aktivačná energia reakcie	[J·kmol <sup>-1</sup> ]
$R$	univerzálna plynová konštanta (=8314 J·kmol <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> )	[J·kmol <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
$T$	termodynamická teplota	[K]

Na rýchlosť reakcií má samozrejme vplyv aj pravdepodobnosť stretnutia molekúl jednotlivých látok. To sa obvykle vyjadruje pomocou súčinu koncentrácie látok umocnených počtom molekúl. Pre reaktanty je pravdepodobnostný člen nasledovný [2]:

$$\prod C_R^{Y_R} = C_A^{Y_A} \cdot C_B^{Y_B} \quad (4)$$

$C_R, C_A, C_B$	molárna koncentrácia	[kmol·m <sup>-3</sup> ]
-----------------	----------------------	-------------------------

Výsledný Arrheniov vzťah bude určovať rýchlosť reakcií, resp. časovú zmenu koncentrácie danej látky. Obsahuje pravdepodobnostný člen aj rýchlostné konštanty. Časovú zmenu koncentrácie látky A by sme definovali týmto vzťahom [2]:

$$\frac{dC_A}{dt} = -C_A^{Y_A} \cdot C_B^{Y_B} \cdot K(T) \cdot e^{-\frac{E}{R \cdot T}} \quad (5)$$

Po určitej dobe pri ustálenej teplote sa pre reakcie nastaví dynamická chemická rovnováha, kedy sa už koncentrácie nemenia. Pre pozorovateľa sa môže zdať, že reakcie neprebiehajú, ale tie naopak stále prebiehajú rovnakou rýchlosťou v oboch smeroch. Pre rovnovážny stav potom platí [2]:

$$K = \frac{k_1}{k_2} = \frac{C_C^{Y_C} \cdot C_D^{Y_D}}{C_A^{Y_A} \cdot C_B^{Y_B}} \quad (6)$$

$K$	konštanta chemickej rovnováhy	[-]
-----	-------------------------------	-----

### 4.3. Prístupy riešenia chemických procesov

Pre nestacionárne podmienky, ktoré v motoroch prevládajú, záleží na rýchlosti reakcií a na otáčkach motora. Podľa porovnania časovej mierky chemických procesov ( $\tau_{CH}$ ) a časovej mierky trvania fázy horenia ( $\tau_{COMB}$ ) môžeme zvoliť 3 prístupy pre modelovanie chemických reakcií.

a)  $\tau_{CH} \gg \tau_{COMB}$

Keď je časová mierka reakcií rádovo vyššia ako časová mierka fázy horenia, tak modelovanie chemických procesov nemá zmysel riešiť, pretože za dobu, počas ktorej by chemické reakcie prebehli motor už vykoná väčší počet cyklov a náplň vo valci sa vymení niekoľkokrát.

b)  $\tau_{CH} \ll \tau_{COMB}$  – chemická rovnováha

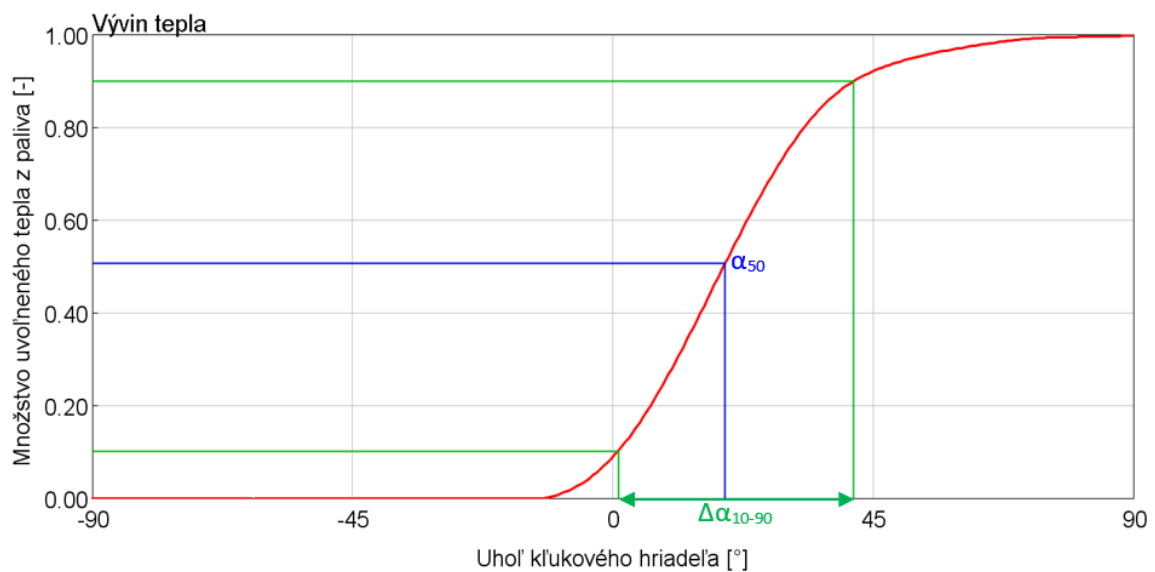
Ak je časová mierka chemických procesov výrazne menšia ako časová mierka fázy horenia. Potom môžeme predpokladať, že chemické procesy budú prebiehať veľmi rýchlo a chemická rovnováha nastane prakticky okamžite. Pre tieto prípady môžeme použiť prístup chemickej rovnováhy (Chemical Equilibrium), ktorý spočíva v hľadaní minima Gibbsovej funkcie v závislosti na reakčnej súradnici. Toto zjednodušenie môžeme použiť pre väčšinu reakcií prebiehajúcich počas spaľovania a prináša výhody v modelovaní z hľadiska náročnosti výpočtov.

c)  $\tau_{CH} \approx \tau_{COMB}$  – chemická kinetika

Ak sú časové mierky chemických reakcií a fázy horenia zrovnateľné, tak je potreba použiť prístup chemickej kinetiky. Tá rieši ako sa koncentrácia mení v čase. Tento prístup v porovnaní s prístupom chemickej rovnováhy je výpočtovo náročnejší. Prístup chemickej kinetiky sa typicky používa pre reakcie tvorby oxidu dusnatého (NO), tie nedosahujú rovnováhy ani pri najvyšších teplotách plameňa. Ak by sme pre tieto reakcie použili prístup chemickej rovnováhy, tak by sme na konci fázy horenia dostali nereálne nízke hodnoty NO. [1],[2]

#### 4.4. Charakteristika priebehu horenia

Priebeh horenia a miera uvoľneného tepla počas horenia sa obvykle charakterizuje vývinom tepla v závislosti na natočení kľukového hriadeľa. Vyvinuté teplo sa v praxi často používa v normalizovanom tvare, ktorý je vzťahnutý k množstvu dodaného paliva do spaľovacieho priestoru. Môže teda nadobúdať hodnoty v intervale od 0 do 1, pričom ak sa rovná 1, tak to znamená uvoľnenie sto percent tepla, ktoré bolo dodané v palive. Priebeh uvoľneného tepla horením má typický tvar S krivky (Obr. 4). [2]



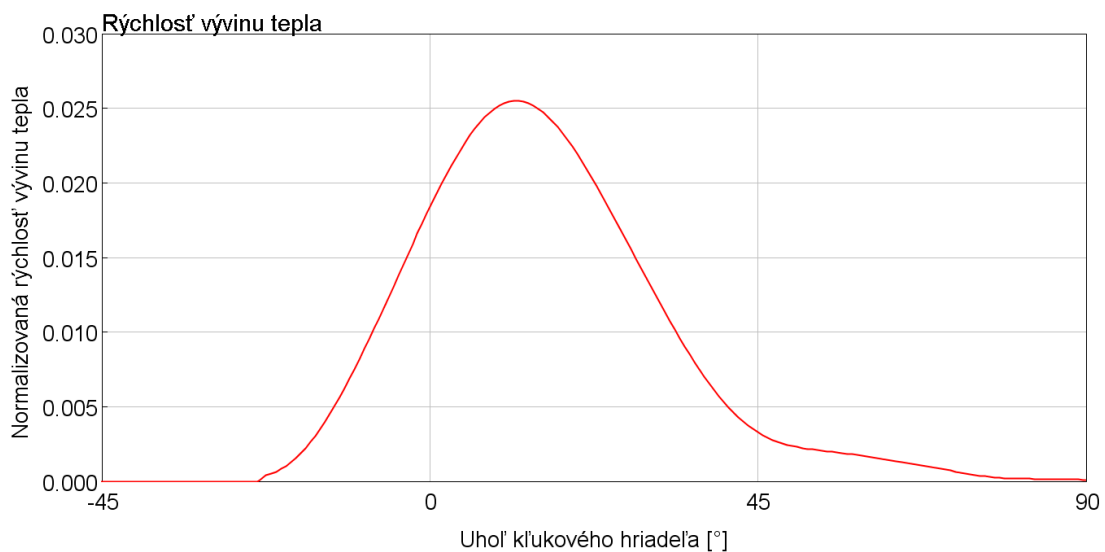
Obr. 4 – Graf normalizovaného vývinu tepla počas horenia

Dôležité parametre z hľadiska popisu priebehu horenia sú

- $\alpha_{50}$  (CA50) – poloha kľukovej hriadele pri 50 % uvoľneného tepla. Je ukazovateľom polohy horenia. Pre optimálnu účinnosť bežných motorov má tento parameter hodnoty približne v rozmedzí 5 až 10 stupňov za hornou úvraťou.
- $\Delta\alpha_{10-90}$  – uhol kľukového hriadeľa medzi 10 a 90 percentným bodom uvoľneného tepla. Tento údaj sa najčastejšie využíva pre určenie dĺžky horenia zmesi. Dĺžka horenia sa definuje práve týmito dvoma bodmi, lebo ich poloha sa určuje presnejšie ako úplný začiatok a koniec horenia. Je to dané tým, že sa do dĺžky horenia  $\Delta\alpha_{10-90}$  nezapočítava úvodná pomalá fáza horenia a pomalé dohorievanie. [1]



Deriváciou priebehu vývinu tepla podľa natočenia kľukového hriadeľa získavame rýchlosť vývinu tepla, ktorý môže tiež mať normalizovaný tvar (Obr. 5). Počiatočný pomalý nárast rýchlosti horenia po zážihu sa postupne zväčšuje s plochou plameňa, pričom záleží na miere turbulencie. Tvar krivky rýchlosti je deformovaný aj odberom tepla endotermickými disociačnými reakciami oxidu uhoľnatého (CO). Tieto produkty sa po poklese teplôt behom fáze expanzného zdvihu ešte dodatočne spália, ale takýto neskorý prívod tepla spôsobí predĺženie horenia a znižuje účinnosť obehu. [2]



Obr. 5 – Graf priebehu normalizovanej rýchlosti horenia

Pre účely modelovania sa často využíva na aproximáciu krivky priebehu horenia tzv. Vibeho funkcia, ktorá je daná vzťahom:

$$x_b = 1 - e^{-a \left( \frac{\alpha - \alpha_{PH}}{\Delta\alpha_H} \right)^{m+1}} \quad (7)$$

$x_b$	normalizovaný vývin tepla	[-]
$\alpha$	okamžité natočenie kľukovej hriadele	[°]
$\alpha_{PH}$	uhlová poloha počiatku horenia	[°]
$\Delta\alpha_H$	uhlová vzdialenosť dĺžky horenia	[°]
$a, m$	nastaviteľné parametre tvaru krivky	[-]

Vibeho funkcia teda má 3 stupne voľnosti, ktorým odpovedajú 3 parametre, pomocou ktorých dokážeme získať žiadaný priebeh vývinu tepla. [1]

## 5. Klepanie

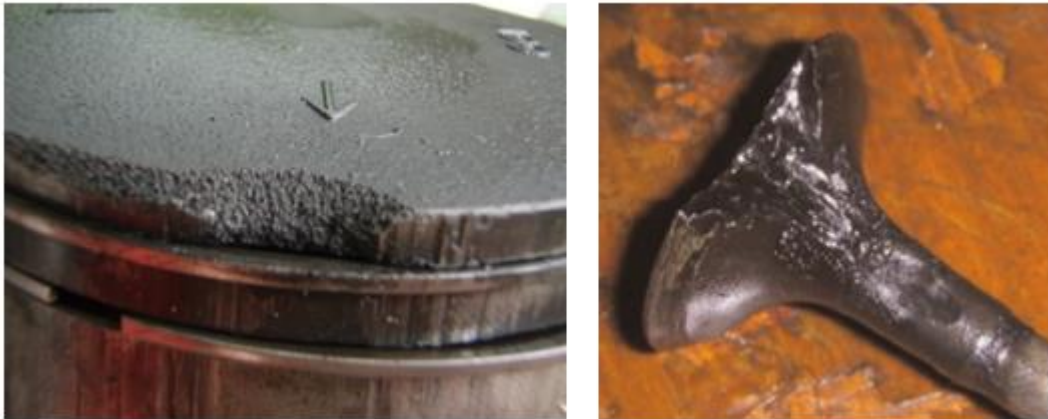
Klepanie je neštandardný mód spaľovania, kedy dochádza k samovznieteniu časti zmesi. Limit klepania je jedným z obmedzujúcich faktorov optimalizácie výkonových parametrov a účinností zážihových motorov. Klepanie môže mať trvalé následky z hľadiska životnosti motora.

### 5.1. Princíp klepania

Od počiatku zážihu sa plameň šíri postupne spaľovacím priestorom, nezhorená časť náplne sa komprimuje a zvyšuje sa jej teplota. Tá ďalej rastie aj vplyvom vedenia tepla z plameňa a prestupom tepla zo stien hlavne v miestach, kde sa dosahuje lokálne vysokých teplôt (napr. výfukové ventily). V nezhorenej časti prebiehajú predplamenné reakcie, ktorých rýchlosť exponenciálne narastá s teplotou, tým sa zvyšuje pripravenosť zmesi k vznieteniu. Pri určitých podmienkach môže dôjsť k vznieteniu časti zmesi ešte pred príchodom čela deflagračného plameňa a teplo odpovedajúce danému objemu sa uvoľní veľmi rýchlo. Klepanie sa podstatne mení v jednotlivých cykloch a pri viacvalcových motoroch sa líši aj medzi jednotlivými valcami. Môže sa teda vyskytnúť iba v niektorom z valcov a nemusí k nemu dochádzať v každom cykle. [2]

Prakticky izochorický prívod tepla počas klepania vedie ku skokovému nárastu tlaku aj teploty a k následnému šíreniu tlakových vln, ktoré majú tendenciu narušiť medznú vrstvu pri stenách. Tá chráni samotný materiál pred vysokými teplotami počas spaľovania. Vysoká úroveň klepania môže viesť k fatálnemu zničeniu dielov – prepálenie piestu alebo odtečenie časti materiálu (Obr. 6). Chladeniu výfukového ventilu býva často dopomáhané konštrukčným riešením spočívajúcim v naplnení vnútra ventilu sodíkom, ktorý v ňom cirkuluje a kontinuálne odvádza teplo z najhorúcejších časti (hlava ventilu) do miesta uloženia ventilu v hlave motora.

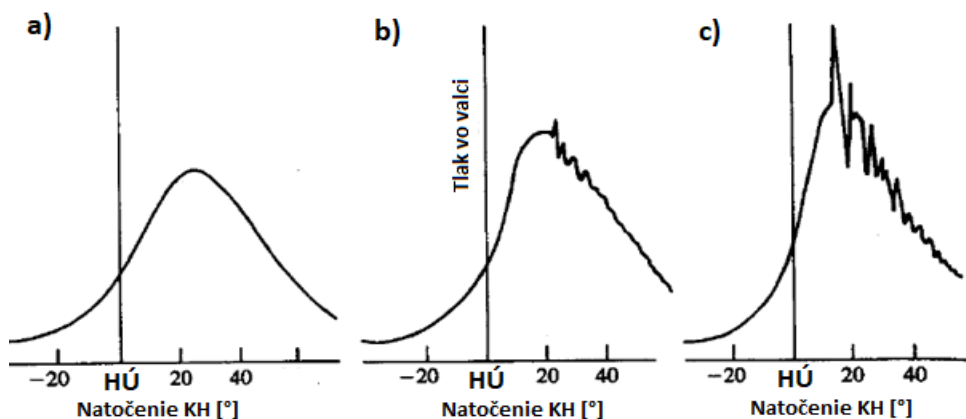
Dvoma najzásadnejšími parametrami, ktoré majú vplyv na výskyt klepania sú teploty a tlaky v kritických miestach a čas, ktorý ma časť nezhorenej zmesi k dispozícii pre samovznietenie. Najviac náchylné režimy zážihových motorov ku klepaniu sú primárne na vonkajšej charakteristike v oblasti s nižšími otáčkami. So znižujúcimi sa otáčkami motora totiž narastá čas, ktorý je k dispozícii pre výskyt klepania vo vzdialenejších miestach spaľovacieho priestoru. [2]



Obr. 6 – Příklad poškodenia piestu a výfukového ventilu klepaním [9],[10]

## 5.2. Priebeh tlaku vo valci

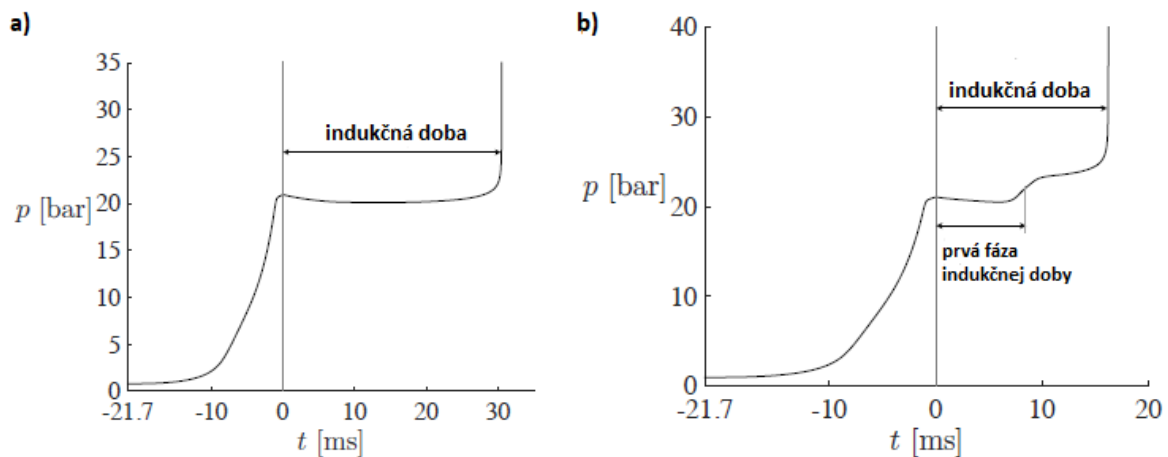
Zmeny priebehu tlaku veľmi dobre popisujú deje vo valci počas klepania. Na obrázku nižšie (Obr. 7) sú popísané zmeny tlaku pre 3 rôzne cykly s rôznou úrovňou klepania, a to spaľovanie bez klepania (a), spaľovanie so slabým klepaním (b) a spaľovanie s vysokou úrovňou klepania (c). Ak sa počas horenia nevyskytuje žiadne klepanie, tak priebeh tlaku je hladký a bez oscilácií (a). Pri slabej úrovni klepania (b) sa špičkový tlak posúva bližšie k hornej úvrati a nadobúda vyšších hodnôt ako v prípade normálneho spaľovania (a). Približne 20° za hornou úvratou sa začína objavovať oscilácia tlaku, ktorá je spôsobená tlakovými rázovými vlnami šíriacimi sa z miesta klepania. Odrážanie týchto vln od stien zapríčiňuje typický kovový zvuk klepania. Ku koncu horenia sa toto kmitanie postupne utlmí. Pre cyklus so silným klepaním (c) platí, že maximálny tlak prichádza ešte skôr a má väčšie hodnoty ako v predchádzajúcich prípadoch. Amplitúdy kmitania sú tiež výraznejšie a k samotnému kmitaniu dôjde tiež skôr. Ak dochádza k javu klepania, tak prestáva platiť predpoklad, že rozloženie tlaku v objeme valca je konštantné. Pri klepaní je tlak totiž nielen funkciou času, ale aj priestorovej súradnice kvôli šíreniu tlakových vln. [1]



Obr. 7 – Priebeh tlaku vo valci pre režim a) bez klepania, b) so slabým klepaním, c) s výraznou úrovňou klepania [1]

### 5.3. Indukčná doba

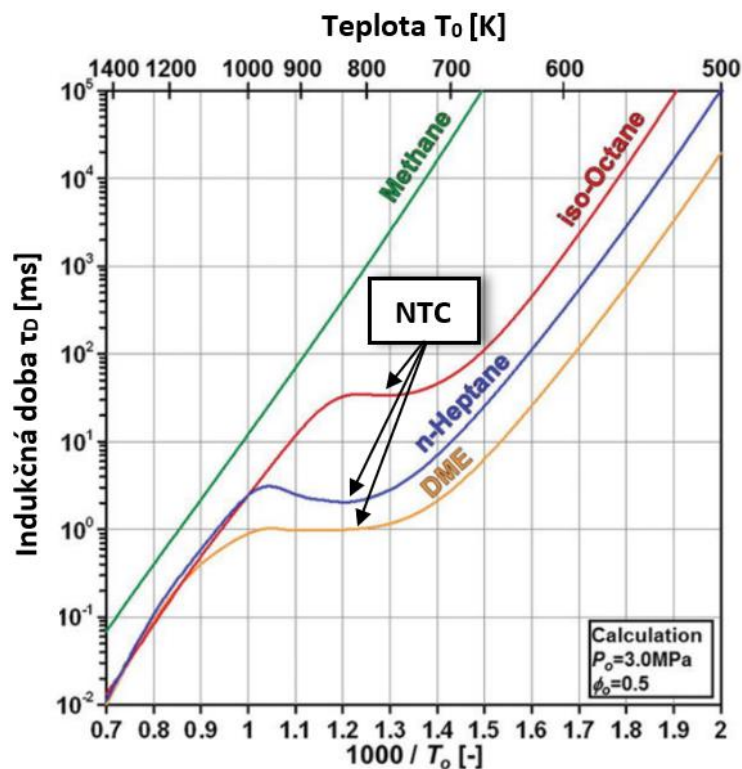
Indukčná doba je chemická časť prietahu vznietenia pri laboratórnych podmienkach počas merania v špeciálnom stroji RCM (Rapid Compression Machine). Keď sa v nejakom mieste vďaka kompresii objavia vhodné podmienky k samovznieteniu paliva, tak k ďalšiemu výraznejšiemu nárastu tlaku a teploty dôjde až s istým časovým oneskorením. To je spôsobené zložitou sériovou a paralelnou chemickými reakciami počas oxidácie uhľovodíkových palív, kedy k výraznejšiemu uvoľneniu tepla dôjde až v záverečných terminačných reakciách s tvorbou stabilných produktov. Je to teda čas potrebný pre prebehnutie všetkých vetviacich sa reakcií s tvorbou radikálov a medziproduktov až po značný nárast uvoľňovaného tepla. Čím je indukčná doba dlhšia, tým klesá tendencia ku klepaniu, pretože sa získava viac času, ktorý má plameň k dispozícii na prekonanie vzdialenosti ku kritickému miestu. Indukčná doba sa dá názorne zobrazíť na časovom priebehu nárastu tlaku v mieste, kde dochádza k samovznieteniu (Obr. 8). [1]



Obr. 8 – Grafické znázornenie indukčnej doby pre a) jednostupňové vznietenie b) dvojstupňové vznietenie [11]

U jednoduchých palív (napr. metán) je typické jednostupňové vznietenie (Obr. 8a). Pre zložitejšie palivá akými sú benzín alebo nafta, tak indukčná doba má dve fázy, takže hovoríme o dvojstupňovom vznietení (Obr. 8b). Pri dvojstupňovom vznietení sa totiž prejavuje tzv. efekt NTC (Negative Temperature Coefficient), ktorý je spôsobený vzájomnou interakciou nízko- a vysokoteplotného plameňa. V tejto oblasti NTC totiž vysokoteplotný plameň začne využívať radikály vzniknuté v rozvinutom nízko- a vysokoteplotnom plameni, a tým sa oddiali okamih významného nárastu teploty a tlaku. [1]

Na porovnávanie indukčnej doby rôznych palív sa používa graf závislosti indukčnej doby na teplote. Na zvislej osi je vyznačený indukčný čas v logaritmickej mierke a na vodorovnú os sa vynáša opačná hodnota teploty (Obr. 9). Z týchto grafov je zrejmé, že jednoduché palivá ako metán majú čisto lineárnu závislosť. U komplexnejších palív (izo-oktán) je oblasť NTC v tomto grafe dobre viditeľná. V tejto oblasti je závislosť indukčnej doby na teplote opačná, indukčná doba narastá aj napriek stúpajúcej teplote. Efekt NTC je navyše závislý aj na tlaku, pretože zvyšujúcim sa tlakom sa posilňuje pravdepodobnostný člen v rýchlostnej rovnici chemických reakcií. Takže vyšší tlak skracuje indukčnú dobu a zároveň zoslabuje efekt negatívnej teplotnej závislosti. [1]



Obr. 9 – Závislosť indukčnej doby na teplote pre rôzne palivá [12]

#### 5.4. Prostriedky pre obmedzenie klepania

Klepanie nastáva v prípadoch, kedy sa vyčerpá prietah vznietenia ešte pred príchodom čela plameňa do kritického miesta. Pri potlačovaní klepania sa snažíme upravovať parametre, ktoré majú na výskyt klepania najväčší vplyv. Tie sú lokálne teploty a čas, dostupný k samovznieteniu časti nezhozenej zmesi.

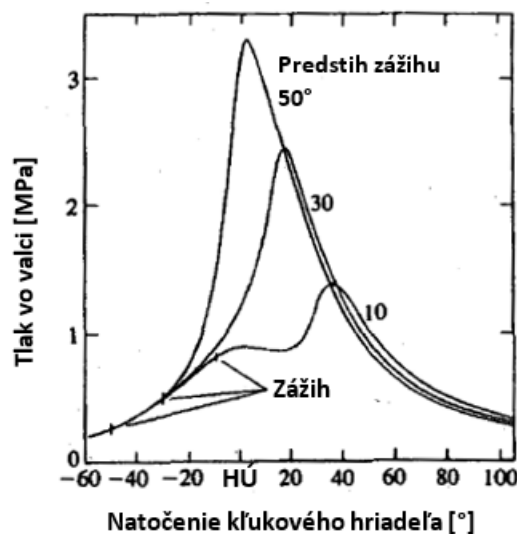
### 5.4.1. Oktánové číslo

Oktánové číslo udáva odolnosť automobilového benzínu voči detonačnému horeniu. Je definovaný ako percentuálny podiel izo-oktánu (OČ=100) a n-heptánu (OČ=0) v zmesi, ktorá má rovnakú odolnosť voči klepaniu ako testované palivo. Zisťuje sa pomocou meraní na testovacom motore s premenlivým kompresným pomerom. Platí, že čím vyššie oktánové číslo má palivo, tým je vyššia jeho odolnosť voči klepaniu. Oktánové číslo spaľovaného paliva je základným vstupným parametrom pri navrhovaní motorov. [3]

### 5.4.2. Predstih zážihu

Postupným znižovaním predstihu sa znižuje maximálny tlak vo valci a tlaková špička sa viac posúva do expanzného zdvihu (Obr. 10). Tým pádom sa dosahuje aj nižších teplôt v nespálenej zmesi. Posúvanie zážihu do neskoršej fázy však vedie aj k spaľovaniu s nižšou tepelnou účinnosťou a v dôsledku zníženia stredných hodnôt tlaku dochádza k zhoršeniu výkonu. [1]

V súčasnosti je regulácia predstihu zážihu jedným z najvyužívanejších prostriedkov k potlačeniu klepania. Na blok motora sa umiestňuje senzor klepania (akcelerometer), ktorý sníma kmitanie na motore. Riadiaca jednotka spracováva signál z tohto senzoru. Ak riadiaca jednotka vyhodnotí, že dochádza ku klepaniu, tak je predstih postupne znižovaný, kým sa klepanie nepotlačí. Po dosiahnutí bezpečnej medze klepania sa predstih začína pomaly zvyšovať až do chvíle, kým sa dosiahne optimálnej hodnoty predstihu alebo kým sa znova neobjaví klepanie.



Obr. 10 – Priebeh tlaku vo valci pre rôzne hodnoty predstihu [1]

### 5.4.3. Kompresný pomer

Kompresný pomer udáva pomer medzi objemom valca pred a po kompresii. Zo znalosti geometrie motora sa dá spočítať podľa vzťahu

$$\varepsilon = \frac{V_z + V_k}{V_k} \quad (8)$$

$\varepsilon$	kompresný pomer	[-]
$V_z$	zdvihový objem	[cm <sup>3</sup> ]
$V_k$	kompresný objem	[cm <sup>3</sup> ]

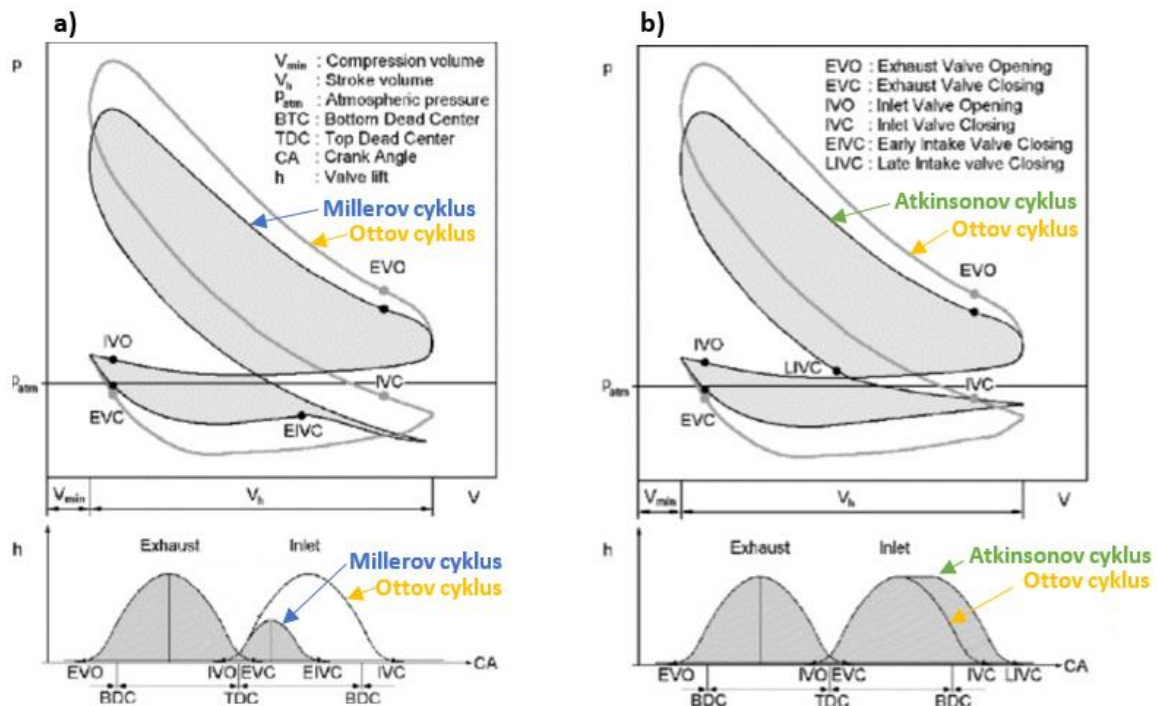
Zvýšený kompresný pomer má kladný vplyv na termodynamickú účinnosť. Nadmerný nárast tlaku a teploty po kompresii sa ale prejavuje zvýšenou náchylnosťou na klepanie. Voľba optimálneho kompresného pomeru býva základným návrhovým parametrom, ktorý je potreba určiť pri navrhovaní nového motora. V súčasnosti sú známe viaceré konštrukčné metódy, ktoré riešia variabilitu geometrického kompresného pomeru. Tie sú založené napríklad na mechanických prevodoch alebo premenlivej výške piestu. Lenže žiadne z týchto riešení zatiaľ nenašlo široké uplatnenie v automobilovom priemysle najmä z dôvodu zložitosti, ktorá ďalej vedie k nižšej spoľahlivosti a vyššej cene oproti pevnému kompresnému pomeru.

Ďalšou metódou, ktorá rieši variabilitu kompresného pomeru je využitie Millerovho (EIVC) alebo Atkinsonovho (LIVC) cyklu. Nejedná sa ale o geometrickú zmenu kompresného pomeru, ale iba o zmenu efektívneho kompresného pomeru kompresie. V prípade Millerovho cyklu je to realizované skorším zatvorením sacích ventilov, tým sa dosiahne, že tlaky aj teploty sú po kompresii na nižšej úrovni (Obr. 11a). To má výhodu nielen pri potlačovaní klepania, ale aj z hľadiska prestupu tepla a termodynamickej účinnosti. Pri expanzii sa potom využíva celý geometrický kompresný pomer, takže je vysoká efektivita prevodu tlaku na mechanickú prácu. Použitie Millerovho cyklu však kladie vysoké nároky na plniacu skupinu, pretože je potreba vysokých plniacich tlakov pre dostatočné naplnenie valca pri skrátrenom efektívnom sacom zdvihu. Millerov cyklus teda využíva rozvodový mechanizmus so skrátrenom sacím zdvihom oproti klasickému rozvodovému ústrojenstvu. To znamená, že musí byť použitý aj pomerne znížený zdvih sacích ventilov kvôli dynamickému namáhaniu celého rozvodového mechanizmu (Obr. 11a). Znížený zdvih ventilov znamená ďalšie škrtenie a kvôli kompenzácii je potreba ešte vyššieho plniaceho tlaku. [4]



Atkinsonov cyklus je založený na podobnom princípe, ale líši sa v tom, že pracuje s dlhšou sacou fázou, okamih zatvorenia sacích ventilov je posunutý viac do kompresného zdvihu piestu (Obr. 11b). Takže časť nasatej náplne valca sa vytláča späť do sacieho traktu cez otvorené sacie ventily, kde dochádza k ďalšiemu škrteniu. To spôsobuje, že naplnenie valca pri Atkinsonovom cykle je energeticky viac náročné ako pri Millerovom cykle. Atkinsonov cyklus má výhodu v použití širšieho zdvihu sacích ventilov, takže nie je nutné znižovanie zdvihu ventilov kvôli dynamickému zaťažovaniu ako v prípade Millerovho cyklu.

[4]



Obr. 11 – Porovnanie  $p$ - $V$  diagramu a zdvihových charakteristík ventilov Ottovho cyklu s a) Millerovým cyklom, b) Atkinsonovým cyklom [4]

#### 5.4.4. Recirkulácia výfukových spalín – EGR

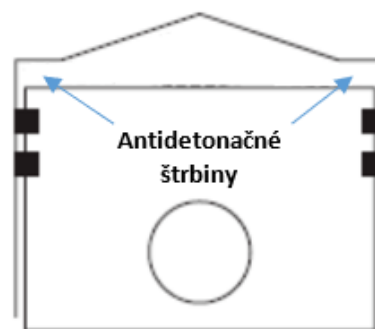
Ďalšia možnosť ako doceliť zníženie úrovne klepania je recirkulácia výfukových spalín. Výfukové spaliny privedené späť do valca fungujú ako tepelná kapacita, takže sa časť tepla spotrebuje na zohriatie inertnej časti náplne valca, ktorá sa už nezúčastňuje spaľovania. To spôsobí zníženie maximálnej teploty horenia. Taktiež sa tým môžu znížiť čerpacie straty pri čiastočnom zaťažení, kedy namiesto regulácie prietoku čerstvej zmesi do valca škrtením v klapke sa výfukové plyny využijú na vyplnenie prebytočného objemu vo valci, ktorý nie je potreba pri čiastočnom zaťažení naplniť čerstvou zmesou. Zvýšenej účinnosti sa dá doceliť chladením EGR plynov, a tým pádom aj zväčšením ich hustoty. [1]



### 5.4.5. Konštrukčné úpravy spaľovacieho priestoru

Konštrukčné úpravy spaľovacieho priestoru slúžiace k zníženiu klepania spočívajú najmä v urýchlíení šírenia deflagračného plameňa a vo zvýšení chladenia nezhorenej zmesi. Poloha zapaľovacej sviečky je dôležitá pre minimalizáciu dráhy, ktorý musí plameň prekonať, aby sa dostal do najkritickejších miest spaľovacieho priestoru z hľadiska vzniku klepania (oblasť výfukových ventilov).

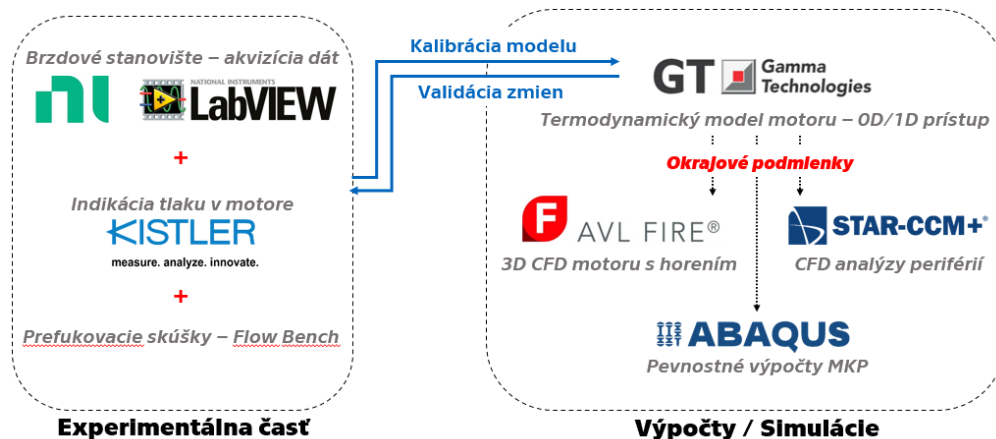
Okrem toho je zásadný aj tvar spaľovacieho priestoru, v súčasných zážihových motoroch sa najčastejšie využíva konštrukcie strechového spaľovacieho priestoru. V blízkosti hornej úvrate sa medzi piestom a hlavou motora vytvorí úzka štrbina, kde dochádza k intenzívnemu chladeniu v dôsledku nízkeho pomeru medzi jej objemom a plochou (Obr. 12). Prestup tepla je navyše posilnený aj vytvorenou turbulenciou v týchto miestach. Zvýšená miera turbulencie totiž urýchlíuje všetky transportné procesy, takže okrem zintenzívnenia chladenia sa urýchlí aj horenie, a tým sa skrátí čas, za ktorý plameň urazí danú vzdialenosť. V režimoch motora, kde klepanie nie je problematické (nižšie zaťaženie), potom intenzívne chladenie znamená aj určitú nevýhodu, pretože zvýšeným odvodom tepla sa znižuje energia, ktorá je k dispozícii na vykonanie efektívnej práce.



*Obr. 12 – Strechový spaľovací priestor so štrbinami zvyšujúcimi odolnosť voči klepaniu [13]*

## 6. Metodika vývoja motora CTU CarTech

Pri vývoji a návrhových zmenách motora je dôležité využívať dostupné prostriedky čo najefektívnejším spôsobom z časového aj finančného hľadiska. Vývojové prostriedky používané tímom CTU CarTech sa dajú rozdeliť do dvoch hlavných kategórií. Prvou je experimentálna časť vývoja a druhou sú výpočtové analýzy, ktoré prebiehajú v softvérovom rozhraní. Je podstatné podotknúť dôležitosť vzájomného prepojenia týchto dvoch častí, pretože výsledky simulácií bez patričnej kalibrácie môžu mať častokrát vysokú nespoľahlivosť. Na druhú stranu realizovať vývoj iba experimentálnymi metódami by znamenalo vysokú finančnú aj časovú náročnosť, pričom mnoho aspektov z hľadiska optimalizácie môže ostať nepreskúmaných. Prehľad používaných vývojových prostriedkov je zobrazená na Obr. 13 a ich popisu sú venované ďalšie podkapitoly.



Obr. 13 – Prehľad používaných vývojových prostriedkov

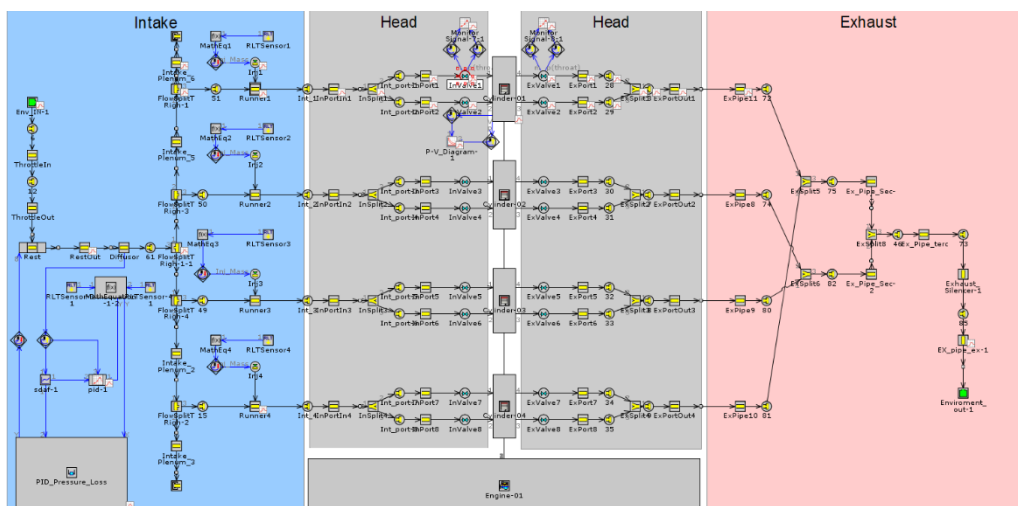
### 6.1. GT-SUITE

Hlavným softvérovým nástrojom pre simulácie motora je GT-SUITE, ktorý zahŕňa aj analýzy metódou konečných prvkov (FEM) a výpočty dynamiky prúdenia (CFD). Pre účely tímu sú najvyužívanejšie simulácie obehu motora prístupmi 1D a 0D v rámci GT-POWER.

1D prístup je aplikovaný hlavne na deje v potrubiach, kde jeden zo smerov je dominantný (os potrubia). Parametre prúdenia sa riešia v čase aj pozdĺž potrubia. Tým sa trojrozmerný problém prúdenia zjednodušuje na jednorozmerný. Pre deje v samotnom valci sa nedá predpokladať žiadny dominantný smer, preto sa využíva 0D prístupu, ktorý nerieši rýchlosť prúdenia ale iba stredné priemerné hodnoty veličín v objeme valca, ktorý sa v závislosti na čase mení. Hlavná výhoda tohto prístupu je v úspore výpočtového času, ale obdržíme menej detailné výsledky v dôsledku spomenutých zjednodušení.

Tým CTU CarTech disponuje kompletným modelom motora vrátane dvojtónového modelu valca či sacieho a výfukového potrubia (Obr. 14). Model obsahuje aj modul pre presnejší výpočet tlakovej straty v restriktore vo forme PID regulátoru. V dôsledku neustálych zmien na motore je dôležité tento model pravidelne kalibrovať. Kalibrácia modelu spočíva najmä v kalibrácii horenia pomocou trojtlakovej analýzy (TPA). To znamená, že na reálnom motore prebehne indikácia tlaku vo valci, v sacom a výfukovom potrubí. Na základe nameraných priebehov tlaku sa potom v rezervnom režime programu GT-POWER zistí priebeh rýchlosti horenia v závislosti na natočení kľukového hriadeľa.

Ďalej sa kalibrujú aj prietokové charakteristiky častí motora ako napríklad spomínaný restriktor alebo kanály v hlave pomocou prietokových skúšok. Vďaka týmto kalibračným procesom je možné dosiahnuť zhodu predikovanej momentovej charakteristiky a mernej spotreby s nameranými hodnotami na brzdovom stanovišti rádovo v jednotkách percent.



Obr. 14 – Model motora CTU CarTech v GT-POWER

## **6.2. AVL Fire**

Pre tím sa ponúka aj možnosť komplexných simulácií termodynamických dejov a prúdenia v motore prístupom 3D v programe AVL Fire. Ten umožňuje predpovedať okrem klasických parametrov prúdenia aj parametre súvisiace s procesom horenia zmesi, prestupu tepla či klepania. Tieto 3D CFD analýzy si okrem okrajových a počiatkových podmienok vyžadujú aj dodanie kompletnej geometrie riešeného problému. Na rozdiel od spomínaných 1D simulácií však ponúkajú omnoho detailnejšie výsledky s lepšou prediktívnou schopnosťou.

Problematike týchto 3D simulácií sa zatiaľ v rámci formulového tímu venovalo len minimálne. Hlavnými cieľmi tejto diplomovej práce je vytvorenie 3D CFD modelu motora s horením, jej následná kalibrácia a optimalizácia horenia. Takýto model môže v budúcnosti pre tím CTU CarTech slúžiť nielen pre lepšiu optimalizáciu nastavenia motora, ale aj pre prípadné ďalšie konštrukčné úpravy. Taktiež môže mať veľký prínos v predikcii úrovne klepania, na ktoré sa aktuálne nevyužíva žiadny softvérový nástroj.

## **6.3. Experimentálne metódy vývoja**

Pre účely testovania a merania motora tímu CTU CarTech slúži brzdové stanovište v halových laboratóriách Pod Juliskou, ktoré patria Fakulte strojní ČVUT. Toto brzdové stanovište disponuje jednosmerným dynamometrom, ktorý meria točivý moment pri konštantných otáčkach. Meranie spotreby paliva je pritom zabezpečené systémom palivových váh AVL Fuel Balance. Brzdové stanovište je vybavené aj komplexným systémom akvizície dát akými sú napríklad teplota vo výfukoch, prebytok vzduchu jednotlivých valcov, teplota a tlak oleja alebo prietok chladiaceho média. Tento akvizičný systém pozostáva z meracích kariet prepojených s modulárnou platformou CompactDAQ. Ukladanie a spracovanie dát je softvérovo podporené programom LabView. Na účely spomínanej kalibrácie modelu horenia je možné využiť indikácie tlaku v motore piezoelektrickými tlakovými snímačmi, ktoré je však potreba doplniť externou meracou ústredňou Kistler Kibox. Pomocou softvéru Kistler Cockpit sa dajú v reálnom čase vyhodnocovať priebehy tlakov, priebeh horenia zmesi a jej charakteristiky.

Brzdové stanovište je vybavené plne programovateľnou riadiacou jednotkou motora EFI Euro-4. Na brzdovom stanovišti teda prebieha aj ladenie predstihových aj palivových máp. Použitý je riadiaci mód založený na snímaní tlaku v sacom pléne a otáčok motora. Ladenie základných palivových a predstihových máp prebieha súčasne, pri ladení je nutné dbať aj na prevenciu klepania. Snímanie klepania prebieha bohužiaľ iba cez medenú trubku so slúchadlami, ktorá je pripojená k bloku a je dobrým vodičom akustických vln. Do budúcnosti by bolo veľmi prínosné využívať sofistikovanejší spôsob pre spoľahlivejšiu detekciu klepania.

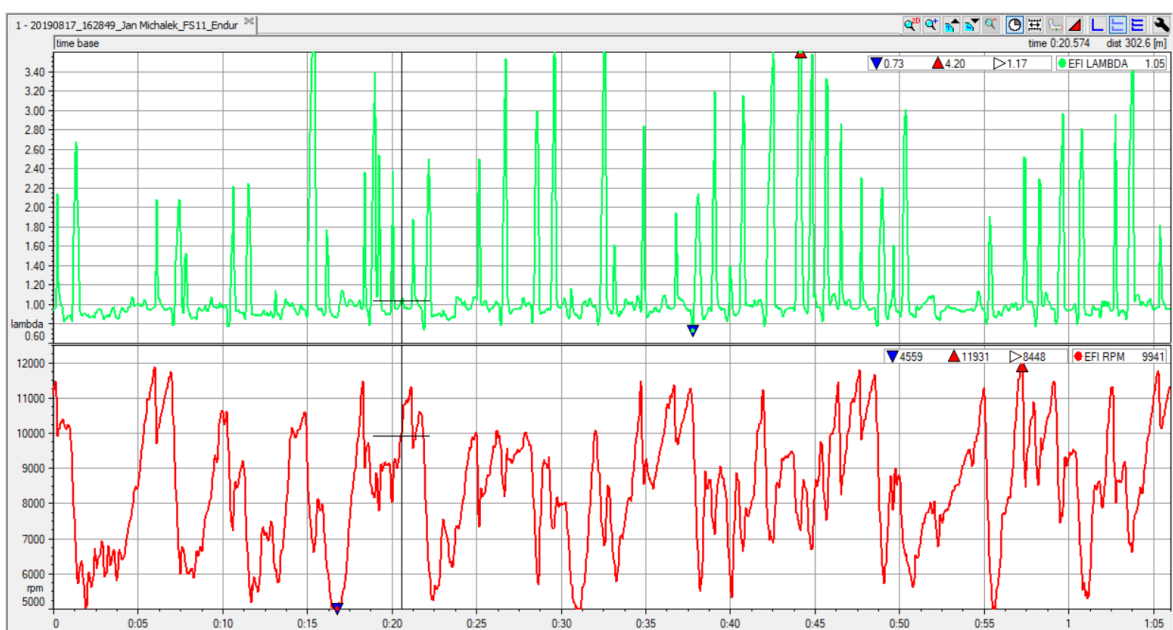
Stratégia ladenia motora spočíva v naladení správnej bohatosti zmesi bez značnej variability medzi valcami. Následne sa postupne zvyšuje predstih do doby dosiahnutia maxima točivého alebo kým sa nedosiahne medze klepania. Ak sa dosiahne medze klepania, tak je znížený predstih o bezpečnú hodnotu, ktorou je obvykle 4 až 5 stupňov. Cieľová bohatosť je vhodné voliť v závislosti na režime motora. Pre oblasti, kde je dôležitá maximalizácia točivého momentu sa volí stechiometrická bohatosť zmesi ( $\lambda=1$ ). V oblastiach charakteristiky, kde maximálny točivý moment nie je tak dôležitý, sa oplatí spaľovať mierne chudobnú zmes ( $\lambda=1,02 - 1,05$ ) kvôli minimalizácii spotreby. Na presnejšie určenie týchto oblastí je vhodné využiť analýzy závodných dát, ktorú som vypracoval v rámci tejto práce a je popísaná v nasledujúcej kapitole.

## 7. Analýza nameraných dát na motore počas závodov

Na zber dát počas jazdy formule sa používa multifunkčný palubný počítač AiM MXS Dash, ten funguje ako datalogger a zároveň aj ako displej pre jazdcov. Medzi zbierané údaje patria otáčky motora, tlak v sacom pléne, prebytok vzduchu, natočenie škrtiacej klapky alebo tlak a teplota v mazacom systéme. Tieto dáta sa dajú po jazde stiahnuť a vyhodnotiť v softvéri Race Studio. Je možné ich vynášať do grafov v závislosti na čase, dráhe alebo napríklad do histogramov.

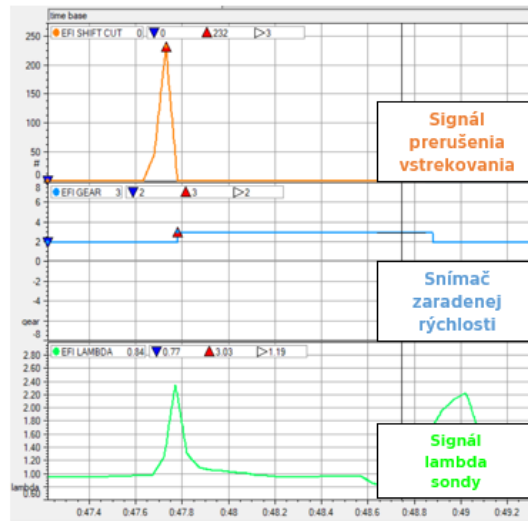
Pôvodná myšlienka bola taká, že kvalita riadenia motora a jeho naladenia sa bude analyzovať podľa dát z lambda sondy, ktorá je osadená na našom monoposte. Z charakteru tratí Formula Student vyplýva, že využívané body v rámci úplnej charakteristiky motora sa počas hlavného závodu menia veľmi dynamicky. To sa samozrejme premieťa aj na signál prebytku vzduchu snímaného pred tmičom hluku, je to viditeľné aj na Obr. 15. Na dolnom grafe (červený) je vynesovaný priebeh otáčok motora, z neho je zrejmé že pri prudkej akcelerácii sa dosahuje aj zvýšenia otáčok o  $6\ 000\ \text{min}^{-1}$  v priebehu jednej sekundy.

Na hornom grafe priebehu signálu z lambda sondy (zelený) sa okrem dynamického charakteru ukazujú navyše aj výrazné špičkové hodnoty prebytku vzduchu. Tieto špičky maxima signálu prebytku vzduchu značia veľmi chudobnú zmes. Tá je zapríčinená náhlym vypnutím dodávky paliva do motora. Funkcia náhleho vypnutia dodávky paliva (injection cut) sa na našom motore využíva v dvoch prípadoch, pri radení na vyšší stupeň a pri výraznom brzdení.



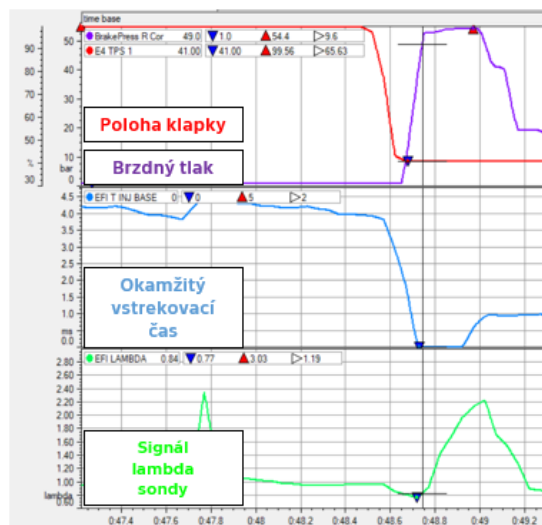
Obr. 15 – Priebeh signálu prebytku vzduchu (zelený) a otáčok motora (červený) počas jazdy

Radenie na vyšší prevodový stupeň prebieha pneumatickým radením bez použitia spojky, takže je žiaduce na dobu radenia prerušiť tok výkonu do prevodovky. Tento jav je zachytený na Obr. 16, kde oranžový signál zachytáva požiadavku jazdca na radenie, modrou farbou je zobrazený signál zaradenej rýchlosti a tieto deje sprevádza práve spomínaná špička prebytku vzduchu v dôsledku vypnutia vstrekovania kvôli vypnutiu vstrekovania.



Obr. 16 – Špička signálu lambda sondy pri radení

Druhým prípadom odstavenia vstrekovania sú výrazné brzdenia, kedy zavretím škrtiacej klapky sa zníži tlak v sacom pléne a otáčky sa náhle znižujú. Pre tieto režimy sú v palivovej mape riadiacej jednotky nastavené nulové vstrekovacie časy kvôli zníženiu spotreby. Na Obr. 17 na hornom priebehu môžeme vidieť stúpnutie tlaku v brzdnom okruhu (fialový) a zavretie klapky na voľnobežnú polohu (červený). Podľa mapy sa preruší vstrekovanie, tým pádom prebytok vzduchu vybehne na špičkové hodnoty (zelený).



Obr. 17 – Špička signálu lambda sondy pri náhlom brzdení

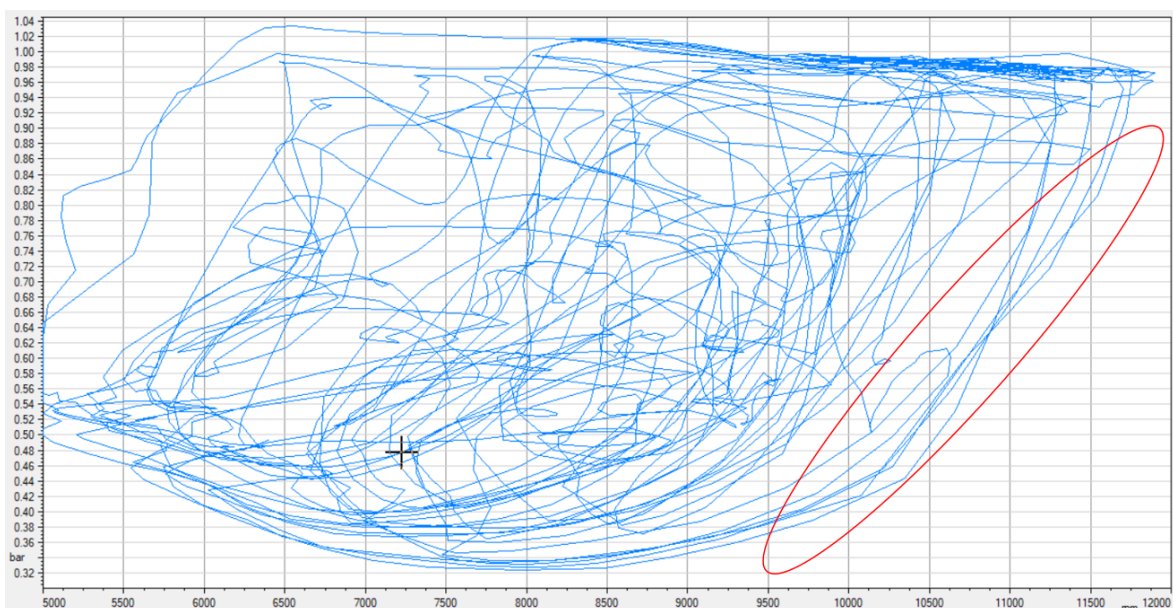
Z grafů na předošlom Obr. 17 je možné odčítat aj časové oneskorenie signálu prebytku vzduchu, ktoré činí asi 0,2 sekundy. Zbieraný signál z lambda sondy by teda bolo veľmi náročné používať na analýzu dát za účelom optimalizácie nastavenia motora kvôli jeho dynamickému charakteru a výrazným špičkám.

### 7.1. Analýza dát pomocou dvojrozmerných grafů

Ako som už spomínal softvér Race Studio umožňuje zobrazovať aj tzv. 2D grafy, kde sa vynáša priebeh dvoch meraných veličín v závislosti na sebe. Príklad takéhoto grafu je na Obr. 18. Ten zobrazuje pracovné body motora počas závodu, kde vodorovná os značí otáčky motora a zvislá tlak v sacom pléne. Tieto osi teda odpovedajú dvom parametrom, podľa ktorých sa ladia palivové a predstihové motorové mapy.

Krivky parabolického tvaru, ktoré sa na Obr. 18 nachádzajú v oblasti označenej červenou elipsou prislúchajú režimom motora počas brzdenia monopostu pred zatáčkami. Takže pre tieto brzdenia sa odstavuje dodávka paliva, ako to už bolo spomenuté.

Nedostatkom softvéru Race Studio je, že neumožňuje zobrazovať priebeh tretej veličiny alebo tzv. 3D grafy. Takže pomocou neho nedokážeme kvantifikovať, v ktorých pracovných režimoch motor strávi najviac času alebo naopak, ktoré pracovné body sú najmenej využívané. Okrem toho nevieme zistiť ani napríklad v akej polohe sa nachádza škrtiaca klapka v jednotlivých režimoch. Z týchto dôvodov som sa rozhodol ďalšie analýzy riešiť externe v Matlabe pomocou vlastného kódu.



Obr. 18 – 2D graf pracovných bodů motora v úplnej charakteristike počas závodu



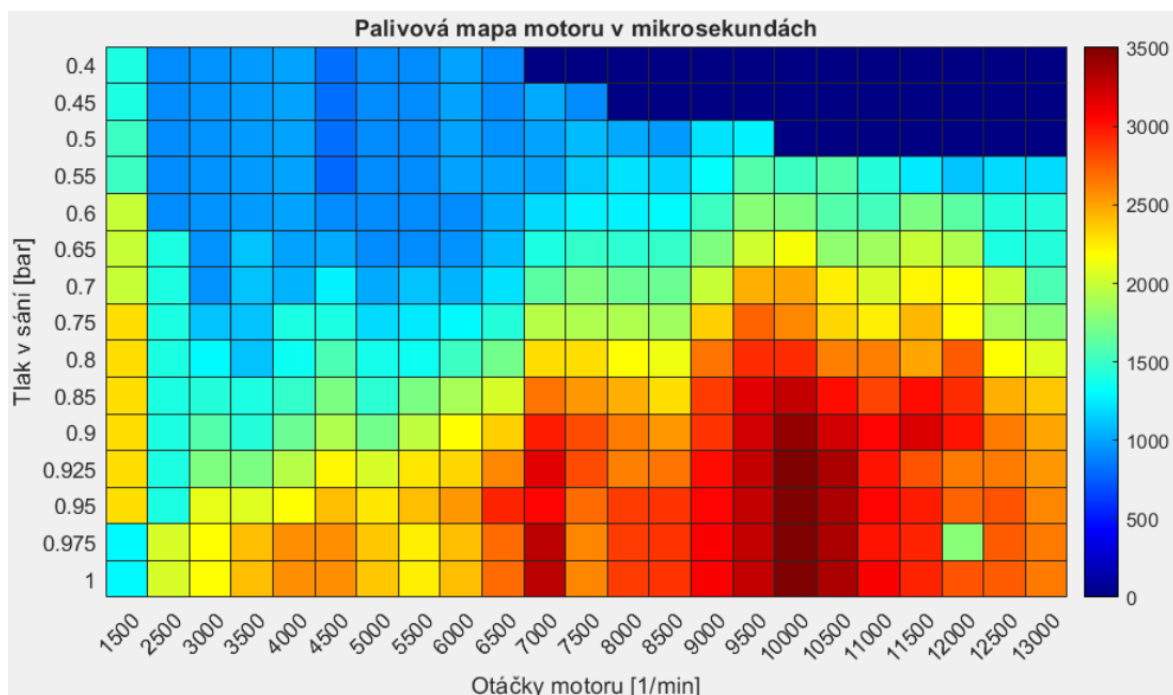
## 7.2. Analýza dát pomocou Matlabu – 3D grafy

Softvér Race Studio má možnosť exportovať uložené údaje do súborov rôznych formátov. Na účely mojej práce sa použil formát \*.mat, ktorý je formátom ukladania binárnych dát špeciálne pre Matlab

Následne sa vytvoril vlastný automatizovaný skript, ktorý v prvom kroku načíta požadované údaje z jednotlivých kôl. Tie sú potom diskretizované do buniek úplnej charakteristiky podľa použitej motorovej mapy. Tým sa vytvorí matica, v ktorom jednotlivé prvky reprezentujú konkrétnu bunku motorovej mapy uloženej v riadiacej jednotke. Riadky matice značia tlak v saní a stĺpce otáčky motora. Hodnoty prvkov tejto matice sú ešte časovo spriemerované. Takže vo výsledku dostávame maticu s prvkami, ktorých hodnota znamená časovo spriemerovanú hodnotu analyzovanej veličiny.

Takáto matica sa pomocou Matlabu môže vykresliť do tzv. heatmapy, ktorý je akýmsi ekvivalentom 3D grafu. Namiesto tretieho rozmeru však hodnotu tretej veličiny zobrazuje pomocou farebnej škály. Ako príklad takejto heatmapy je uvedená palivová mapa motora (Obr. 19), kde sú bunky farebne rozlíšené podľa nastaveného vstrekovacieho času.

Pre správne pochopenie je dôležité si všimnúť, že spodné riadky prislúchajú režimom s najväčším tlakom a vrchné bunky tým s najnižšími tlakmi. Takže na vonkajšej charakteristike sa motor pohybuje v spodných bunkách. Toto rozloženie sa zvolilo kvôli tomu, aby indexy buniek výsledkov presne korešpondovali s indexmi buniek mapy v ECU.



Obr. 19 – Heatmap palivovej mapy motora, vstrekovacie časy uvedené v  $\mu\text{s}$

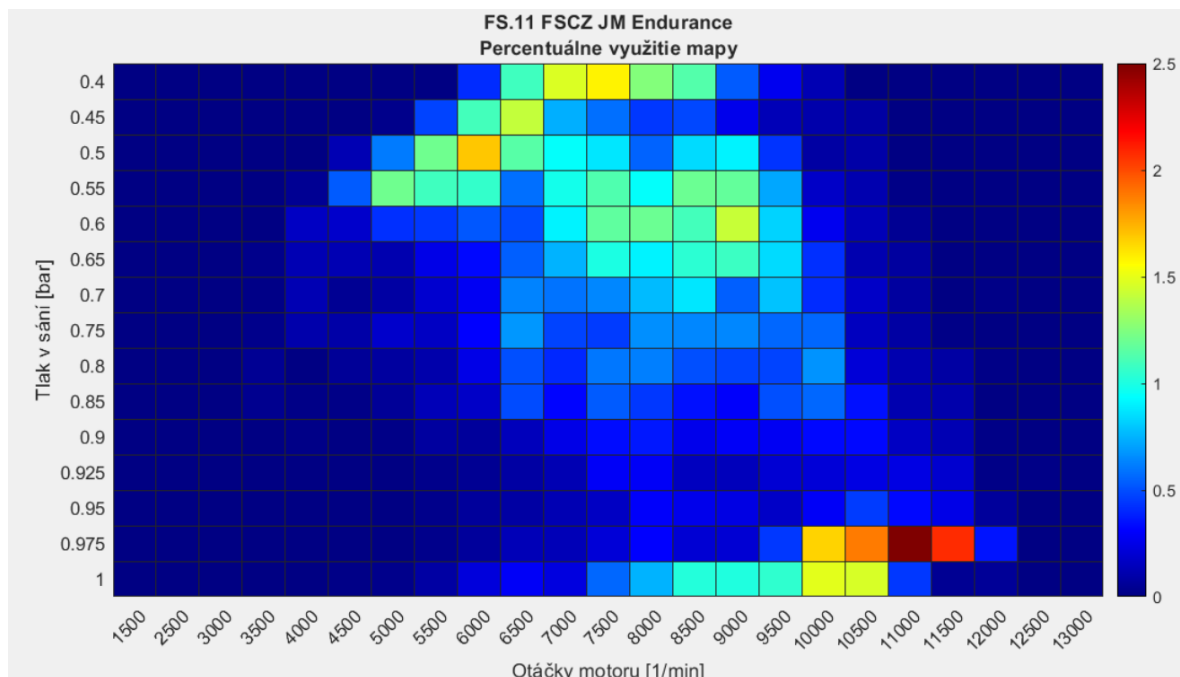
### 7.3. Výsledky analýzy režimov motora

V procese analýzy sa spracovali všetky dostupné dáta z hlavných závodov Endurance v roku 2019. Ako príklady sú však uvedené dáta zo závodu Formula Student Czech Republic, údaje sú sprimerované zo všetkých kôl jedného z dvoch jazdcov, aby boli čo najviac reprezentatívne.

Ako k prvému sa pristúpilo k analýze časového využitia jednotlivých buniek mapy. Výsledkom bola mapa, kde jednotlivé bunky reprezentujú percentuálne časové využitie daného bodu z celkového času, takže súčet hodnôt všetkých prvkov takejto matice teda dáva sto percent.

Takáto mapa (Obr. 20) môže slúžiť pre určenie váhy, resp. dôležitosti jednotlivých buniek. Prínosom je určenie oblastí, ktorým sa oplatí venovať viac úsilia počas ladenia motorových máp na brzdovom stanovišti. Dôsledkom toho je skvalitnenie celkového naladenia motora, ktorá vedie k nižšej spotrebe a vyššiemu výkonu.

Z Obr. 20 je zrejmé, že najväčší podiel času strávi náš motor v režime plného zaťaženia v blízkosti maximálnych otáčok. Ďalej sa z tohto grafu dajú vyčítať aj kritické otáčky pre aerodynamické upchanie restriktoru. Je vidno, že v režimoch nad 11 000 otáčok sa v sacom pléne dosahujú už len tlaky pod hodnotou 1 bar.

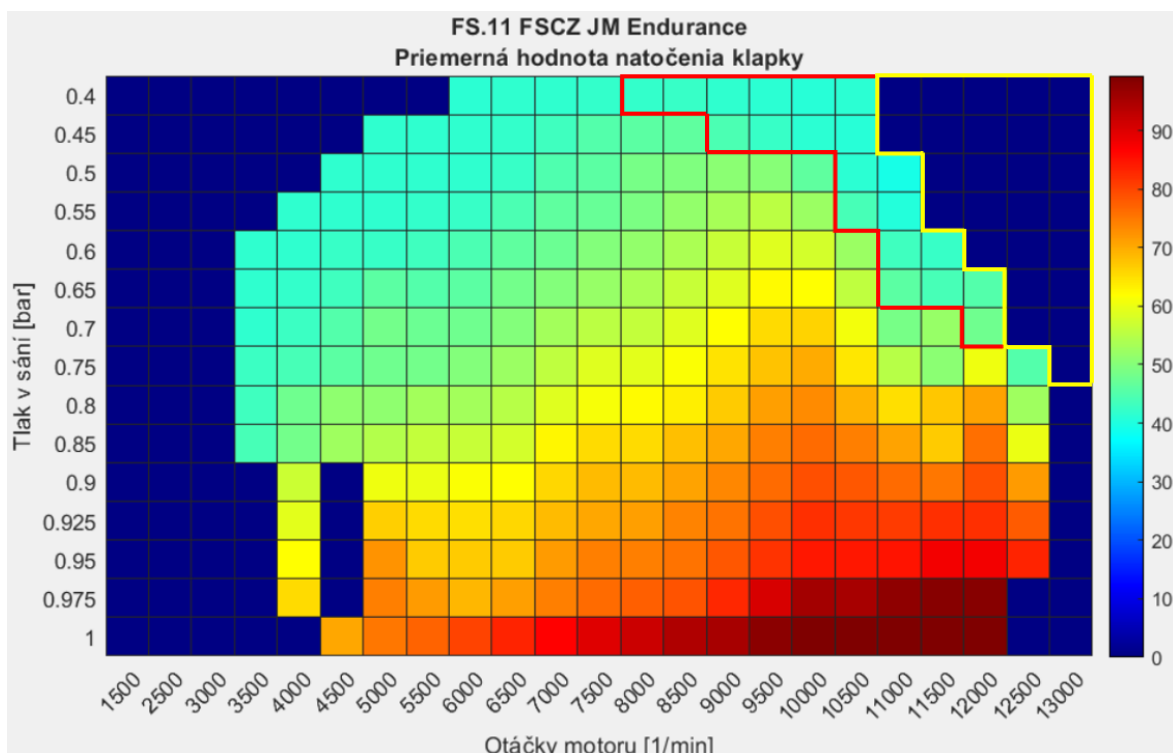


Obr. 20 – Heatmap časového využitia mapy motora, hodnoty uvedené v %

Následne sa vypracovala analýza motorovej mapy v závislosti na natočení škrtiacej klapky (Obr. 21). Farebná škála vykresľuje hodnotu priemernej polohy klapky, kde 100 značí naplno otvorenú klapku a hodnoty okolo 40 značia voľnobežnú polohu klapky.

Výsledky takejto analýzy sa dajú použiť na určenie oblastí, kedy je jazdcom požadovaný maximálny výkon. Sú to bunky s hodnotou natočenia klapky vyššou ako 85 %, pre tieto oblasti sa počas ladenia snažíme dosiahnuť maximálny moment. Naopak pre bunky čiastočnej záťaže by sa pri ladení bohatosti a predstihu bral väčší ohľad na minimalizáciu spotreby, ktorá sa behom závodu Endurance tiež hodnotí.

Pomocou tohto grafu sa dajú presne definovať aj bunky, v ktorých sa motor vôbec nevyskytuje, to sú režimy veľkých podtlakov a vysokých otáčok. Táto oblasť je v grafe ohraničená žltou čiarou (Obr. 21). Ďalej dokážeme určiť aj pracovné body, ktoré zodpovedajú režimom pri náhlom brzdení, sú to polia ohraničené červenou čiarou v grafe. V rámci ladenia palivovej mapy pre obe tieto oblasti sa môže použiť nastavenie nulovej dávky paliva, a tým prispieť k zníženiu spotreby. Doteraz sa tieto oblasti určovali iba na základe skúseností a odhadu.



Obr. 21 – Heatmap priemernej polohy škrtiacej klapky v percentách

## 8. Tvorba výpočtovej siete pre 3D CFD

Jednou z hlavných podmienok spoľahlivých 3D CFD výpočtov je dodanie presnej geometrie riešeného problému. Pre účely simulácie s dynamickou sieťou je navyše potrebná aj presná definícia pohybu dynamických častí motora ako sú piest, sacie a výfukové ventily. Síce tím má k dispozícii CAD model piestu, spaľovacieho priestoru, sacích kanálov a ventilov, ale pre výpočty celého cyklu bola potreba vymodelovať chýbajúce časti a zostaviť celý model motora. Jedným z chýbajúcich častí bol model výfukových kanálov. Postupu tvorby sietí pre 3D CFD simulácie nášho motora Yamaha YZF-R6 je venovaná táto kapitola.

### 8.1. Skenovanie geometrie

Na rekonštrukciu geometrie existujúcich komponentov sa využíva špeciálny prístup modelovania tzv. reverse engineering. Tá je založená na metódach 3D skenovania a následnej transformácie skenu na živý CAD model. Proces samotného skenovania je jednoduchší pre vonkajšie povrchy, pretože tie sa dajú priamo nasnímať skenerom. Pri skenovaní vnútorných dutín, kde sa skener nedostane, sa musia tieto priestory vyplniť silikónom. Po vytvrdnutí je možné tieto odliatky naskenovať, v princípe sa jedná teda o nepriame skenovanie geometrie. To spôsobuje aj horšiu kvalitu výsledných skenov.

Výsledkom skenovacích procesov je zhluk bodov, ktorý reprezentuje danú geometriu. Navyše tieto skeny obsahujú aj množstvo chýb, nezachytených detailov či dier. Takže na ďalšie použitie je nutné tieto skeny premodelovať vo vhodnom CAD systéme. Pre moje účely som zvolil program CATIA V5, s ktorým som už mal skúsenosti nadobudnuté počas práce vo formulovom tíme.



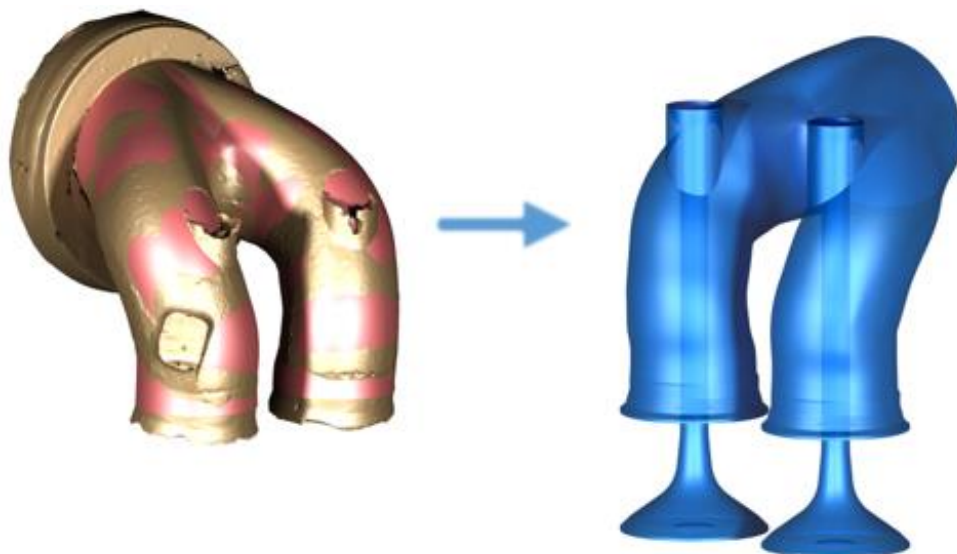
*Obr. 22 – Sken odliatku výfukových kanálov (Yamaha YZF-R6)*

## 8.2. Tvorba 3D CAD modelu

Prvým krokom bolo vytvorenie chýbajúceho modelu výfukových kanálov. Sken odliatku výfukových kanálov bol už v minulosti vytvorený bývalými členmi tímu. Po importovaní skenu do prostredia CAD sa skontrolovali jeho nedostatky. Sken obsahoval rôzne diery, nerovnosti v dôsledku usadenín či zbytočné detaily ako prívod sekundárneho vzduchu, ktorý sa na našom motore nevyužíva.

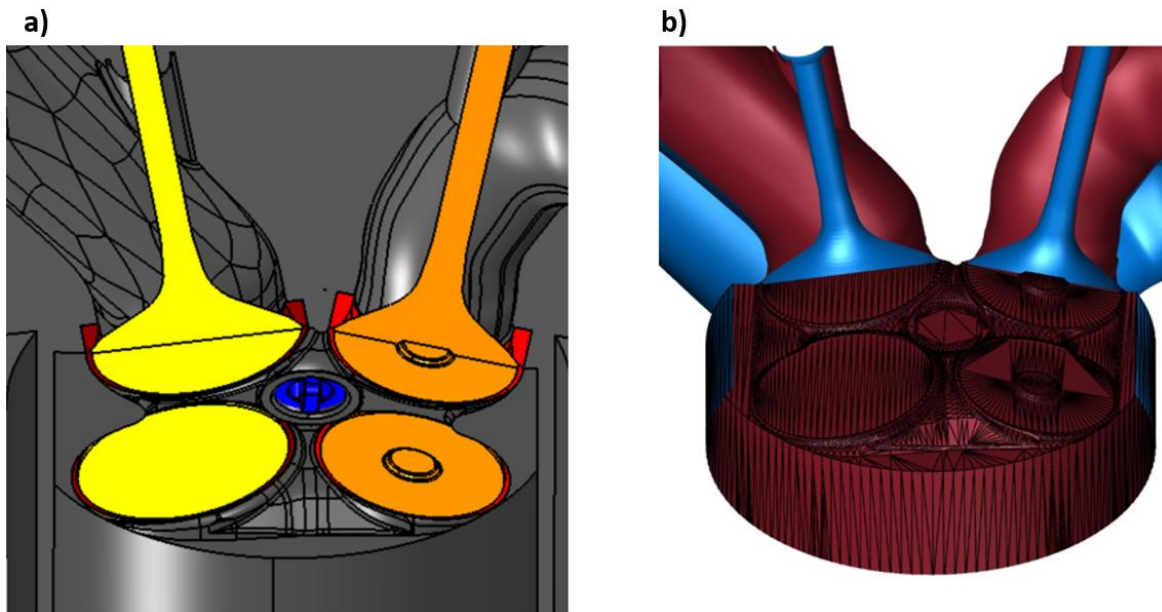
Kvôli týmto chybám skenu by bolo časovo náročné využiť niektorú z automatizovaných funkcií opravy, preto sa zvolila metóda manuálnej rekonštrukcie povrchu. Tá prebehla smerom od spaľovacieho priestoru až k výstupu. Pri modelovaní sa využila vlastnosť symetrie kanálov, takže stačilo vymodelovať iba jednu polovicu, ktorá sa potom zrkadlovo premietla. Následne sa doplnili detaily ako sedlá ventilov, samotné ventily a ventilové vedenie.

Na Obr. 23 je znázornený proces reverzného inžinierstva. Na ľavej strane hnedou farbou je viditeľný sken a červenou farbou je zobrazená zrekonštruovaná plocha, ktorá odpovedá tvaru kanálov. Na pravej strane obrázku je výsledný doplnený model.



*Obr. 23 – Proces rekonštrukcie geometrie výfukových kanálov*

Po zhotovení modelu výfukových kanálov bolo treba zostaviť celý CAD model motora (Obr. 24a), ukotviť jeho časti k sebe a pridať posuvné väzby pre piest a ventily, aby bolo možné presne zadefinovať ich polohu. Zostavený 3D CAD model sa potom previedol na plochy trojuholníkovou aproximáciou (formát \*.stl) pomocou funkcie Tesselation v softvéri CATIA V5 (Obr. 24b). Tento formát je vhodný na ďalšiu manipuláciu s geometriou v prostredí programu AVL Fire.



*Obr. 24 – Zostava motora vo forme a) objemového 3D CAD modelu, b) plošného STL modelu*

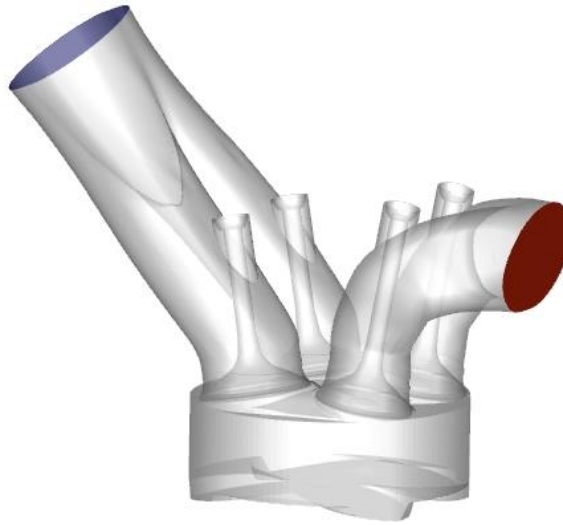
### **8.3. Tvorba povrchových a hranových sietí**

Pred vytvorením samotných pohyblivých sietí je potreba pripraviť súbor povrchových a hranových sietí. Tie slúžia potom ako okraje k vytváraniu sérií objemových sietí. Na prípravu sa používal program AVL Fire M, ktorý je novší doplnok softvérového balíka AVL Fire a má výhodu v užívateľskej prívetivosti.

Po importovaní sa plošné modely STL previedli na povrchové siete. Modulom Surface Repair sa odhalili chyby, ktoré by mohli spôsobovať problémy v objemovom sieťovaní, napríklad vo forme vytvárania negatívnych objemov. Najčastejšie sa jednalo o malé diery v sieti, zdeformované trojuholníky alebo duplikácie, prípadne o nesprávnu orientáciu plôch. Väčšinu odhalených nedostatkov bolo možné napraviť automatickým nástrojom. V prípadoch, kedy automatická oprava zlyhávala, tak sa chyby museli opraviť manuálne. V rámci zjednodušenia geometrie sa ešte odstránila zapalovacia sviečka, ktorá je pre účely tejto práce zbytočným detailom.

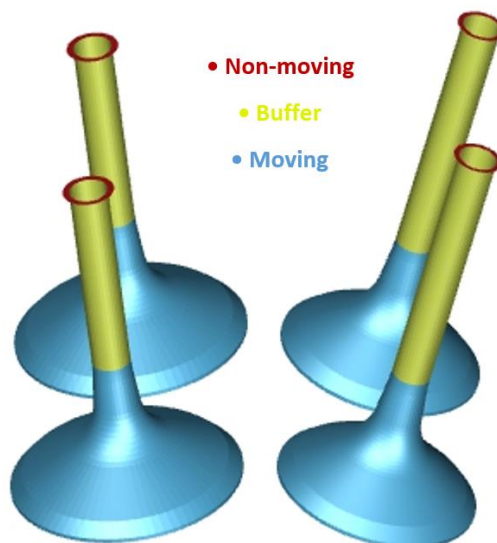
Ďalej bolo treba zadefinovať výbery plôch – Selections, na ktoré sa budú počas výpočtu uplatňovať okrajové a počiatočné podmienky. Do Selections bolo treba zaradiť aj oblasti, kde je žiaduce lokálne zjemnenie objemovej siete. Tieto plochy je možné vybrať aj automaticky vstavanou funkciou Detect Engine Selections. Typy jednotlivých výberov sa museli rozlíšiť predponou v ich názve, ktorá predurčuje funkciu konkrétneho výberu. Na Obr. 25 sú zobrazené plochy, na ktoré sa aplikovali okrajové podmienky vstupu a výstupu.





Obr. 25 – Ukážka výberu plôch pre definíciu okrajových podmienok vstupu (modrá) a výstupu (červená) tekutiny (BND\_)

V príprave dynamických sietí je potreba vybrať aj plochy pohyblivých častí motora tzv. Moving Selections, tie sa ešte delia na tri druhy. Časti označené ako non-moving ostajú počas objemového sieťovania nehybné. Do výberu moving častí sa museli zaradiť plochy, ktoré sa vo výpočtovej doméne budú posúvať v smere pohybu. Navyše bolo treba zdefinovať aj plochy, ktoré sa budú naťahovať v smere translačného pohybu, tie sa označili ako buffer. Sem patria valcové plochy ventilového drieku a bočné plochy valca motora. Tieto tri typy Moving selections sa museli pri pomenovaní rozlíšiť príponami v názve. Na Obr. 26 je zobrazená ukážka výberu Moving Selections pre ventily.



Obr. 26 – Ukážka výberu plôch pre definíciu pohyblivých ventilov (MOV\_)

V nasledujúcej tabuľke je uvedený zoznam typov použitých Selections a vysvetlený význam daného typu výberu.

Predpona výberu	Význam
• BND_	výber pre okrajové podmienky – prietok, tlak alebo teplota
• REF_	výber pre lokálne zjemnenie objemovej siete
• v_INI_	výber pre definíciu podmienok pri počiatku alebo reinitializácii
• MOV_	výber pohyblivých častí domény, doplnená príponou

*Tabuľka 1 – Prehľad typov Selections v povrchovej sieti*

V procese objemového sieťovania sa riešený objem diskretizuje konečným počtom hexahedrálnych elementov. To znamená, že dochádza k aproximácii povrchu geometrie stenami týchto elementov. Aby sa mohli v objemovej sieti zachovať ostré hrany na komponentoch, bolo nutné ich zahrnúť do tzv. hranových sietí. Tie by mali zaručiť, že počas sieťovania budú hrany buniek kopírovať tieto dôležité hrany. Do hranových sietí museli byť zaradené napríklad hrany na ventiloch, na ventilových sedlách alebo hrany medzi piestom a valcom. Po skompletizovaní povrchových a hranových sietí sa skontrolovala ich vzájomná kompatibilita.



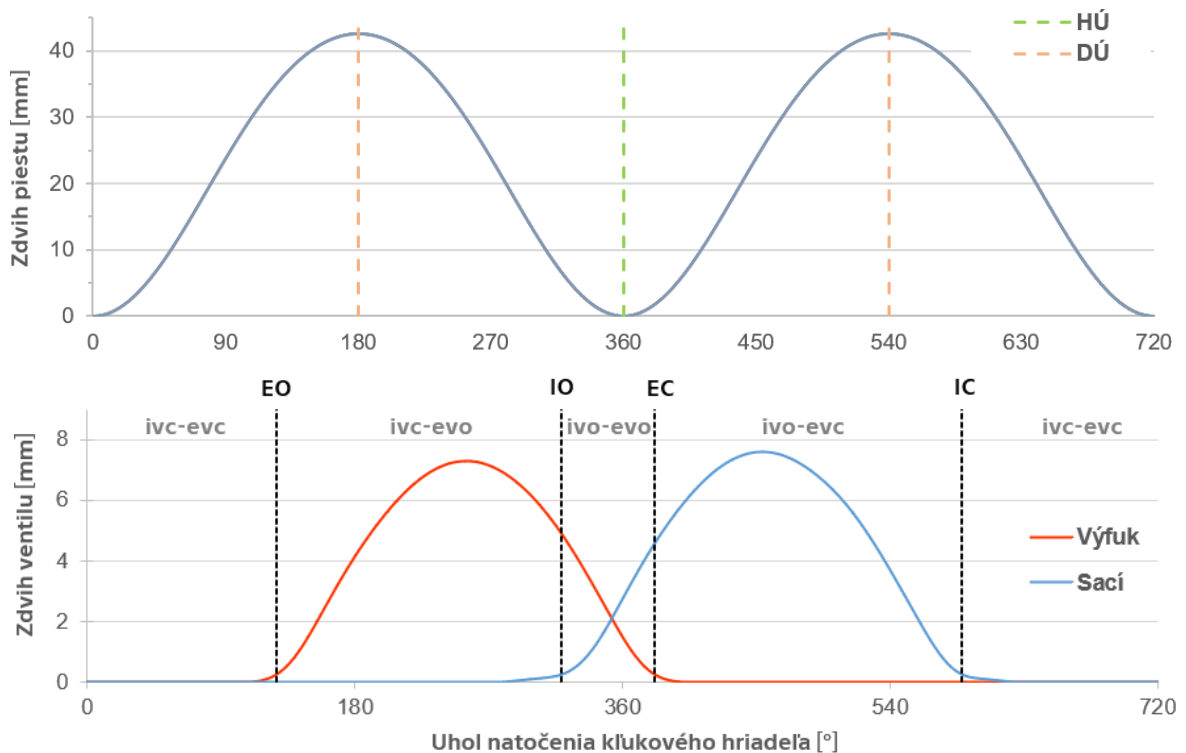
*Obr. 27 – Zobrazenie hranových sietí v prostredí AVL Fire*



## 8.4. Tvorba pohyblivých objemových sietí

Nastavenie a tvorba objemových sietí prebehla v module softvéru AVL Fire, ktorý je nazvaný ako Fame Engine Plus. Ten umožňuje vytvoriť pohyblivú sieť pre celý cyklus motora. Princiipiálne ide o vytvorenie súboru viacerých objemových sietí v následnosti tak, ako prebieha samotný cyklus. To znamená, že pri simulácii celého cyklu sa postupne mení doména podľa uhľového natočenia kľukového hriadeľa. Objem samotného valca je prítomný v riešenej doméne v každom inkrementálnom kroku, mení sa však prítomnosť objemu sacích a výfukových kanálov v závislosti na zdvihových charakteristikách rozvodového mechanizmu.

V prvom kroku sa zadefinovali pohyby piestu a ventilov. Pre piest sa využila funkcia, ktorá dopočítava jeho polohu zo zadaných parametrov kľukového mechanizmu. Bolo potrebné poznať dĺžku ojnice, zdvih piestu a hodnotu excentricity piestneho čapu. Pohyb ventilov sa riadil priamo zadanými zdvihovými charakteristikami, z ktorých sa museli odpočítať ventilové vôle. Okrem toho sa museli zadať smery všetkých posuvných pohybov, tie sa určili nameraním osí v globálnej súradnicovej sústave. Výsledné charakteristiky pohybu piestu, sacieho a výfukového ventilu podľa natočenia kľukového hriadeľa sú zobrazené na Obr. 28.



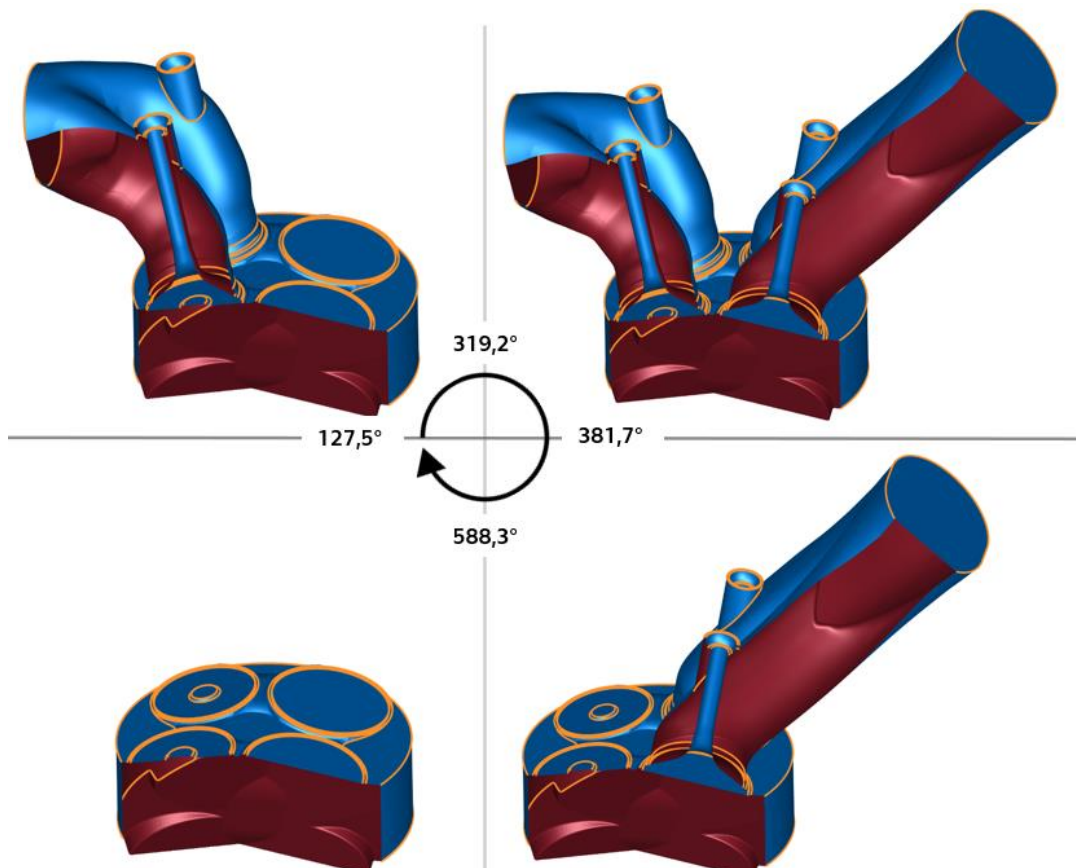
Obr. 28 – Výsledné zdvihové charakteristiky piestu a ventilov

Po zadefinovaní všetkých pohybov nasledovalo pridanie povrchových a hranových sietí. V našom prípade sa celý cyklus rozdelil na 4 oblasti podľa otvárania ventilov. Jedná sa konkrétne o tieto fázy:

Poradie	Fáza	Interval aktivity v stupňoch KH	Skratka
1.	Otvorené iba výfukové ventily	127,5 až 319,2	ivc-evo
2.	Strih ventilov	319,2 až 381,7	ivo-evo
3.	Otvorené iba sacie ventily	381,7 až 588,3	ivo-erc
4.	Zatvorené všetky ventily	588,3 až 127,5	ivc-erc

Tabuľka 2 – Rozdelenie cyklu do 4 fáz podľa otvárania ventilov

Bolo treba teda vytvoriť a nahrať 4 sady povrchových a hranových sietí, ktoré odpovedali týmto fázam (Obr. 29). Vychádzajúc z odporúčaní v manuáli softvéru sa okamihy otvorenia a zatvorenia ventilov načasovali pre zdvih 0,25 mm. Pod hodnotou 0,25 mm zdvihu sa zjednodušene považujú ventily za zatvorené. K tomu sa samozrejme musela prispôbiť o rovnakú hodnotu aj počiatočná poloha ventilov v povrchovej sieti. Táto úprava pomáha predísť problémom súvisiacich s veľkou deformáciou buniek v úzkych medzerách medzi ventilom a sedlom.

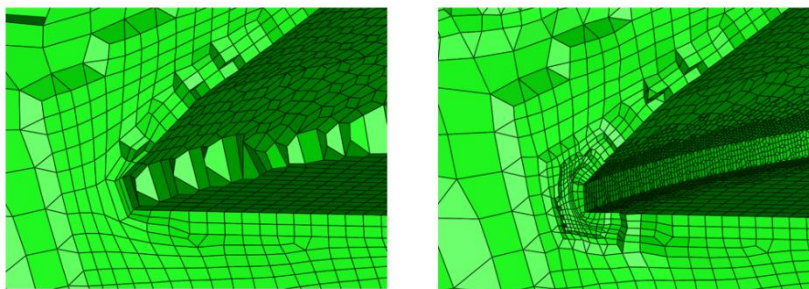


Obr. 29 – Štyri sady povrchových a hranových sietí pre celý cyklus motora

Nasledovalo nastavenie parametrov sieťovania. Maximálna veľkosť elementov sa stanovila na 1,5 mm. Na účely podobných CFD simulácií s turbulentným modelom RANS je podľa odporúčaní takáto hodnota vyhovujúca. Pri nastavení intervalov sieťovania sa musí predpísať maximálny krok vytvorenia siete, v našom prípade to bolo 10° natočenia kľukového hriadeľa. Potom sa musel určiť aj maximálny uhlový prírastok pre naťahovanie siete, tá býva obvykle polovica z predošlej hodnoty, takže sa zvolila hodnota 5°. Pomocou funkcie Refinement Selections sa pridalo dodatočné plošné zjemnenie siete v oblastiach ventilového sedla, hlavy a drieku.

Po vytvorení celej sady objemových sietí je možné skontrolovať vhodnosť jednotlivých intervalov na výpočty. Ak v niektorej sieti vznikol negatívny objem, tak sa príslušný interval zvýrazní červenou a ukáže sa počet negatívnych objemov. Chyby tohto druhu sa väčšinou podarilo odstrániť rozdelením kroku intervalu na polovicu, ak problém pretrvával, bolo nutné danú objemovú sieť skontrolovať vizuálne a zistiť príčinu.

Vizuálnou kontrolou sa podarilo odhaliť aj nedostatky nastavenia zjemnenia siete. Zistilo sa, že sa nerešpektovala hranová sieť v okolí čela ventilov a ani napriek nastaveniu plošného zjemnenia nebola hrana v objemovej sieti prítomná. Dôvodom bolo to, že vzdialenosť medzi hranami bola menšia ako veľkosť najmenšieho elementu v tejto zjemnenej oblasti. Najlepším spôsobom odstránenia tohto problému sa javilo dodatočné hranové zjemnenie, ktoré nijak výrazne nezvýšilo celkový počet buniek (Obr. 30).



*Obr. 30 – Hrana ventilovej hlavy pred a po aplikácii hranového zjemnenia*

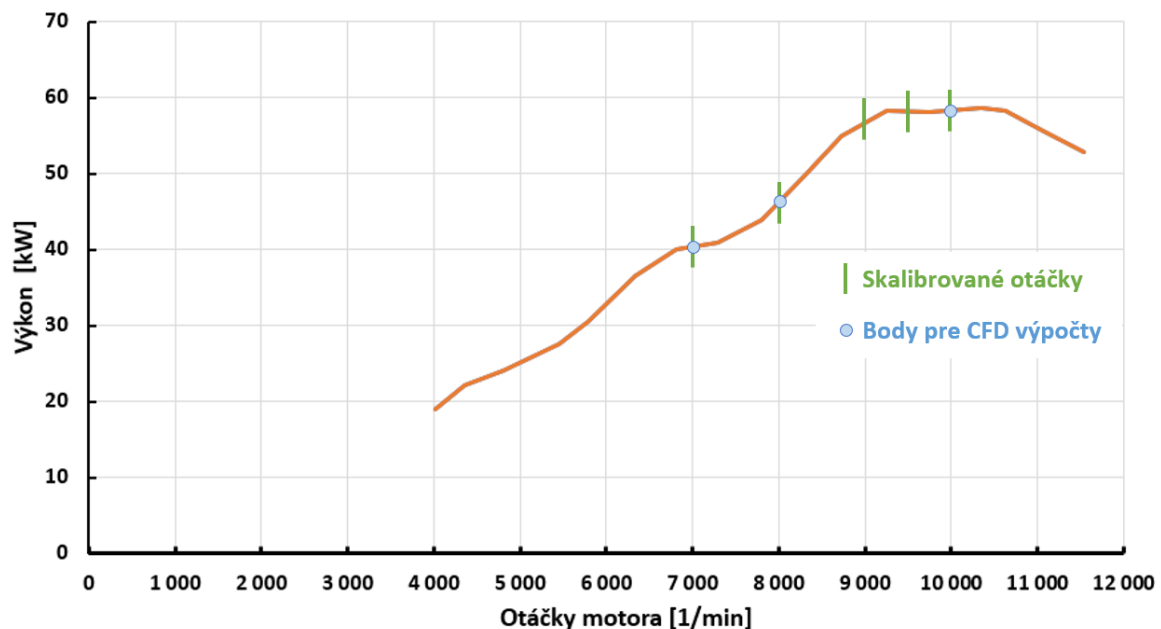
Posledným krokom bolo celkové zhodnotenie vhodnosti pohyblivej siete pre nasledujúce výpočty. Maximálny počet buniek v priebehu celého cyklu nepresahoval 2,6 miliónov. Kontrola presnosti modelu prebehla porovnaním reálneho kompresného pomeru s kompresným pomerom pohyblivej siete. Ten sa zistil ako pomer objemu pohyblivej siete v hornej a dolnej úvrati, takto zistená hodnota 13,62 sa iba nepatrne líšila od predpokladaného kompresného pomeru 13,7. Odchýlka 0,5 % značí vysokú presnosť modelu.

## 9. Voľba režimov motora riešených 3D CFD výpočtami

Zdrojom okrajových a počiatočných podmienok pre 3D CFD simulácie bol náš skalibrovaný model motora v GT-POWER. Limitujúcim faktorom pri výbere riešených režimov bol fakt, že posledná spoľahlivá kalibrácia bola z technických dôvodov vykonaná len pre 5 rôznych otáčkových bodov vonkajšej charakteristiky motora (Obr. 31). Je to však najčastejšie využívané prevádzkové spektrum počas závodov. Z nich sa vybrali 3 režimy, ktoré sa potom riešili pomocou 3D CFD výpočtov v softvéri AVL Fire.

Pracovné režimy s otáčkami  $7\,000\text{ min}^{-1}$  a  $8\,000\text{ min}^{-1}$  sa zvolili z dôvodu, že sa v nich predpokladá najväčšia tendencia na klepanie. Tento predpoklad vychádza z toho, že v týchto bodoch sú dosahované pomerne vysoké hodnoty maximálnych tlakov a teplôt a zároveň čas dostupný pre vznik klepania je dlhší. Podľa predchádzajúcich skúseností bolo naladenie motora limitované klepaním najviac práve v týchto otáčkach.

Pracovný bod s otáčkami  $10\,000\text{ min}^{-1}$  sa vybral kvôli tomu, lebo sa jednalo o režim s najvyššou rýchlosťou motora, ku ktorému boli ešte k dispozícii skalibrované dáta. Zároveň to slúžilo na overenie presnosti výsledkov simulácii aj v takto vysokých otáčkach, kedy motor pracuje v blízkosti svojho maximálneho výkonu.



Obr. 31 – Zmeraná výkonová charakteristika s vyznačenými skalibrovanými bodmi

## 10. Nastavenie 3D CFD simulácií

Na nastavenie parametrov simulácií v AVL Fire slúži riadiaci súbor tzv. Solver Steering File (SSF), ten sa spolu s výpočtovou sieťou priradzuje ku konkrétnej verzii výpočtu. Medzi nastavované parametre medzi inými patria aj okrajové a počiatkové podmienky.

### 10.1. Určenie okrajových a počiatkových podmienok

V nastavení výpočtu sa použili dva typy okrajových podmienok – Inlet/Outlet a Wall. Vstup a výstup tekutiny sa zadefinoval priebehmi tlaku a teplôt, ktoré sa vzali z výsledkov príslušných 1D prvkov modelu motora v GT-POWER. Priebehy do SSF sa zadali vo forme tabuliek, potom sa musela nastaviť aj bohatosť zmesi a percentuálny pomer EGR.

Stenové okrajové podmienky sa použili pre definíciu teplôt stien jednotlivých dielov. Podľa spriemerovaných hodnôt výsledkov GT-POWER sa teploty stien nastavili na fixnú hodnotu v priebehu cyklu. Teploty povrchov komponentov v motore sa dajú totiž počas cyklu považovať za konštantné, lebo sa menia obvykle iba v jednotkách Kelvinov. Tento predpoklad stacionárnej steny platí samozrejme iba pre kovové materiály, u ktorých teplotné vlny prenikajú iba do veľmi malých hĺbok a akumulácia tepla v stene je zanedbateľná.

Simulácie prebiehali v celom rozsahu s výpočtovým krokom  $0,5^\circ$ . Podľa doporučení sa začiatok výpočtov zvolil na koniec výfukového zdvihu, konkrétne  $60^\circ$  pred hornou úvraťou piestu. Pre tento počiatok bolo treba stanoviť tlak, teplotu, hustotu či zloženie plynov v aktuálnom objeme (valec a výfukové kanály). Pri hodnote  $319,2^\circ$  natočenia kľukového hriadeľa sa k riešenej doméne pripája aj objem sacích kanálov, pre ktoré bolo nutné nastaviť reinitializačné počiatkové podmienky platné v ďalšom kroku výpočtu.

V rámci definícií počiatkových podmienok sa z ponuky preddefinovaných uhľovodíkových palív muselo zadať palivo, ktoré sa bude v simulácií spaľovať. Z hľadiska dolnej výhrevnosti, sa palivu použitom v modeli GT-POWER (SUPER RON98) najviac podobalo palivo pod názvom Gasoline.

## 10.2. Nastavenie parametrov horenia

Z výpočtových modelov simulujúcich horenie sa vybral rozšírený 3-zónový koherentný model plameňa (ECFM-3Z). Ten predpokladá iba kinematickú interakciu plameňa s turbulentnými vírovými útvarmi a zanedbáva efekt turbulentno-chemickej interakcie (TCI). Model obsahuje dva základné ladiace parametre. Prvá je Initial flame surface density, ktorá riadi hustotu čela plameňa v miestach zážihu. Druhý parameter je Stretch factor, pomocou ktorého ladíme vlastnosť naťahovania plameňa a slúži najmä k urýchľovaniu alebo spomaľovaniu horenia. Hodnoty týchto parametrov sa pre prvé simulácie zadali podľa návodu AVL Fire.

Následne sa pristúpilo k nastaveniu zážihu. Bolo potrebné určiť miesto, v ktorom bude dochádzať k zapaľovaniu zmesi. Súradnice tohto bodu boli namerané v 3D modeli podľa elektród zapaľovacej sviečky. Taktiež sa musel definovať okamih, kedy bude dochádzať k zážihu. Spočiatku sa tento bod volil podľa počiatku horenia v modeli GT-POWER, ale v procese kalibrácie sa časovanie zážihu muselo doladiť.

## 10.3. Nastavenia rovníc CFD výpočtov

V nastavení CFD solvera sa vybrali rovnice, ktorých bilancovanie sa bude vo výpočte riešiť. Aktivovali sa bilancie rovníc toku hmoty, hybnosti a energie vo forme celkovej entalpie. Okrem toho sa zadefinovala aj stlačiteľnosť tekutiny. Pre modelovanie turbulencie sa zvolil RANS model k- $\zeta$ -f. Prístup RANS v porovnaní s LES, modeluje turbulenciu v širšom spektre, takže sa môže použiť sieť s väčšou veľkosťou buniek. V prípade LES prístupu sa väčšie turbulentné víry zachytávajú jemnejšou sieťou a modelujú sa iba menšie vírové útvary. Výhodou RANS je teda kratší výpočtový čas v dôsledku menšieho počtu buniek siete, ale niektoré turbulentné javy môžu byť vo výsledku príliš utlmené.

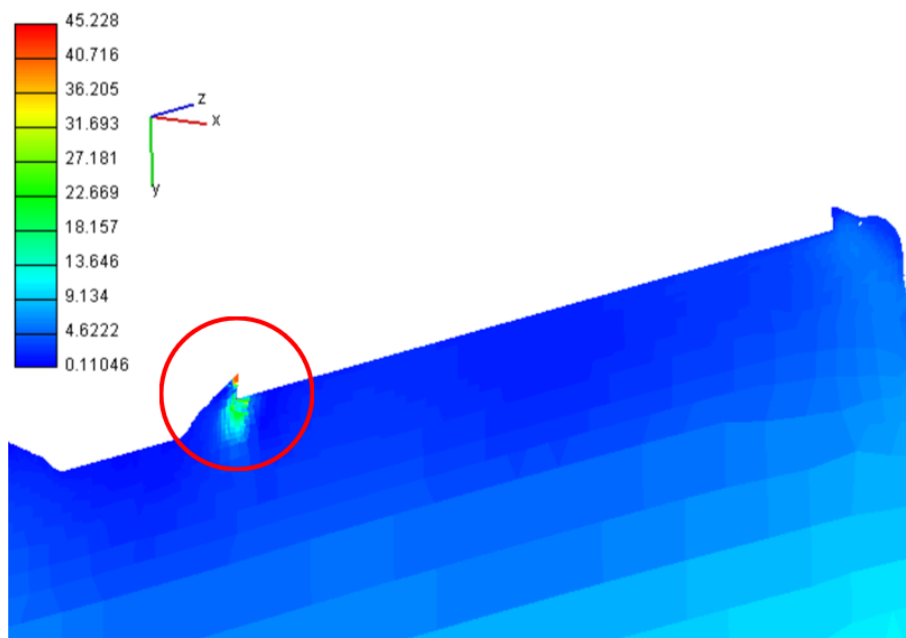
V ďalšom kroku sa nastavili podrelaxačné faktory, konvergenčné kritériá a limity počtu iterácií v jednom výpočtovom kroku. Voľba týchto hodnôt vychádzala zo skúseností s podobnými výpočtami, ktoré v minulosti prebiehali na ústave 12120 FS ČVUT.

Nakoniec sa zvolili veličiny, ktoré majú byť zahrnuté v sade 2D a 3D výsledkov. Zatiaľ čo 2D výsledky vo forme grafov vyhodnocujú priebehy veličín spriemerovaných v danom objeme, 3D výsledky predovšetkým poskytujú vizuálne informácie napríklad o rozložení rýchlostného poľa alebo tvaru čela plameňa v priebehu cyklu.

## 11. Kalibrácia 3D CFD výpočtov

Po spustení prvých simulácií celého cyklu ( $720^\circ$ ), ktoré začínali počiatkom otvárania výfukových ventilov ( $127,5^\circ$ ), sa zistili problémy s konvergenciou v prvých výpočtových krokoch. Z dôvodu lepšej konvergencie sa teda začiatok výpočtu posunul na hodnotu  $300^\circ$ , kedy je zdvih výfukových ventilov okolo 6 mm.

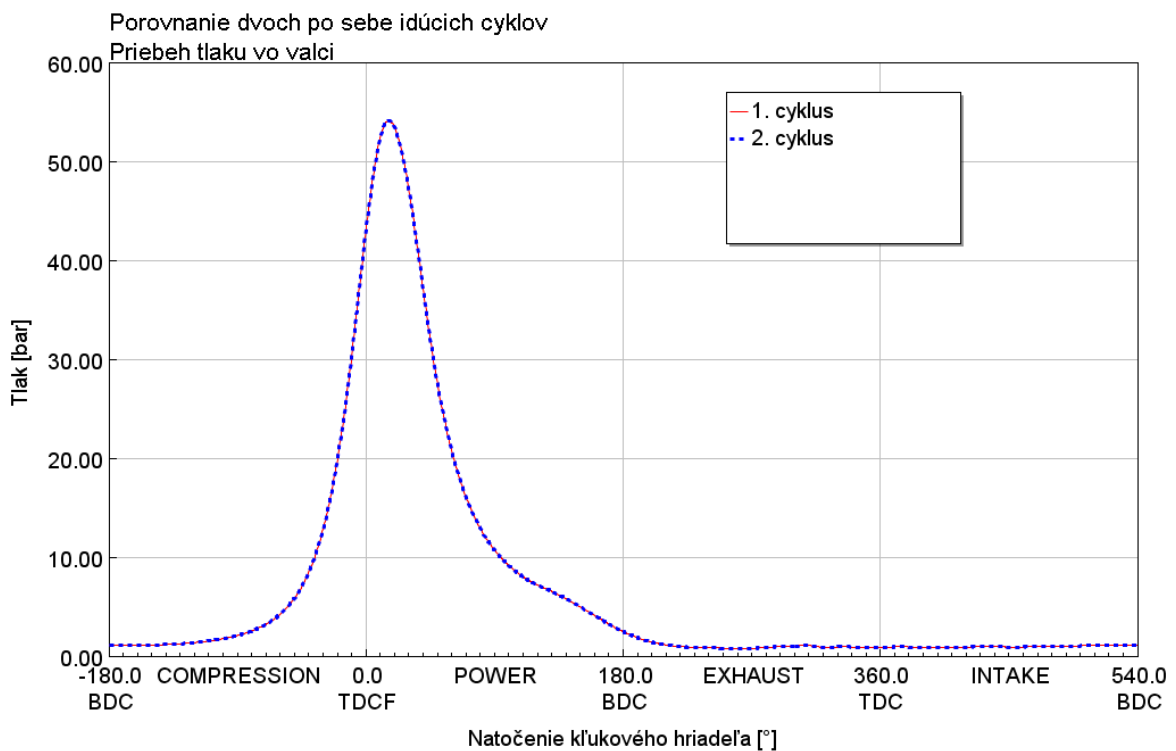
Problém s konvergenciou sa objavil aj na konci fázy horenia, v  $45^\circ$  za hornou úvraťou piestu. Podľa výpisu simulácie do súboru \*.fl2 sa v tomto výpočtovom kroku vyčerpali maximálny počet iterácií a reziduá rýchlosti nadobúdali veľmi vysokých hodnôt. Pre lokalizáciu zdroja divergencie sa preskúmali 3D výsledky výpočtu, problematickou oblasťou sa javilo okolie ostrej hrany pri sedle sacích ventilov (Obr. 32). Podľa výpisu z procesu sieťovania sa v tejto lokalite nachádzali objemy tzv. Partially Negative Volume – alternative, ktoré vo väčšine prípadov sú neškodné, ale občas môžu byť zdrojom divergencie výpočtu. Preto sa v povrchových sietiach so zatvorenými ventilmi skosili tieto ostré hrany v module AVL Fire M. Vytvorila sa nová pohyblivá sieť a prepočítala simulácia. Tým sa overila konvergencia a správnosť opravy siete.



Obr. 32 – Lokalizácia zdroja divergencie výpočtu pomocou 3D výsledkov



Aby sa skontrolovalo, že simulácia jedného cyklu je postačujúca, tak sa výpočet otestoval pre dva po sebe idúce cykly. V nastavení výpočtu bolo potrebné zdefinovať reinicializačné počiatkové podmienky pre druhý cyklus a pridať zážih s rovnakým časovaním aj do druhého cyklu. Výsledky z oboch cyklov vykazovali vysokú vzájomnú zhodu. Maximálny tlak vo valci sa medzi cyklami líšil iba o 0,33 %. Rozdiel celkového tepla uvoľneného horením dvoch cyklov bol 0,1 %. Preto sa rozhodlo pre ďalšie výpočty riešiť iba jeden cyklus. Porovnanie priebehu tlaku dvoch cyklov pre otáčky  $7\,000\text{ min}^{-1}$  je zobrazený na Obr. 33.



Obr. 33 – Porovnanie priebehu tlaku vo valci pre dva po sebe idúce cykly;  $7\,000\text{ min}^{-1}$

Koniec výpočtu bol stanovený na koniec expanzného zdvihu, v bode  $120^\circ$  za hornou úvratou piestu, kedy sa horenie už dá považovať za ukončené. Simulácie sa realizovali na 128 procesorových jadrách a celkový čas jedného výpočtu v rozsahu  $540^\circ$  bol približne 6 až 8 hodín v závislosti na aktivovaných moduloch a veľkosti siete.

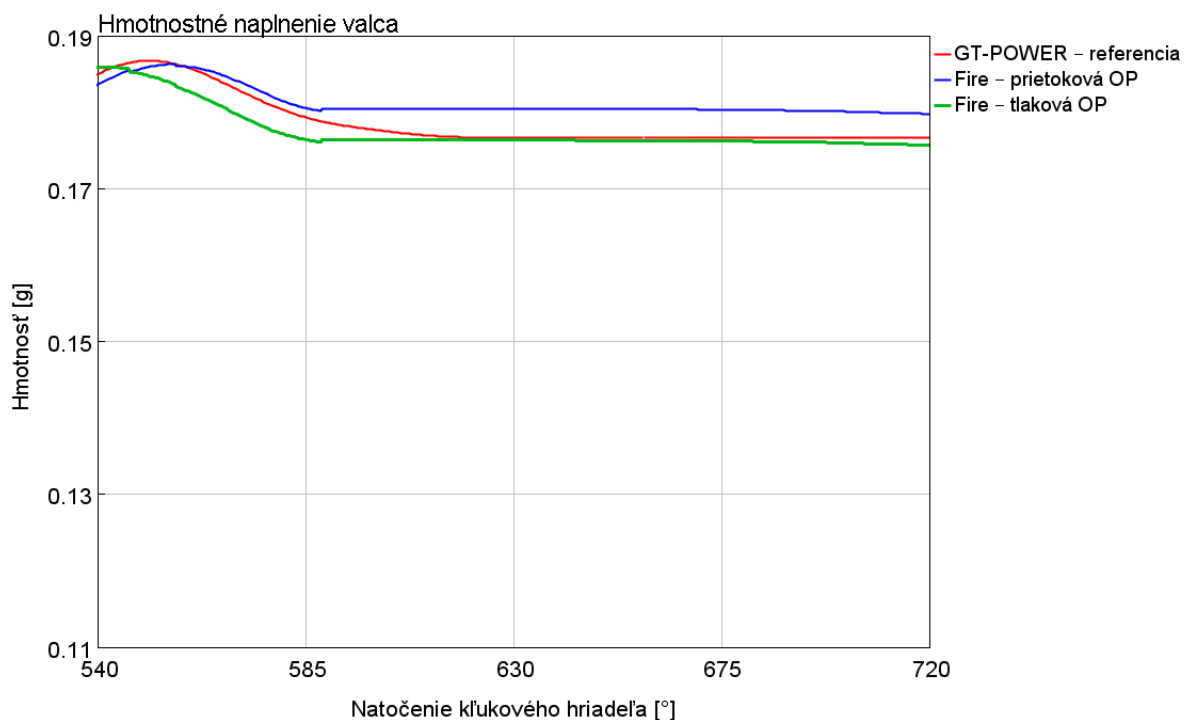
Po vyladení konvergenie a nastavení vhodného rozsahu simulovaného obehu sa pristúpilo ku kalibrácii vstupných parametrov výpočtu, aby sa výsledky zhodovali s výsledkami referenčného 1D modelu čo najviac. Proces kalibrácie jednotlivých parametrov je popísaná v ďalších podkapitolách.



### 11.1. Kalibrácia naplnenia valca

Prvým krokom kalibrácie každého simulovaného pracovného bodu motora bolo porovnanie hmotnosti náplne valca na konci kompresie s referenčným modelom GT-POWER. Zhoda tohto parametru je dôležitá, aby dodaná energia v nasatej zmesi bola v CFD výpočtoch totožná s 1D modelom. Na Obr. 34 je zobrazený priebeh hmotnostného naplnenia valca počas kompresného zdvihu. Z tohto grafu je zrejmé, že na výsledné naplnenie valca v 3D CFD výpočtoch má vplyv zjednodušenie, že sa sacie ventily považujú za zatvorené už pri 0,25 mm zdvihu (588°), tým sa sčasti obmedzuje tok nasávanej zmesi späť do sacích kanálov.

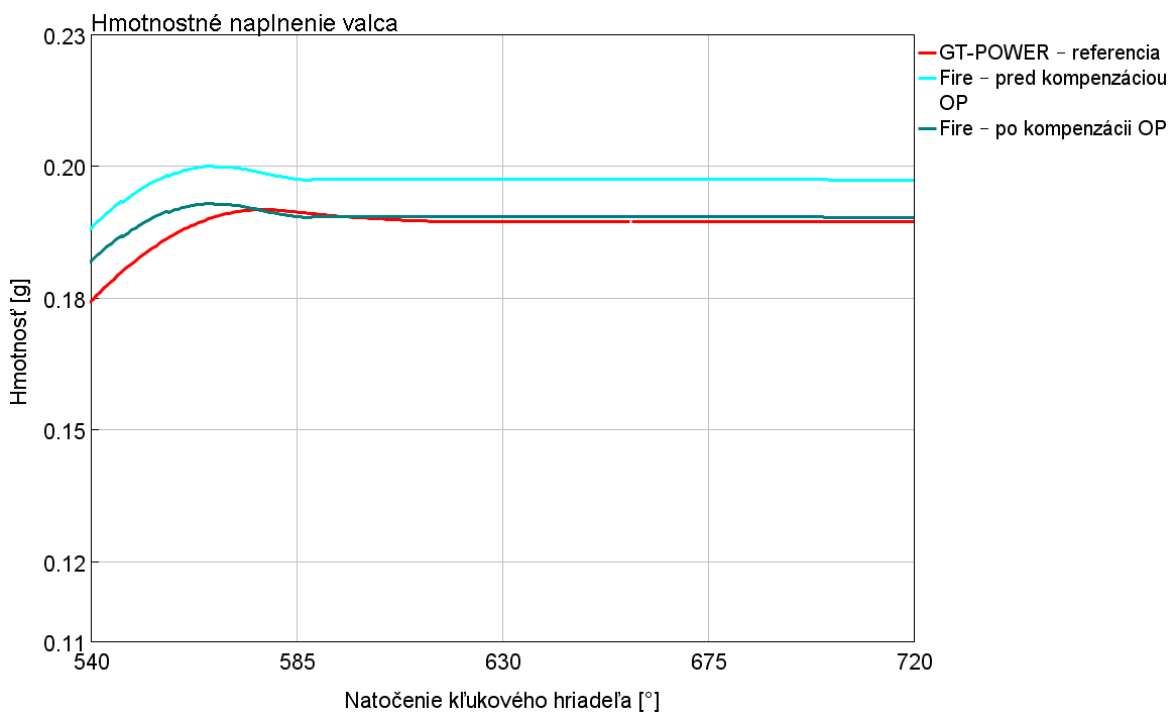
Aj na základe tohto faktu boli vykonané výpočty pre porovnanie spôsobu zadávania okrajovej podmienky vtoku tekutiny do domény. Ako to je vidno na Obr. 34, tak v porovnaní s referenčným 1D modelom výsledky naplnenia valca v simuláciách s tlakovou okrajovou podmienkou vychádzali presnejšie ako tie s prietokovou. Preto sa pre všetky ďalšie výpočty využívali tlakové okrajové podmienky na vstupe.



Obr. 34 – Porovnanie priebehu naplnenia valca s rôznymi okrajovými podmienkami; kompresný zdvih; 7 000 min<sup>-1</sup>

Analýzou prvých výsledkov výpočtov 8 000 a 10 000 min<sup>-1</sup> sa spozorovalo, že aj napriek použitiu tlakovej okrajovej podmienky sú naplnenia v GT-POWER a AVL Fire pre tieto otáčky príliš rozdielne.

V prípade otáčok 10 000 min<sup>-1</sup>, výsledky AVL Fire vykazovali o 4 % vyššie naplnenie, preto sa rozhodlo pre korekciu okrajových podmienok nasledovne. Na vstupe do 1D modelu motora sa znížil tlak z hodnoty 1 bar o 4 % a z výsledkov prepočítaného modelu sa vzali nové okrajové a počiatkové podmienky, ktoré sa následne aplikovali v nastavení 3D CFD simulácie. Takouto korekciou sa rozdiel naplnenia znížil zo 4 % na úroveň 0,5 %. Porovnanie naplnenia valca uvedené na Obr. 35. Podobným spôsobom bolo nutné kompenzovať aj výpočty v otáčkach 8 000 min<sup>-1</sup>.



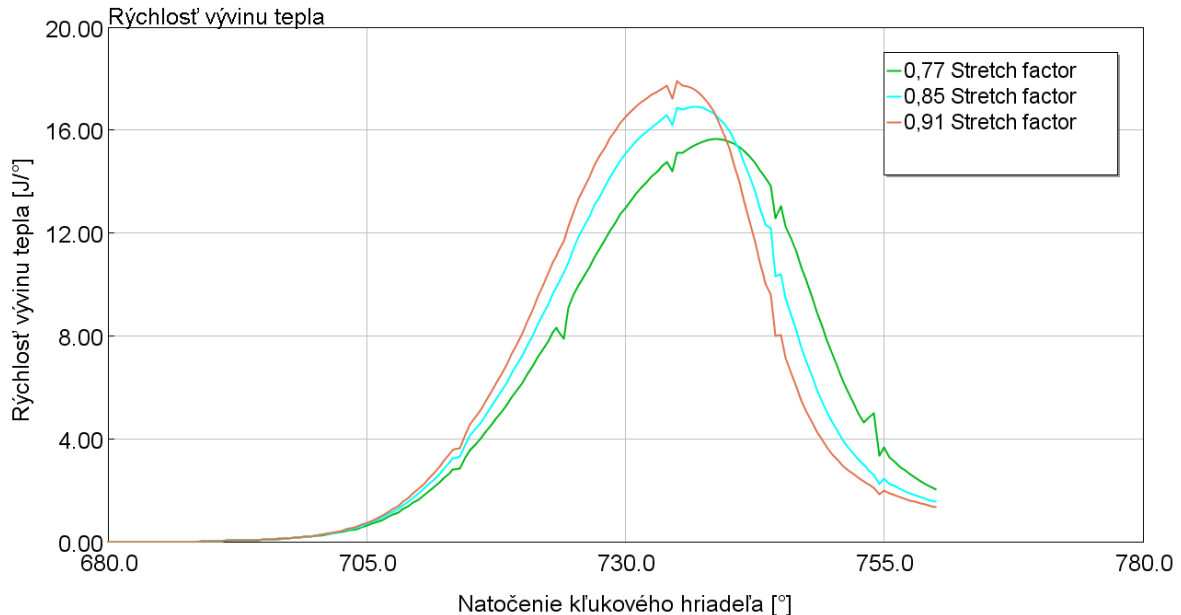
Obr. 35 – Porovnanie naplnenia valca pred a po korekcii okrajových podmienok; kompresný zdvih; 10 000 min<sup>-1</sup>

## 11.2. Kalibrácia modelu horenia

V ďalšom kroku sa kalibroval model horenia ECFM-3Z, ktorý ponúka viaceré ladiace konštanty. Najčastejšie využívaným parametrom bol Stretch factor, ktorý umožňoval meniť rýchlosť horenia. Okrem toho sa ladiť počiatok horenia zadaním hodnoty uhľového natočenia kľukového hriadeľa, v ktorom má dochádzať k zážihu zmesi.

### 11.2.1. Citlivostná analýza Stretch factoru

Najprv sa realizovala citlivostná analýza vplyvu Stretch factoru na rýchlosť vývinu tepla. Pre otáčkový bod  $7\,000\text{ min}^{-1}$  sú priebehy rýchlostí vývinu tepla pre rôzne Stretch factory zobrazené graficky na Obr. 36.



Obr. 36 – Graf priebehu rýchlosti horenia pre rôzne Stretch factory pri konštantnom okamihu zážihu; otáčky  $7\,000\text{ min}^{-1}$

Podľa priebehov rýchlostí tepla sa určili maximálne rýchlosti vývinu tepla a ich uhľová poloha, tieto údaje sú zhrnuté v nasledujúcej tabuľke.

Stretch factor	Maximálna rýchlosť horenia [J/°]	Poloha max. rýchlosti horenia [°]
0,77	15,66	739
0,85	16,92	736,5
0,91	17,81	735

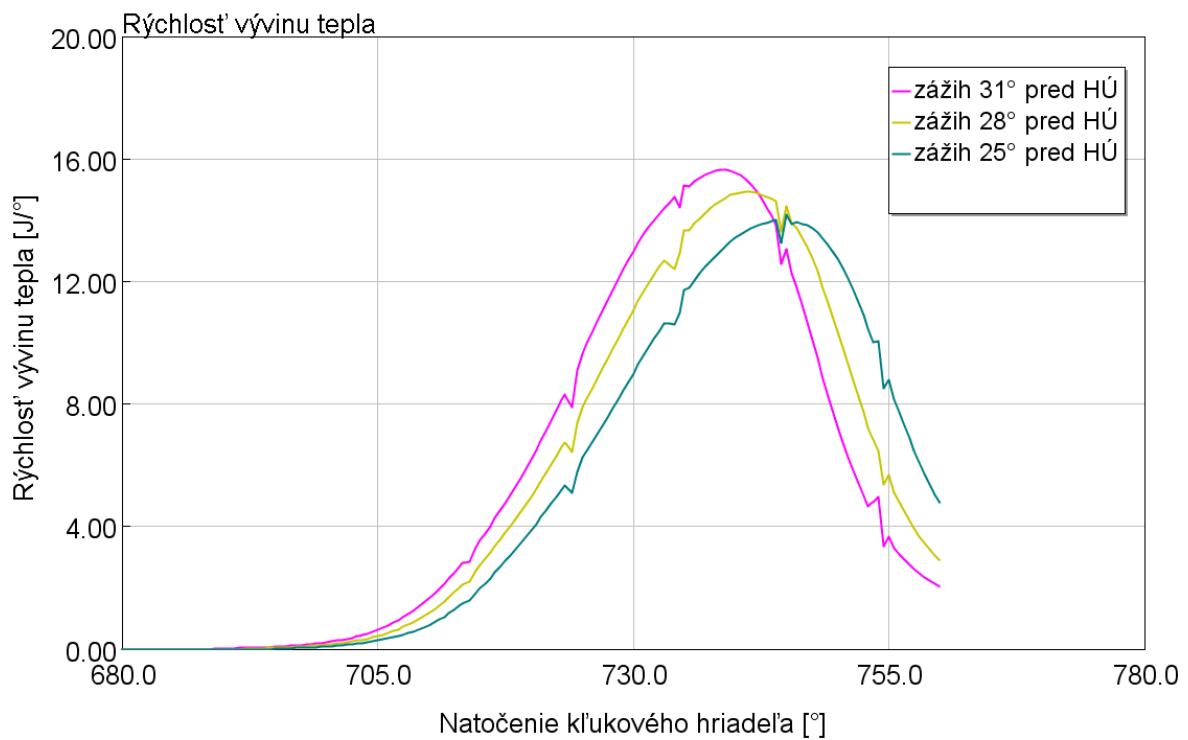
Tabuľka 3 – Výsledky citlivostnej analýzy Stretch factoru na rýchlosť horenia; otáčky  $7\,000\text{ min}^{-1}$

Z výsledkov vyplýva, že každá pridaná stotina Stretch factoru spôsobí nárast maxima rýchlosti vývinu tepla približne o hodnotu  $0,15\text{ J/°}$  a zároveň sa poloha maxima posunie asi o  $0,25^\circ$  bližšie k hornej úvrati.

Je nutné poznamenať, že citlivosť tohto parametru sa v jednotlivých režimoch motora môže líšiť. Pri kalibrácii horenia bola snaha naladiť Stretch factor na hodnotu, ktorá bude vyhovovať všetkým riešeným režimom a nebude ho nutné už následne meniť.

### 11.2.2. Citlivostná analýza časovania zážihu

Obdobná analýza bola realizovaná aj na zistenie miery vplyvu časovania zážihu na priebeh horenia. V týchto výpočtoch sa menil iba počiatok zážihu a ostatné parametre ostali nezmenené. Nastavená hodnota iniciácie zážihu v simuláciách AVL Fire odpovedala bodu, kedy sa začne uvoľňovať teplo. Takže sa dalo uvažovať, že nastavený okamih zážihu bude zároveň aj začiatkom uvoľňovania tepla. Jednotlivé priebehy rýchlosti vývinu tepla sú vykreslené na Obr. 37.



Obr. 37 – Graf priebehu rýchlosti horenia pre rôzne časovania zážihu pri konštantnom Stretch factor; otáčky 7 000 min<sup>-1</sup>

Časovanie zážihu	Maximálna rýchlosť horenia [J/°]	Poloha max. rýchlosti horenia [°]
25° pred HÚ	14,08	745
28° pred HÚ	14,93	741,5
31° pred HÚ	15,66	739

Tabuľka 4 – Výsledky citlivostnej analýzy časovania zážihu na rýchlosť horenia; otáčky 7 000 min<sup>-1</sup>

Podľa výsledkov sa dalo určiť, že uhľová poloha maxima rýchlosti horenia sa bude zmenou časovania zážihu posúvať približne o uhľovú hodnotu zmeny predstihu. Špičková hodnota rýchlosti bude narastať o zhruba 0,25 J/° každým jedným zvýšeným stupňom iniciácie zážihu pred hornú úvrat' piestu.

### 11.2.3. Výsledky kalibrácie horenia

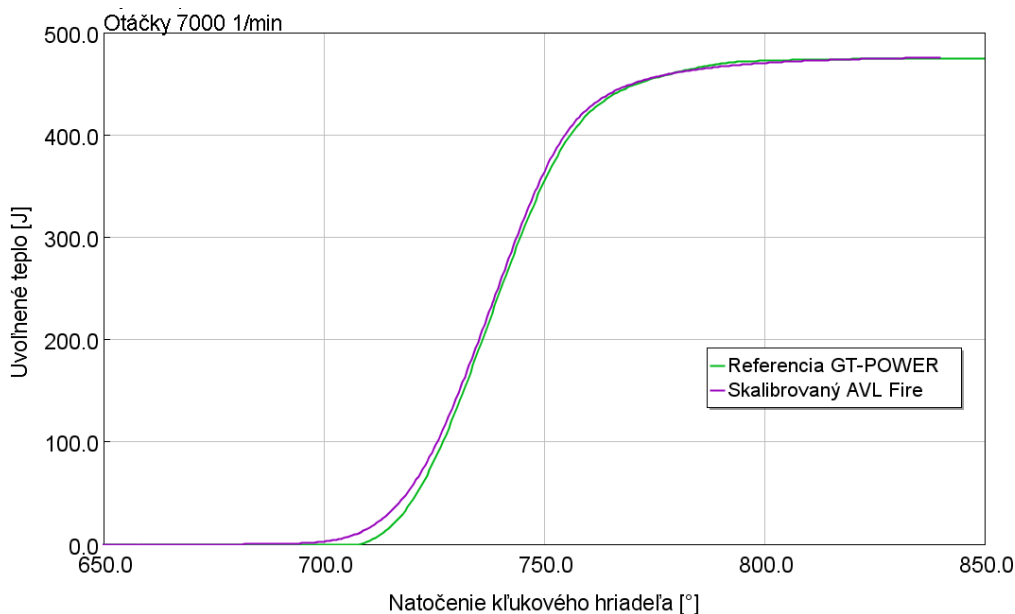
Na základe výsledkov predošlých analýz sa postupnou iteráciou ladiacich parametrov dospelo k výsledkom charakteristík horenia, ktoré spoľahlivo kopírujú priebehy z výsledkov referenčného 1D modelu. Stretch factor sa zvolil pre každý riešený režim o hodnote 0,57 a v ďalších výpočtoch už túto konštantu nebolo nutné meniť. Časovanie zážihu v nastavení 3D CFD simulácií bolo samozrejme potreba prispôbiť pre jednotlivé režimy, pretože ten sa otáčkami mení aj počas ladenia motora.

Na kvantifikáciu kvality skalibrovania modelu horenia sa využilo porovnanie 50 % bodu horenia ( $\alpha_{50}$ ) a dĺžky horenia ( $\Delta\alpha_{10-90}$ ), pričom maximálna odchýlka  $\alpha_{50}$  bol 1°. Maximálny rozdiel  $\Delta\alpha_{10-90}$  medzi referenciou a 3D CFD výsledkami činil 2°. Porovnanie hodnôt týchto parametrov pre všetky riešené otáčky je zhrnuté v ďalšej tabuľke.

	7 000 min <sup>-1</sup>		8 000 min <sup>-1</sup>		10 000 min <sup>-1</sup>	
	GT-POWER	AVL Fire	GT-POWER	AVL Fire	GT-POWER	AVL Fire
$\alpha_{50}$	19°	18,5°	13,5°	14,5°	22,5°	22°
$\Delta\alpha_{10-90}$	41°	42°	41°	39°	47°	45,5°

Tabuľka 5 – Porovnanie výsledných hodnôt  $\alpha_{50}$  a  $\Delta\alpha_{10-90}$  pre model GT-POWER a AVL Fire

Porovnanie výsledného priebehu vývinu tepla medzi referenčným GT-POWER modelom a skalibrovaným CFD modelom pre otáčky 7 000 min<sup>-1</sup> je vykreslený na Obr. 38. Z grafu je evidentné, že okrem zhody parametrov uvedených v predošlej tabuľke, sa kalibráciou podarilo dosiahnuť aj rovnakú hodnotu uvoľneného tepla na konci horenia.



Obr. 38 – Porovnanie priebehu vývinu tepla skalibrovaného a referenčného; otáčky 7 000 min<sup>-1</sup>

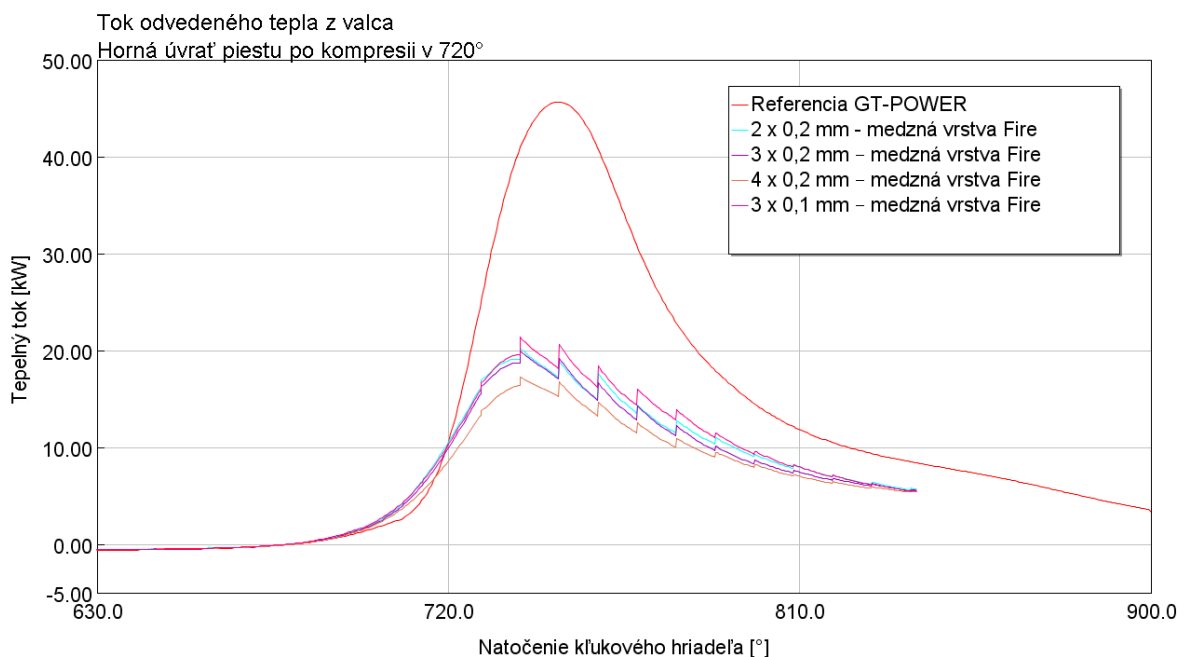
### 11.3. Kalibrácia prestupu tepla

Po skalibrování modelu horenia sa pokračovalo kalibráciou prestupu tepla v 3D CFD simuláciách. AVL Fire umožňuje pomocou 2D výsledkov vyhodnocovať tepelný tok do jednotlivých stien. Na účely kalibrácie sa brala suma tepelných tokov do stien piestu, valca, hlavy valca a ventilov, tá sa následne porovnávala s odvedeným teplom z OD prvku valca v modeli GT-POWER.

#### 11.3.1. Citlivostná analýza medznej vrstvy siete

Na začiatku sa vykonala citlivostná analýza medznej vrstvy siete. Otestovali sa kombinácie sietí s rôznymi počtami buniek v medznej vrstve a rôznou hrúbkou prvej vrstvy. Bolo nutné teda vytvoriť nové sady pohyblivých sietí.

Porovnanie priebehu tepelných tokov pre tieto varianty sa vynieslo do grafu (Obr. 39), podľa výsledkov bola najďalej od referencie medzná vrstva so 4 bunkami a šírkou prvej vrstvy 0,2 mm. Priebehy ostatných skúšaných variant medznej vrstvy mali veľmi podobný charakter, preto sa zvolilo nastavenie medznej vrstvy, ktoré bolo použité pre všetky predchádzajúce výpočty (medzná vrstva 2 x 0,2 mm). Ďalšie kalibrácie odvedeného tepla bolo nutné riešiť pomocou globálneho násobiteľa prestupu tepla.



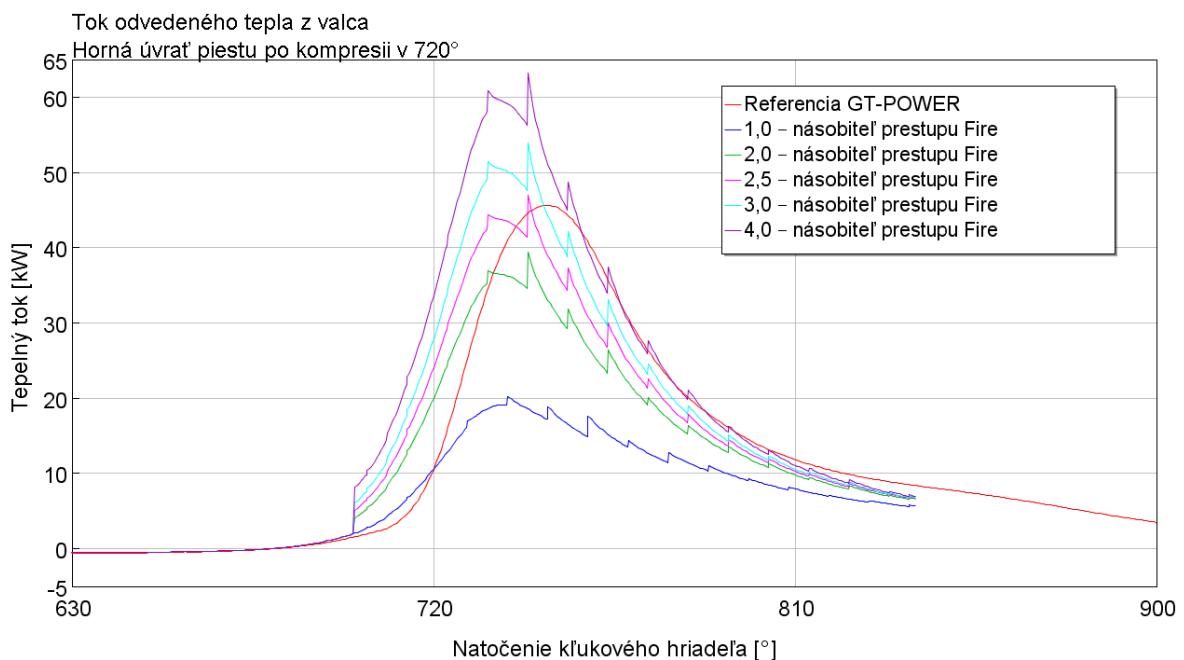
Obr. 39 – Porovnanie priebehu tepelného toku do stien pre rôzne nastavenia buniek medznej vrstvy; otáčky 7 000 min<sup>-1</sup>

### 11.3.2. Citlivostná analýza násobiteľa prestupu tepla

Škálovanie tepelného toku do stien sa dá realizovať pomocou globálneho násobiteľa prestupu tepla. Ten funguje tak, že prenášobuje odvádzaný tepelný tok nastavenou hodnotou vo zvolenom uhľovom rozsahu. V nastavení výpočtu sa musel aktivovať modul tzv. User-function typu timestep, potom sa do externého \*.txt súboru mohli zadať hodnoty násobiteľa prestupu a v akom rozmedzí majú byť počas simulácií aktivované.

V rámci tejto citlivostnej analýzy sa vyskúšalo 5 rôznych násobiteľov aktivovaných v rozsahu, v ktorom prebieha značná časť horenia, konkrétne od 700° do 840° natočenia kľukového hriadeľa. Výsledky pre otáčky 7 000 min<sup>-1</sup> sú zobrazené na Obr. 40, z otestovaných variantov sa k referenčnému priebehu tepelného toku najviac blížila verzia s hodnotou násobiteľa 2,5. Na grafe je viditeľný strmý nárast v okamihu aktivácie globálneho násobiteľa prestupu (700°). Kvôli odstráneniu tohto skoku sa vykonali ďalšie simulácie, kde sa nastavil nábežná rampa na výslednú hodnotu globálneho násobiteľa.

V rámci voľby vhodného násobiteľa prestupu tepla sa dbalo aj na to, aby nastavované škálovania boli vyhovujúce pre všetky simulované režimy a nebolo ich nutné meniť pre rôzne otáčky.



Obr. 40 – Porovnanie tepelných tokov do stien pre rôzne nastavenia násobiteľa prestupu tepla; otáčky 7 000 min<sup>-1</sup>

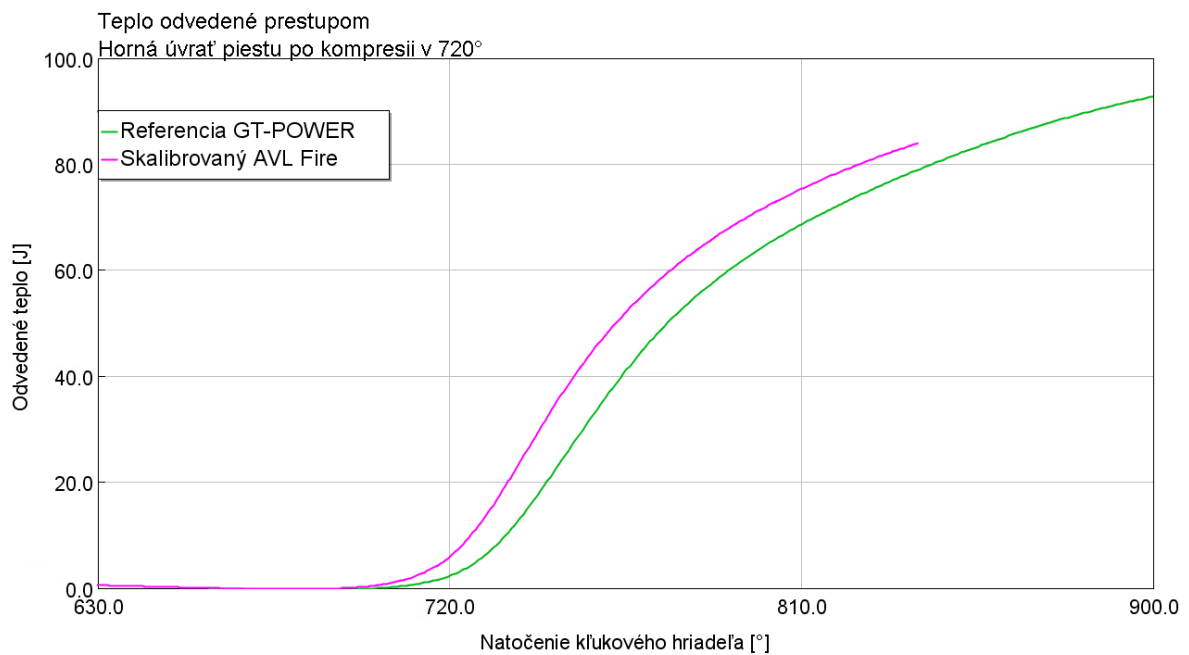
### 11.3.3. Výsledky kalibrácie prestupu tepla

Pomocou popísaných citlivostných analýz sa dospelo k nastaveniu násobiteľa prestupu tepla, ktorý vyhovoval pre každú simulovanú otáčku. V rozmedzí 700° – 720° sa zvolil postupný nábeh na hodnotu 2,3. Tá potom platí až do konca simulácie. Postupný nábeh umožnil zjemniť skokový nárast tepelného toku v okamihu aktivácie násobiteľa prestupu tepla. Výsledné hodnoty skalibrovaných násobiteľov prestupu tepla sú zhrnuté v nasledujúcej tabuľke.

Rozsah použitia	300° – 700°	700° – 710°	710° – 720°	720° – 840°
Násobiteľ prestupu tepla	1,0	1,45	1,9	2,3

Tabuľka 6 – Zhrnutie násobiteľov skalibrovaného prestupu tepla v priebehu cyklu

Vhodnosť kalibrácie sa kontrolovala porovnávaním celkového odvedeného tepla na konci horenia. Celkové odvedené teplo sme získali časovou integráciou tepelného toku. Priebeh odvedeného tepla počas cyklu pre otáčky 10 000 min<sup>-1</sup> je vykreslený na Obr. 41. Podľa grafu je odvedené teplo na konci horenia v skalibrovanom 3D CFD modeli iba o 5 % vyššie ako v modeli GT-POWER, čo sa dalo považovať za vyhovujúce.



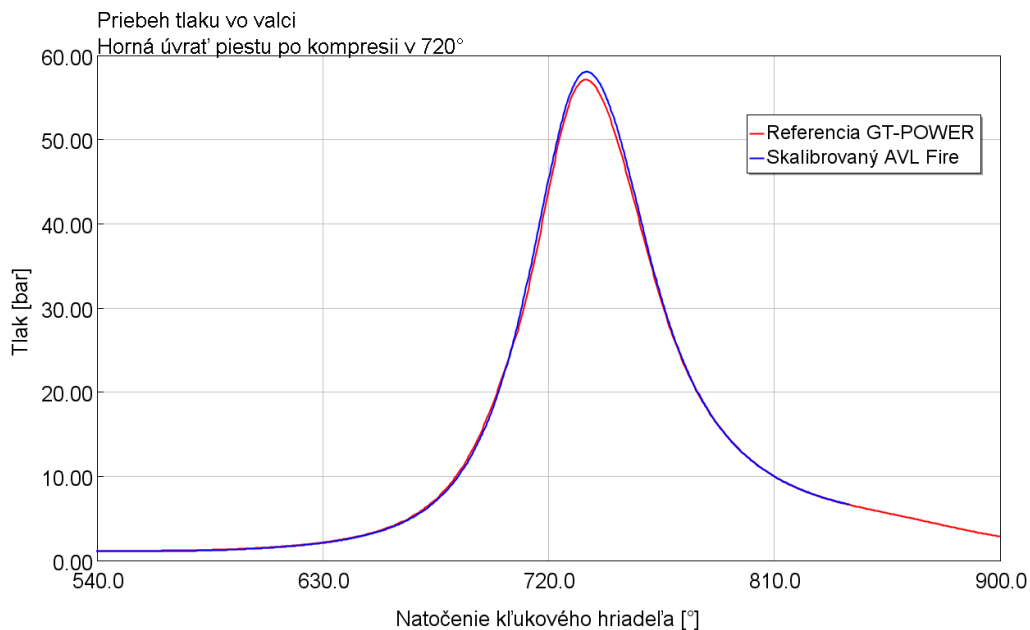
Obr. 41 – Porovnanie priebehu odvedeného tepla počas cyklu; otáčky 10 000 min<sup>-1</sup>



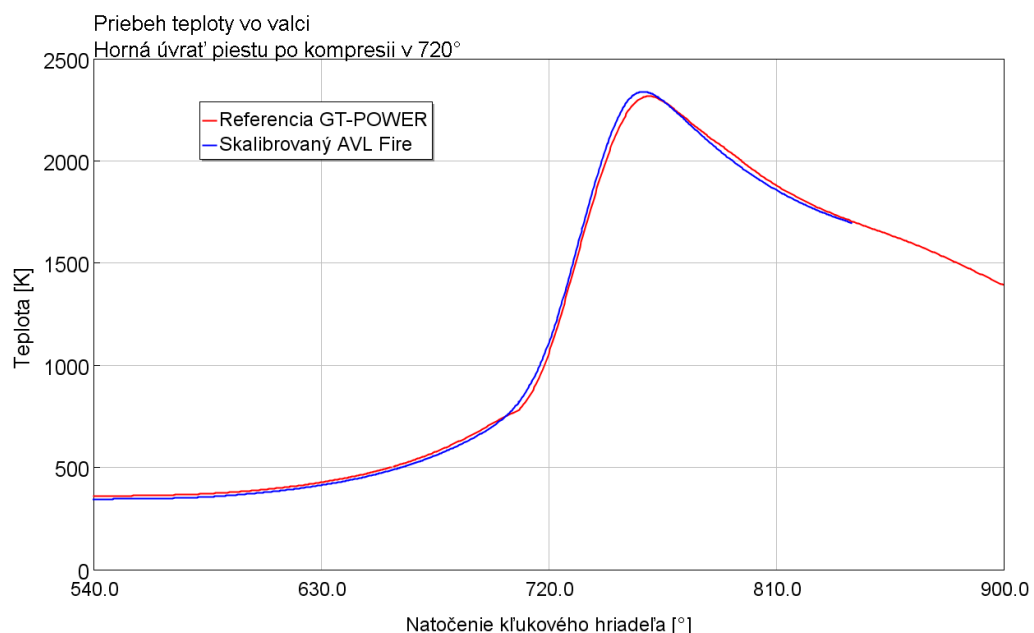
## 11.4. Výsledky finálního skalibrovaného 3D CFD modelu

Počas kalibračných výpočtov sa neustále porovnávali výsledné priebehy veličín referenčných a simulovaných. Okrem už spomenutého naplnenia, priebehu uvoľneného tepla a odvedeného tepla prestupom sa kontrolovali aj základné stavové veličiny.

Na Obr. 42 je graficky znázornené porovnanie tlakového priebehu referenčného modelu a skalibrovaného 3D CFD modelu pre  $7\,000\text{ min}^{-1}$ , maximálna odchýlka v priebehu cyklu činí 0,9 bar (zhruba 1,5 %). Podľa porovnania teplotných priebehov na Obr. 43 je maximálny rozdiel teplôt 38 K, čo odpovedá 1,6 % relatívnemu rozdielu.



Obr. 42 – Porovnanie tlakového priebehu referencie (GT-POWER) s 3D CFD (AVL Fire);  $7\,000\text{ min}^{-1}$



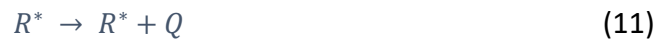
Obr. 43 – Porovnanie teplotného priebehu referencie (GT-POWER) s 3D CFD (AVL Fire);  $7\,000\text{ min}^{-1}$

Vďaka všetkým kalibračným úkonom, ktoré boli popísané v predošlých podkapitolách sme získali spoľahlivý 3D CFD model, ktorý sa ďalej môže využívať na účely optimalizácie nastavenia motora alebo overenie konštrukčných úprav, v ďalšom kroku sa do 3D CFD simulácií pridal model klepania.

## 12. Predikcia klepania

Na predikciu klepania ponúka softvér AVL Fire viacero chemických modelov. Jeden z nich je tzv. Shell model, ktorého základy boli vyvinuté Halsteadom a kol. v rámci britskej Shell Research Centre v 70. rokoch 20. storočia.

Základom je 8-krokový reakčný mechanizmus, ktorý zjednodušene popisuje oxidáciu komplexného uhľovodíkového paliva v nezhorenej časti náplne valca. Produkty a reaktanty, ktoré majú v procese samovznietenia podobnú rolu, sú uvažované v reakciách ako jedna entita. Zovšeobecnené chemické reakcie Shell modelu sú tieto: [5]



Jednotlivé písmená v reakčnej schéme Shell modelu značia tieto látky:

RH	uhľovodíkové palivo
O <sub>2</sub>	oxidačné činidlo
R*	radikály
P	produkty (CO <sub>2</sub> , H <sub>2</sub> O)

Q	medziprodukty
B	vetviace činidlo (branching agent)
I	inertné zložky

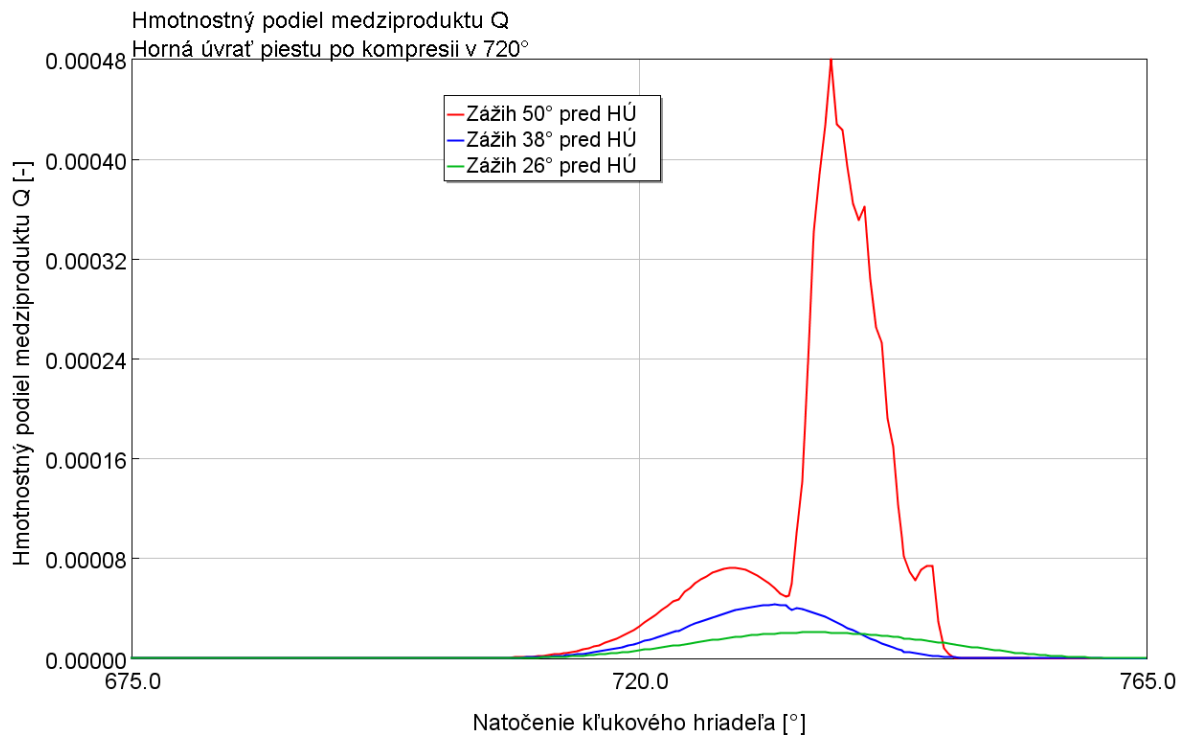
Tabuľka 7 – Prehľad značenia jednotlivých látok v reakčnom mechanizme modelu klepania Shell

Tento model klepania sa pre naše výpočty zvolil najmä kvôli svojej jednoduchosti, takže nijak výrazne nezvyšoval výpočtový čas simulácií. Ladenie modelu prebieha pomocou jediného parametru  $A_{f4}$ , ktorý sa volí v závislosti na oktánovom čísle paliva.

Preddefinovaná hodnota parametru  $A_{f4}$  je 18 800, to odpovedá palivu RON90. Pre palivo RON98, ktoré sa používa v simulovanom motore, sa určil tento parameter z tabuľkových hodnôt v odbornej literatúre [6]. Pre naše účely sa táto konštanta stanovila na hodnotu 17 360 pomocou lineárnej interpolácie podľa palív RON90 a RON100.

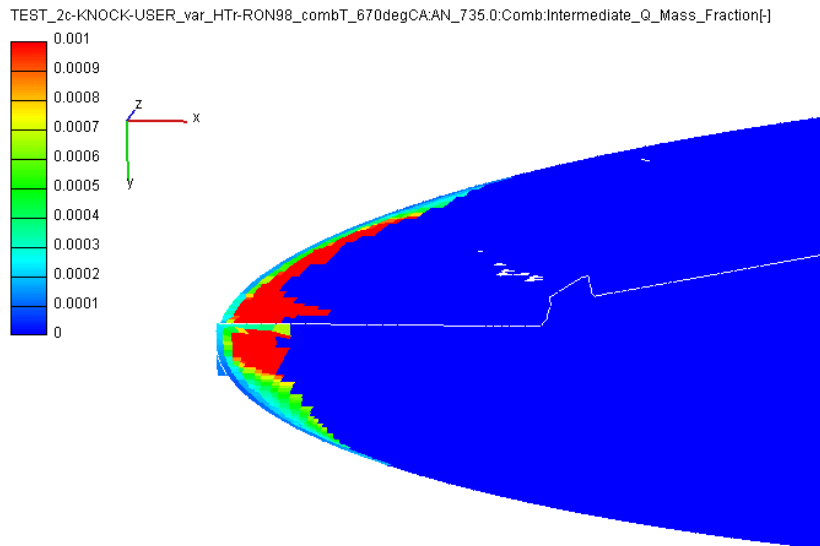
Ako hlavný ukazovateľ úrovne klepania slúži hmotnostný podiel medziproduktov Q. Z jeho priebehu počas cyklu je najdôležitejšia maximálna dosahovaná hodnota.

Pre overenie spoľahlivosti predikovanej tendencie ku klepaniu sa vykonali výpočty, v ktorých boli použité 3 rôzne časovania zážihu, tie boli od seba posunuté o  $12^\circ$ . Výsledky týchto výpočtov sú zobrazené na Obr. 44 a potvrdzujú predpoklady, že produkcia medziproduktov Q stúpa zväčšujúcim sa predstihom a ukazuje sa teda zvyšujúca sa tendencia ku klepaniu.



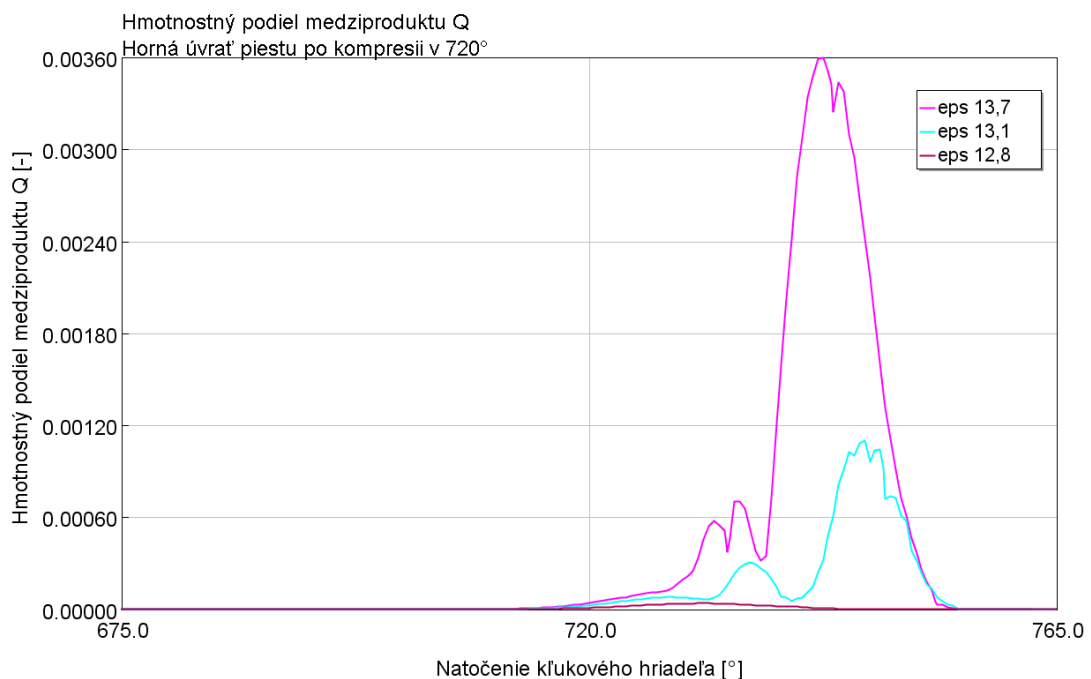
Obr. 44 – Hmotnostný podiel medziproduktu Q pre 3 rôzne predstihy; otáčky  $7\,000\text{ min}^{-1}$

Zobrazením 3D výsledkov je možné určiť lokality, ktoré sú z hľadiska klepania najviac kritické a dochádza v týchto miestach k vysokej produkcii medziproduktov Q. Ako to je vidno na Obr. 45, tak najviac kritický priestor je v štrbinách medzi piestom a hlavou motora na strane výfukových ventilov. Tmavomodrou je značená oblasť, ktorá už bola zasiahnutá plameňom, preto je tam nulová koncentrácia medziproduktu Q. Rozhranie medzi tmavomodrou a nenulovou oblasťou približne odpovedá čelu deflagračného plameňa.



Obr. 45 – 3D výsledky hmotnostného podielu medziproduktu Q; otáčky 7 000  $\text{min}^{-1}$

Následne sa rozhodlo pre vyhodnotenie klepania 3 rôznych kompresných pomerov – 13,7; 13,1 a 12,8. Kompresný pomer 12,8 je použitý na originálnom motore (r.v. 2006 – 2007), kompresný pomer 13,1 pochádza tiež z pôvodného motora ale s inými piestami (r.v. 2008 – 2009) a hodnota kompresného pomeru 13,7 sa využíva na aktuálnom motore formulového tímu CTU CarTech. Zvýšeniu kompresného pomeru na 13,7 sa docielilo nižším tesnením hlavy valcov. Výsledky na Obr. 46 potvrdzujú predpoklad zväčšenej náchylnosti na klepanie pre vyššie kompresné pomery. Pre kompresný pomer 13,7 je tendencia ku klepaniu približne trikrát väčšia ako pre kompresný pomer 13,1 v otáčkach 8 000  $\text{min}^{-1}$ .



Obr. 46 – Hmotnostný podiel medziproduktu Q pre rôzne kompresné pomery; otáčky 8 000  $\text{min}^{-1}$ ; konštantný predstih

### 13. Optimalizácia kompresného pomeru a počiatku horenia

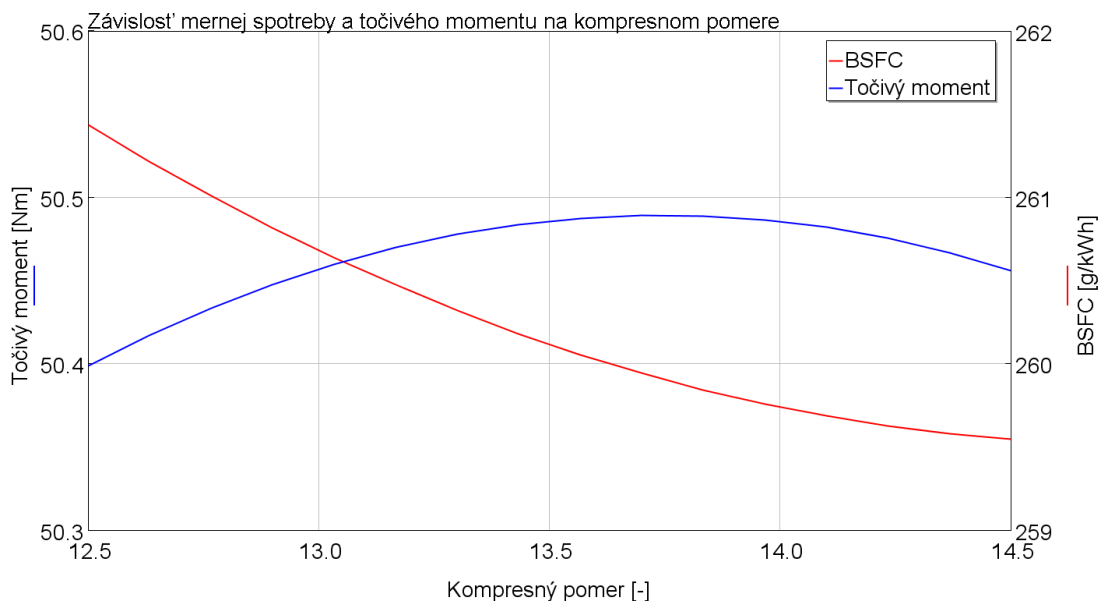
Po skalibrovaní 3D CFD modelu a nastavení modelu klepania v simuláciách sa pristúpilo k optimalizácii motora z hľadiska točivého momentu a mernej spotreby paliva, pričom sa bral ohľad na výskyt klepania. Ako optimalizované parametre sa vybrali kompresný pomer a časovanie zážihu, pretože tie majú veľký vplyv aj na klepanie.

#### 13.1. Optimalizácia kompresného pomeru a predstihu v GT-POWER

V prvom kroku sa do modelu GT-POWER ako vstup dosadili výsledné priebehy rýchlosti horenia zo skalibrovaného 3D CFD cez EngCylCombProfile.

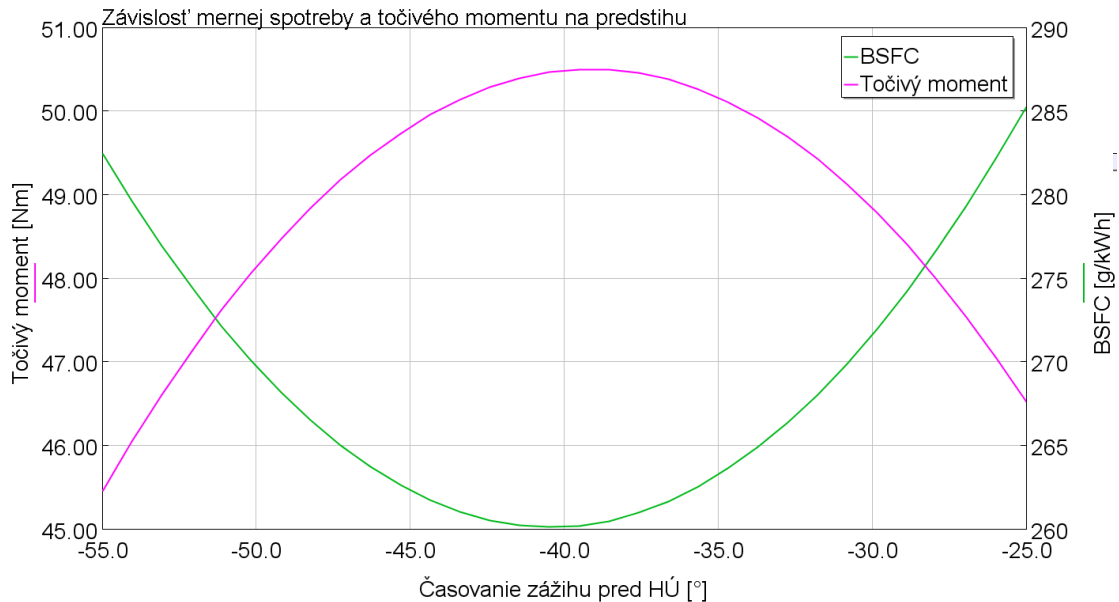
Na analýzu citlivosti kompresného pomeru a časovania zážihu sa použil modul nazvaný DoE (Design of Experiment), v rámci ktorého sa určí rozsah, ktorý chceme preskúmať. Tento rozsah sa rozdelí podľa zadanej hodnoty a po spustení prebehne výpočet pre každú zvolenú kombináciu kompresného pomeru a predstihu. V našom prípade citlivostná analýza kompresného pomeru prebehla v rozsahu 12,5 – 14,5. Rozpätie počiatku horenia bolo nastavené na 25° – 55° a DoE sa realizoval pre otáčkové body, ktoré sme už skalibrovali v 3D CFD simuláciách.

Vyhodnotením výsledkov (Obr. 47) sa zistilo, že kompresný pomer v rozsahu 12,5 – 14,5 má na výsledný točivý moment veľmi malý vplyv. Maximálny rozptyl točivého momentu v závislosti na kompresnom pomere bol do 0,1 Nm. Čo sa týka výsledkov mernej spotreby, tak sa potvrdilo, že zvyšovaním kompresného pomeru klesá merná spotreba. Rozdiel mernej spotreby pre kompresný pomer 12,5 a 14,5 činil okolo 2 g/kWh.



Obr. 47 – Závislosť točivého momentu a mernej spotreby na kompresnom pomere; 7 000 min<sup>-1</sup>; konštantný predstih

Z výsledkov závislostí točivého momentu a mernej spotreby (Obr. 48) na predstihu vyplýva, že tento parameter má jednoznačné optimum, ktoré sa nachádza v preskúmanom rozsahu. Toto optimum sa samozrejme otáčkami mení. Maximálny rozptyl momentu činil približne 5 Nm a najväčší rozptyl mernej spotreby bol dokonca 25 g/kWh v rozsahu počiatku horenia 25° – 55° pred HÚ.



Obr. 48 – Závislosť točivého momentu a mernej spotreby na časovaní zážihu; 7 000 min<sup>-1</sup>; konštantný kompresný pomer

Na základe citlivostných analýz sa zvolili kompresné pomery 13,7 a 13,1. Pre tieto kompresné pomery následne prebehla v softvéri GT-POWER optimalizácia počiatku horenia s ohľadom na maximálny točivý moment. Na tento účel sa použil modul Design Optimizer s algoritmom discrete-grid. Výsledné optimálne okamihy zážihu spolu s novými okrajovými podmienkami sa potom aplikovali do nastavenia softvéru AVL Fire.

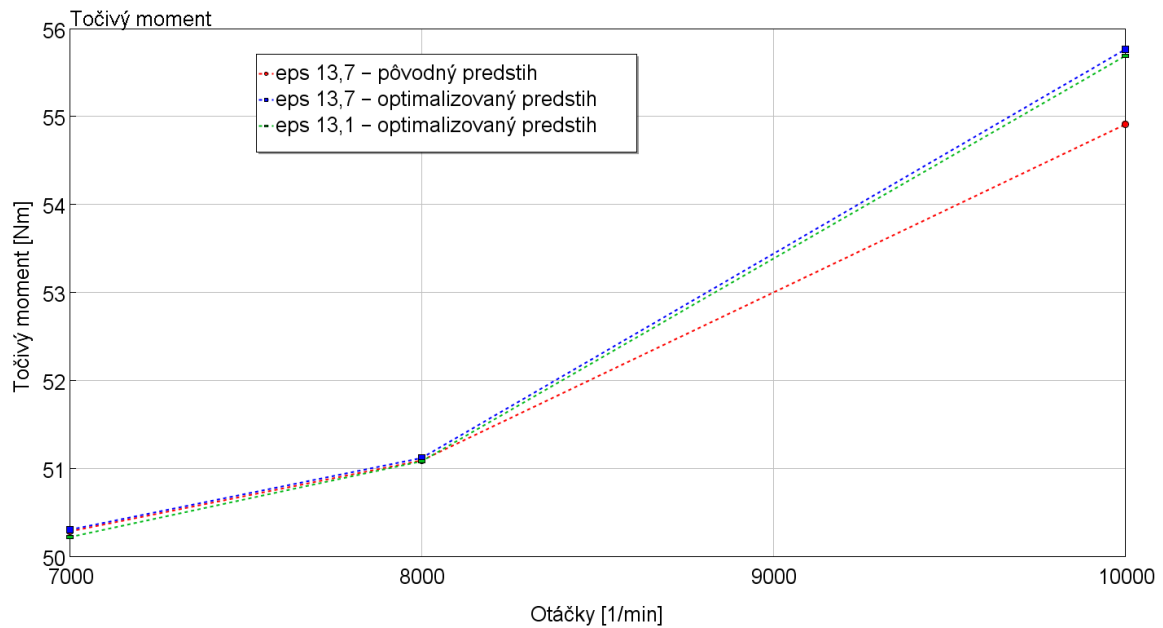
### 13.2. Výsledky simulácií s optimálnym predstihom a kompresným pomerom

Z výsledkov 3D CFD sa vzali priebehy rýchlosti horenia a zadali do modelu GT-POWER ako vstupný profil horenia, aby sa mohli priamo porovnávať výkonové parametre v skúmaných otáčkach. Je nutné podotknúť, že nasledovné výsledky výkonových parametrov a úrovne klepania slúžia najmä na porovnanie trendov jednotlivých variant.

Porovnávané varianty:

1.  $\epsilon = 13,7$  a pôvodné časovanie zážihu
2.  $\epsilon = 13,7$  a optimalizované časovanie zážihu
3.  $\epsilon = 13,1$  a optimalizované časovanie zážihu

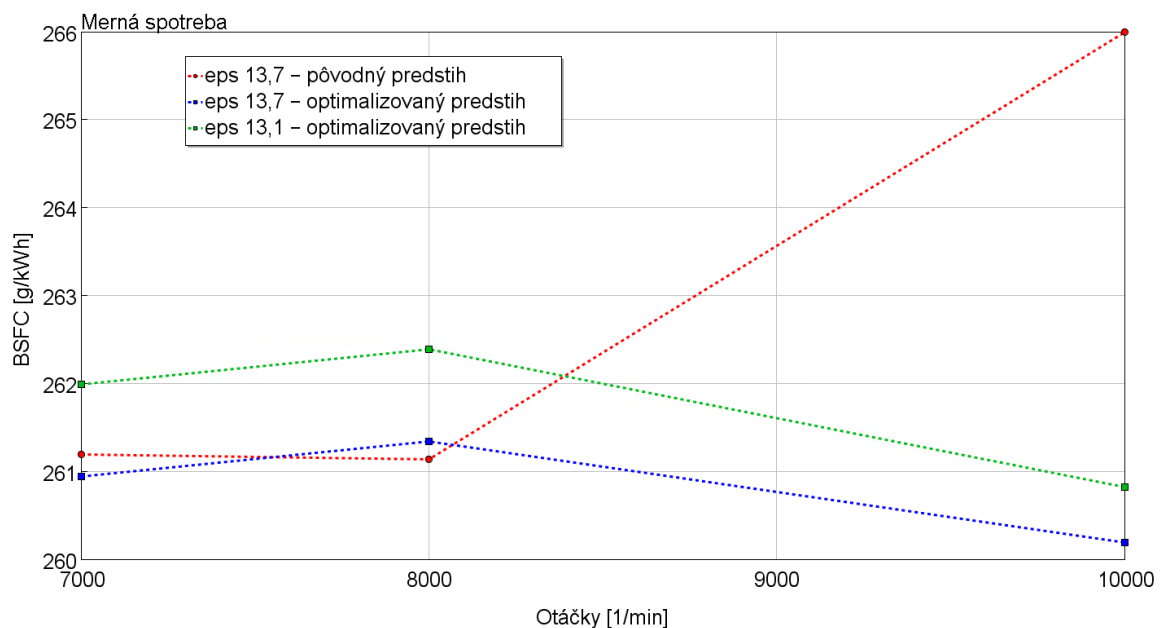
Výsledný točivý moment pre počítané otáčkové body je uvedený na Obr. 49.



Obr. 49 – Porovnanie točivého momentu pôvodného a optimalizovaných variantov

V otáčkach 7 000 a 8 000  $\text{min}^{-1}$  je rozdiel točivého momentu jednotlivých variantov zanedbateľný. Vplyvom optimalizácie počiatku horenia sa však v otáčkovom bode 10 000  $\text{min}^{-1}$  dosiahlo zvýšenia momentu o 1,5 % oproti variantu s pôvodným predstihom. Výsledný točivý moment pre varianty s kompresným pomerom 13,1 a 13,7 a optimalizovaným predstihom je v celom spektre veľmi podobný, čo potvrdilo predpokladaný malý vplyv kompresného pomeru v tomto rozmedzí.

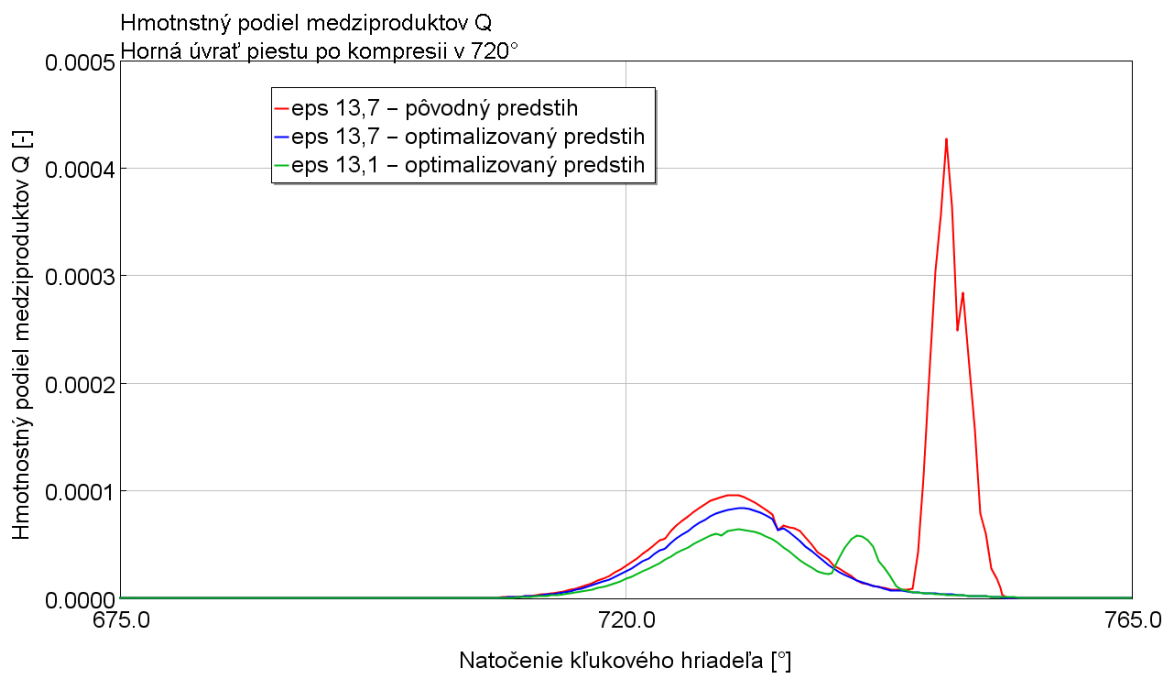
Výsledky mernej spotreby sú zobrazené na Obr. 50.



Obr. 50 – Porovnanie mernej spotreby pôvodného a optimalizovaných variantov

Znova v otáčkových bodoch 7 000 a 8 000  $\text{min}^{-1}$  je rozptyl mernej spotreby medzi všetkými simulovanými variantmi veľmi malý, do 0,5 %. Vďaka optimalizácii predstihu pre otáčky 10 000  $\text{min}^{-1}$  sa podarilo v tomto bode znížiť mernú spotrebu približne o 2,5 %. Rozdiel mernej spotreby medzi variantmi s kompresným pomerom 13,7 a 13,1 a optimalizovaným počiatkom zážihu sa pohybuje tiež do 0,5 % vo všetkých 3 otáčkach.

Podľa výsledkov modelu klepania v 3D CFD sa zistilo, že najvyššia úroveň klepania sa predpovedá v otáčkach 8 000  $\text{min}^{-1}$ . Optimalizáciou časovania zážihu sa v týchto otáčkach podarilo znížiť úroveň klepania pre oba kompresné pomery. Na Obr. 51 je porovnanie tvorby medziproduktov Q pre jednotlivé varianty v otáčkach 8 000  $\text{min}^{-1}$ . V prípade kompresného pomeru 13,1 a optimalizovaného predstihu sa dokonca dosiahlo 86 % zníženia maxima hmotnostného podielu medziproduktov Q.



Obr. 51 – Porovnanie hmotnostného podielu medziproduktov Q pôvodného variantu a optimalizovaných variant s kompresným pomerom 13,7 a 13,1; otáčky 8 000  $\text{min}^{-1}$

V nasledujúcej tabuľke sú uvedené percentuálne zmeny úrovne klepania variantov s optimalizovaným okamihom zážihom oproti úrovni klepania pôvodného variantu.

	Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]		
	7 000	8 000	10 000
$\epsilon = 13,7$	+ 5,81 %	- 81,35 %	- 7,55 %
$\epsilon = 13,1$	- 30,53 %	- 86,35 %	- 23,33 %

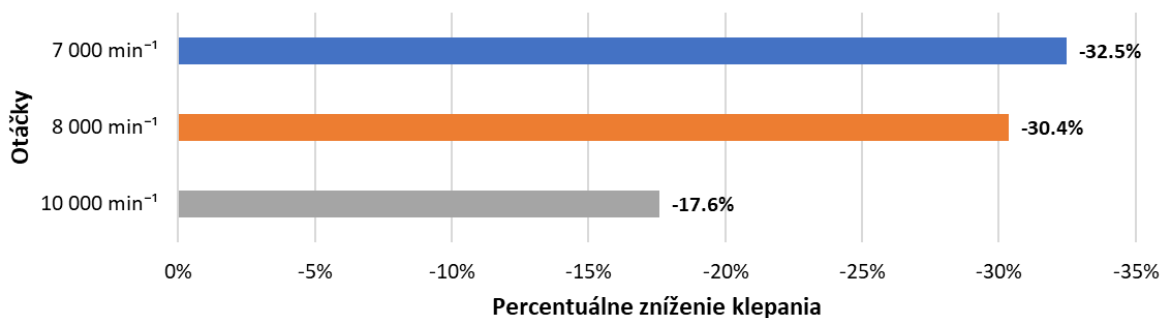
Tabuľka 8 – Porovnanie zmeny tendencie ku klepaniu pre varianty s optimalizovaným zážihom oproti pôvodnej variante



Varianta s kompresným pomerom 13,1 a optimalizovaným predstihom vykazoval v každom otáčkovom bode zníženie úrovne klepania o 23 % až 86 % oproti pôvodnej, skalibrovannej variante. Úroveň klepania variantu s kompresným pomerom 13,7 po optimalizácii predstihu v otáčkach  $7\,000\text{ min}^{-1}$  sa zvýšila o približne 6 % , v ostatných otáčkach tohto variantu však došlo k zníženiu klepania.

### 13.3. Zhrnutie výsledkov optimalizácie kompresného pomeru a predstihu

Na základe popísaných výsledkov sa dá určiť, že varianta s kompresným pomerom 13,1 pri vhodnom nastavení predstihu sa dokáže z hľadiska točivého momentu variantu s kompresným pomerom 13,7 a optimalizovaným predstihom. Predikovaný nárast spotreby s kompresným pomerom 13,1 sa pohybuje vždy iba v malom rozmedzí do 0,5 %. Avšak pre tento variant je zníženie klepania oproti kompresnému pomeru 13,7 veľmi výrazné v každom otáčkovom bode (Obr. 52).



Obr. 52 – Zhrnutie potenciálneho zníženia úrovne klepania použitím kompresného pomeru 13,1

Úprava zvýšenia kompresného pomeru motora tímu CTU CarTech z pôvodnej hodnoty na aktuálne používanú hodnotu 13,7 prebehla ešte počas sezóny 2015/2016, táto zmena však nebola založená na žiadnych výpočtoch, iba sa predpokladalo zníženie spotreby. Podľa výsledkov vtedajších meraní na brzdovom stanovišti sa výhoda zvýšeného kompresného pomeru nedala jednoznačne potvrdiť, pretože porovnávané merania sa uskutočnili s väčším časovým odstupom a merané motory sa líšili nielen kompresným pomerom, ale aj napríklad iným konceptom sacieho traktu.

Preto by bolo prínosné vykonať spoľahlivé porovnávacie meranie týchto dvoch kompresných pomerov v širšom otáčkovom spektre. Ideálne by bolo merania realizovať na jednom motore, ktorého kompresný pomer by sa menil iba zmenou hrúbky tesnenia hlavy. Pomocou takéhoto experimentu by bolo možné overiť výsledky tejto optimalizácie. Zároveň by bolo dobré aspoň pre experimentálne účely implementovať na blok snímače klepania, ktoré by zvýšili presnosť určovania úrovne klepania na brzdovom stanovišti.

## 14. Overenie návrhu vložiek sacích kanálov

Ďalšia úprava, ktorá môže mať priaznivý vplyv na zníženie úrovne klepania je zvýšenie turbulencie v spaľovacom priestore, ktorá potom vedie k skráteniu doby horenia. Na tento účel boli v minulosti Ing. Patrikom Bugárom navrhnuté vložky sacích kanálov pre motor tímu CTU CarTech. Tento návrh je detailne popísaný v jeho diplomovej práci [7]. Boli vytvorené dve verzie vložiek, z ktorých sa ako lepšia javila verzia s označením V1. Vložky boli následne aj vyrobené, avšak merania na brzdovom stanovišti zatiaľ neboli uskutočnené. Na Obr. 53 sú obe verzie týchto vložiek zobrazené.



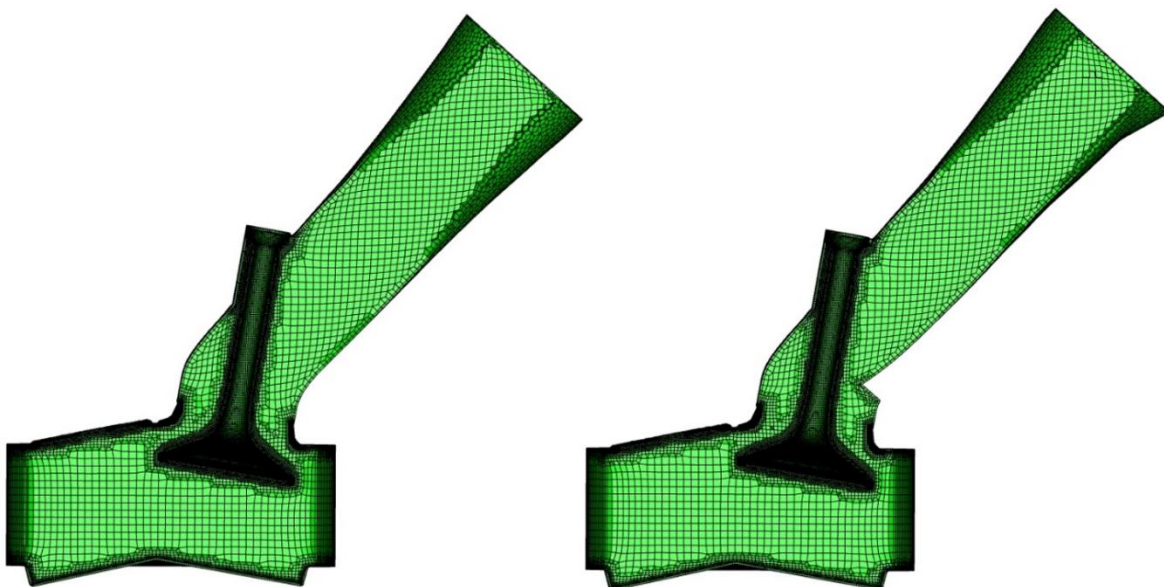
Obr. 53 – Hliníkové vložky sacích kanálov vyrobené sintrovaním [7]

Vložky sacích kanálov svojim tvarom znižujú plochu prierezu kanálu a spôsobujú tým vyššiu rýchlosť prúdenia, čo by malo zvýšiť úroveň turbulencie a rýchlosť horenia. Nevýhoda týchto vložiek spočíva v zhoršení prietokového súčiniteľa sacích kanálov, ktoré sa negatívne prejaví na naplnení valcov a škrtení pri výmene náplne.

Na vyhodnotenie výkonových parametrov a na overenie zníženia tendencie klepania motora s vložkami sacích kanálov sa využil skalibrovaný 3D CFD model, ktorému boli venované predošlé kapitoly.

### 14.1. Tvorba pohyblivej objemovej siete pre 3D CFD simulácie kanálu s vložkami

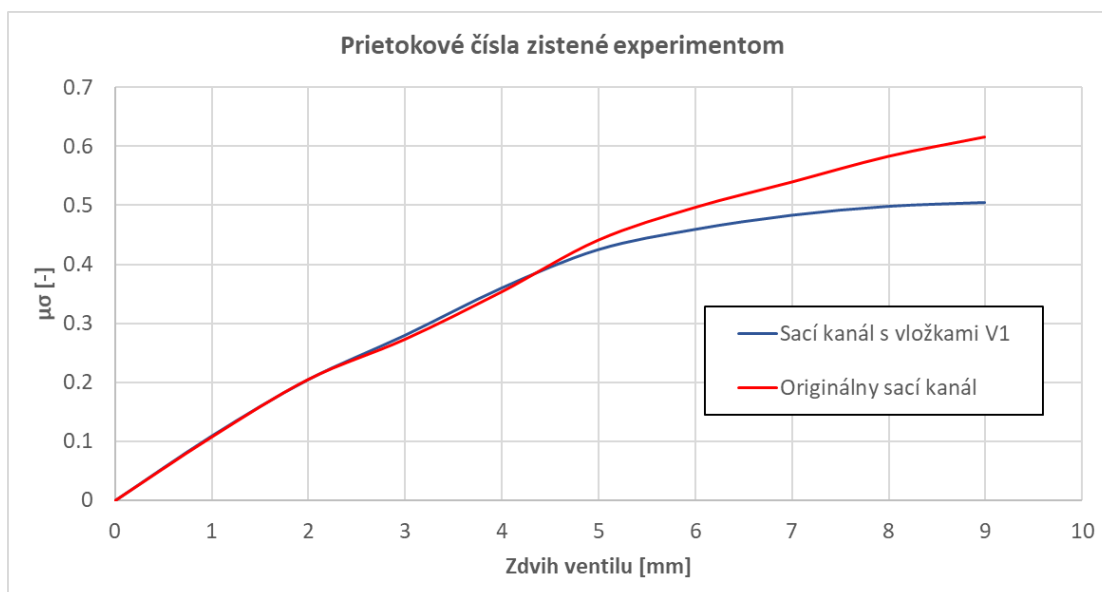
V prvom kroku bolo nutné zahrnúť do počítanej domény geometriu vložiek sacích kanálov. Do existujúcich povrchových sietí sacích kanálov sa pridali plochy vložky, prispôbili sa aj hranové siete. Nasledovalo vytvorenie pohyblivej objemovej siete v rozsahu celého cyklu s kompresným pomerom 13,7. Na Obr. 54 sú uvedené rezy objemovými sieťami pôvodného kanálu a kanálu s vložkami V1.



Obr. 54 – Rez objemovou sieťou pôvodných sacích kanálov (naľavo) a sacích kanálov s vložkami V1 (napravo)

## 14.2. Okrajové a počiatkové podmienky pre 3D CFD simulácie kanálu s vložkami

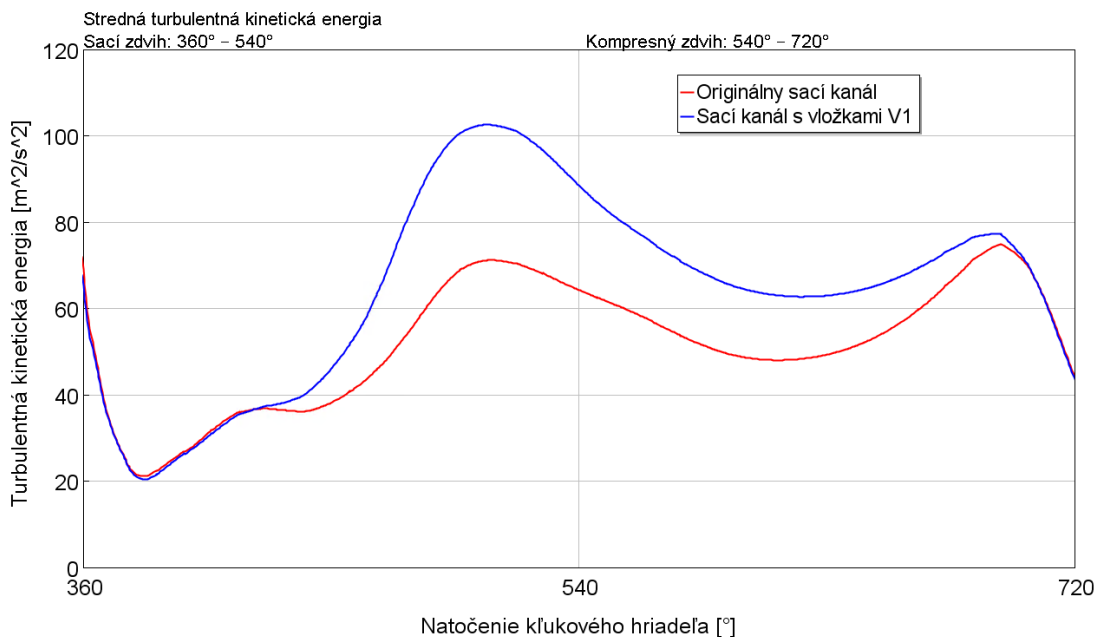
Ako už bolo spomenuté, vložky spôsobujú zmenu prietokových vlastností sacích kanálov. Preto bolo nutné zdefinovať nové okrajové a počiatkové podmienky, ktoré budú túto zmenu rešpektovať. Do modelu GT-POWER sa musela zadať experimentálne zistená závislosť prietokového čísla na zdvihu ventilu pre sacie kanály s vložkou. Porovnanie tejto závislosti originálnych a upravených sacích kanálov je uvedená na Obr. 55. Nové okrajové a počiatkové podmienky boli aplikované do skalibrovaného 3D CFD modelu a boli vykonané simulácie pre otáčky 7 000, 8 000 a 10 000  $\text{min}^{-1}$ .



Obr. 55 – Porovnanie prietokového čísla pôvodného sacieho kanálu a sacieho kanálu s vložkami V1

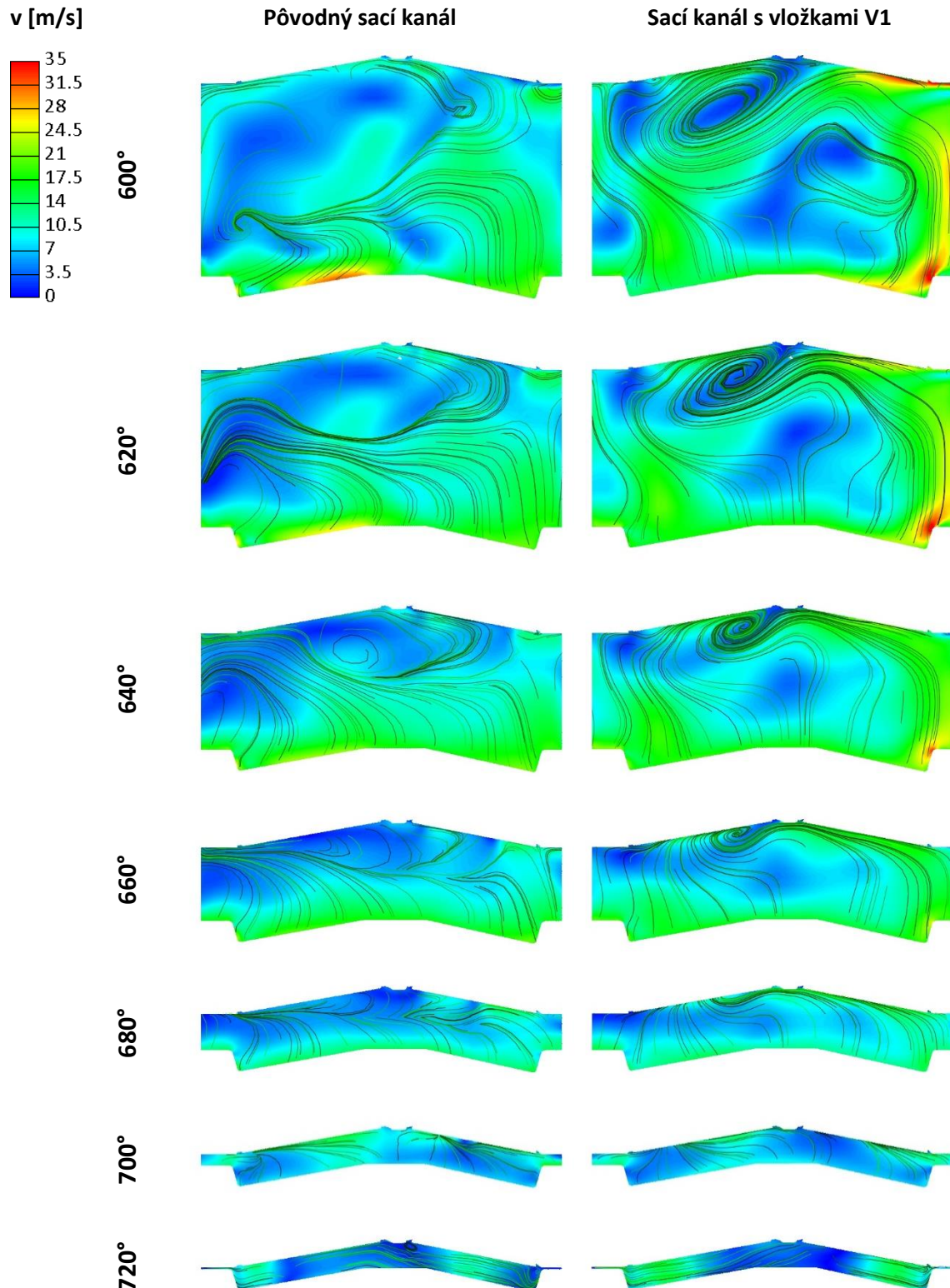
### 14.3. Výsledky 3D CFD simulací

Na začiatku vyhodnocovania výsledkov 3D CFD sa overila zhoda naplnenia valca pre GT-POWER a AVL Fire. Na porovnanie miery turbulencie dvoch verzií slúžil priebeh strednej turbulentnej kinetickej energie (TKE), tento priebeh pre  $8\,000\text{ min}^{-1}$  je uvedený v grafe na Obr. 56. Je vidno že hodnoty pre sací kanál s vložkami sú v porovnaní s pôvodnými kanálmi výrazne vyššie v sacom zdvihu piestu. Tento trend počas kompresného zdvihu sa postupne znižuje a pred koncom kompresného zdvihu sa turbulentná kinetická energia oboch variantov vyrovná.



Obr. 56 – Porovnanie TKE pôvodného a upraveného sacieho kanálu; otáčky  $8\,000\text{ min}^{-1}$

Na Obr. 57 je porovnané rýchlostné pole v reze valcom počas kompresného zdvihu s krokom  $20^\circ$  natočenia kľukového hriadeľa. Je vidno, že pre pôvodné sacie kanály vírové útvary nemajú jednoznačný smer. Variant s vložkami V1 naopak na začiatku kompresného zdvihu vykazuje silný vír typu tumble (os víru kolmá na os valca). Postupne ako sa objem valca komprimuje, tak dochádza k zmenšovaniu priemeru tohto víru a jeho životnosť vydrží približne do  $660^\circ$ . Ku koncu kompresie už tento vír nie je vôbec pozorovateľný a rýchlostné polia oboch variantov sú veľmi podobné. To nám potvrdzuje aj výsledky porovnania turbulentnej kinetickej energie, ktorá ku koncu kompresie oboch verzií nadobúda rovnaké hodnoty.



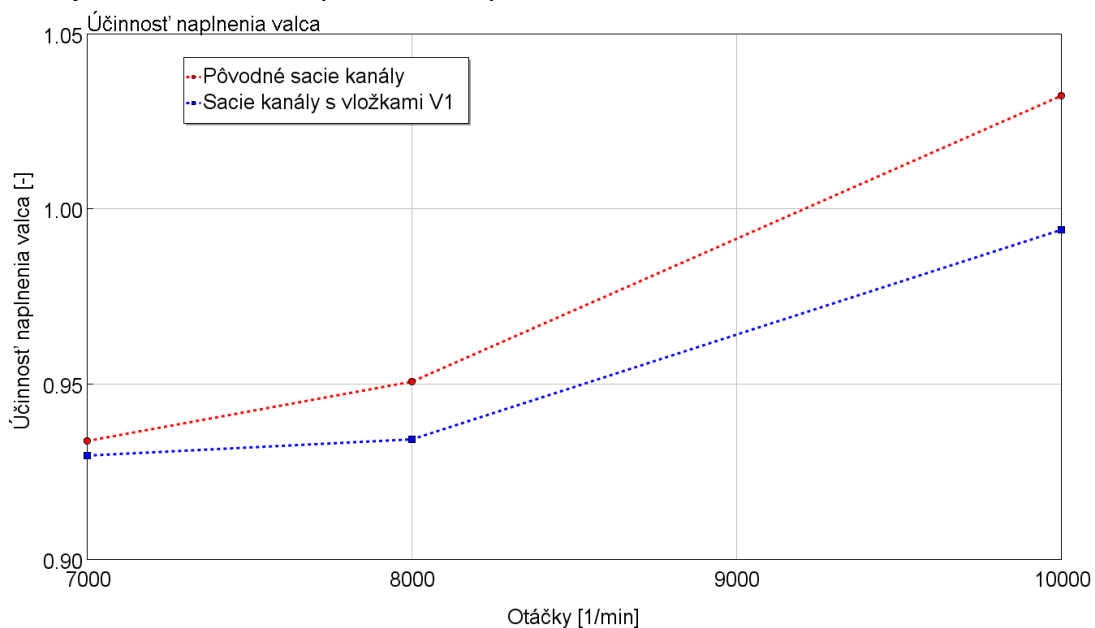
Obr. 57 – Porovnanie rýchlostných polí vo valci pre pôvodný kanál a sací kanál s vložkami; kompresný zdvih; otáčky  $8\,000\text{ min}^{-1}$

V realite víry nezanikajú skokovo, ale rozpadajú sa na menšie vírové útvary, pričom časť predávanej turbulentnej kinetickej energie sa disipáciou zmarí. V hornej úvrati piestu podľa výsledkov CFD nie sú prítomné žiadne vírové útvary. To znamená, že RANS model turbulencie so zvolenou veľkosťou buniek nedokázal zachytiť tento rozpad.

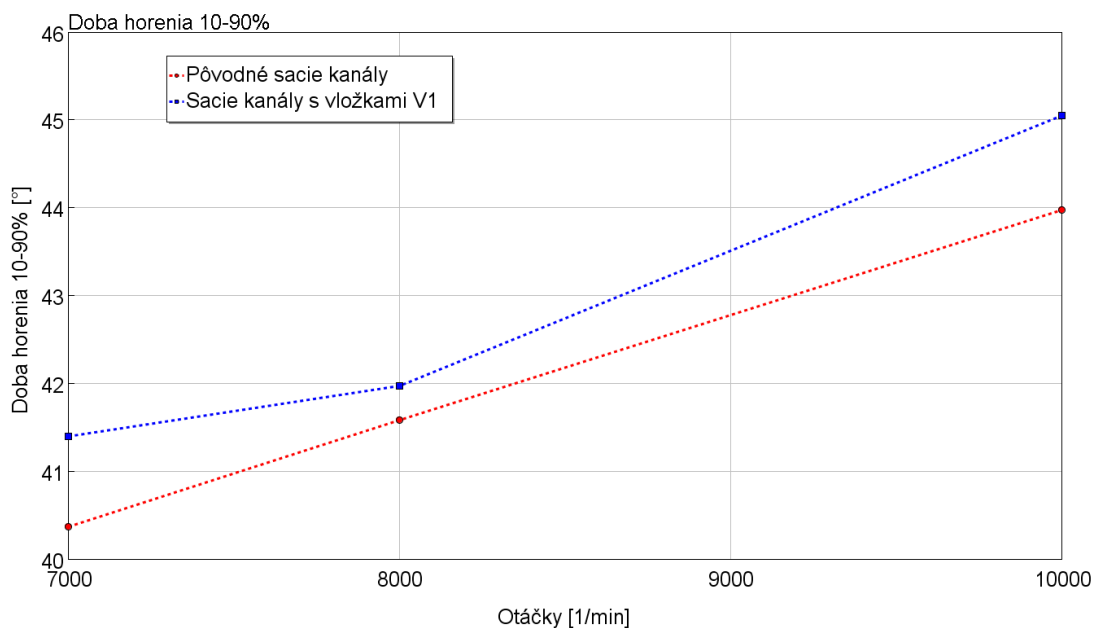


Kvůli zániku víru tumble a vyrovnání TKE na konci komprese v CFD modeli variantu s vložkami sa nedalo predpokladať výrazné zrýchlenie horenia v porovnaní s pôvodnými sacími kanálmi. Výkonové charakteristiky a ďalšie výsledné parametre motora sa vyhodnocovali v GT-POWER, do modelu sa zadali profily horenia exportované z 3D CFD výsledkov a nasledovalo prepočítanie 1D modelu s vloženými priebehmi horenia.

Podľa výsledkov sa potvrdilo, že plniaca účinnosť s vložkami bude horšia. Porovnanie hodnôt plniacej účinnosti je uvedené na Obr. 58, v otáčkach  $10\,000\text{ min}^{-1}$  sa predpokladá zhoršenie o 4 %. Na základe porovnania doby horenia  $\Delta\alpha_{10-90}$  (Obr. 59) sa horenie predĺžilo v každej otáčke, maximálny rozdiel doby horenia činí  $1^\circ$  natočenia kľukového hriadeľa.

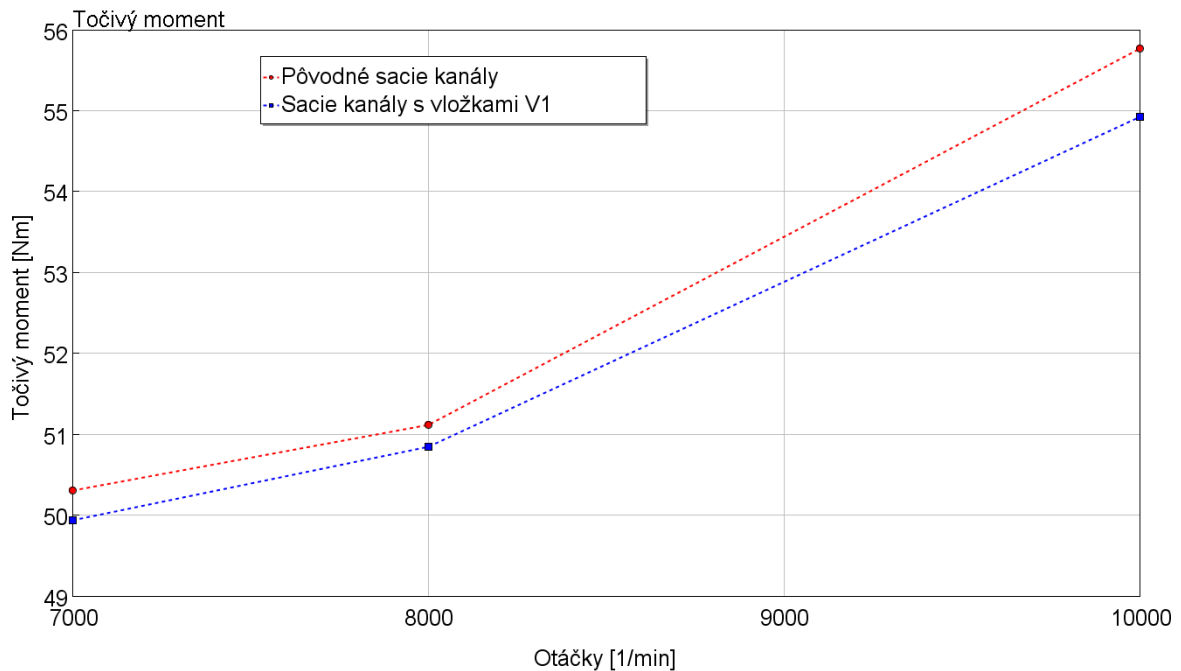


Obr. 58 – Porovnanie plniacej účinnosti motora s pôvodným sacím kanálom a kanálom s vložkami

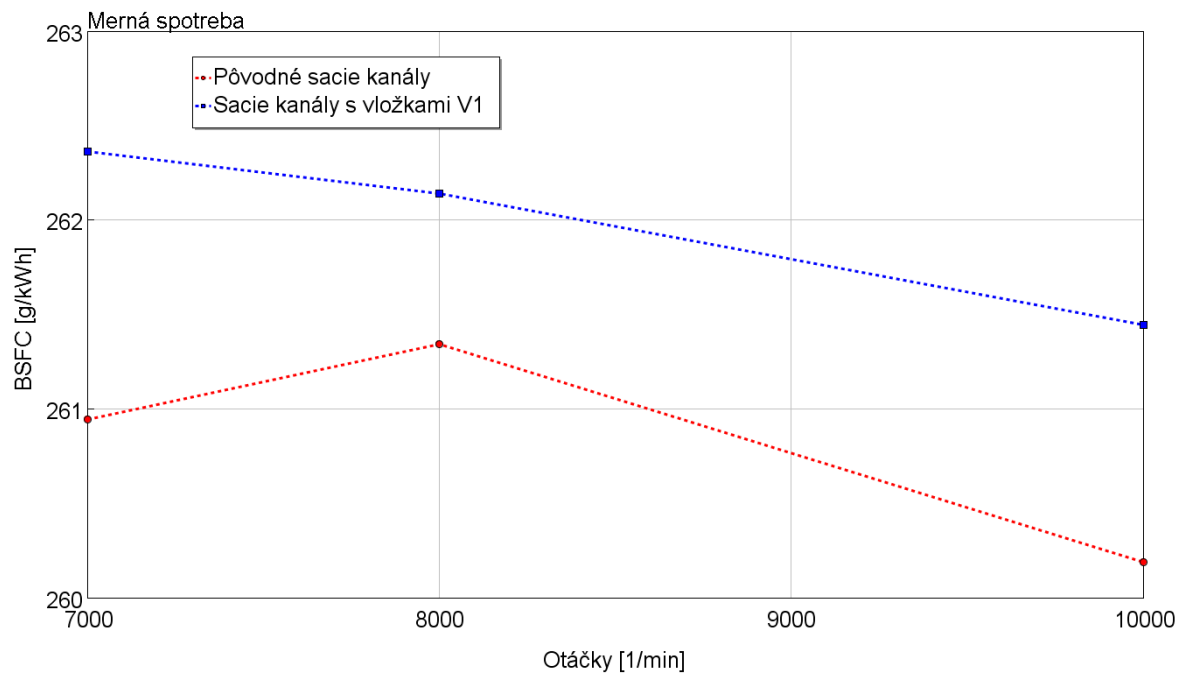


Obr. 59 – Porovnanie doby horenia motora s pôvodným sacím kanálom a kanálom s vložkami

Zhoršená plniaca účinnosť a predĺžená doba horenia majú samozrejme negatívny vplyv aj na výsledný točivý moment a mernú spotrebu motora. Tieto parametre sú porovnané na nasledujúcich grafoch – Obr. 60 a Obr. 61. Najväčší pokles točivého momentu je 1,5 %, pričom najväčšie zhoršenie predikovanej mernej spotreby je na úrovni 0,5 %.



Obr. 60 – Porovnanie mernej spotreby motora s pôvodným sacím kanálom a kanálom s vložkami



Obr. 61 – Porovnanie mernej spotreby motora s pôvodným sacím kanálom a kanálom s vložkami

Výsledky modelu klepania navyše preukázali zvýšenú náchylnosť na klepanie vo všetkých otáčkových bodoch motora s vložkami sacích kanálov oproti motoru s pôvodnými sacími kanálmi. V nasledujúcej tabuľke sú uvedené výsledné percentuálne zmeny úrovne klepania.

	Otáčky [min <sup>-1</sup> ]		
	7 000	8 000	10 000
sací kanál s vložkami	+ 7,89 %	+ 70,53 %	+ 60,74 %

*Tabuľka 9 – Percentuálna zmena úrovne klepania motora s vložkami sacích kanálov V1*

#### **14.4. Zhrnutie výsledkov overenia návrhu sacích kanálov s vložkami**

Podľa výsledkov 3D CFD simulácií sa zistilo, že v sacom zdvihu vzniká v motore s vložkami sacích kanálov výrazný vír typu tumble, to sa prejavuje aj vyššou turbulentnou kinetickou energiou ako v prípade motora s pôvodnými sacími kanálmi. V RANS výpočtoch ku koncu kompresného zdvihu však vír tumble zaniká a turbulentná kinetická energia je zrovnateľná s výsledkami pôvodných kanálov. To mohlo spôsobiť, že nakoniec je vplyv vložiek na priebeh horenia veľmi malý a vo výsledku sa ukázalo, že dokonca dochádza k zhoršeniu výkonových parametrov aj klepania. Takže na základe týchto výsledkov nie je možné očakávať výrazné zlepšenie horenia úpravou sacích kanálov.

Je nutné podotknúť, že simulácie LES by dokázali zachytiť aj menšie vírové útvary (napr. aj na konci kompresie) a mohlo by to viesť k spresneniu výsledkov 3D CFD. Kvôli efektu medzicyklovej variability v LES simuláciách by bolo vhodné počítať viacero cyklov po sebe. Simulácie s modelom turbulencie LES by však vyžadovali vytvorenie novej siete, kalibráciu modelu horenia, prestupu tepla a vykonanie overovacích výpočtov. Realizácia LES simulácii však v rámci tejto práce nebola možná z časových dôvodov.

Na záver sa dá skonštatovať, že práca Ing. Bugára naznačuje zlepšenie, ktoré sa ale v RANS výpočtoch nepotvrdilo, ale simulácie s LES modelom turbulencie neboli vykonané. Z týchto dôvodov sa nedá jednoznačne rozhodnúť, ktorý variant sacích kanálov je výhodnejší pre priebeh horenia a zníženie úrovne klepania.



## 15. Závěr

Závěr tejto práce obsahuje zhrnutie splnených cieľov, zhodnotenie výsledkov a odporúčania pre ďalší vývoj motora.

Splnené ciele tejto práce sú:

- Analýza nameraných dát motora tímu CTU CarTech zo závodov
- Zhodnotenie režimov motora z hľadiska optimalizácie výkonu a spotreby
- Vytvorenie výpočtovej siete pre 3D CFD simulácie celého cyklu
- Stanovenie okrajových a počiatkových podmienok pre 3D CFD simulácie, vrátane pokročilého modelu horenia a klepania
- Kalibrácia ladiacich parametrov 3D CFD simulácií – horenie a prestup tepla
- Optimalizácia nastavenia motora s ohľadom na zníženie úrovne klepania

V prvej časti tejto práce sa vytvoril univerzálny analytický nástroj na vyhodnocovanie ľubovoľnej veličiny nameranej počas jazdy formule v závislosti na mape motora. Vytvorený Matlab skript umožnil stanoviť časové využitie jednotlivých pracovných bodov motora počas závodov. Pomocou neho sa určili aj režimy motora, v ktorých je výhodné optimalizovať jeho spotrebu či výkon. Informácie získané týmito analýzami dokážu zvýšiť efektivitu naladenia motora na brzdovom stanovišti, ale tento analytický nástroj našiel uplatnenie aj pri porovnávaní dráhovej spotreby na rôznych tratiach alebo pri určovaní návrhového chladiaceho výkonu. K vytvorenému skriptu vznikol manuál, aby aj ďalší členovia tímu CTU CarTech mohli využívať tieto analýzy v rámci vývoja.

Ďalším cieľom tejto práce bolo vytvorenie komplexného 3D CFD modelu motora s pokročilým modelom horenia a klepania. Na začiatku sa prostriedkami reverzného inžinierstva vytvorili CAD modely častí motora, ktorými tím CTU CarTech nedisponoval. Nasledovala príprava povrchových a hranových sietí, na základe ktorých bolo možné vytvoriť pohyblivú sieť motora pre celý cyklus.

Zdrojom okrajových a počiatkových podmienok pre 3D CFD simulácie motora bol skalibrovaný 1D model, ktorý potom slúžil aj ako referencia pre kalibráciu naplnenia, priebehu horenia a prestupu tepla. Výsledná maximálna odchýlka skalibrovaného 3D CFD modelu od referenčného 1D modelu bol u naplnenia valca do 0,5 % a v prípade odvodu tepla z valca prestupom do 5 %.

Model horenia sa podarilo skalibrovať s presnosťou  $1^\circ$  pre 50 % bod horenia ( $\alpha_{50}$ ) a  $2^\circ$  pre dĺžku horenia 10 – 90 % ( $\Delta\alpha_{10-90}$ ). Výsledný tlakový aj teplotný priebeh z CFD simulácií odpovedal referencii s odchýlkou 1,5 %. Na určenie úrovne klepania v CFD simuláciách sa zvolil prediktívny model Shell, jej kalibračná konštanta sa nastavila s ohľadom na používané palivo.

Záverečná fáza práce sa zamerala na optimalizáciu nastavenia motora s ohľadom na zníženie úrovne klepania. V prostredí GT-POWER sa realizovali citlivostné analýzy časovania počiatku horenia a kompresného pomeru na výsledný točivý moment a mernú spotrebu, zároveň boli vykonané aj analýzy vplyvu týchto parametrov na úroveň klepania v 3D CFD.

Na základe výsledkov 3D CFD výpočtov s optimalizovanými parametrami sa zistilo, že pri vhodnom načasovaní predstihu sa motor s pôvodným kompresným pomerom 13,1 dokáže točivým momentom vyrovnáť motoru s kompresným pomerom 13,7, ktorý aktuálny motor využíva. Podľa výsledkov síce dochádza k zanedbateľnému nárastu spotreby, ale kompresným pomerom 13,1 sa úroveň klepania znížila asi o 18 – 33 % v závislosti na otáčkach (Obr. 52). Do budúca by bolo vhodné vykonať spoľahlivé porovnávacie meranie na brzdovom stanovišti pre kompresné pomery 13,1 a 13,7. Tým by bolo možné overiť výsledky optimalizácie a definitívne zvoliť vhodný kompresný pomer.

Nakoniec boli ešte realizované 3D CFD simulácie, ktoré mali overiť zníženie klepania úpravou geometrie sacích kanálov pomocou už navrhnutých vložiek. Tieto vložky svojou geometriou zvyšujú prietok v sacích kanáloch, čo by malo spôsobiť zvýšenie turbulencie a skrátenie doby horenia. Toto konštrukčné riešenie síce naznačuje zlepšenie, ktoré ale výsledkami RANS simulácií neboli potvrdené. LES simulácie však neboli vykonané, preto sa nedá jednoznačne rozhodnúť, ktorý variant sacích kanálov je výhodnejší.

Najväčším prínosom tejto práce je rozšírenie tímového know-how v oblasti 3D CFD výpočtov motora a vytvorenie skalibrovaného 3D CFD modelu, ktorý do budúca môže slúžiť na detailnejšie analýzy termodynamických dejov a prúdenia vo valci. To sa môže využiť nielen pri optimalizáciách, ale aj pre overenie úplne nových konštrukčných riešení. Zároveň sa portfólio vývojových prostriedkov motora rozšírilo o predikciu klepania, ktorý doteraz v tíme absentoval. Tieto nástroje majú dopomôcť v ďalších rokoch k udržaniu kroku s najlepšimi tímami zo sveta Formula Student.

## Zoznam použitej literatúry

- [1] HEYWOOD, J. B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill series in mechanical engineering, printed in USA. McGraw-Hill, 1988. ISBN 0-07-028637-X.
- [2] MACEK, Jan. *Spalovací motory*. 2. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-80-01-05015-6.
- [3] HROMÁDKO, Jan. *Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [4] KUTLAR, O et al. *Methods to improve efficiency of four stroke, spark ignition engines at part load*. Energy Conversion and Management [online]. 2005, 46(20), 3202-3220 [cit. 2021-7-29]. ISSN 01968904. Dostupné z: doi:10.1016/j.enconman.2005.03.008
- [5] COSTA, M et al. *Modeling and Performance Optimization of a Direct Injection Spark Ignition Engine for the Avoidance of Knocking*. In: Proceedings of the 4th International Conference on Simulation and Modeling Methodologies, Technologies and Applications [online]. SCITEPRESS - Science and Technology Publications, 2014, 2014, s. 484-496 [cit. 2021-7-29]. ISBN 978-989-758-038-3. Dostupné z: doi:10.5220/0005040204840496
- [6] STIESCH, Gunnar. *Modeling Engine Spray and Combustion Processes* [online]. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2003 [cit. 2021-7-29]. Heat and Mass Transfer. ISBN 978-3-642-05629-1. Dostupné z: doi:10.1007/978-3-662-08790-9
- [7] BUGÁR, P. *Optimalizace sacích kanálů motoru Yamaha R6 pro Formuli student*. Praha, 2018. Diplomová práce. ČVUT v Praze
- [8] *Turbulent flame* [online]. [cit. 2020-01-08]. Dostupné z: <https://crfl.kaust.edu.sa/error/500?aspxerrorpath=/Pages/Turbulence-chemistry%20interactions%20on%20statistically-stationary%20premixed%20flames.aspx>
- [9] *Detonation pitting and melting away a piston* [online]. [cit. 2021-7-29]. Dostupné z: <https://www.onpointdyno.com/knock-knock-detonation-time/>
- [10] *Recorded cylinder pressure traces including three super knock cycles* [online]. [cit. 2021-7-29]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/273919738\\_Relationship\\_between\\_super-knock\\_and\\_pre-ignition/figures?lo=1](https://www.researchgate.net/publication/273919738_Relationship_between_super-knock_and_pre-ignition/figures?lo=1)



- [11] *Figure 1.5, Figure 1.7* [online]. [cit. 2021-7-29]. Dostupné z:  
[https://www.researchgate.net/publication/322307456\\_Numerical\\_study\\_of\\_multi-dimensional\\_effects\\_in\\_Rapid\\_Compression\\_Machines/figures?lo=1](https://www.researchgate.net/publication/322307456_Numerical_study_of_multi-dimensional_effects_in_Rapid_Compression_Machines/figures?lo=1)
- [12] *Figure 3* [online]. [cit. 2021-7-29]. Dostupné z:  
<https://www.intechopen.com/chapters/56917>
- [13] *Pentroof tumble* [online]. [cit. 2021-7-29]. Dostupné z:  
<https://www.accessengineeringlibrary.com/binary/mheaeworks/3ec5461fcd0292d5/25c55352da10072271740c53ce44f99b20da3a0f95f66b532b0446a72a1b04d0/08x26.png>

**Zoznam obrázkov**

Obr. 1 – Monopost FS.12 (2020) .....	3
Obr. 2 – Model zostavy motora FS.12 .....	5
Obr. 3 – Zväčšenie aktívnej plochy plameňa pôsobením turbulencie [8].....	6
Obr. 4 – Graf normalizovaného vývinu tepla počas horenia .....	9
Obr. 5 – Graf priebehu normalizovanej rýchlosti horenia .....	10
Obr. 6 – Príklad poškodenia piestu a výfukového ventilu klepaním [9],[10].....	12
Obr. 7 – Priebeh tlaku vo valci pre režim a) bez klepania, b) so slabým klepaním, c) s výraznou úrovňou klepania [1] .....	12
Obr. 8 – Grafické znázornenie indukčnej doby pre a) jednostupňové vznietenie b) dvojstupňové vznietenie [11] .....	13
Obr. 9 – Závislosť indukčnej doby na teplote pre rôzne palivá [12] .....	14
Obr. 10 – Priebeh tlaku vo valci pre rôzne hodnoty predstihu [1] .....	15
Obr. 11 – Porovnanie p-V diagramu a zdvihových charakteristík ventilov Ottovho cyklu s a) Millerovým cyklom, b) Atkinsonovým cyklom [4].....	17
Obr. 12 – Strechový spaľovací priestor so štrbinami zvyšujúcimi odolnosť voči klepaniu [13] .....	18
Obr. 13 – Prehľad používaných vývojových prostriedkov .....	19
Obr. 14 – Model motora CTU CarTech v GT-POWER.....	20
Obr. 15 – Priebeh signálu prebytku vzduchu (zelený) a otáčok motora (červený) počas jazdy .....	23
Obr. 16 – Špička signálu lambda sondy pri radení.....	24
Obr. 17 – Špička signálu lambda sondy pri náhlom brzdení.....	24
Obr. 18 – 2D graf pracovných bodov motora v úplnej charakteristike počas závodu.....	25
Obr. 19 – Heatmap palivovej mapy motora, vstrekovacie časy uvedené v $\mu\text{s}$ .....	26
Obr. 20 – Heatmap časového využitia mapy motora, hodnoty uvedené v %.....	27
Obr. 21 – Heatmap priemerného natočenia škrtiacej klapky v percentách .....	28
Obr. 22 – Sken odliatku výfukových kanálov (Yamaha YZF-R6).....	29
Obr. 23 – Proces rekonštrukcie geometrie výfukových kanálov .....	30
Obr. 24 – Zostava motora vo forme a) objemového 3D CAD modelu, b) plošného STL modelu .....	31
Obr. 25 – Ukážka výberu plôch pre definíciu okrajových podmienok vstupu (modrá) a výstupu (červená) tekutiny (BND_) .....	32
Obr. 26 – Ukážka výberu plôch pre definíciu pohyblivých ventilov (MOV_) .....	32
Obr. 27 – Zobrazenie hranových sietí v prostredí AVL Fire .....	33
Obr. 28 – Výsledné zdvihové charakteristiky piestu a ventilov .....	34
Obr. 29 – Štyri sady povrchových a hranových sietí pre celý cyklus motora .....	35
Obr. 30 – Hrana ventilovej hlavy pred a po aplikácii hranového zjemnenia .....	36
Obr. 31 – Zmeraná výkonová charakteristika s vyznačenými skalibrovanými bodmi .....	37
Obr. 32 – Lokalizácia zdroja divergencie výpočtu pomocou 3D výsledkov .....	40
Obr. 33 – Porovnanie priebehu tlaku vo valci pre dva po sebe idúce cykly; $7\,000\text{ min}^{-1}$ .....	41
Obr. 34 – Porovnanie priebehu naplnenia valca s rôznymi okrajovými podmienkami; kompresný zdvih; $7\,000\text{ min}^{-1}$ .....	42
Obr. 35 – Porovnanie naplnenia valca pred a po korekcii okrajových podmienok; kompresný zdvih; $10\,000\text{ min}^{-1}$ .....	43
Obr. 36 – Graf priebehu rýchlosti horenia pre rôzne Stretch factory pri konštantnom okamihu zážihu; otáčky $7\,000\text{ min}^{-1}$ .....	44
Obr. 37 – Graf priebehu rýchlosti horenia pre rôzne časovania zážihu pri konštantnom Stretch factore; otáčky $7\,000\text{ min}^{-1}$ .....	45
Obr. 38 – Porovnanie priebehu vývinu tepla skalibrovaného a referenčného; otáčky $7\,000\text{ min}^{-1}$ .....	46
Obr. 39 – Porovnanie priebehu tepelného toku do stien pre rôzne nastavenia buniek medznej vrstvy; otáčky $7\,000\text{ min}^{-1}$ .....	47
Obr. 40 – Porovnanie tepelných tokov do stien pre rôzne nastavenia násobiteľa prestupu tepla; otáčky $7\,000\text{ min}^{-1}$ .....	48
Obr. 41 – Porovnanie priebehu odvedeného tepla počas cyklu; otáčky $10\,000\text{ min}^{-1}$ .....	49
Obr. 42 – Porovnanie tlakového priebehu referencie (GT-POWER) s 3D CFD (AVL Fire); $7\,000\text{ min}^{-1}$ ...	50

Obr. 43 – Porovnanie teplotného priebehu referencie (GT-POWER) s 3D CFD (AVL Fire); 7 000 min <sup>-1</sup> .	50
Obr. 44 – Hmotnostný podiel medziproduktu Q pre 3 rôzne predstihy; otáčky 7 000 min <sup>-1</sup> .....	52
Obr. 45 – 3D výsledky hmotnostného podielu medziproduktu Q; otáčky 7 000 min <sup>-1</sup> .....	53
Obr. 46 – Hmotnostný podiel medziproduktu Q pre kompresné pomery; otáčky 8 000 min <sup>-1</sup> ; konštantný predstih.....	53
Obr. 47 – Závislosť točivého momentu a mernej spotreby na kompresnom pomere; 7 000 min <sup>-1</sup> ; konštantný predstih.....	54
Obr. 48 – Závislosť točivého momentu a mernej spotreby na časovaní zážihu; 7 000 min <sup>-1</sup> ; konštantný kompresný pomer .....	55
Obr. 49 – Porovnanie točivého momentu pôvodného a optimalizovaných variantov.....	56
Obr. 50 – Porovnanie mernej spotreby pôvodného a optimalizovaných variantov.....	56
Obr. 51 – Porovnanie hmotnostného podielu medziproduktov Q pôvodného variantu a optimalizovaných variant s kompresným pomerom 13,7 a 13,1; otáčky 8 000 min <sup>-1</sup> .....	57
Obr. 52 – Zhrnutie potenciálneho zníženia úrovne klepania použitím kompresného pomeru 13,1 .....	58
Obr. 53 – Hliníkové vložky sacích kanálov vyrobené sintrovaním [7].....	59
Obr. 54 – Rez objemovou sieťou pôvodných sacích kanálov (naľavo) a sacích kanálov s vložkami V1 (napravo) .....	60
Obr. 55 – Porovnanie prietokového čísla pôvodného sacieho kanálu a sacieho kanálu s vložkami V1 ..	60
Obr. 56 – Porovnanie TKE pôvodného a upraveného sacieho kanálu; otáčky 8 000 min <sup>-1</sup> .....	61
Obr. 57 – Porovnanie rýchlostných polí vo valci pre pôvodný kanál a sací kanál s vložkami; kompresný zdvih; otáčky 8 000 min <sup>-1</sup> .....	62
Obr. 58 – Porovnanie plniacej účinnosti motora s pôvodným sacím kanálom a kanálom s vložkami ....	63
Obr. 59 – Porovnanie doby horenia motora s pôvodným sacím kanálom a kanálom s vložkami .....	63
Obr. 60 – Porovnanie mernej spotreby motora s pôvodným sacím kanálom a kanálom s vložkami .....	64
Obr. 61 – Porovnanie mernej spotreby motora s pôvodným sacím kanálom a kanálom s vložkami .....	64

## Zoznam tabuliek

Tabuľka 1 – Prehľad typov Selections v povrchovej sieti.....	33
Tabuľka 2 – Rozdelenie cyklu do 4 fáz podľa otvárania ventilov .....	35
Tabuľka 3 – Výsledky citlivostnej analýzy Stretch factoru na rýchlosť horenia; otáčky 7000 min <sup>-1</sup> .....	44
Tabuľka 4 – Výsledky citlivostnej analýzy časovania zážihu na rýchlosť horenia; otáčky 7 000 min <sup>-1</sup> .....	45
Tabuľka 5 – Porovnanie výsledných hodnôt $\alpha_{50}$ a $\Delta\alpha_{10-90}$ pre model GT-POWER a AVL Fire.....	46
Tabuľka 6 – Zhrnutie násobiteľov skalibrovaného prestupu tepla v priebehu cyklu.....	49
Tabuľka 7 – Prehľad značenia jednotlivých látok v reakčnom mechanizme modelu klepania Shell .....	51
Tabuľka 8 – Porovnanie zmeny tendencie ku klepaniu pre varianty s optimalizovaným zážihom oproti pôvodnej variante.....	57
Tabuľka 9 – Percentuálna zmena úrovne klepania motora s vložkami sacích kanálov V1 .....	65

**Zoznam použitých symbolov a skratiek**

Označenie	Jednotky	Význam
0D		0-dimenzionálny
1D		1-dimenzionálny
2D		2-dimenzionálny
3D		3-dimenzionálny
a	[-]	ladiaci parameter Vibeho funkcie
$\alpha$	[°]	okamžité poloha kľukového hriadeľa
$\alpha_{PH}$	[°]	počiatok horenia
$\Delta\alpha_{10-90}$	[°]	dĺžka horenia medzi 10 a 90 % uvoľneného tepla
$\Delta\alpha_H$	[°]	dĺžka horenia
$\alpha_{50, CA50}$	[°]	50 % bod horenia
B		vetviace činidlo reakcií
BND_		predpona výberu plochy pre okrajové podmienky
BSFC	[g/kWh]	merná spotreba
$C_i$	[kmol·m <sup>-3</sup> ]	molová koncentrácia i-tej látky
CAD		počítačom podporovaný návrh
CFD		výpočtová dynamika tekutín
CO		oxid uhoľnatý
CO <sub>2</sub>		oxid uhličitý
DOHC		dva vačkové hriadele v hlave valca
E	[J·kmol <sup>-1</sup> ]	aktivačná energia reakcií
E85		85 % etanolové palivo
ECFM-3Z		3-zónový rozšírený koherentný model plameňa
ECU		riadiaca jednotka motora
EGR		recirkulácia výfukových spalín
EIVC		skoré zatvorenie sacieho ventilu
$\varepsilon$	[-]	kompresný pomer
evc		zatvorený výfukový ventil
evo		otvorený výfukový ventil
$\gamma_i$	[-]	stechiometrický koeficient danej látky
HÚ		horná úvrať piestu
I		inertná látka v reakčnom mechanizme
ivc		zatvorený sací ventil
ivo		otvorený sací ventil
k		rýchlostná konštanta reakcie
K	[-]	konštanta chemickej rovnováhy
KH		kľukový hriadeľ
$\lambda$	[-]	súčiniteľ prebytku vzduchu
LES		Large Eddy Simulation

Označení	Jednotky	Význam
LIVC		neskoré zatvorenie sacieho ventilu
m	[-]	ladiaci parameter Vibeho funkcie
MOV_		predpona výberu plochy pre pohyblivé časti
NO		oxid uhoľnatý
O <sub>2</sub>		oxidačné činidlo, molekula kyslíku
OČ		oktánové číslo
OP		okrajová podmienka
p	[Pa]	tlak
P		produkty reakčného mechanizmu
Q		medziprodukty reakčného mechanizmu
R	[J·kmol <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	univerzálna plynová konštanta
R*		radikály v reakčnom mechanizme
r.v.		rok výroby
RANS		Reynolds Averaged Navier-Stokes
RCM		Rapid Compression Machine
REF_		predpona výberu plochy pre zjemnenie
RH		uhľovodíkové palivo
RONxx		palivo s výskumným oktánovým číslom xx
SSF		Solver Steering File
STL		Standard Triangle Language
t	[ms]	čas
T, T <sub>o</sub>	[K]	termodynamická teplota
τ <sub>COMB</sub>	[ms]	časová mierka fázy horenia
τ <sub>CH</sub>	[ms]	časová mierka chemických reakcií
τ <sub>D</sub>	[ms]	indukčná doba
TCI		turbulentne-chemická interakcia
TKE	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	turbulentná kinetická energia
TPA		3-tlaková analýza
v_INI		predpona výberu pre počiatočné podmienky
V1		označenie verzie vložiek sacích kanálov
V <sub>k</sub>	[cm <sup>3</sup> ]	kompresný objem
V <sub>z</sub>	[cm <sup>3</sup> ]	zdvihový objem
x <sub>b</sub>	[-]	normalizovaný vývin tepla