

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**

Fakulta strojní – Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



DIPLOMOVÁ PRÁCE

**Optimalizace vyplachování dvoudobého  
spalovacího motoru spojením 1D a 3D  
přístupu**

Optimization of 2-stroke ICE scavenging process while combining 1-D and 3-D CFD  
approach

Jan Rudolf

2021



# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení:	<b>Rudolf</b>	Jméno:	<b>Jan</b>	Osobní číslo:	<b>438623</b>
Fakulta/ústav:	<b>Fakulta strojní</b>				
Zadávací katedra/ústav:	<b>Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel</b>				
Studijní program:	<b>Strojní inženýrství</b>				
Studijní obor:	<b>Dopravní, letadlová a transportní technika</b>				

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Optimalizace vyplachování dvoudobého spalovacího motoru spojením 1-D a 3-D CFD přístupu**

Název diplomové práce anglicky:

**Optimization of 2-stroke ICE scavenging process while combining 1-D and 3-D CFD approach**

Pokyny pro vypracování:

Proveďte experimentální měření na poskytnutém prototypu jednoválcového dvoudobého motoru s externím dmychadlem. Získaná data využijte pro kalibraci modelů motoru. Sestavte 1D model motoru v programu GT Power. Sestavte 3D CFD model motoru, který využijte pro výpočet vyplachovací křivky. Zjištěnou křivku následně použijte pro kalibraci 1D modelu. Kvalitu výpočtové sítě ověřte pomocí experimentálních dat. Zhodnoťte, zda má použité příčné vyplachování výhody oproti konvenčnímu vratnému vyplachování. Pomocí kalibrovaného 1D modelu proveďte optimalizaci vyplachování v pracovním bodě, pro který byl navržen rezonanční výfuk. Optimalizaci proveďte za účelem dosažení co nejvyššího točivého momentu.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

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

Datum zadání diplomové práce: **30.10.2020** Termín odevzdání diplomové práce: **06.01.2021**

Platnost zadání diplomové práce:

doc. Ing. Oldřich Vítek, 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.

30.10.2020 Datum převzetí zadání

Rudolf Podpis studenta

## Anotační list

Jméno autora:	Jan Rudolf
Název bakalářské práce:	Optimalizace vyplachování dvoudobého spalovacího motoru spojením 1D a 3D přístupu
Title:	Optimization of 2-stroke ICE scavenging process while combining 1-D and 3-D CFD approach
Akademický rok:	2020/2021
Obor studia:	Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	U 12120 - Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí bakalářské práce:	doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 114 Počet obrázků: 67 Počet tabulek: 12 Počet příloh: 60
Klíčová slova:	optimalizace, dvoutaktní, motor, dmychadlo, vyplachování
Keywords:	optimization, two-stroke, engine, blower, scavenging, GT Power, FIRE
Anotace:	Tato práce se zabývá optimalizací vyplachování dvoudobého zážehového spalovacího motoru o zdvihovém objemu 500 cm <sup>3</sup> . Prototyp určený k optimalizaci vychází z návrhu pana Ing. Králíka, který nahrazuje konvenční dmychadlo dvoutaktního motoru externím pístovým dmychadlem. Cílem práce bylo seznámení se s problematikou kombinace 1D a 3D přístupu pro modelování spalovacích motorů a za pomoci kalibrovaných modelů provést optimalizaci.
Abstract:	This thesis deals with a design of an optimization of a two-stroke ICE with a cylinder capacity 500 ccm. The prototype which is used for the optimization is based on Ing. Kralik's design which changes the conventional blower of the two-stroke engine for external piston blower. The aim of this thesis is to find out the issues of combining 1-D and 3-D CFD approach for modeling internal combustion engines and to use calibrated models for optimization.

## **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pouze za odborného vedení vedoucího práce a konzultantů. Veškeré zdroje informací, ze kterých jsem čerpal, jsou uvedené v seznamu literatury.

V Praze dne



Jan Rudolf

## **Poděkování**

Touto cestou bych rád poděkoval všem, kdo mě podpořili při tvorbě této práce. Speciální poděkování patří panu doc. Ing. Oldřichovi Vítkovi, Ph.D. za příkladné vedení, přínosné konzultace, rady a trpělivý přístup při řešení této diplomové práce. Dále bych moc rád poděkoval panu Ing. Petrovi Králíkovi, CSc. za poskytnutí všech potřebných prostředků nezbytných pro realizaci této práce. Poděkování patří také panu Ing. Pavlovi Brynychovi, Ph.D. za vedení této práce v první polovině mého magisterského studia a dále panu Ing. Petrovi Hatschbachovi, CSc. za spolupráci při měření, které jsme prováděli na motoru.

# Obsah

Seznam použitých symbolů a zkratk	8
Úvod	10
1 Prototypy nekonvenčních motorů	11
2 Modelování spalovacích motorů	14
2.1 Obecná teorie	14
2.2 Matematický základ	16
3 Měření tlakových ztrát na prototypu	19
3.1 Sací potrubí	20
3.2 Jazyčkový ventil	24
3.3 Výfukový kanál	27
3.4 Plnicí kanál	31
3.5 Výfukové potrubí	38
4 Simulace experimentů pomocí 3D CFD modelů	40
4.1 Výfukový kanál	40
4.2 Celý motor	44
4.3 Celý motor – korekce sítě a citlivost na velikost buněk	45
5 První fáze kalibrace	47
5.1 Tvorba 1D modelu motoru	47
5.1.1 Okrajové a počáteční podmínky pro 3D CFD výpočet	50
5.2 3D CFD model motoru	51
5.2.1 Tvorba výpočtové sítě	52
5.2.2 Nastavení výpočtu	53
5.2.3 Výsledky 3D simulací první fáze kalibrace	56
5.3 Porovnání obou modelů	63
5.4 Kalibrace modelu hoření	65
6 Druhá fáze kalibrace	66
6.1 Kalibrace 1D modelu za pomoci výsledků 3D CFD	66
6.1.1 Okrajové podmínky teploty v pracovním válci	67
6.1.2 Kalibrace průtokových součinitelů s ohledem na tlak	68
6.2 3D model druhé fáze kalibrace	69
6.2.1 Definice nových okrajových a počátečních podmínek 3D modelu	69
6.3 Výsledky simulací	70

6.3.1	První výpočetní model .....	70
6.3.2	Druhý výpočetní model.....	72
7	Porovnání aktuálního vyplachování s vratným.....	79
7.1	Tvorba 3D CAD modelů .....	79
7.2	Výpočetní modely motoru s vratným vyplachováním .....	81
7.3	Výsledky simulací .....	81
8	Optimalizace motoru .....	84
8.1	1D model.....	85
8.2	Optimalizace 2000 min <sup>-1</sup> .....	86
8.2.1	Optimalizace bez nutnosti výroby kompletně nového prototypu .....	86
8.2.2	Optimalizace s nutností výroby nového prototypu .....	92
8.2.3	Vliv jednotlivých parametrů na výkon motoru .....	92
9	Porovnání.....	94
9.1	Konvenční dvoudobý motor.....	94
9.1.1	Citlivost na jednotlivé optimalizační parametry.....	98
9.2	Konvenční čtyřdobý motor.....	99
10	Závěr .....	104
	Zdroje.....	106
	Seznam obrázků, grafů, tabulek a rovnic.....	108
	Seznam příloh .....	112

## Seznam použitých symbolů a zkratek

<b>Značka</b>	<b>Jednotka</b>	<b>Název veličiny</b>
$a$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost zvuku
$A_{sk}$	[m <sup>2</sup> ]	skutečná průtočná plocha
$A_t$	[m <sup>2</sup> ]	teoretická průtočná plocha
$DEP_x$	[mm]	průměry jednotlivých částí výfukového potrubí
$e$	[J·kg <sup>-1</sup> ]	celková energie
$EXD$	[mm]	průměr odpovídající ploše výfukového kanálu
$g_j$	[m·s <sup>-2</sup> ]	zrychlení (např. gravitační)
$i_p$	[-]	počet činných zdvihů
$i_v$	[-]	počet válců motoru
$K_x$	[-]	konstanty pro výpočet geometrie výfukového potrubí
$PLC$	[-]	součinitel tlakových ztrát
$P_\varphi$		objemové zdroje
$p$	[Pa]	tlak ve válci
$p_1$	[Pa]	tlak na vstupu
$p_2$	[Pa]	tlak na výstupu
$p_e$	[bar]	střední efektivní tlak
$p_i$	[bar]	střední indikovaný tlak
$p_s$	[Pa]	statický tlak v nejužším místě trysky
$p_o$	[Pa]	klidový tlak
$p_{vn}$	[bar]	střední tlak odpovídající výměně náplně válce
$P_V$	[W]	výkon
$\dot{q}_j$	[W·m <sup>-2</sup> ]	hustota tepelného toku
$\dot{Q}_V$	[W]	tepelný tok
$Q_p$	[J]	teplo přivedené do pracovního oběhu
$r$	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	měrná plynová konstanta
$t$	[s]	čas
$t_o$	[s]	doba otevření výfukového kanálu
$T_o$	[K]	klidová teplota
$L_t$	[mm]	rezonanční délka výfukového potrubí
$LP_{xx}$	[mm]	délky jednotlivých úseků výfukového potrubí
$M$	[Nm]	kroucí moment motoru
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky motoru
$n_j$	[-]	jednotkový vnější vektor
$\dot{m}_{sk}$	[kg·s <sup>-1</sup> ]	skutečný hmotnostní tok
$\dot{m}_t$	[kg·s <sup>-1</sup> ]	teoretický hmotnostní tok
$S_\varphi$		povrchové zdroje



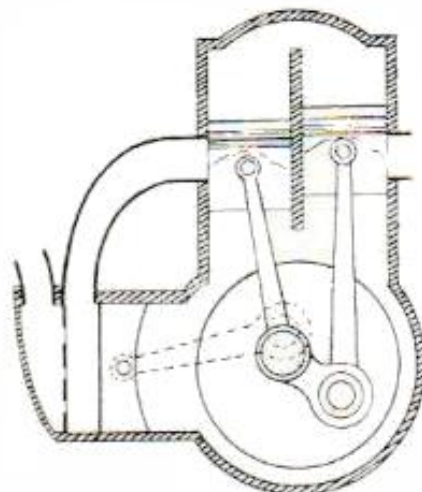
$v_1$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost na vstupu
$v_{sk}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	skutečná rychlost proudění
$v_t$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost na výtoku z trysky při izoentropické expanzi
$V_{z1}$	[m <sup>3</sup> ]	zdvihový jednoho objem válce
$w_j$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost proudění tekutiny
$w_{Gj}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost pohybu hranice kontrolního objemu
$x$	[m]	souřadnice ve směru osy potrubí
$\alpha$	[°]	úhel natočení klikového hřídele
$\alpha'$	[-]	součinitel kontrakce proudu
$\alpha_{50\%}$	[°]	poloha padesátiprocentního bodu Vibeho křivky
$\alpha_o$	[°]	úhel otevření výfukového kanálu
$\beta$	[-]	korekce na hustotu
$\gamma$	[-]	korekce na rychlost
$\delta_{ij}$	[-]	jednotkový tenzor
$\eta_m$	[%]	mechanická účinnost motoru
$\eta_{ch}$	[%]	zlomek zohledňující odvod tepla chlazením
$\Delta\eta_{vn}$	[%]	účinnost výměny náplně válce
$\eta_{vyf}$	[%]	zlomek zohledňující odvod tepla spaliny
$\kappa$	[-]	izoentropický exponent
$\lambda$	[-]	součinitel přebytku vzduchu
$\mu$	[-]	průtokový součinitel
$\pi$	[-]	tlakový poměr
$\rho_1$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	hustota na vstupu
$\rho_o$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	klidová hustota
$\rho_{sk}$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	skutečná hustota
$\rho_t$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	teoretická hustota
$\tau$	[-]	počet dob motoru
$\tau_{ij}$	[Pa]	tenzor vazkých napětí
$\varphi$		obecná bilancovaná veličina

## Úvod

Dvoudobý motor je znám již od 19. století a od této doby prodělal mnoho úprav a vylepšení. Zažil období velké popularity, kdy se mnoho konstruktérů snažilo navrhnout co nejlépe fungující variantu, ale také období úpadku, ve kterém se vlastně nachází nyní. Myšlenka dvoudobého motoru je opravdu lákavá, neboť při stejných otáčkách jsme schopni získat teoreticky až dvojnásobný měrný výkon než u motoru čtyřdobého. Konvenční koncept dvoudobého motoru je navíc konstrukčně významně jednodušší, protože nám odpadají komplikace spojené s rozvodovým mechanismem. Tyto motory proto vycházejí menší a lehčí. Tato jednoduchá koncepce ovšem nese i svá negativa, které jeho širší nasazení komplikují. Hlavní nevýhodou je zde výměna náplně válce, kde díky jednoduchému principu není mnoho možností, jak motor v tomto ohledu vylepšit. Vzhledem k větší práci na výměnu náplně válce, nižší účinnosti a vyšším emisím začal být motor přesouván do oblastí, kde jeho použití dává největší smysl. Jsou to zejména velmi malé motory, kde je vzhledem k velikosti nemožná výroba komponent rozvodového mechanismu, nebo do oblasti velmi velkých motorů, kde je díky vhodnému turbodmychadlu možné využít energii výfukových plynů na to, abychom pokryli ztráty při výměně náplně válce. Tyto motory mají naopak účinnost velmi vysokou. Další oblastí mohou být i aplikace, kde je kladen důraz na velký výkon, malou hmotnost a jednoduchou údržbu. Typickým příkladem jsou závodní motocykly pro enduro a trial.

Čas od času se objeví někdo, kdo vymyslí nějaké zlepšení ve snaze umožnit použití dvoudobých motorů i tam, kde to dnes není obvyklé. Typickým příkladem může být například koncept s dvěma protiběžnými písty, který díky absenci další plochy pro odvod tepla chlazením a dvěma činným pracovním plochám slibuje vynikající účinnost. Dalším příkladem aplikace je použití dvoudobého režimu u motoru čtyřdobé koncepce. Toho je možné docílit díky plně variabilnímu rozvodovému mechanismu. Po vyzkoušení se ale přišlo na to, že při provozu ve dvoudobém režimu dochází ke zkratovému vyplachování (čerstvá směs/vzduch odchází přímo do výfuku a ve válci zůstávají ve velké míře spaliny), a proto se tato varianta moc nerozšířila.

Já osobně jsem se měl také možnost podílet na projektu dvoudobého motoru, jehož autorem je pan Ing. Králík. Ten se rozhodl zrealizovat myšlenku, kterou měl v hlavě po desetiletí. Hlavní změnou u této koncepce bylo přidání externího pístového dmychadla. Tlakový spád mezi sáním a výfukem, který je nutný pro fungování dvoudobého motoru, již není vytvářen jako u většiny konvenčních motorů dmychadlem tvořeným spodní stranou pístu, ale je zde přidáno externí pístové dmychadlo speciální konstrukce. Hlavní myšlenkou bylo prozkoumat pomocí nejmodernějších simulačních a experimentálních nástrojů vliv externího dmychadla aplikovaného na standardní koncepci s rezonančním výfukem. Výhodou externího dmychadla je to, že můžeme nezávisle měnit jeho kompresní poměr a také můžeme měnit jeho časování. Podobné koncepty byly zkoušeny již dříve viz. obrázek 1, ale hlavní změnou je zde odstranění škodlivých prostor a možnost lepší optimalizace.



Obrázek 1 - Závodní motor DKW [1]

Základní optimalizace byla již provedena v mé bakalářské práci. Dle navržených parametrů byly následně vyrobeny dva prototypy, na kterých bylo provedeno základní měření. Z obou variant byla následně vybrána ta perspektivnější, kterou jsem v rámci této práce podrobněji namodeloval a následně optimalizoval. [2]

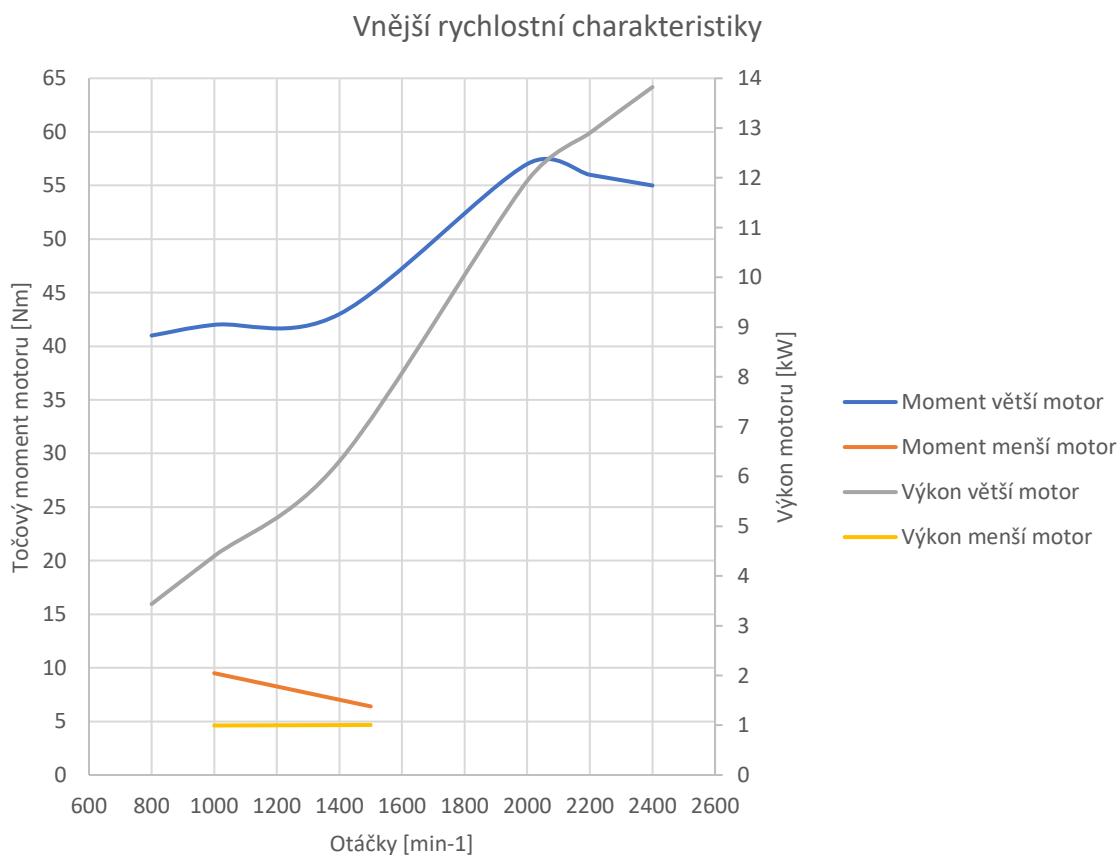
## 1 Prototypy nekonvenčních motorů

Pro tvorbu diplomové práce jsem měl k dispozici dva vyrobené prototypy. Jednalo se o konstrukčně velmi podobné motory, které se lišily hlavně ve velikosti. Výroba prvního prototypu o menším zdvihovém objemu byla ovlivněna především tím, že jsme prakticky nikdo neměl zkušenosti s výrobou motorů. Objevila se zde tedy spousta drobných komplikací, které jsme při první tvorbě výkresové dokumentace nevzali v úvahu. Při tvorbě druhého motoru jsme již zkušeností měli více, a to se pozitivně odrazilo na výsledku. Z tabulky 1 a z naměřených vnějších rychlostních charakteristik vyplývá, že větší motor je na tom z výkonového hlediska mnohem lépe. Celkem logicky jsem tedy pro další optimalizaci zvolil nadějnější větší motor.

Cílem měření na brzdě bylo určit základní výkonové parametry a ověřit, zda nekonvenční provedení obou motorů ob stojí z hlediska životnosti. Proto nebyly v první fázi osazeny tlakové senzory, které by ale pomohly při následné kalibraci modelů. Během zkoušek bohužel došlo ke zničení obou prototypů, takže jsme nemohli naměřit vnější rychlostní charakteristiku pro celé spektrum otáček. Na vině byla u prvního motoru špatně zvolená kombinace materiálu pístu a vložky motoru, které nebyla přizpůsobena výrobní tolerance. Vlivem tepelné roztažnosti tak došlo velmi rychle k zadření. Charakteristiku jsme proto naměřili pouze do  $1500 \text{ min}^{-1}$ . U druhého motoru se podařilo udělat před testem úpravy v toleranci a motor tak pracoval o poznání déle. Stihli jsme tedy naměřit hodnoty do  $2400 \text{ min}^{-1}$ . Následně se ale projevila další slabina, kterou bylo mazání kluzných ložisek v klikové skříni. Proto i u tohoto motoru došlo k zadření.

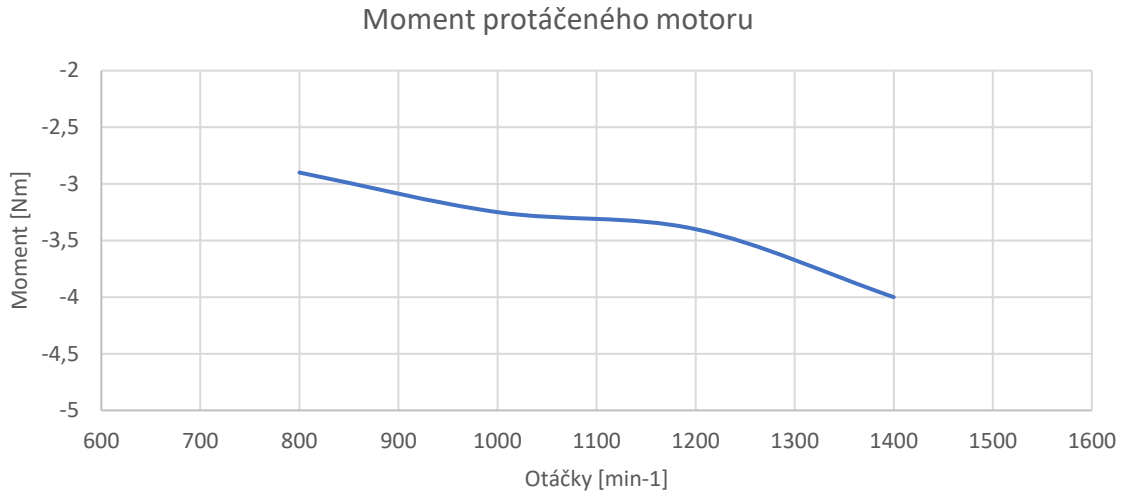
Základní technické údaje obou motorů		
Parametry	Menší motor	Větší motor
Vrtání – pracovní válec [mm]	68	85
Zdvih – pracovní válec [mm]	68	93
Zdvihový objem – pracovní válec [cm <sup>3</sup> ]	247	528
Kompresní poměr – pracovní válec [-]	10,74	14,09
Vrtání – dmychadlo [mm]	112	158
Zdvih – dmychadlo [mm]	28	30
Zdvihový objem – dmychadlo [cm <sup>3</sup> ]	276	588
Kompresní poměr – dmychadlo [-]	5,4	7
Maximální naměřený střední efektivní tlak [bar]	2,42	6,8
Maximální naměřený točivý moment [Nm]	9,5	57
Maximální naměřený výkon [kW]	1	13,82
Maximální naměřené otáčky [min <sup>-1</sup> ]	1500	2400
Rozvod	pístem – nesymetrický	pístem – nesymetrický
Mazání	olejem v klikové skříni	olejem v klikové skříni
Chlazení	vodou	vodou

Tabulka 1 - Základní technické údaje vyrobených prototypů



Graf 1 - Vnější rychlostní charakteristika

Z vnějších rychlostních charakteristik motoru je jasně patrné, že první varianta motoru dosahuje významně nižších momentů než varianta vybraná k optimalizaci. Na momentové charakteristice většího motoru stojí dále za povšimnutí maximum, které je při 2000 min<sup>-1</sup>. To je způsobeno tím, že pro tyto otáčky byl navrhován rezonanční výfuk.



Graf 2 - Závislost momentu protáčeného motoru na otáčkách

Graf 2 ukazuje závislost momentu na otáčkách naměřenou na menším motoru protáčeném bez spalování. Z těchto údajů bych sice mohl sestavit model, který by zohledňoval mechanické ztráty, ale byl by velmi nepřesný. Důvodem by bylo to, že zde není zakomponovaný reálný průběh tlaku, který je ve skutečnosti v pracovním válci motoru. Tento tlak významně ovlivňuje síly, které působí na klikový mechanismus. Toto silové působení následně ovlivňuje i výslednou mechanickou účinnost.

Jedinou správnou metodou, jak přesně určit mechanickou účinnost, je provedení tlakové indikace se současným měřením momentu motoru. Ze získané závislosti tlaku na úhlu natočení klikového hřídele jsme schopni dle vztahu 1.1. dopočítat střední indikovaný tlak. Pro výpočet účinnosti bude zapotřebí ještě střední efektivní tlak, který určíme z naměřených hodnot momentu. Výslednou mechanickou účinnost lze potom určit jako podíl těchto tlaků. [3]

$$p_i = \frac{\int_{-180^\circ}^{180^\circ} p \cdot \frac{dV}{d\alpha'} \cdot \frac{\pi}{180} d\alpha}{V_{z1}} \quad (1.1)$$

$$p_e = \frac{\pi \cdot \tau \cdot M}{i_p \cdot i_v \cdot V_{z1}} \quad (1.2)$$

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} \quad (1.3)$$



Obrázek 2 - Prototyp menšího motoru



Obrázek 3 - Prototyp většího motoru

Na obrázcích 2 a 3 jsou zachyceny oba motory na motorové zkušebně VTP Roztoky. Za povšimnutí stojí nezvykle dlouhý rezonanční výfuk na obou variantách (u větší verze se výfuk dokonce nevešel do zkušebny, takže musel být namontován směrem vzhůru). Je to z toho důvodu, že požadavkem autora bylo, aby měly motory co nejlepší moment již při nízkých otáčkách. Rezonanční výfuk byl k motoru montován z důvodu zkvalitnění výměny náplně válce pro dané otáčky. Vzhledem k tomu, že se tlakové vlny ve výfuku šíří rychlostí zvuku, tak proto pro dosažení rezonance u nižších otáček musíme jít na větší rozměry. To je významnou nevýhodou tohoto řešení.

## 2 Modelování spalovacích motorů

### 2.1 Obecná teorie

Rozvoj počítačové techniky poměrně zásadním způsobem změnil samotný proces návrhu i optimalizace spalovacího motoru. Dříve byli konstruktéři odkázáni na jednodušší matematické modely, které se daly řešit analyticky a významnou roli potom měla experimentální data. V dnešní době jsme svědci toho, že se čím dál více úloh řeší simulačně a k experimentům se uchyluje v menší míře. Důvod je prostý, dnešní výpočtové modely v kombinaci se zkušenostmi získanými během dlouholetého vývoje umožnily vytvářet velmi dobré predikce, které nám dávají velmi dobrou představu o vlastnostech motoru ještě před samotnou výrobou prototypu. Tím můžeme zmenšit celkový počet potřebných prototypů, což šetří čas i peníze.

Je třeba mít na paměti, že i ty nejlepší výpočetní modely mají ale celou řadu ladících konstant. Proto jsou experimentální data stále nenahraditelná. Zásadní jsou také zkušenosti konstruktéra, který simulace provádí.

Programů umožňujících simulaci spalovacích motorů je na trhu celá řada. Obecně se ale ustálily dva základní přístupy – 1D a 3D. 1D modely jsou pojmenovány díky zjednodušení, které bylo provedeno v rovnicích popisujících děje v prvcích reprezentujících zejména potrubí. Zde se dá totiž předpokládat, že dominantní děje probíhající v ose potrubí. Trojrozměrný problém, což proudění tekutin ve skutečnosti je, se tak zjednoduší na problém jednorozměrný. To vede na výraznému zkrácení výpočetního času, přičemž se nedopouštíme výrazných chyb.

Trochu horší je situace u modelu samotného válce motoru. Zde již předešlý předpoklad udělat nemůžeme. Tuto problematiku můžeme řešit jako 3D, nebo celou situaci zjednodušit a použít tzv. 0D přístup. V tomto přístupu vůbec neřešíme rychlosti proudění (vynecháme zákon zachování hybnosti) a soustředíme se pouze na střední průměrné hodnoty veličin v celém objemu válce. Výhodou je opět výrazná úspora výpočetního času a nevýhodou je již zmíněné průměrování. Informace o přítoku a odtoku se zajišťují pomocí Saint Venantovi-Wantzelovi rovnice, které umožňuje určit průtok na základě informace o tlacích. Je tedy zřejmé, že modely s označením 1D kombinují přístup 1D i 0D.

Pokud potřebujeme informace podrobnější, tak nám nezbyde nic jiného než přejít k modelům 3D. U těchto modelů již nevystačíme s pouhými číselnými informacemi, které zadávané do předpřipravených prvků, jako tomu bylo u modelů 1D. Musíme dodat kompletní geometrii celého řešeného problému. Příprava i výpočet takového modelu je výrazně delší, ale odměnou je mnohem lepší prediktivní schopnost.

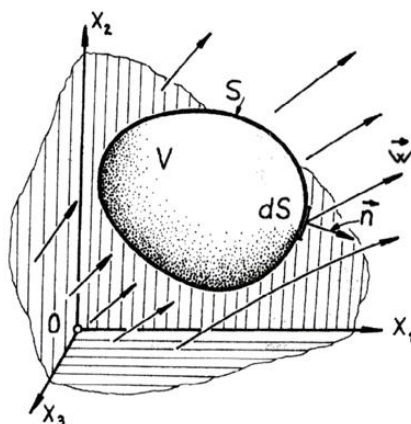
Obecně platí zásada, že bychom měli používat 3D modely pouze tam, kde není možné dosáhnout kvalitních výsledků s modely 1D resp. tam, kde nemáme dostatek informací. Právě s tímto problémem jsem se potýkal i já, neboť jsem řešil výměnu náplně válce u zcela ojedinělé koncepce motoru, kde jsme nemohl vyjít z dat od konvenčních motorů. Proto bylo nutné tohoto přístupu využít.

Zajímavým typem úloh je také kombinace obou přístupů během jednoho výpočtu. Myšlenka je prostá, využijeme výhod obou přístupů a zrealizujeme model motoru, který nebude tolik časově náročný jako samotný 3D model a zároveň bude dostatečně prediktivní. Příkladem by mohl být model, který má potrubí modelováno pomocí 1D přístupu, ale děje ve válci jsou zachycené přesnějším 3D. Dnešní programy umožňují vzájemné propojování, ale vzhledem k tomu, že s touto problematikou nemám mnoho zkušeností a také vzhledem k časovým možnostem jsem šel raději cestou jistější. Vytvořil jsem proto separátní modely, mezi kterými jsem sdílel data ručně.

## 2.2 Matematický základ

V této kapitole se budu snažit stručně velmi stručně vysvětlit, co je základním principem obou přístupů. Pohyb částí kontinua lze popsat buď Lagrangeovým nebo Eulerovým přístupem. Obvykle se Lagrangeův přístup používá pro tuhá tělesa a Eulerův je spíše používán k popisu tekutin. Výjimkou je například modelování vstřikování, kde se používá přístup Lagrangeův. Základní rozdíl je v tom, že Lagrangeův přístup je založen na sledování částic v čase, ale přístup Eulerův popisuje děje uvnitř myšlené kontrolního objemu, který není pevně svázán s tekutinou. Už z popisu jednotlivých přístupů vyplývá, že pro modelování spalovacích motorů má Eulerův přístup značné výhody. Stačí nám totiž rozdělit negativ vnitřních prostor motoru na určitý počet objemů ve kterých budeme bilancovat jednotlivé veličiny. [4]

Z Eulerova přístupu vyplývá i tzv. Reynoldsův transportní teorém. Jedná se základní bilanční rovnici, která umožňuje bilancovat nějakou obecnou vlastnost  $\varphi$  ve zvoleném kontrolním objemu. [4]



Obrázek 4 - Zvolená kontrolní oblast [4]

Tenzorový zápis Reynoldsova transportního teorému v integrální formě je vidět v rovnici 2.2.1. [5]

$$\frac{d}{dt} \int_V \varphi dV = - \int_{\delta V} \varphi (w_j - w_{Gj}) n_j dS + \int_V P_\varphi dV + \int_{\delta V} S_\varphi n_j dS \quad (2.2.1)$$

První člen reprezentuje tzv. rychlost akumulace. To je časová změna obsahu veličiny v libovolně zvoleném objemu V. [4]

$$\frac{d}{dt} \int_V \varphi dV$$



Povrchový integrál níže reprezentuje výslednou rychlost konvektivního přenosu. Součin  $w_j n_j$  udává jakou rychlostí se tekutina pohybuje ve směru normály. Vynásobíme-li tento součin ještě  $dS$  získáme  $d\dot{V}$ , což je vlastně objemový tok hranicí kontrolního objemu. Je tedy snadno představitelné, že pokud bude bilancovanou například hustota, tak konvektivní člen bude reprezentovat hmotnostní tok. Reynoldsův transportní teorém je zapsán v obecnější formě, která dokáže respektovat pohyb hranice kontrolního objemu. Toho využijeme právě u pístových strojů, kde je zejména v pracovním válci požadavek na pohyb výpočetní sítě. Pohyb hranice zohledňuje rychlost  $w_{Gj}$ . U normály předpokládáme, že směřuje vně a je jednotková. Vyjde-li integrál kladný, tak se jedná o odtok veličiny z objemu. Z tohoto důvodu máme před integrálem záporné znaménko. [4]

$$- \int_{\delta V} \varphi (w_j - w_{Gj}) n_j dS$$

Další člen na levé straně reprezentuje tzv. objemové zdroje. Příkladem může být pole vnějších objemových sil (gravitační pole, pole odstředivých sil apod.), které se objeví při bilancování hybnosti. [5]

$$\int_V P_\varphi dV$$

Poslední člen na reprezentuje tzv. povrchové zdroje. Typickým představitelem mohou být například tlakové síly. [5]

$$\int_{\delta V} S_\varphi n_j dS$$

Budeme-li vhodně dosazovat za veličiny  $\varphi$ ,  $P_\varphi$  a  $S_\varphi$ , jsme schopni pomocí této obecné bilanční rovnice definovat základní zákony zachování. Ty jsou potom základem všech simulačních programů spalovacích motorů. Níže uvádím již odvozené základní zákony zachování hmotnosti, hybnosti a energie. [5]

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV = - \int_{\delta V} \rho (w_j - w_{Gj}) n_j dS \quad (2.2.2)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_V \rho w_i dV = & - \int_{\delta V} \rho w_i (w_j - w_{Gj}) n_j dS - \int_V \rho g_j dV \\ & - \int_{\delta V} (-p\delta_{ij} + \tau_{ij}) n_j dS \end{aligned} \quad (2.2.3)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_V \rho e dV = & - \int_{\delta V} \rho e (w_j - w_{Gj}) n_j dS - \int_V \rho g_j w_j dV - \int_V \dot{Q}_V dV - \int_V P_V \\ & - \int_{\delta V} (-p \delta_{ij} + \tau_{ij}) (w_i - w_{Gi}) n_j dS - \int_{\delta V} \dot{q}_j n_j dS \end{aligned} \quad (2.2.4)$$

Jedná se o soustavu pěti rovnic (zákon zachování hybnosti obsahuje tři rovnice – tři složky vektoru rychlosti). Už od pohledu je zřejmé, že pro výpočet budeme potřebovat ještě nějaké další vztahy (konstitutivní), neboť neznámých máme v rovnicích více. Příkladem těchto vztahů může být stavová rovnice, Newtonův ochlazovací zákon, Fourierův zákon apod. V kódech simulačních programů nalezneme tyto rovnice v odlišné podobě. Musíme se například vypořádat se skutečností, že momentálně nejsme schopni rovnice vyřešit přímou numerickou simulací. Problém se řeší tak, že se rovnice zprůměrují a přidáme model turbulence, jehož účelem zachytit vliv tzv. flukтуаčních (proměnlivých) složek. Modely turbulence mohou být různého typu, ale nejběžněji se používají tzv. dvourovnicové modely. K již zmíněným rovnicím přibudou tedy navíc další dvě pro model turbulence. Pokud se rozhodneme řešit detailněji i hoření ve válci přístupem chemické kinetiky, tak se soustava rovnic může rozšířit o tisíce dalších rovnic. Tyto rovnice jsou sice obyčejné diferenciální, ale vzhledem k jejich počtu dojde k výraznému navýšení výpočetního času. [5]

Co se týče 1D dynamiky plynů, tak je třeba podotknout, že kódy programů neobsahují pouhý přepis výše uvedených zákonů. Navíc je zde také zohledněna možná změna průřezu potrubí. K rovnicím, které by vznikly pouhým přepisem do 1D (označené zeleně), se přidává korekční člen (označený červeně), který změny potrubí zohledňuje. Dole uvádím příklad takových rovnic odvozených pro element nepohyblivého potrubí. Pořadí je opět stejné – zákon zachování hmotnosti, hybnosti a energie. [5]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = - \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} - \frac{\rho w}{S} \frac{dS}{dx} \quad (2.2.5)$$

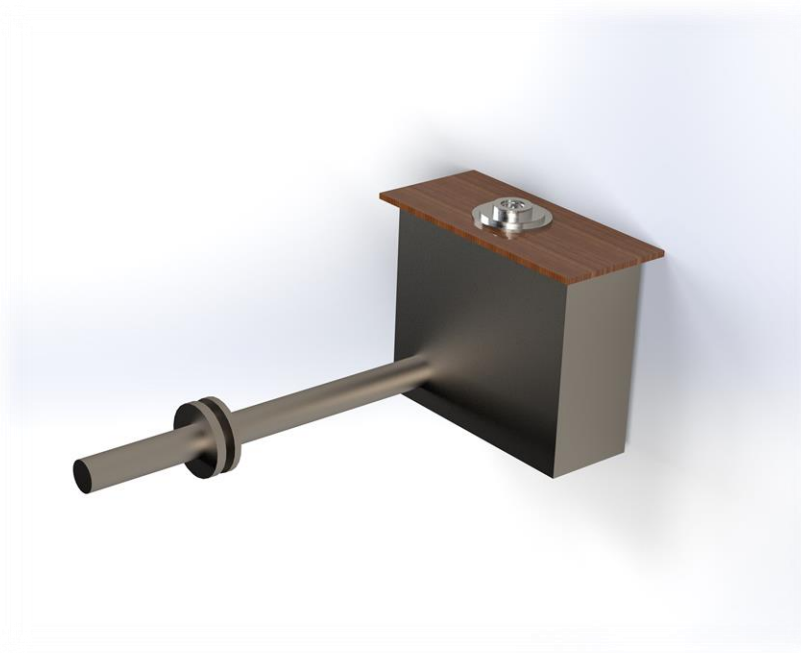
$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} = - \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial x} - \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\rho w^2}{S} \frac{dS}{dx} \quad (2.2.6)$$

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} = - \frac{\partial(\rho e w)}{\partial x} - \frac{\partial(wp)}{\partial x} - \frac{wp}{S} \frac{dS}{dx} - \frac{\rho e w}{S} \frac{dS}{dx} \quad (2.2.7)$$

### 3 Měření tlakových ztrát na prototypu

V této kapitole jsem se snažil využít toho, že jsem měl k dispozici reálný prototyp motoru. Bylo proto možné provést tzv. „profukovací zkoušku“ a určit tak tlakové ztráty jednotlivých komponent motoru. U některých dílů by šlo využít toho, že plánuji tvorbu CFD modelů a vnitřní aerodynamiku určit z nich, neboť mají oproti 1D modelům větší prediktivní schopnosti. Příkladem může být sací i výfukové potrubí, kanály a škrtkové klapky. V testovaném motoru jsou ale i díly, jejichž modelování by bylo velmi složité. Například jazýčkový ventil, který je složen z plastového domečku a kompozitních jazýčků. Zejména modelování mechanických vlastností jazýčků by bylo velmi problematické. Musel bych nejspíše využít metody konečných prvků v kombinaci s CFD. Na základě toho jsem se tedy rozhodl provést měření většiny komponent experimentálně, čímž získám data potřebná pro kalibraci 1D a ověřit budu moci i kvalitu 3D CFD modelu.

Měření jsem provedl na měřícím stanovišti v budově Sportovního centra ČVUT, kde má Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel vybudovanou clonkovou trať určenou přesně pro tato měření. Konstrukce trati je zobrazena na obrázku 5. Trať je sestavena z přípojovací příruby, uklidňovací komory, clonky pro měření průtoku, regulovaného dmychadla a tlakových snímačů. Princip je takový, že pomocí řídicí elektroniky regulujeme podtlak vytvářený dmychadlem a můžeme tak zajistit například konstantní tlakový spád mezi okolím a uklidňovací komorou, nebo konstantní hmotnostní tok. K vyhodnocování průtoku slouží clonka, na které se při průtoku vytváří tlakový spád. Ten je následně měřen pomocí dvou tlakových snímačů.



Obrázek 5 - Clonková trať

Proměřeny byly tyto části:

- Sací potrubí
- Jazýčkový ventil
- Motor bez hlavy válce
- Kompletní motor bez jazýčkového ventilu
- Kompletní motor s jazýčkovým ventilem
- Výfukové potrubí

Strategie měření byla téměř totožná s jedním rozdílem. Díly, jejichž geometrie nebyla závislá na úhlu otočení klikového hřídele, se měřily při různých tlakových spádech mezi okolím a uklidňovací komorou. Naopak ty, které na tomto úhlu závislé byly (kompletní motor), se měřily při konstantním hmotnostní toku pro různé úhly natočení. Stavové veličiny v místnosti byly měřeny barometrem a teploměrem. Pro měření tlaku byly použity dva typy snímačů. Na clonce byly použity snímače XMD s nominální rozsahem 40 kPa a pro tlak v uklidňovací komoře byl použit snímač Rosemount 3051CD s rozsahem 62,2 kPa. Technické specifikace obou typů snímačů jsou k nalezení v příloze 1.

Vyhodnocení experimentu probíhalo za pomoci programu GT-Power. V tomto prostředí byl vytvořen odpovídající 1D model experimentu. Pomocí ladících konstant byly následně optimalizovány průtoky tak, aby odpovídaly změřeným hodnotám tlaku.

### 3.1 Sací potrubí

Vzhledem k tomu, že na prototypu nebyl namontován žádný airbox, jsme jako první v pořadí měřili sací potrubí. Na potrubí byla umístěn škrticí klapka sloužící ke kvantitativní regulaci. Její poloha byla v první fázi nastavována pouze pomocí talířku s drážkou a jistícím šroubem.

Aby bylo možné jednotlivé části motoru připojit k uklidňovací komoře, bylo třeba pro všechny komponenty vytvořit redukce. Využito bylo technologie 3D tisku. Těsnění spojů bylo následně provedeno pomocí plastické gumy.

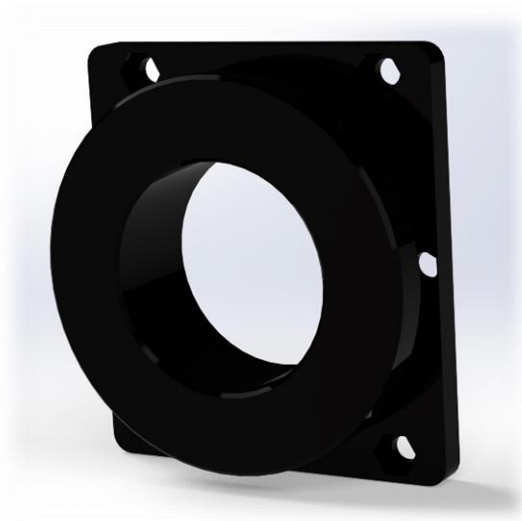


Obrázek 6 - Profukování sacího potrubí



Obrázek 7 - Tisk připojovacích přírub

Aby byla primárně měřena tlaková ztráta na klapce, byl vytvarován plynulý přechod do uklidňovací komory, čímž se snížila ztráta vlivem rozšíření průřezu. Tato ztráta se nazývá ztráta Bordova.



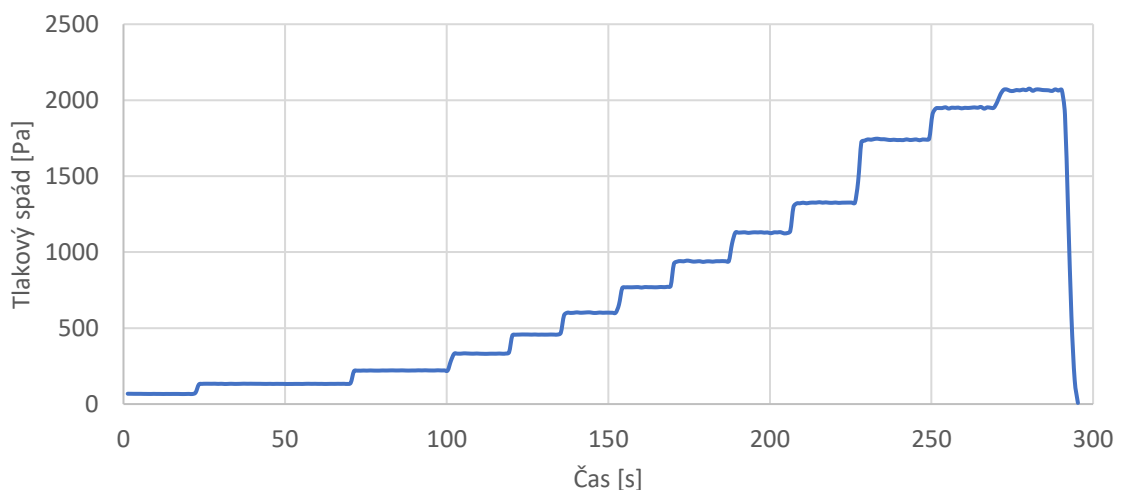
Obrázek 8 - Plastová příruba sání



Obrázek 9 - Vstup do uklidňovací komory

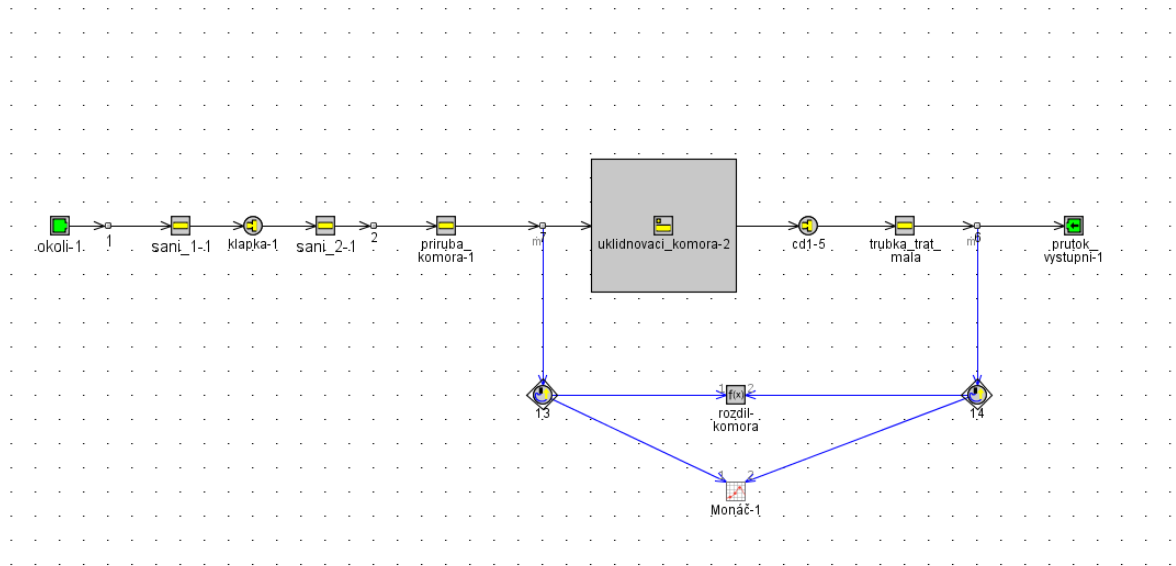
Samotný experiment probíhal tak, že po určitou dobu (dostatečnou pro ustálení) probíhalo měření při konstantním tlakovém spádu/průtoku. Po ustálení se přešlo k další měřené hodnotě. Naměřené závislosti jsou patrné na grafu 3. Měření probíhalo pouze při plně otevřené škrticí klapce, protože při stejném nastavení byla naměřená i momentová rychlostní charakteristika. Pro jiné úhly natočení bychom tedy neměli porovnání s naměřenými daty.

Závislost tlakového spádu na čase



Graf 3 - Experimentální data z měření sání

Z naměřených dat jsem následně určil ustálené hodnoty a vynesl jsem finální závislost tlakového spádu na hmotnostním toku, která byla použita pro určení průtokových součinitelů. Pro vyhodnocení jsem vytvořil 1D model odpovídající experimentu. Model to byl velmi jednoduchý, protože jsem si vystačil pouze s prvky vyjadřujícími potrubí a klapku jsem nahradil pomocí prvku Orifice, který umožňuje nastavovat průtokový součinitel.



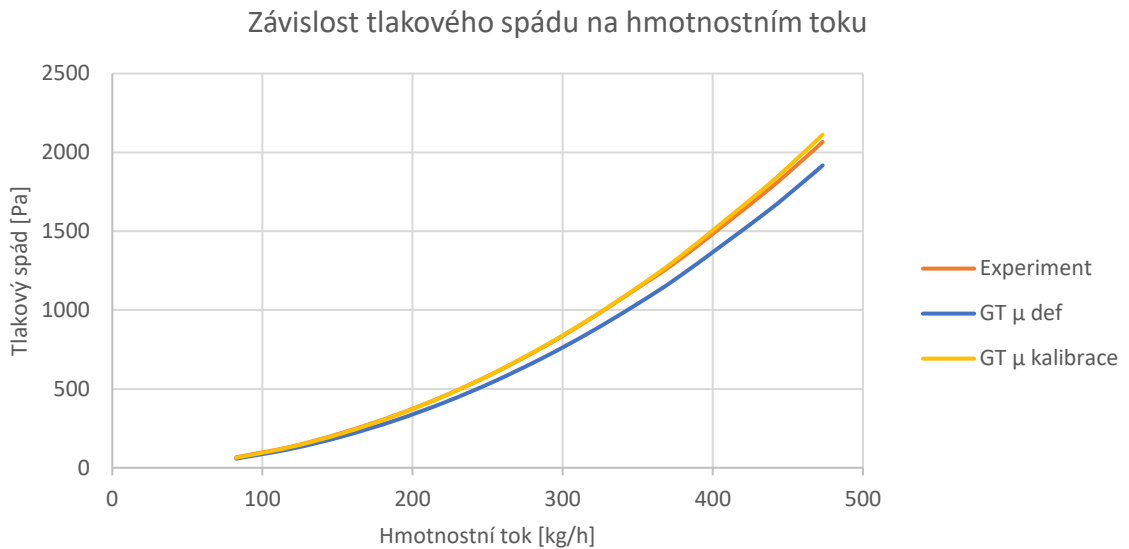
Obrázek 10 - Model určený pro vyhodnocení průtokového součinitele v sání

Průtokový součinitel  $\mu$  (v anglické literatuře je označován symbolem  $C_d$ ) je definován jako poměr skutečného a teoretického hmotnostního toku. Z definice plyne, že velmi záleží na zvoleném teoretickém hmotnostním toku, který se může v různé literatuře lišit. Běžně se ale využívá Saint Vénantovi-Wantzelovi rovnice, která udává rychlost plynu  $v_t$  na výtoku z trysky při izoentropické expanzi. Stejně je tomu i v programu GT Power. Průtokový součinitel lze také zapsat jako násobek součinitele kontrakce proudu a dále korekcí na hustotu a na rychlost. [6]

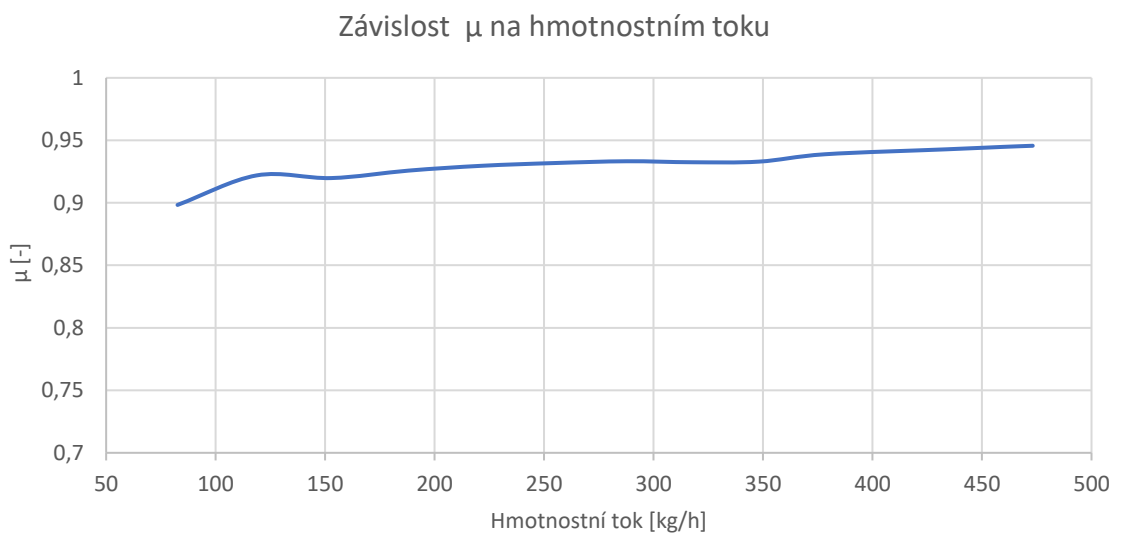
$$\mu = \frac{\dot{m}_{sk}}{\dot{m}_t} = \frac{A_{sk} \cdot \rho_{sk} \cdot v_{sk}}{A_t \cdot \rho_t \cdot v_t} = \alpha' \cdot \beta \cdot \gamma \quad (3.1.1)$$

$$\rho_t = \rho_o \cdot \left(\frac{p_s}{p_o}\right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (3.1.2)$$

$$v_t = \sqrt{r \cdot T_o \cdot \frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_s}{p_o}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} \quad (3.1.3)$$



*Graf 4 - Vyhodnocení profukování sání*



*Graf 5 - Zhodnocení závislosti průtokového součinitele na hmotnostní toku*

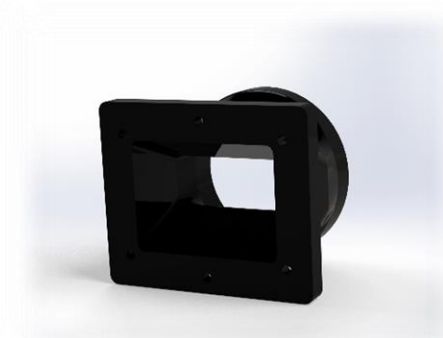
Z dvou předchozích grafů plynou dvě věci. Jednak vidíme, že pokud bychom nechali základní nastavení v prvku Orifice, tak se i při plném otevření škrticí klapky dopustíme nemalé chyby. Druhým poznatkem je to, že závislost průtokového součinitele na hmotnostním toku je téměř konstantní. Toho jsem využil při kalibraci, neboť jsem za hodnotu průtokového součinitele dosadil zprůměrovanou hodnotu a je vidět, že po kalibraci oranžová a žlutá křivka skoro splývají.

## 3.2 Jazýčkový ventil

Jazýčkový ventil je zařízení, které by teoreticky mělo být propustné pouze ve jednom směru a zároveň je samočinně řízeno v závislosti na tlakovém spádu. Toho se s výhodou využívá právě u dvoudobých motorů, kde je tento ventil instalován přímo do klikové skříně. V dnešní době je nejvíce používanou variantou rozvodu sání. Díky tomu, že k plnění dochází okamžitě po dosažení minimálního tlakové spádu nutného pro otevření jazýčku, dochází k lepšímu naplnění klikové skříně čerstvou směsí. Pro zmíněné výhody a svou jednoduchost nahradil jazýčkový ventil dříve používaný kanálový rozvod nebo rozvod šoupátkem. Jazýčkový ventil použitý v prototypu je zobrazen na obrázku 11.

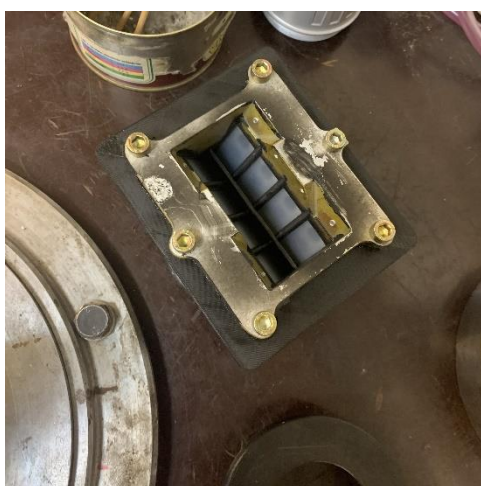


Obrázek 11 - Jazýčkový ventil Honda CR 500 [7]



Obrázek 12 - Příruba pro připojení

Podobně jako u sacího potrubí, tak i zde bylo třeba vyřešit problém s připojením k uklidňovací komoře. Využil jsem toho, že jsem měl k dispozici 3D tiskárnu a přírubu pro připojení jsem vytvořil takovou, aby přesně kopírovala geometrii otvoru v motoru, kam je ventil standardně montován. Předpokládal jsem, že díky takto tvarované přírubě nebude proudové pole výrazně odlišné od pole v motoru



Obrázek 13 - Fotografie z experimentu

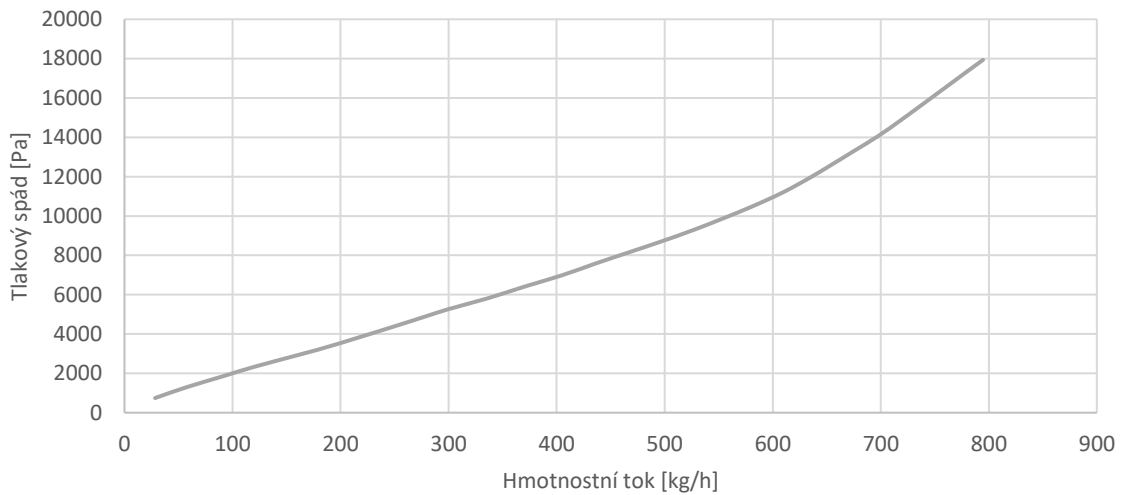


Obrázek 14 - Referenční plocha [7]

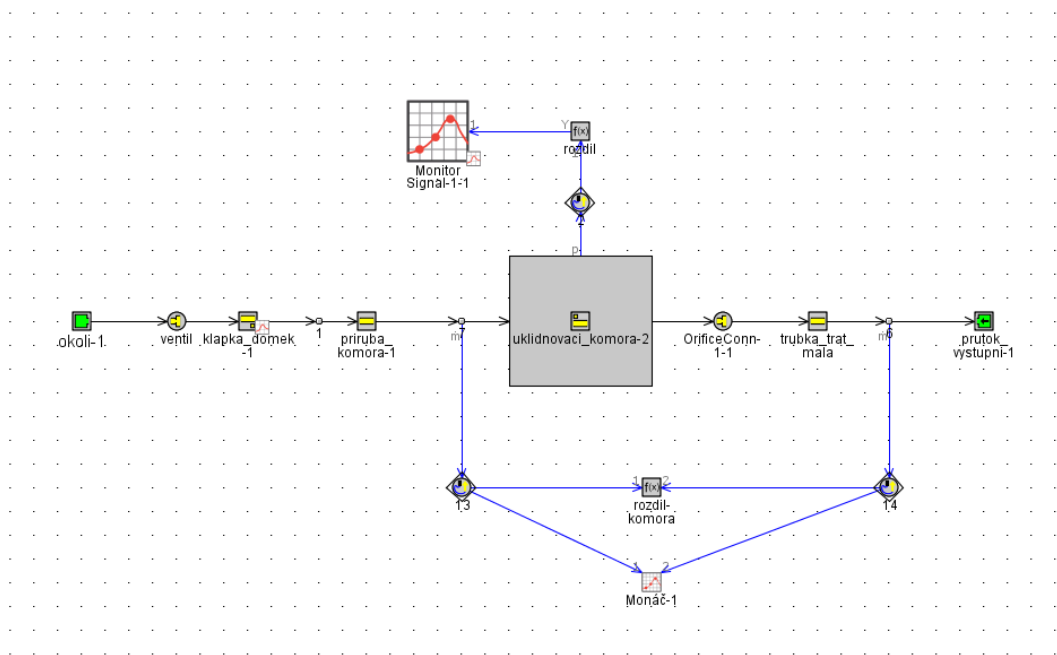


Ventil sestává z domečku, pružných jazýčku a dorazů. Vzhledem k tomu, že bychom poměrně špatně zjišťovali geometrickou průtočnou plochu, tak se běžně při jeho modelování postupuje takovým způsobem, že se zvolí nějaká referenční neproměnná plocha, ke které se následně vztahuje ladicí konstanta. V tomto případě se již nebudeme o průtokovém součiniteli, ale o tzv. průtokovém čísle, které je definováno jako  $\mu \cdot \sigma$ , kde symbol  $\sigma$  znamená tzv. uzavírací číslo. Uzavírací číslo je geometrický parametr, který dává do poměru skutečnou geometrickou průtočnou plochu a plochu referenční. Mnou zvolenou referenční plochu můžete vidět na obrázku 14.

Závislost tlakového spádu na hmotnostní toku

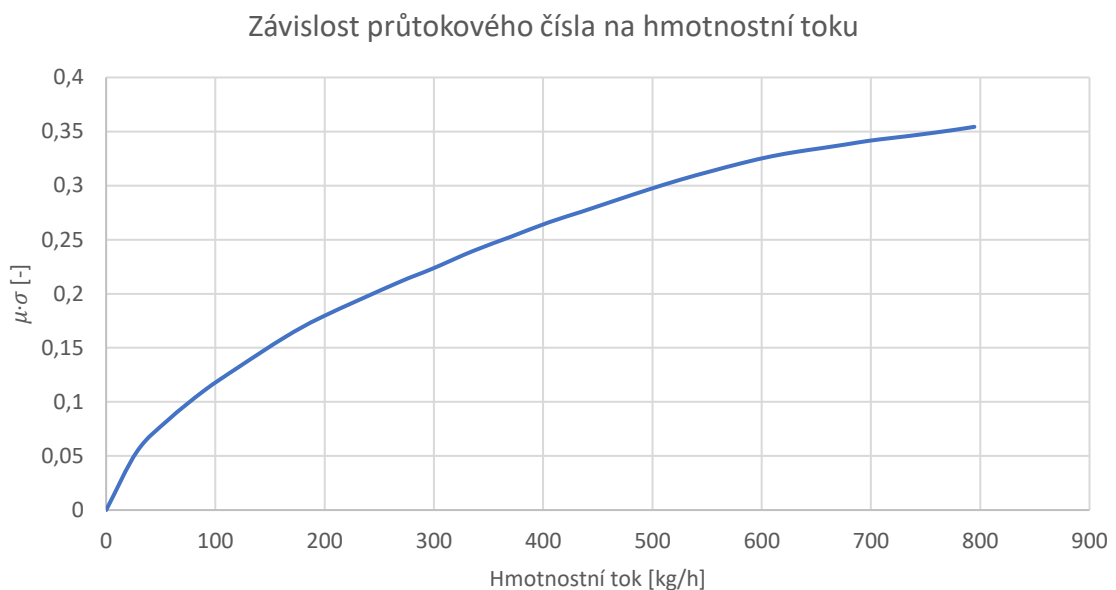


Graf 6 - Naměřená závislost tlakového spádu na hmotnostní toku



Obrázek 15 - Model určený pro vyhodnocení průtokového součinitele ventilu

Změřenou závislost z grafu 6 jsem využil jako vstupní data pro model experimentu. Zde jsem jazýčkový ventil modeloval opět pomocí Orifice. V tomto prvku lze separátně definovat dopředné a zpětné průtokové číslo. Předpokládal jsem, že ventil bude ve zpětném směru těsný a že nebude docházet ke kmitání jazýčků vlivem dynamických sil. Na základě tohoto předpokladu jsem definoval nulové zpětné průtokové číslo a pomocí optimalizačního nástroje jsem opět hledal takové hodnoty, aby pro daný hmotnostní tok odpovídal naměřený tlakový spád. Výslednou závislost jsem do modelu motoru zadal pomocí tabulky. Na základě průtoku je lineární interpolací přiřazeno odpovídající průtokové číslo.

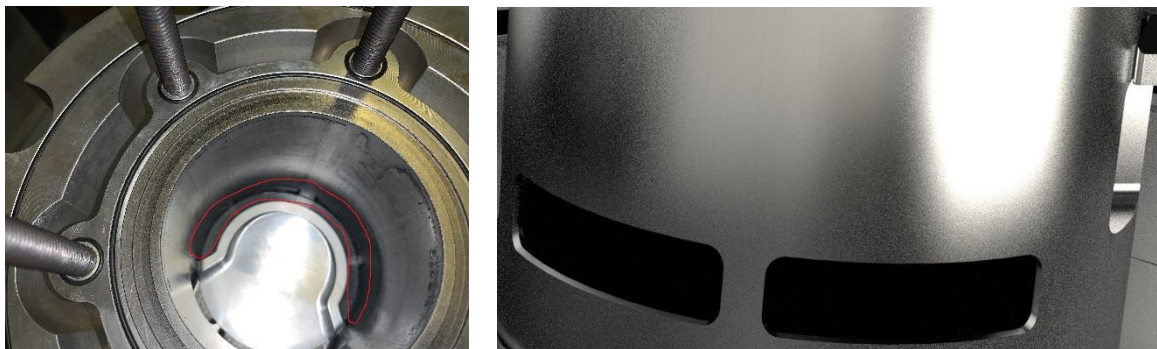


Graf 7 - Výsledná závislost průtokového čísla zadaná do modelu jazýčkového ventilu

Z grafu 7 je patrné, že se průtokový součinitel výrazně mění v závislosti na hmotnostním toku. To je dáno definicí referenční plochy, která je konstantní. Při zvětšujícím se hmotnostním toku ale roste také tlakový spád, který ovlivňuje zdvih jazýčku a tím i skutečnou průtočnou plochu. Tvar křivky z grafu je ovlivněn geometrií domečku a tuhostí jednotlivých jazýčků. Z obrázku 14 je dále vidět, že referenční plocha je výrazně větší než reálná průtočná plocha i při maximálním otevření jazýčku. Maximální hodnota průtokového čísla 0,35 mi tedy přijde reálná.

### 3.3 Výfukový kanál

Při měření průtokového součinitele výfukového kanálu, bylo třeba profouknout motor s demontovanou hlavou. Dále byl zaslepen plnicí kanál, aby nedocházelo k přísávání vzduchu i přes něj, což by mohlo ovlivnit přesnost měření. Pro zaslepení plnicích kanálů jsem využil tištěných zásepek, které vycházely z modelu motoru. Ty byly následně zalepeny pomocí motorového silikonu.



Obrázek 16 - Zaslepení plnicích kanálů

Dalším úkolem, který jsem musel vyřešit, bylo uchycení motoru k uklidňovací komoře. Vzhledem k tomu, že primárním úkolem prototypu bylo ověření základních vlastností koncepce, tak na hmotnost nebyl brán zřetel. Výsledkem tedy bylo, že motor dle modelu vážil kolem 70 kg a měl i nemalé rozměry. Proto bylo třeba navrhnout a zkonstruovat poměrně robustní rám, který by umožnil uchycení motoru v přesné poloze výfukového kanálu nad vstupem do komory. Použitý rám je zobrazen na obrázku 17.

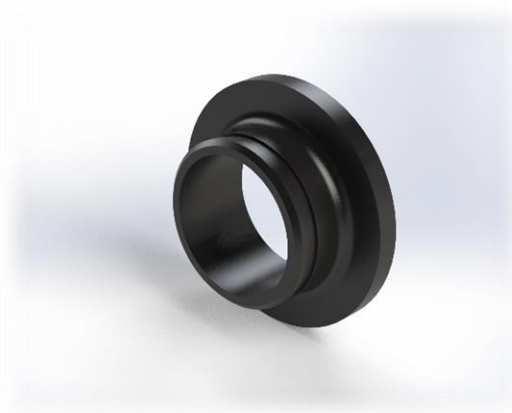


Obrázek 17 - Rám

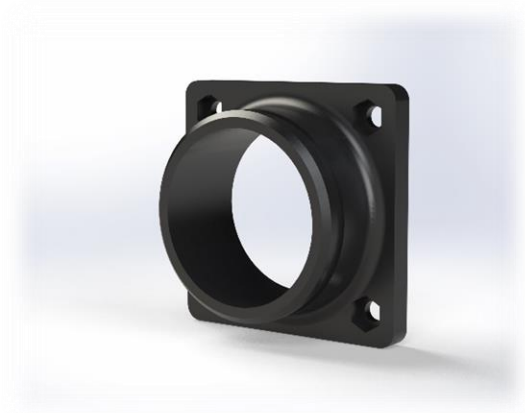


Obrázek 18 - Uchycení motoru

Následně bylo zapotřebí zrealizovat propojení výfukového kanálu s ukladňovací komorou. Vytiskl jsem proto dvě příruby, které se namontovaly na výfukový kanál a na ukladňovací komoru. Propojeny byly pryžovou hadicí.

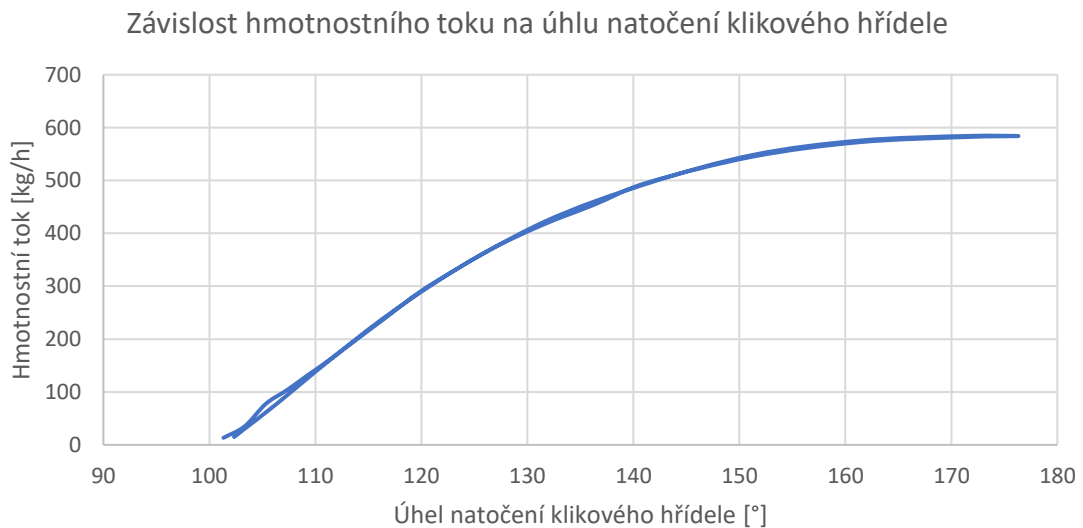


Obrázek 19 - Příruba pro komoru



Obrázek 20 - Příruba pro výfukový kanál

Samotné měření probíhalo odlišně než v předchozích případech. Nyní jsem měnil polohu pístu při konstantní tlakovém spádu 5 000 Pa. Výsledkem byla závislost hmotnostního toku na úhlu natočení klikového hřídele, kterou můžete vidět na grafu 8. Měření bylo prováděno od okamžiku otevření výfukového kanálu, k dolní úvrati a následně zpět. Změřená závislost je zobrazena na grafu níže.



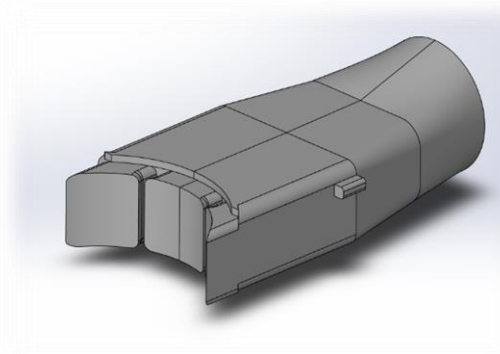
Graf 8 - Změřená závislost na výfukovém kanálu

Pro určení polohy klikového hřídele vzhledem k horní úvrati jsem použil tištěný kotouč, který umožňoval natáčení. Pro snazší odečítání polohy byla na motor také přilepena tištěná ryska. Pro připevnění bylo využito lepidlo na autoskla, které je velmi pevné, takže nehrozilo, že by se ryska posunula při nevhodné manipulaci. Pro určení horní úvrati jsem bohužel neměl k dispozici úchylkoměr, tak jsem využil modelu motoru, kde jsem odečetl přesnou hodnotu, při které dochází k otevření výfukového kanálu. Následně jsem nastavil hranu pístu tak, aby byla na horní hraně výfukového kanálu, nastavil jsem odečtenou hodnotu otevření a tu jsem následně zafixoval pomocí šroubů.

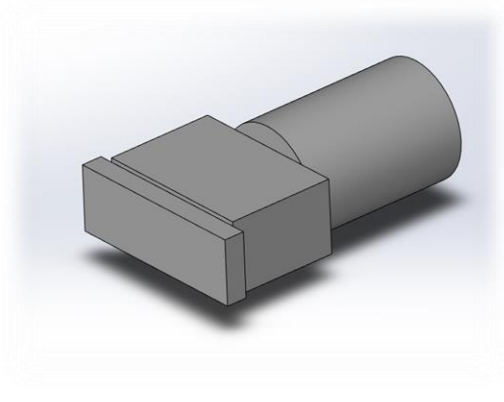


Obrázek 21 - Mechanismus pro určení polohy HÚ

Naměřená data byla vložena do modelu experimentu a jednotlivé úhly natočení byly dopočítány hodnoty průtokových součinitelů. Opět bylo využito prvku Orifice. Složitá geometrie výfukového kanálu byla nahrazena jednoduššími prvky tak, aby odpovídal objem obou modelů.

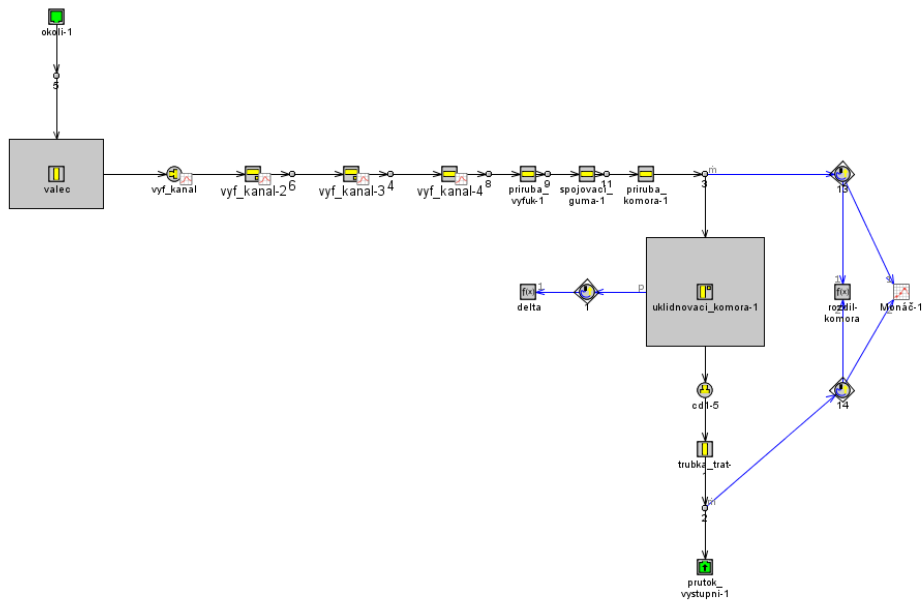


Obrázek 22 - Výfukový kanál



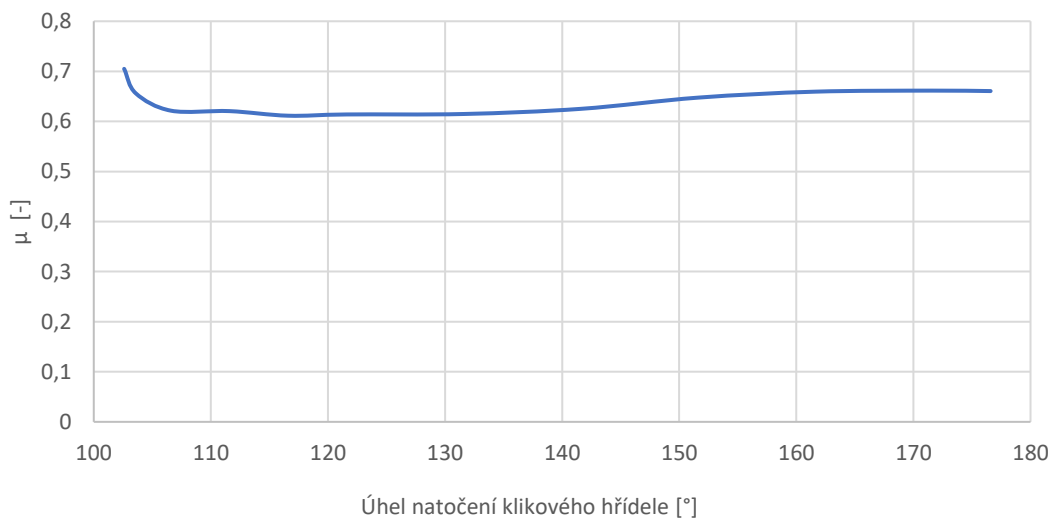
Obrázek 23 - Náhradní model v GT Poweru

V modelu experimentu bylo nutné zohlednit to, že byl měřen celý výfukový kanál, a proto by měl průtokový součinitel zahrnovat i tlakové ztráty vznikající třením na stěně nebo ztráty změnou průřezu. Ve výfukovém kanálu bylo tedy nutné vypnout funkce, které tyto ztráty zohledňují. Dále jsem rovnou na základě kinematiky klikového mechanismu vytvořil funkci, která na základě zadané šířky a výšky kanálu a úhlu natočení klikového hřídele vypočítá průtočnou plochu výfukového kanálu.



Obrázek 24 - Model experimentu profukování výfukového kanálu

### Závislost $\mu$ na úhlu natočení klikového hřídele pro výfukový kanál



Graf 9 - Výsledná závislost  $\mu$  zadaná do modelu výfukového kanálu

Hodnoty průtokového součinitele se pohybují mezi hodnotou 0,6 až 0,7, což jsou obvyklé hodnoty průtokových součinitelů. Výsledky se tedy zdají být reálné.



### 3.4 Plnicí kanál

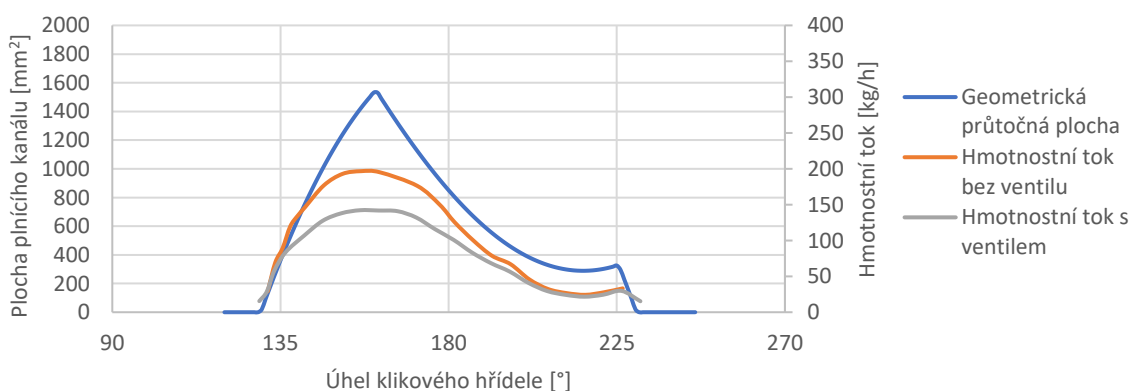
Nejsložitější bylo vyhodnocení průtokových součinitelů u plnicího kanálu. Konstrukce motoru neumožňovala samotné profukování podobně jako u kanálu výfukového. Byl jsem tedy nucen profuknout celý motor s tím, že při následném vyhodnocení využiji zjištěných průtokových součinitelů změřených dílů. Motor bylo proto nutné demontovat, vyjmout ucpávky plnicích kanálů a opětovně složit včetně hlavy válce. Do hlavy byl ještě před montáží vlepen další tištěný díl, který umožnil odběr tlaku v místě zapalovací svíčky. Byly proměřeny dvě varianty. Jedna byla bez namontovaného jazýčkového ventilu a ta druhá s ním. Vzájemným porovnáním výsledků tak bylo možné určit, jak přesně se povedlo určit tlakové ztráty na jednotlivých komponentech.



Obrázek 25 - Experimentální profukování celého motoru

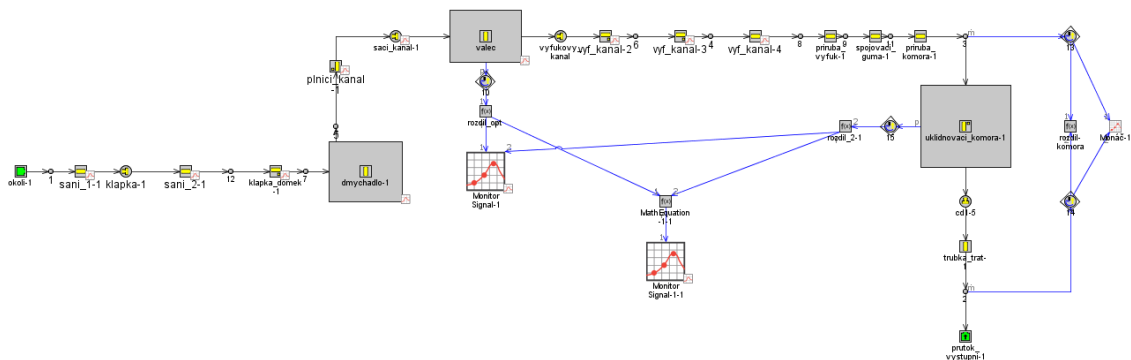
Výsledky experimentu můžete vidět na grafu 10. Z průběhů jak hmotnostních toků, tak průběhu průtočné plochy kanálů je patrné, že plnicí kanál má nesymetrický rozvod. To je dáno díky vzájemnému překrývání kanálů plnicím pístem a pístem dmychadla. Oba experimenty byly provedeny opět při konstantním tlakovém spádu 5 000 Pa. Dle předpokladů se významně snížil hmotnostní tok při průtoku motoru s jazýčkovým ventilem. Rozdíl je způsoben tlakovou ztrátou na ventilu.

Plocha sacího kanálu a naměřený hmotnostní tok v závislosti na natočení klikového hřídele

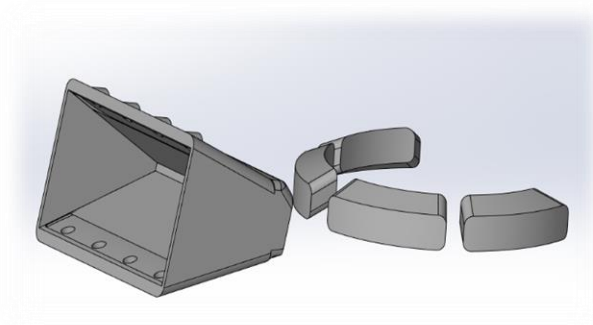


Graf 10 - Naměřená data při profukování celého motoru s ventilem a bez něj

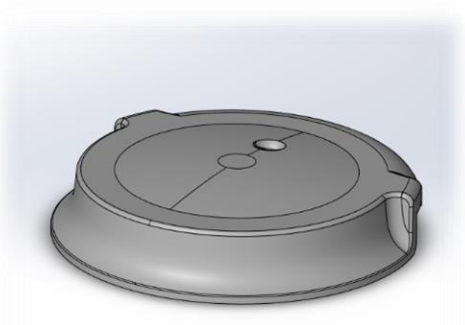
I model pro vyhodnocení experimentu se v tomto případě značně zkomplikoval. Bylo třeba vymyslet matematickou funkci, která na základě vložených geometrických informací spočítá geometrickou průřeznou plochu kanálů při nesymetrickém rozvodu. Tím, že jsem všechny tyto plochy zadával parametricky a nekládal jsem pouze tabulkové hodnoty zjištěné z CAD systému, jsem si ulehčil práci pro následnou optimalizaci. Druhou komplikací bylo to, že bylo nutné zohlednit měnící se objem obou válců. Z modelu motoru jsem vytvořil negativ vnitřních prostor válců a určil jsem kompresní poměry. Negativ dmychadla jsem rozdělil na tři menší objemy. Jedním objemem bylo samotné dmychadlo, druhým byl prostor nutný správnou funkci jazýčkové ventilu (viz. obrázek 27) a poslední byl objem, který reprezentoval plnicí kanály. Ke všem částem jsem potom přiřadil odpovídající prvek v 1D modelu o stejném objemu. Válcce jsem pro tento experiment modeloval pouze jako trubky s diskretizační délkou rovnou délce náhradní trubky. Nedopustil jsem se nepřesností, protože i prvek pro válec je tvořen pouze jedním objemem. Tyto prvky se nazývají OD modely. Proto aby odpovídaly objemy obou válců příslušnému úhlu natočení, při kterém byla data naměřena, jsem opět vytvořil funkci, která objemy pro jednotlivé případy měnila. Do modelu jsem také zadal již zjištěné hodnoty průtokových součinitelů pro škrtkicí klapku a výfukový kanál.



Obrázek 26 - Model experimentu profukování celého motoru



Obrázek 27 - Negativ plnicích kanálů a prostoru za jazýčkovým ventilem



Obrázek 28 - Negativ pracovního válce



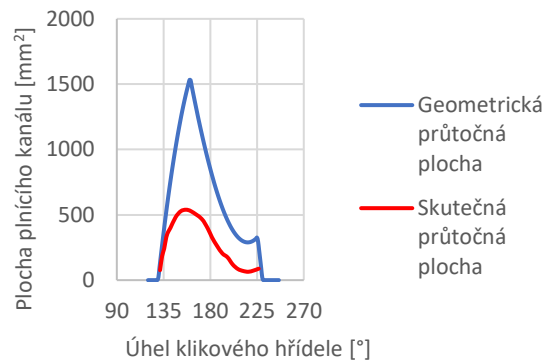
Optimalizaci průtokového součinitele v místě plnicího kanálu jsem prováděl s ohledem na to, aby odpovídaly změřené tlaky ve válci a v uklidňovací komoře. Nyní byla optimalizace složitější v tom, že jsem se pomocí jednoho ladícího parametru snažil přiblížit dvou naměřeným hodnotám. To, zda se to vůbec může podařit, závisí na kvalitě modelu a na přesnosti určení vložených průtokových součinitelů dříve měřených součástí.

Závislost  $\mu$  na úhlu natočení klikového hřídele pro plnicí kanály



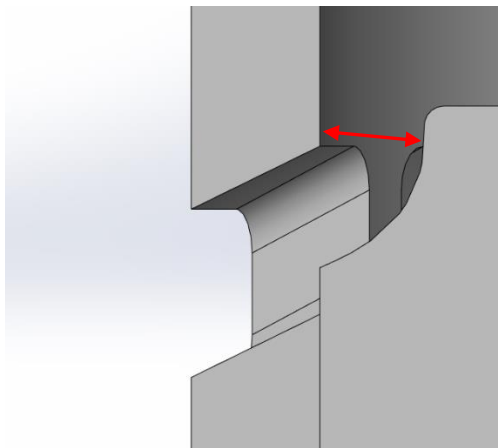
Graf 11 - Výsledný průběh  $\mu$  plnicích kanálů

Plocha plnicích kanálů v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele



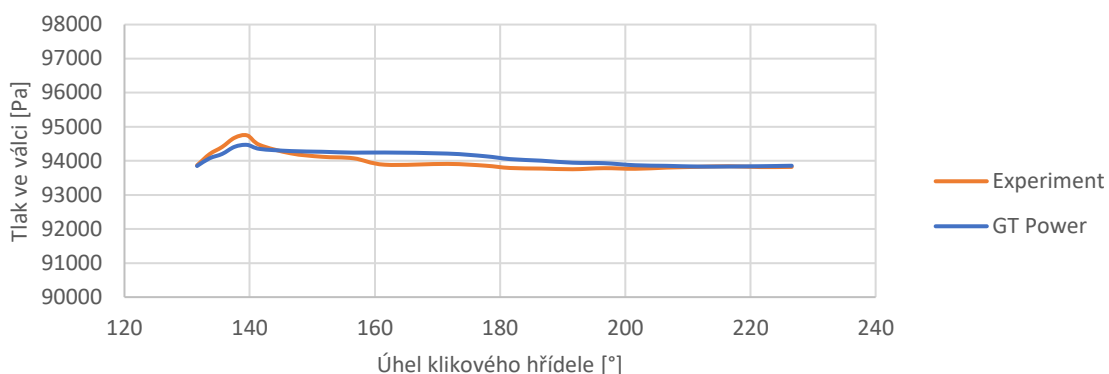
Graf 12 - Porovnání skutečné a geometrické plochy kanálů

Graf 12 zobrazuje porovnání geometrické průtočné plochy a „skutečné“ průtočné plochy, která vznikla vynásobením plochy geometrické průtokovým součinitelem. Tato plocha je tedy korigována jak součinitelem kontrakce proudu, tak i korekcí na rychlost a hustotu. Průběh průtokového součinitele má výrazné odchylky a poměrně nízkou hodnotu. Toto zjištění mě přimělo znovu zkontrolovat matematický model, který počítá geometrickou plochu. V CAD modelu motoru jsem si vytvořil rovinu, která byla spojena s hranou pístu zodpovědnou za otevírání plnicích kanálů, a pomocí ní jsem prováděl řezy na negativu plnicího kanálů. Pro jednotlivé řezy jsem potom odečetl hodnoty průtočné geometrické plochy. Výsledky se sice lišily v jednotkách procent, neboť jsem neuvažoval zaoblení hran v kanále, ale rozhodně ne natolik, aby se takto výrazně lišily plochy skutečné a geometrické. Za odchylkou bude nejspíše stát deflektor, který zmenšuje minimální průtočnou plochu.



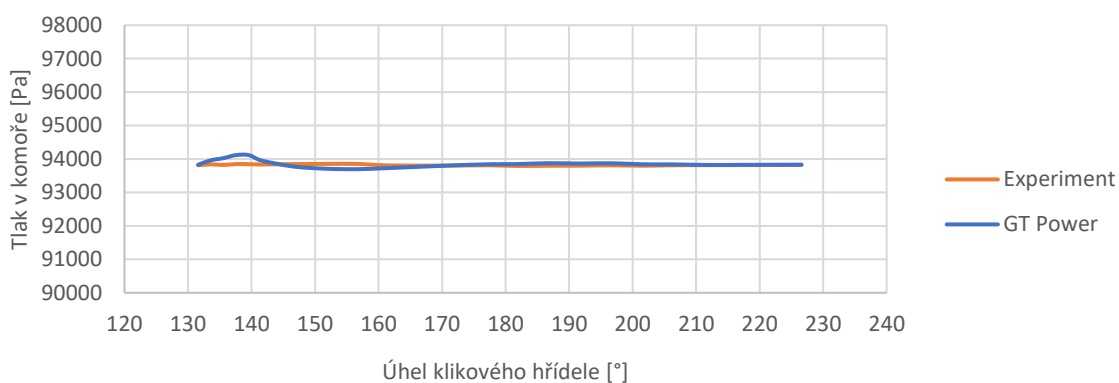
Obrázek 29 - Vyznačení nejužšího průměru

### Závislost tlaku ve válci na úhlu natočení klikového hřídele



Graf 13 - Porovnání průběhů tlaků ve válci – motor bez ventilu

### Závislost tlaku v komoře na úhlu natočení klikového hřídele

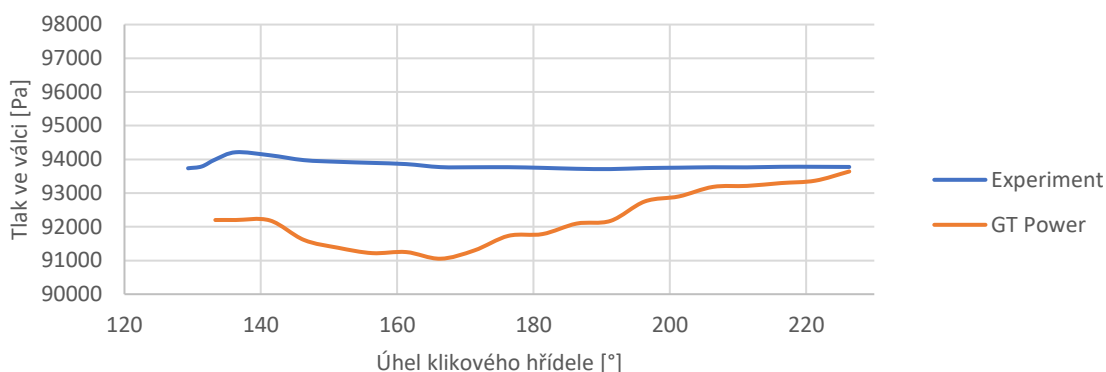


Graf 14 - Porovnání průběhů tlaků v komoře – motor bez ventilu

Na grafech výše jsou porovnány hodnoty tlaků naměřených při experimentu s hodnotami, které vypočítal kalibrovaný 1D model. Jsou zde patrné odchylky, které mohly vzniknout vlivem nejistot měření nebo díky nepřesnostem v modelech pro vyhodnocení. Rozdíly hodnot jsou ale do 80 Pa, což považuji za přijatelné.

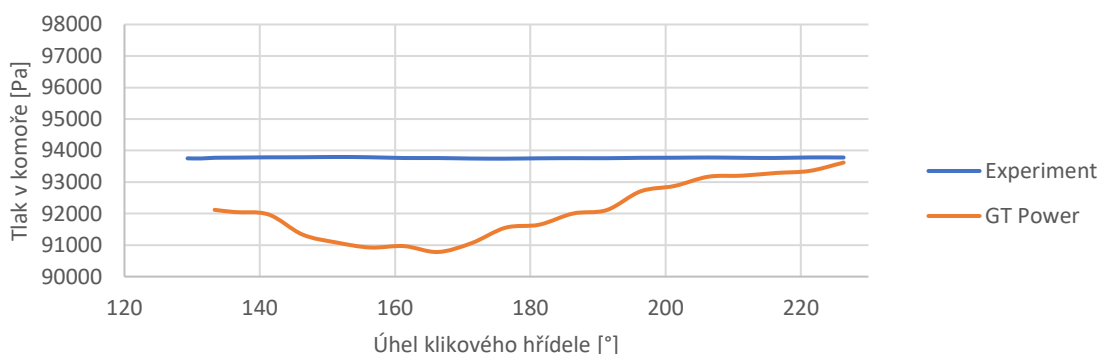
Nyní zbývá využít všechny doposud zjištěné informace pro kalibraci modelu profukovaného motoru s jazýčkovým ventilem. Za předpokladu, že jsem postupoval správně a vytvořil jsem model motoru, který odpovídá realitě, tak by změřené průběhy tlaků v komoře a ve válci na kompletním profukovaném motoru s namontovaných jazýčkovým ventilem měly odpovídat těm vypočítaným. Do již vytvořeného modelu profukovaného celého motoru jsem přidal jazýčkový ventil včetně průtokových součinitelů a dále jsem zadal nově zjištěný průběh průtokového součinitele plnicího kanálu. Porovnání obou změřených tlaků v modelu i v experimentu je uvedeno na grafech níže.

Závislost tlaku ve válci na úhlu natočení klikového hřídele



Graf 15 - Porovnání průběhů tlaků ve válci – motor s ventilem

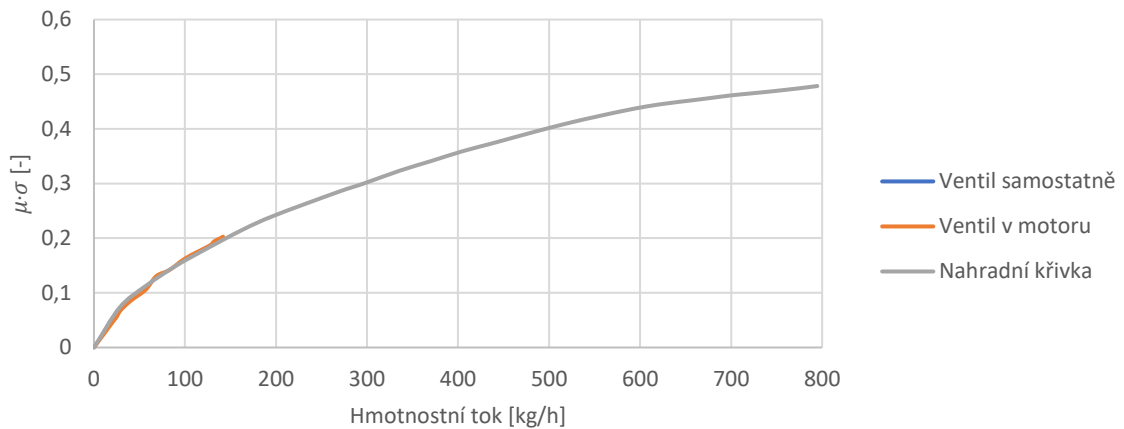
Závislost tlaku v komoře na úhlu natočení klikového hřídele



Graf 16 - Porovnání průběhů tlaků v komoře – motor s ventilem

Z grafů je zřejmé, že rozdíly jsou velmi výrazné a takto kalibrovaný model nelze použít. Nyní je třeba zhodnotit, při kterém měření jsem se mohl dopustit největších odchylek. Kritické se mi je jeví měření provedené na jazýčkovém ventilu. Jazýčkový ventil byl měřen samostatně. Sice jsem se tvarováním příruby snažil zajistit co největší podobnost proudového pole, ale to se nemuselo zdařit. Dále bylo při tisku příruby zvoleno vzhledem k velikosti dílu takové nastavení tisku, které vytvářelo vrstvy s tloušťkou 0,3 mm. Při tomto nastavení už je značně patrná schodovitá struktura na povrchu dílu, která mohla ovlivnit třecí ztráty na stěnách. V modelu jsem odstranil hodnoty zjištěných průtokových čísel pro jazýčkový ventil, které jsem potom nahradil optimalizačním parametrem. Optimalizací jsem potom následně dopočítal nové hodnoty průtokových čísel, při kterých byly změřené hodnoty tlaků ve válci a v uklidňovací komoře shodné s experimentálně zjištěnými.

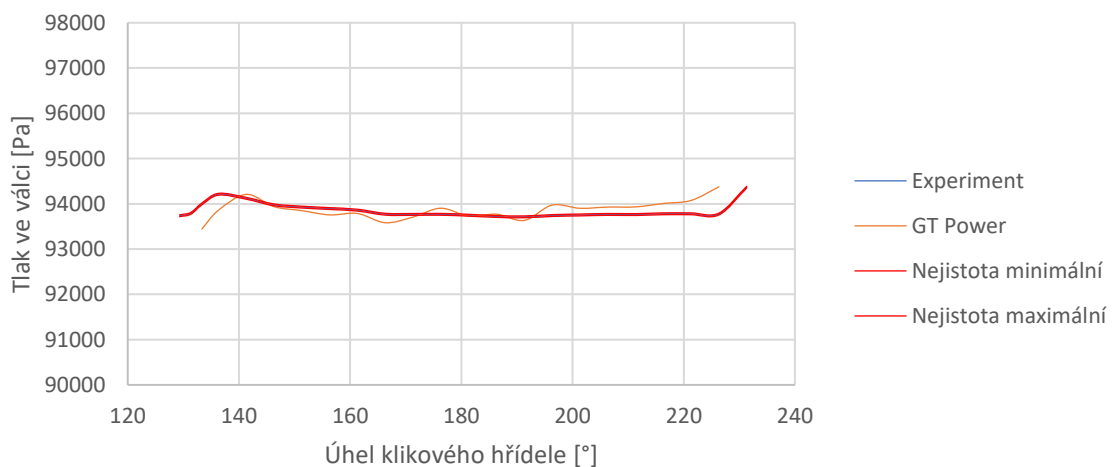
Závislost průtokového čísla na hmotnostním toku



Graf 17 - Výpočet kalibrované závislosti průtokového čísla u jazýčkového ventilu

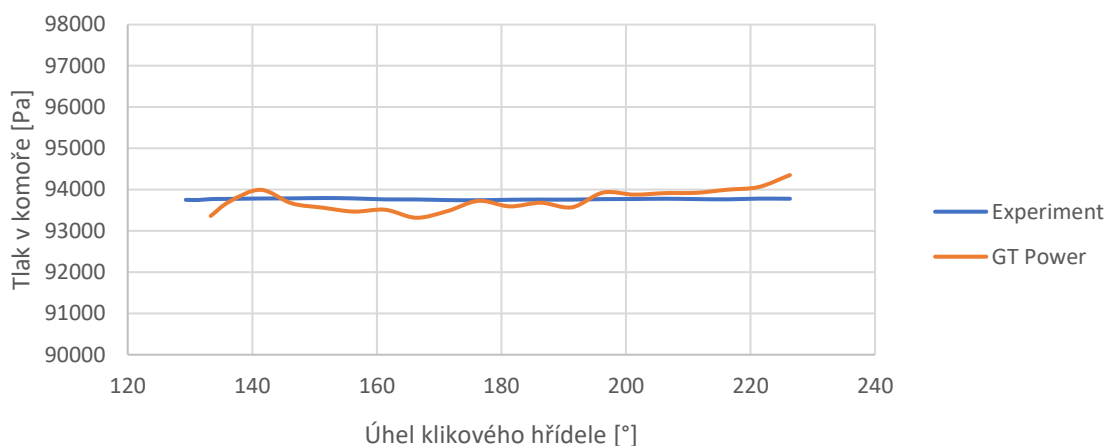
Oranžová křivka v grafu 17 zobrazuje optimalizaci zjištěné hodnoty průtokových čísel pro kompletní motor s jazýčkovým ventilem. Je vidět, že vycházejí vyšší hodnoty čísel, což by mohlo korespondovat s teorií vyšších třecích ztrát na stěně tištěné příruby. Průtokové číslo mohlo být optimalizováno pouze do hodnoty 142 kg/h. Té bylo dosaženo při největší průtočné ploše sacího kanálu a při konstantním tlakové spádu. Bohužel nebylo dosaženo maximálních hmotnostních toků, které se dle 1D modelu motoru pohybují i kolem hodnoty 200 kg/h při otáčkách 2000 min<sup>-1</sup>. Je tedy zapotřebí zajistit hodnoty průtokového čísla i pro větší hmotnostní toky. Využil jsem proto již změřené závislosti z odstavce 3.2 a zkusil jsem zjištěný průběh vynásobit konstantou. Při hodnotě 1,35 kopírovala náhradní křivka hodnoty průtokových čísel zjištěné optimalizací jazýčkového ventilu, který byl zamontován v motoru. Nově získanou závislost jsem zanesl do modelu profukovaného motoru. Z vypočítaných závislostí plyne, že po korekci model mnohem lépe odpovídá experimentům.

Závislost tlaku ve válci na úhlu natočení klikového hřídele



Graf 18 - Porovnání průběhů tlaků ve válci – motor s ventilem po korekci

Závislost tlaku v komoře na úhlu natočení klikového hřídele



Graf 19 - Porovnání průběhů tlaků ve válci – motor s ventilem po korekci

Do prvního grafu jsem také vynesl hodnoty nejistot pro měření tlaku ve válci (u měření v komoře byl použit stejný snímač, takže nejistoty by byly obdobné). Byl použit tlakový snímač Rosemount 3051CD. Výrobce u tohoto produktu udává zaručenou přesnost 0,04 % z rozsahu po dobu pěti let. Používaný snímač byl staršího data výroby, proto jsem raději uvažoval s přesností 0,1 %, což při nastaveném rozsahu 20 kPa činí 20 Pa. I při tomto předpokladu jsou snímače velmi přesné. Je vidět, že nejistoty jsou v grafu sotva patrné. Ve výsledných průbězích jsou stále patrné odchylky mezi experimentálními daty a kalibrovaným modelem, ale pro dosažení lepší shody by bylo třeba důkladnějšího rozboru a případného dalšího měření, kde by bylo třeba eliminovat co nejvíce rušivých vlivů (nepřesné určení horní úvrati apod.). To bohužel nebylo z časových důvodů možné, takže jsem pro další simulace považoval model za kalibrovaný. Vezmeme-li v úvahu, že se do výsledného kalibrovaného modelu promítly všechny nejistoty měření jednotlivých komponent, tak shoda nevychází natolik špatná. [8]

### 3.5 Výfukové potrubí

Jako poslední přišlo na řadu výfukové potrubí. Nejdříve bylo opět třeba vytisknout příslušnou přírubu, která umožní připojení výfuku k uklidňovací komoře. Jak jsem již zmínil v předchozích kapitolách, tak cílem při návrhu rezonančního výfuku bylo, aby došlo ke zlepšení momentové charakteristiky v nízkých otáčkách. S tím souvisejí i výrazné rozměry komplikující uchycení výfuku k uklidňovací komoře.

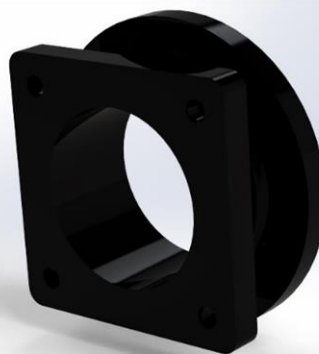


Obrázek 30 - Profukování výfuku v laboratoři na Julisce

Z obrázků je patrné, že byl výfuk připojen k uklidňovací komoře stranou, která je připojena k výfukovému kanálu. Bohužel jsem zapomněl vytisknout i přírubu pro připojení druhé strany výfuku. Měřením jsem tedy určil tlakové ztráty při zpětném toku. Tento tok u dvoudobých motorů rozhodně není zanedbatelný, neboť vzhledem k funkci rezonančního výfuku dochází také ke zpětnému toku do válce při zavírání výfukového kanálu. Proto jsem využil naměřená data alespoň pro korekci tlakových ztrát při zpětném toku, ale primární dopředný tok byl ponechán na kódu programu, který tlakové ztráty počítal na základě zadané geometrie.



Obrázek 31 - Uchycení výfuku



Obrázek 32 - Tištěná příruba

Na rozdíl od předchozích případů byl zde zvolen parametr Pressure Loss Coefficient (PLC), který je definován vztahem:

$$PLC = \frac{p_1 - p_2}{0,5 \cdot \rho_1 \cdot v_1^2} \quad (3.5.1)$$

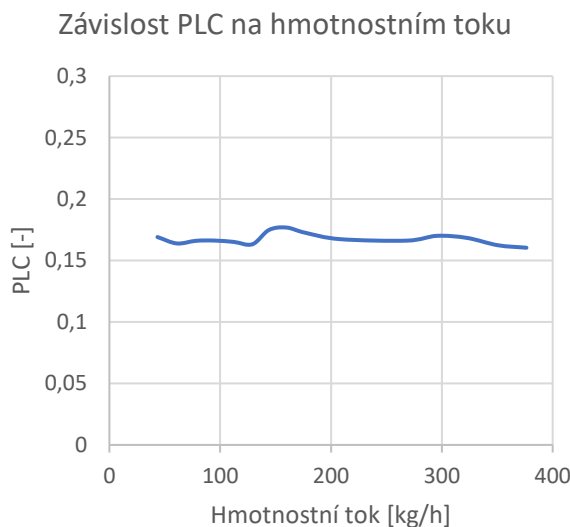
$p_1$  ... tlak na vstupu

$p_2$  ... tlak na výstupu

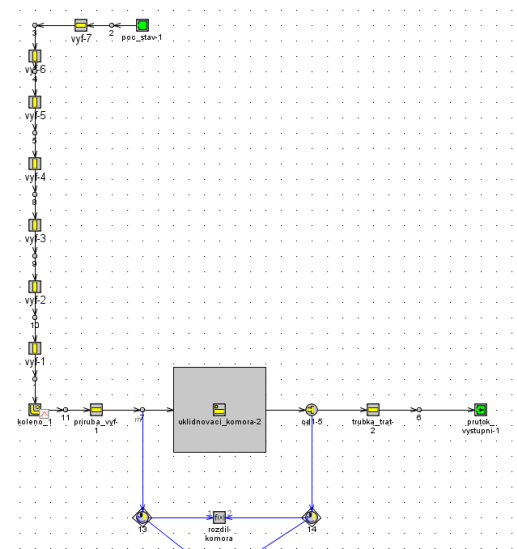
$v_1$  ... rychlost na vstupu

$\rho_1$  .... hustota na vstupu

Vzhledem k tomu, že nebylo možné zasahovat do konstrukce výfuku a také k omezenému počtu tlakových senzorů, byl při experimentu snímána pouze tlaková ztráta v celém potrubí. Ladiční parametr byl zvolen v každé jednotlivé části výfuku a optimalizací se určila hodnota parametru, který byl pro všechny části stejný. [6]

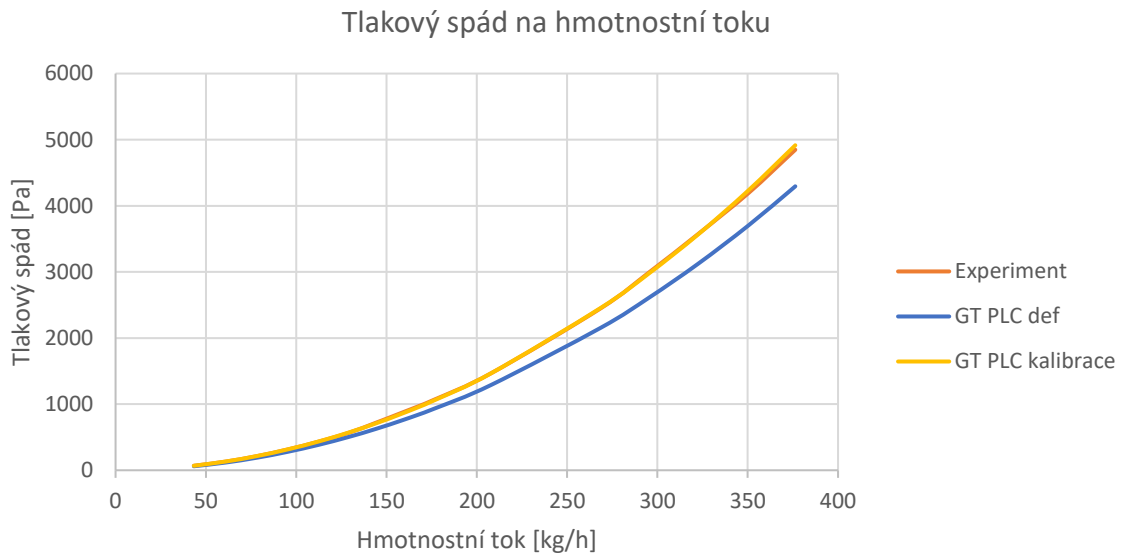


Graf 20 - Průběh PLC z optimalizace



Obrázek 33 - Model výfuku pro určení tlakových ztrát

Na průběhu PLC vidíme, že nabývá téměř konstantních hodnot pro různé průtoky. Proto jsem výslednou hodnotu zadal jako konstantu. Ovlivnění výsledků při uvažování PLC jako konstanty můžeme vidět na grafu níže. Žlutá křivka ukazuje, jaký bude průběh závislosti tlakového spádu mezi komorou a okolím, pokud budeme uvažovat PLC jako konstantu. Modře zobrazená křivka ukazuje, jaký bude průběh, ponecháme-li základní nastavení bez kalibrace.



Graf 21 - Kalibrace modelu výfuku

## 4 Simulace experimentů pomocí 3D CFD modelů

Naměřených dat jsem se dále rozhodl využít pro i pro optimalizaci výpočtové sítě 3D CFD modelu. Myšlenka byla taková, že obdobně jako v předchozí kapitole vytvořím model kopírující experiment, ale nyní využiji lepších prediktivních vlastností 3D modelů a nechám modely spočítat průtok na základě okrajových podmínek naměřených při experimentu. Vše bude provedeno bez optimalizace ladících parametrů, které zde nejsou pro profukovací zkoušku třeba, protože máme navíc informaci o detailní geometrii.

Z předchozího odstavce je také patrné, že příprava a realizace takovéhoho měření není vůbec jednoduchou záležitostí. Bylo třeba navrhnout a vyrobit nepřeberné množství přírub, dále také jednoúčelový ustavovací rám a ani samotná manipulace a doprava motoru nebyla jednoduchá. Proto mě lákala představa, že by se podobné zkoušky daly dělat pouze simulačně, kde je sice příprava modelů také zdoluhavá, ale časová i finanční úspora zde je. Proto jsem si chtěl ověřit, jakých přesností se tedy vůbec dá dosáhnout a zda by kalibrace modelů šla v budoucnu s čistým svědomím provádět pouze simulačně.

### 4.1 Výfukový kanál

První na řadu přišel výfukový kanál. Při tvorbě 3D CFD je třeba vždy vycházet z nějaké předem vytvořené geometrie resp. program FIRE umožňuje tvorbu jednoduchých výpočtových sítí bez nutnosti tvorby geometrie v CAD systému, ale složitější geometrii bychom tu vytvářeli velmi těžko. Vyšel jsem tedy z modelu celého, který byl vytvořen v programu SolidWorks. Nejprve bylo model třeba zjednodušit a následně vytvořit negativy vnitřních prostor motoru. Tyto negativy se následně dají exportovat do souboru STL, s kterým již program umí pracovat. Formát STL se vyznačuje tím, že povrch těles nahradí trojúhelníky o různé velikosti. Právě velikost trojúhelníků ovlivňuje i výslednou geometrii STL souboru. Proto je dobré vyzkoušet různé nastavení exportu. Velmi hrubé STL soubory



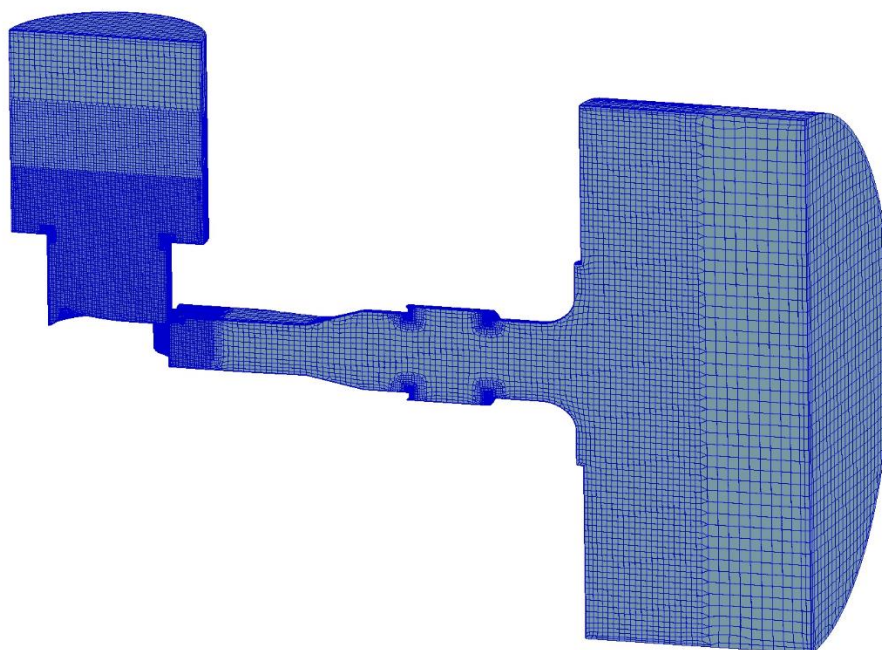
nám totiž mohou způsobit značné potíže při následném spojování sítí a pokud uděláme STL z moc malých trojúhelníků, tak se nám výrazně prodlouží doba síťování. V některých případech docházelo u těchto souborů k nestabilitě programu.

Po vytvoření STL bylo ještě třeba vytvořit další soubor, kde definujeme hrany, na kterých nám záleží a u kterých potřebujeme, aby jejich geometrie zůstala nezdeformovaná. Tyto dva soubory jsou využity pro vytvoření sítě. Poté již potřebujeme jen definovat její parametry. Asi nejdůležitějším parametrem je velikost elementů sítě, která ovlivňuje jednak to, jak se nám podaří dodržet požadovanou geometrii, a dále ovlivňuje přesnost výpočtu. U pohyblivých sítí musíme dále nadefinovat kinematiku pohybu, jakým způsobem se bude síť deformovat apod.

Obecně platí, že čím máme jemnější síť a menší časové měřítko, tím přesnější výsledky dostaneme. Tím nám ale výrazně narůstá doba výpočtu. Musíme si uvědomit, že se jedná o 3D problém, takže například zmenšením buněk na polovinu dostaneme osmkrát větší síť. Jedním z nejdůležitějších parametrů, který ovlivňuje velikost sítě je zvolený model turbulence. Pokud použijeme například model typu RANS, který modeluje celé spektrum turbulentních vírů, tak můžeme jít na větší velikosti buněk. U spalovacích motorů se můžeme pohybovat řekněme kolem jednotek milimetrů. Pokud se ale rozhodneme pro použití modelu typu LES, který je založen na tom, že zachytává integrální víry a modely turbulence používá pouze pro víry menší, tak musíme mít síť takovou, která je schopná integrální víry zachytit. Dostáváme se tedy na síť zpravidla řádově menší. Nejlepším postupem je ale provedení citlivostní analýzy na velikosti sítě. Její provedení je prosté, ale časově náročné. Zkoušíme různé velikosti sítí a na výsledcích sledujeme při jaké velikosti sítě již dochází k ovlivnění výsledků.

Já jsem vzhledem k časovým možnostem zvolil variantu výpočtu pouze poloviny motoru, neboť jsem řešil symetrickou úlohu. Samozřejmě turbulence je obecně 3D problém, takže se při tomto zjednodušení dopouštím chyby, ale předpokládám, že pro prvotní simulace bude přiblížení dostatečné. Při této strategii nemá cenu zkoušet modely turbulence typu LES, takže jsem šel rovnou cestou RANS modelů a hrubší sítě. Zvolil jsem proto síť o velikosti buněk 1 mm ve válci a na ostatních částech motoru jsem postupně dělal síť hrubší.

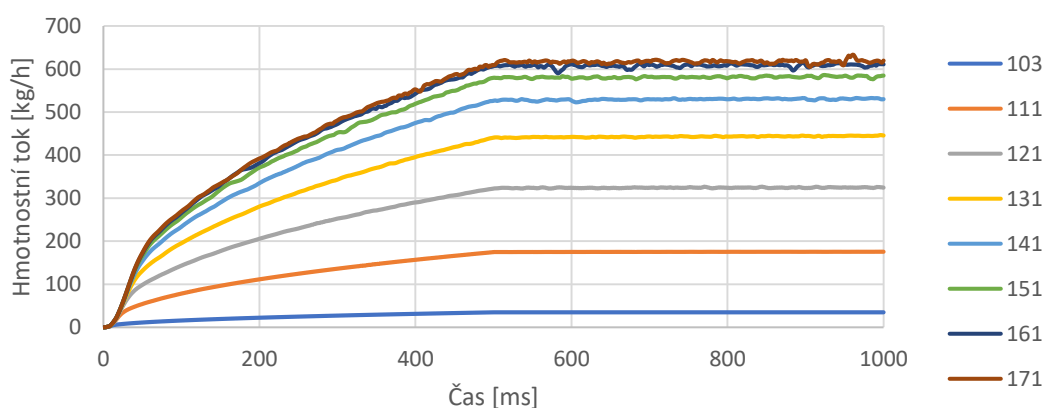
Postupoval jsem tak, že jsem si vytvořil pohyblivou síť válce motoru bez hlavy. Na vstup jsem přidal válec, který reprezentoval okolní atmosféru. Dále jsem vytvořil statickou síť, která představuje výfukový kanál, propojení s přírubou, přírubu a vstup do uklidňovací komory. Opět jsem na výstupu umístil válec znázorňující část uklidňovací komory. Poté jsem vytvářel síť pro jednotlivé úhly natočení klikového hřídele, které odpovídaly experimentálně změřeným datům. Na výstupu jsem následně předepsal okrajovou podmínku tlaku, který byl změřen v uklidňovací komoře, a počítal jsem hmotnostní tok, který by v ideální případě měl odpovídat tomu změřenému. Síť zachycenou v jednom z měřených úhlů natočení klikového hřídele můžete vidět na obrázku níže. [10],[11]



Obrázek 34 - Výpočtová síť pro jeden z měřených úhlů natočení

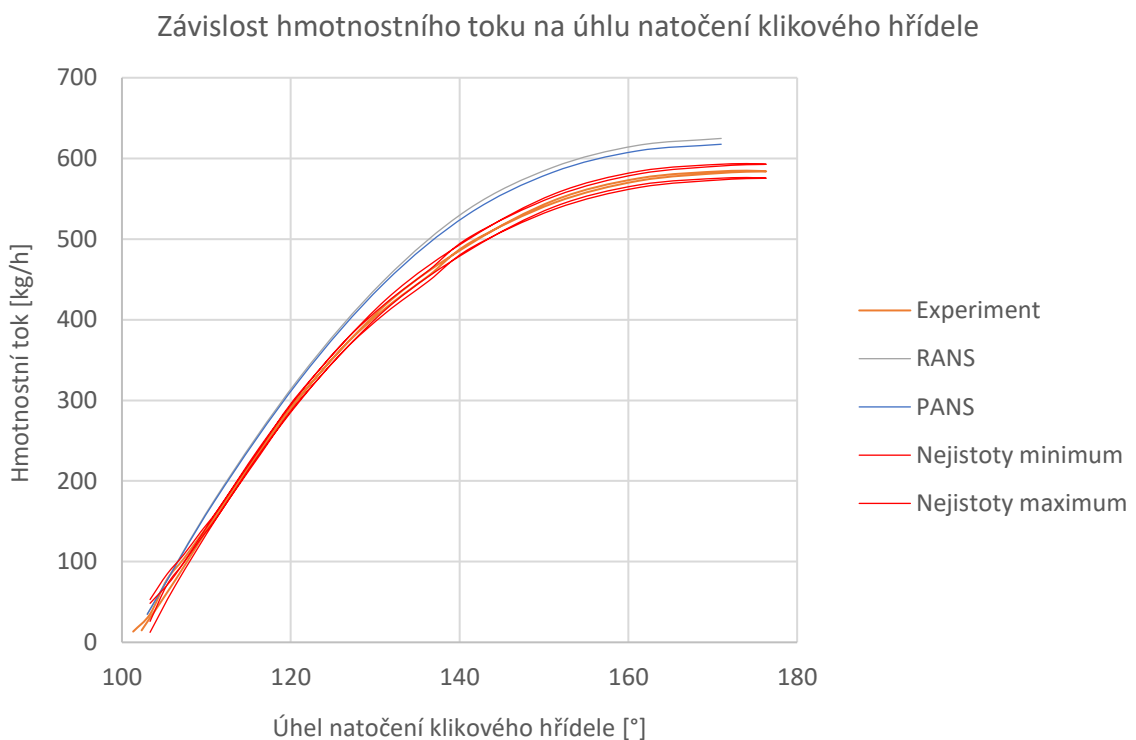
Pro výpočet byly použity dva modely turbulence. Jednak již zmíněný RANS, pro který byla síť původně vytvořena, a dále PANS, což je hybridní způsob, který dokáže přepínat mezi LES a RANS, čímž využívá výhody obou těchto metod. Při této velikosti buněk lze očekávat, že PANS bude pracovat spíše v režimu RANS. Z důvodu stability výpočtu byly okrajové podmínky nastaveny tak, aby se tlakový spád zvyšoval s časem až do dosažení požadovaného spádu, který byl změřen při experimentu. Jakmile byl tlakový spád dosažen, tak se ve výpočtech ještě po nějakou dobu pokračovalo z toho důvodu, aby bylo dosaženo ustálení. Výsledné výpočtem zjištěné průběhy při modelu turbulence PANS jsou patrné z následujícího grafu. Celý experiment byl následně proveden i pro model turbulence RANS.

Výsledky prosávání motoru PANS



Graf 22 - Průběhy hmotnostních toků pro jednotlivá natočení klikového hřídele

Vyhodnocení jsem provedl tak, že jsem zprůměroval hodnoty mezi 900–1000 ms, kde jsem předpokládal, že již došlo k dostatečnému ustálení hodnot. Tyto hodnoty jsem následně vynesl v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele. Dále bylo třeba vyhodnotit nejistoty měření průtoku na clonkové trati. K tomu jsem využil již předpřipravený soubor sloužící k vyhodnocování naměřených dat, který mi poskytl pan Ing. Hatschabach. Tento soubor vychází z normy podle ČSN EN ISO 5167 (25 7710), ve které se nachází postup, jak postupovat při vyhodnocování nejistot na clonkové trati. Byly zde také zakomponovány i kvalifikované odhady zahrnující například to, že použité tlakové snímače jsou více než 10 let staré a nebyly nikdy kalibrovány. [12]



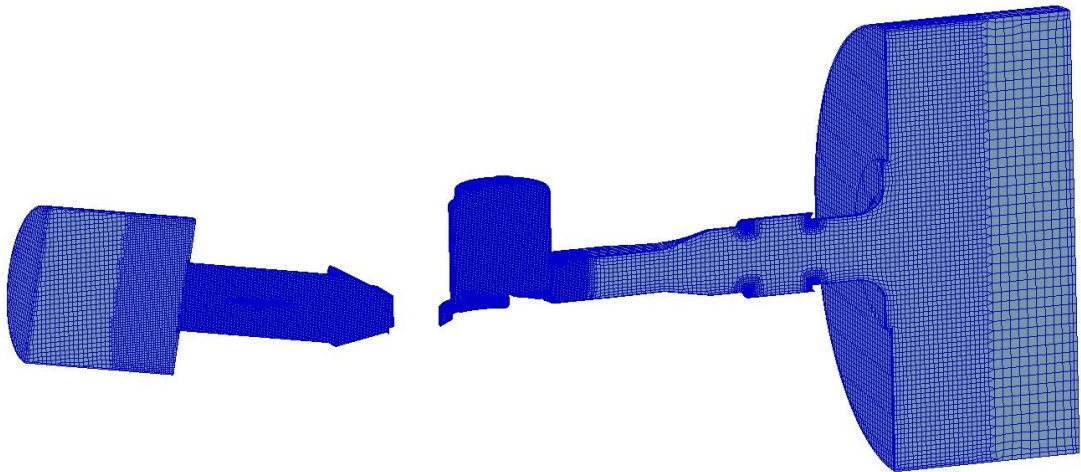
Graf 23 - Porovnání výsledků CFD simulací s experimentálními daty u výf. kanálu

Z výsledků je patrné, že kvalitativně průběhy odpovídají, ale 3D CFD model má tendenci průtok nadhodnocovat. To by mohlo být způsobeno například tím, že jsem se nijak nezabýval modelováním drsnosti stěn a třecí ztráty by tedy mohly být v reálu větší. Při porovnání obou modelů turbulence zjistíme, že se od sebe moc neliší. Sofistikovanější PANS model má sice tendenci počítat nižší průtoky, což více odpovídá realitě, ale rozdíl není natolik markantní, abych nemohl využít RANS model. Co se týče zahrnutí nejistot měření, vidíme zde, že je pásmo poměrně široké a měli bychom s nimi určitě počítat při vyhodnocování průtoku. Problém s neshodujícími se průběhy nám ale také neřeší.

Dalším zdrojem nepřesností by mohly být i odlišnosti v geometrii modelu a skutečného motoru. Rozhodl jsem se proto znovu zkontrolovat prototyp a porovnat ho s modelem. Detailnější rozbor této problematiky je v další kapitole 4.3.

## 4.2 Celý motor

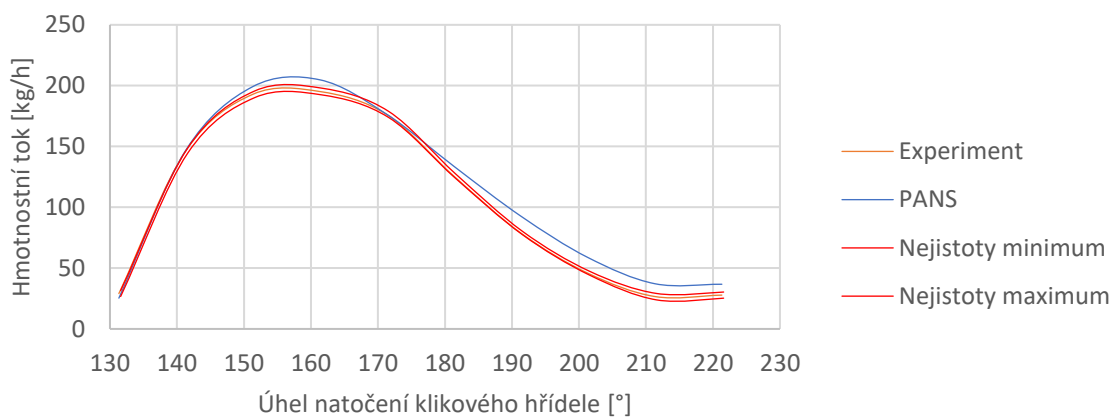
Komplexnější možností kontroly kvality sítě byl experiment na celém profukovaném motoru bez jazýčkového ventilu. Na rozdíl od profukování výfukového kanálu je v tomto modelu zahrnut i vliv sacího potrubí, dmyhadla, pracovního válce i výfukového kanálu. Model zachycený v jedné poloze je zobrazen na obrázku níže. Začínáme sacím potrubím s vymodelovanou škrticí klapkou ve zcela otevřené poloze a je zde i prostor pro jazýčkový ventil. Následovala pohyblivá síť dmyhadla, jehož konstrukci si autor nepřál zveřejňovat, takže dmyhadlo je v obrázku vynecháno. Poté pokračujeme přes sací kanály do další pohyblivé sítě pracovního válce, který je nyní již osazen hlavou. Na konci je vymodelován výfukový kanál s přípojovací přírubou. Na vstupu i výstupu je opět válec reprezentující okolí na sání a ukladňovací komoru na výstupu. Nastavení výpočtu bylo totožné s předchozím.



*Obrázek 35 - Model celého profukovaného motoru bez jazýčkového ventilu*

Výsledky jsou u tohoto modelu o něco příznivější než u experimentu profukování samotného výfukového kanálu. V některých případech je shoda téměř stoprocentní, ale zejména při vyšších průtocích má model opět tendenci nadhodnocovat výsledky. Vyneseny jsou opět i nejistoty měření vyhodnocené dle stejného souboru jako v předchozí kapitole. Nejistoty jsou zejména u vyšších průtoků poměrně vyšších hodnot, takže je musíme při vyhodnocování opět vzít v úvahu. Podobně jako v předchozím případě nám ale problém se shodou s experimentálními daty zcela neřeší.

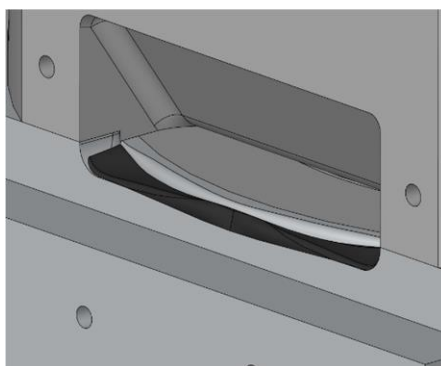
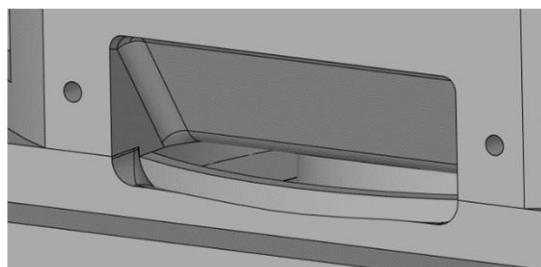
Závislost hmotnostního toku na úhlu natočení klikového hřídele



Graf 24 - Porovnání výsledků CFD simulací s experimentálními daty u celého motoru

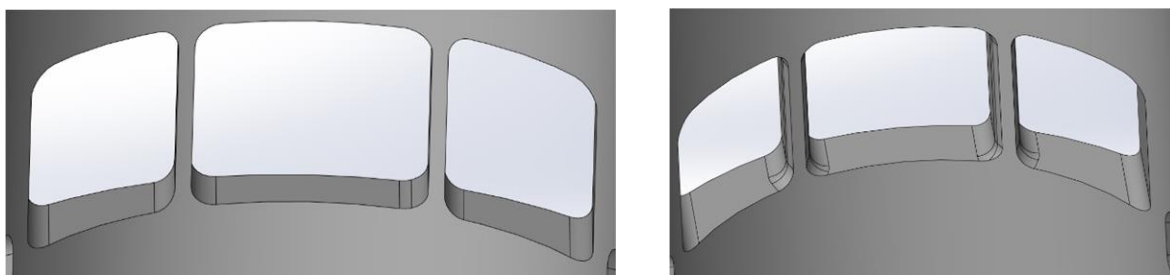
### 4.3 Celý motor – korekce sítě a citlivost na velikost buněk

Odchyly experimentálních dat a CFD modelů mě přivedly k otázce, zda geometrie, kterou jsem využil pro tvorbu modelu, odpovídala realitě. Znovu jsem proto demontoval prototyp a zjistil jsem dvě hlavní odlišnosti, které neodpovídaly realitě. První z nich byla úprava hrany na vstupu do dmychadla, která nebyla zanesena do modelu, neboť byla provedena až po zhotovení prototypu. Hrana byla dodatečně sražena bruskou a přechod byl následně upraven pomocí tekutého kovu. Úpravu jak na prototypu, tak na modelu můžete vidět na obrázcích níže.



Obrázek 36 - Geometrická korekce hrany na vstupu do dmychadla

Druhou odlišností, kterou jsem objevil, byl odlišný uvažovaný geometrický průřez kanálu. V původním modelu bylo totiž provedeno zjednodušení, že do roviny kolmé k výfukovým kanálům byl promítnut jejich průřez z vnitřní strany vložky válce, který byl následně odebrán vysunutím. V reálu zde bylo ještě z pevnostních důvodů vytvořeno zkosení hrany, takže průtočná plocha vytvořená předešlým postupem byla větší než skutečná. To celkem souhlasí i s tím, že nám výsledky u výfukového kanálu vycházely nadhodnocené.



Obrázek 37 - Geometrická korekce výfukového kanálu

Další možnou příčinou odchylek mohla být nevhodná velikost elementů sítě. Obecně by se při každé simulaci měla provádět již zmíněná citlivost na velikost elementů sítě. I já jsem se tvorbou finálních modelů pro simulaci celého motoru se spalováním rozhodl tuto analýzu udělat. Vybral jsem úhly natočení klikového hřídele, při kterých byly odchylky od experimentů největší a vytvořil jsem pro tyto úhly sítě o různé velikosti. Nejhrubší síť byla ta, kterou jsem použil již u předchozích modelů, tedy s buňkami o velikosti 1 mm. Tato síť měla více než 2 500 000 buněk. Druhá sada sítí byla zjemněna 2x a třetí 4x. Z výsledků, které jsou patrné z tabulky 2, je ale bohužel zřejmé, že ani zjemňování sítě ani geometrické korekce nevedly k zpřesňování výsledků. Proto jsem se rozhodl dále pokračovat s modelem o původní velikosti buněk a přesnější korigované geometrii. Opět jsem tímto vyčerpal časové možnosti na rozbor daného tématu a nebylo proto možné pokračovat ve snaze o lepší přesnost, ale myslím si, že i tato přesnost výpočetních modelů je pro prvotní optimalizace koncepce, které provádím, akceptovatelná.

<b>Natočení [°]</b>	161	201	211
<b>Experiment [kg/h]</b>	195.18	45.8	26.64
<b>Průtok CFD stará geometrie [kg/h]</b>	204.91	58.77	37.19
<b>Průtok CFD nová geometrie – hrubá síť [kg/h]</b>	203.32	58.90	37.08
<b>Průtok CFD nová geometrie – jemnější síť [kg/h]</b>	201.78	59.40	37.17
<b>Průtok CFD nová geometrie – nejjemnější síť [kg/h]</b>	206.22	60.88	38.64
<b>Odchylka CFD stará geometrie [%]</b>	4.99	28.31	39.58
<b>Odchylka CFD nová geometrie – hrubá síť [%]</b>	4.17	28.60	39.18
<b>Odchylka CFD nová geometrie – jemnější síť [%]</b>	3.38	29.68	39.50
<b>Odchylka CFD nová geometrie – nejjemnější síť [%]</b>	5.66	32.90	45.01

Tabulka 2 - Porovnání výsledků citlivostní analýzy a geometrických korekcí



## 5 První fáze kalibrace

Při tvorbě výpočetních modelů jsem se rozhodl využít toho, že mám k dispozici dva typy simulačních programů, které jsem již dříve používal při profukovacích zkouškách. Vytvořil jsem tedy 1D model v programu GT Power a 3D model v programu Fire. Oba modely mají své výhody a nevýhody zmíněné v kapitole 2. 1D model je jednodušší na přípravu a jeho výpočet je výrazně rychlejší, ale daní za tyto výhody jsou menší prediktivní schopnosti. S jeho tvorbou jsem proto začal nejdříve, abych získal potřebné okrajové a počáteční podmínky pro 3D model. Poté jsem vytvořil 3D model motoru, na kterém jsem hodnotil kvalitu výměny náplně válce a získané informace jsem použil opět do 1D modelu. Z předchozího plyne, že jsou oba modely provázané, tudíž výsledky jednoho modelu ovlivňují výsledky modelu druhého. Zvolil jsem proto strategii, ve které jsem postupoval v iteračních smyčkách (kalibračních fázích). Provedl jsem proto několik po sobě jdoucích simulací, jejichž účelem bylo zpřesnění předešlých výsledků. V každé další smyčce jsem použil nově získané informace ze smyčky předchozí. Takto jsem iteroval až do doby, kdy jsem model prohlásil za dostatečně zkalibrovaný.

### 5.1 Tvorba 1D modelu motoru

1D model motoru zahrnoval kompletně celý motor. Při jeho tvorbě jsem vycházel z předchozích modelů použitých pro vyhodnocení tlakových ztrát. Měl jsem již připravené modely reprezentující sací a výfukové potrubí a kanály. Všechny tyto modely byly kalibrovány daty zjištěnými v předchozích kapitolách. Okrajovou podmínkou nastavenou na vstupu a výstupu byl tlak 1 bar při teplotě 22°C. Diskretizační délky potrubí jsem zvolil dle doporučení výrobce programu, tedy 0,4 \* vrtání válce pro potrubí sací a 0,55 \* vrtání válce pro potrubí výfukové. Nastavení modelů bylo totožné s modely použitými pro experimenty profukování, pouze u výfukového potrubí byl dodán template WallThermalBoundary, který definuje okrajové podmínky teploty stěn. Sem byl také dodefinován součinitel přestupu tepla roven  $15 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ , ovlivňující odvod tepla ze stěn výfukového potrubí konvekcí. Tato hodnota odpovídá dle manuálu programu laboratorním podmínkám. [6]

Dále bylo zapotřebí definovat geometrii klikového mechanismu pracovního válce a pístového dmyhadla včetně vrtání obou válců a geometrických kompresních poměrů. Všechny tyto informace se nastavují v prvku EngineCrankTrain, který reprezentuje klikovou hřídel. Také zde bylo možné definovat další velmi důležitý parametr, umožněný touto koncepcí, kterým je vzájemné natočení klikového hřídele dmyhadla a pracovního válce. V prvku se dále nastavují i mechanické ztráty. Vzhledem k tomu, že jsem měl k dispozici pouze data z měření momentu protáčeného menšího motoru, tak jsem se rozhodl porovnávat pouze indikované veličiny, neboť by byl případný model velmi nepřesný.

Zatím jsem měl nadefinované dmyhadlo a válec z geometrického hlediska, ale stále bylo třeba tyto části motoru doplnit z hlediska okrajových podmínek, modelů přestupu tepla apod. Proto bylo nutné přidat prvek EngCylinder, který to umožňuje. Dmyhadlo jsem nejprve připojil ke zbytku modelu (sací potrubí, plnicí kanál a příslušný a klikový mechanismus v prvku EngineCrankTrain) a následně jsem dodefinoval okrajové podmínky

teploty hlavy motoru, válce a pístu pomocí template EngCylTWall na konstantní teplotu 70°C. Jedná se o nejméně přesné zadání, ale díky intenzivnímu vodnímu chlazení jsem předpokládal, že se teploty částí dmyhadla nebudou výrazně měnit. Pro přestup tepla jsem využil model WoschniGT, který vychází z původního modelu profesora Woschniho, ale výrobce v něm udělal úpravy pro lepší přesnost. Do tohoto model jsem přidal geometrické informace zjištěné z CAD modelu motoru, které byly požadovány (byly to poměry ploch hlavy a pístu vztažené k ploše definované vrtáním válce). Počáteční podmínky v dmyhadle byly nastaveny na opět na tlak 1 bar a teplotu 22°C.

U modelu pracovního válce byl prvek EngCylinder nastaven velmi podobně jako u dmyhadla s tím rozdílem, že teploty pístu a hlavy byly nastavena na přibližně 277°C a teplota válce na 127°C. Tyto hodnoty jsem odečetl z předpřipravených vzorů podobného zážehového motoru v programu. Tuto definici teplotních okrajových podmínek jsem použil pouze v první fázi kalibrace. V dalších fázích byl model nahrazen modelem podrobnějším.

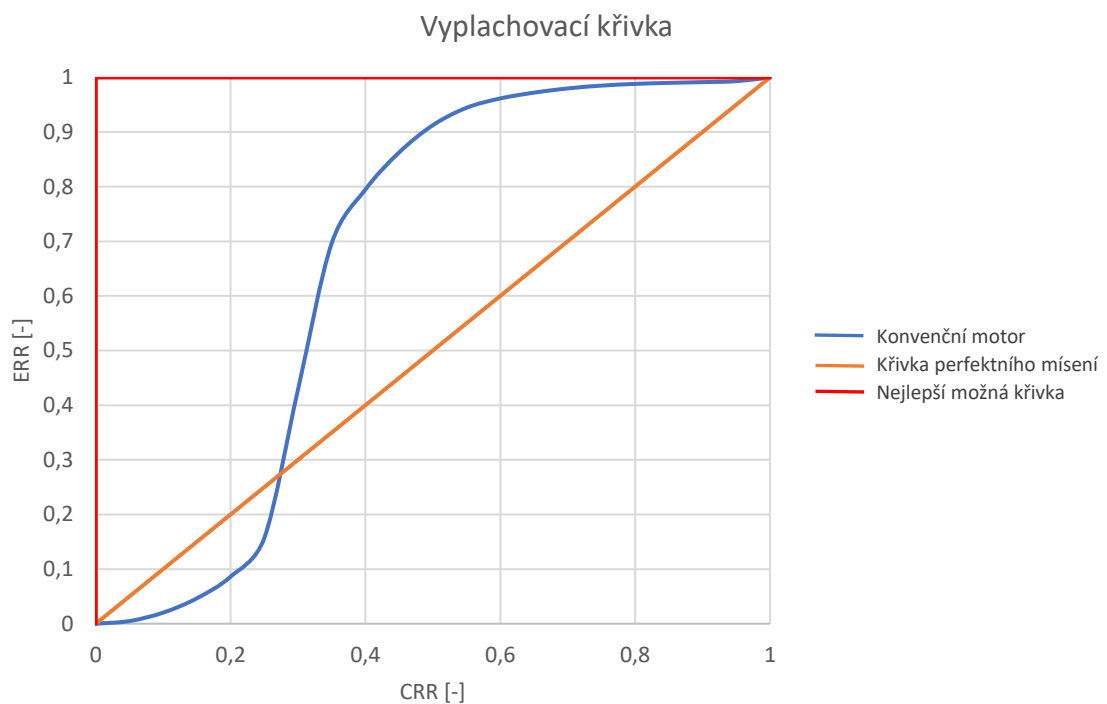
Dále bylo u pracovního válce zapotřebí vložit model hoření. K tomu jsem v modelu využil Vibeho funkce, která je v GT Poweru definovaná jako normalizovaná závislost spáleného paliva na úhlu natočení klikového hřídele. Při předpokladu, že se křivky normalizovaného spáleného paliva a normalizovaného vývinu tepla od sebe moc neliší (v reálu jsou sice díky disociaci křivky mírně posunuté, ale při běžných aplikacích je posun zanedbatelný) jsme schopni při znalosti dolní výhřevnosti paliva určit množství uvolněného tepla při spalování v závislost na úhlu natočení klikového hřídele. Tato informace je velmi důležitá do následných energetických bilancí, ze kterých jsme následně schopni při použití dalších konstitutivních vztahů určit například tlak a teplotu ve válci. Křivka je definována pomocí tří nezávislých veličin. Běžně je to úhel definovaný od horní úvrati, při kterém shoří 50 % veškerého paliva (zvolil jsem 10°). Tento úhel vlastně definuje časování zážehu. Dále je to délka hoření definovaná od 10 do 90 % shořelého paliva (zvolil jsem 27°). A nakonec je třeba definovat tzv. Vibeho exponent, který ovlivňuje tvar křivky (zvolil jsem 2). Všechny zvolené hodnoty jsem opět odečetl pro otáčky 2000 min<sup>-1</sup> (pro tyto otáčky budu provádět optimalizaci) z předpřipraveného vzoru podobného motoru. [13]



Graf 25 - Použitá Vibeho křivka v 1D modelu

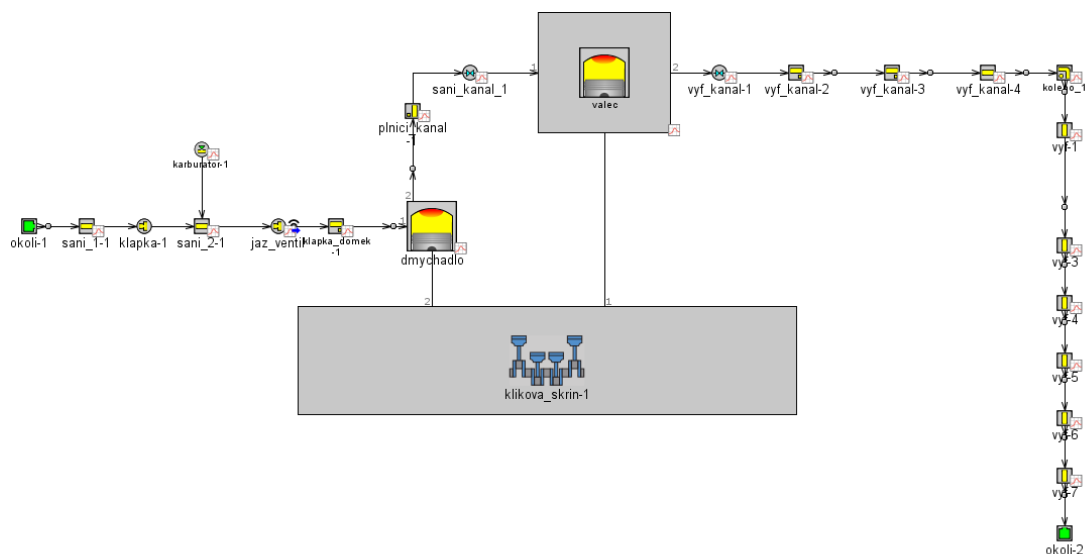


Významným parametrem popisujícím kvalitu výměny náplně válce u dvoudobého motoru je vyplachovací křivka. Je to závislost dvou bezrozměrných veličin ERR a CRR. CRR (cylinder residual ratio) je poměr hmotnosti spalin ve válci a celkové hmotnosti náplně válce. ERR (exhaust residual ratio) je poměr hmotnostního toku spalin z válce a celkového hmotnostního toku z válce. Právě pomocí této křivky jsme schopni rozlišit jednotlivé druhy vyplachování. Modře zobrazená křivka je pro konvenční motor převzatá z manuálu programu GT Power. Právě tento průběh jsem pro první přiblížení zadal do 1D modelu motoru. Lze očekávat, že kdybychom zkoumali dobře fungující souprouté vyplachování, tak bychom se s křivkou pohybovali u křivky červené. [13]



Graf 26 - Vyplachovací křivka

Palivo bylo v modelu dopravováno pomocí InjAF-RatioConn. Tento prvek by měl zajistit zvolené složení směsi proudící v potrubí, na které je umístěn. Používané palivo při experimentálním měření byl zemní plyn, takže jsem stejné palivo modeloval i v 1D modelu. Prvek jsem v modelu umístil do stejného místa na sacím potrubí, jak tomu bylo i v reálu. Teplotu paliva jsem nastavil opět na 22°C. Součinitel přebytku vzduchu byl nastaven na hodnotu 1. [13]



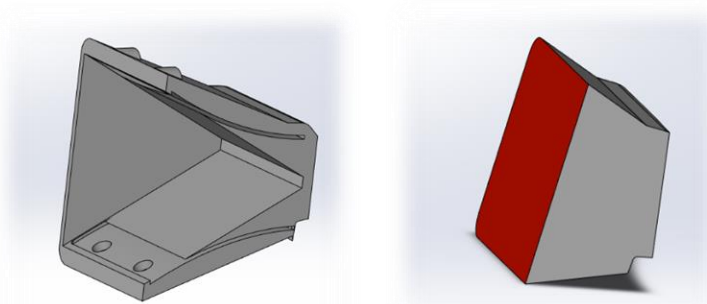
Obrázek 38 - 1D model motoru

Výsledkem byl 1D model, který je zobrazen na obrázku výše. V první fázi v něm byly zohledněny tlakové ztráty na jednotlivých komponentech, geometricky odpovídal dodanému CAD modelu, ale zejména u modelu hoření a u vyplachovací křivky byl provedeny hrubé odhady. Takovýto model by tedy nestačil na to, abych mohl zhodnotit takto specifický nekonvenční motor, u kterého se dá očekávat, že výměna náplně válce bude díky speciálně tvarovanému pístu a externímu dmychadlu odlišná od konvenčních koncepcí.

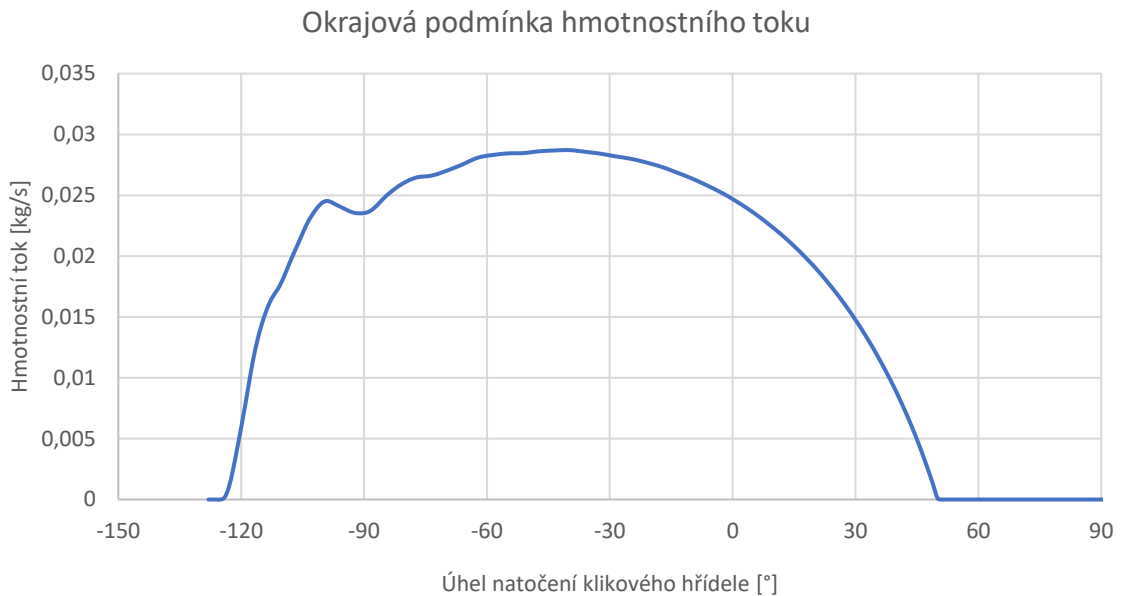
### 5.1.1 Okrajové a počáteční podmínky pro 3D CFD výpočet

Z předchozího odstavce plyne, že připravený 1D model nestačí pro objektivní zhodnocení koncepce. Může ale poměrně dobře posloužit při prvním odhadu okrajových a počátečních podmínek pro 3D výpočet.

Abych se u 3D modelu vyhnul komplikovanému modelování jazýčkového ventilu, tak jsem vstup do modelu motoru definoval až za jazýčkovým ventilem. Původní komplikovaný tvar negativu jsem nahradil tvarem jednodušším, jehož objem se rovnal tomu původnímu. Do červeně zobrazenou plochu jsem nadefinoval okrajovou podmínku předepisující průtok, kterou jsem získal z 1D modelu.



Obrázek 39 - Náhrada negativu za jazýčkovým ventilem



*Graf 27 - Okrajová podmínka zadaná do 3D CFD simulace*

Na grafu výše je zobrazen průběh hmotnostního toku nadefinovaný do 3D CFD modelu motoru. Oproti 1D modelu jsou hodnoty hmotnostního toku poloviční, neboť je okrajová podmínka předepsána pouze polovině sacího potrubí (počítám symetrickou úlohu).

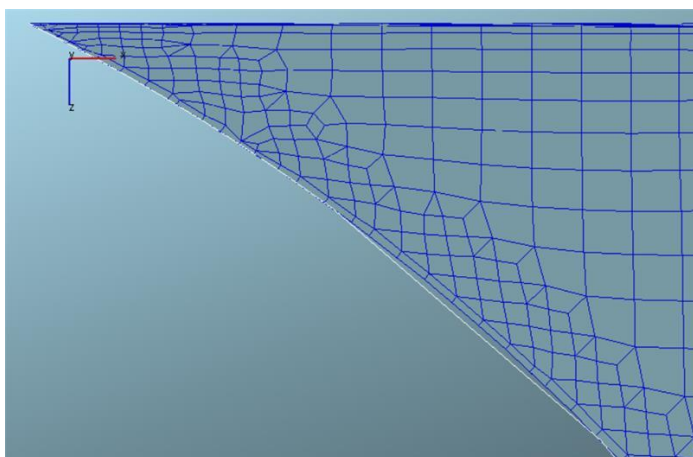
Dále byly z 1D modelu převzaty okrajové podmínky teploty na pístu, válci a hlavě u dmychadla a pracovního válce, které byly u 1D modelu nadefinovány jako konstantní hodnoty. Počáteční podmínky byly z modelu odečteny pro úhel natočení klikového hřídele 60°, při kterém byl spuštěn 3D CFD výpočet. Jednalo se o tlaky, teploty a hustoty uvnitř válce a dmychadla.

## 5.2 3D CFD model motoru

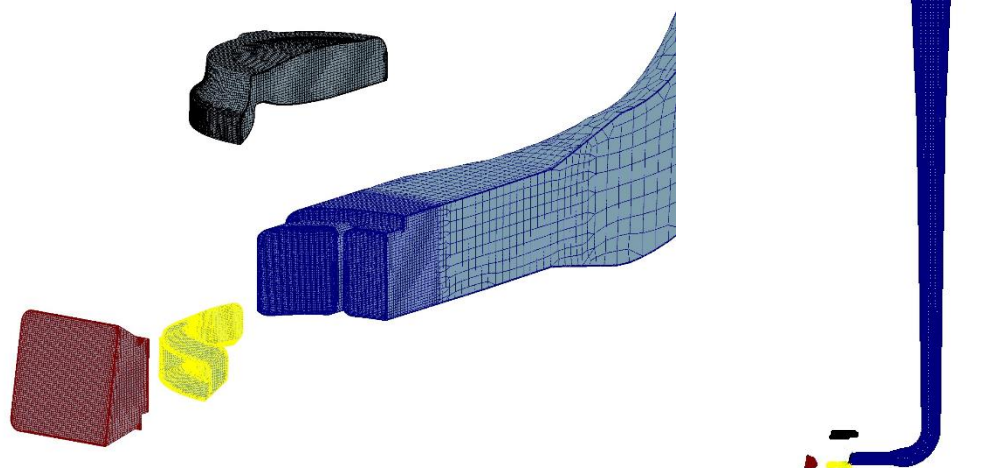
Aby bylo možné korektně zhodnotit výměnu náplně válce u zadaného nekonvenčního motoru, bylo si třeba udělat základní představu o tom, jak vyplachování ve válci probíhá a nějak ho matematicky popsat. Uvažovali jsem nad celou řadou metod, včetně metody PIV (particle image velocimetry), která slouží ke kvantitativnímu i kvalitativnímu popisu proudových polí v kapalinách i plynech. Nakonec jsme se ale kvůli časové náročnosti přípravy experimentu rozhodli využít CFD simulaci motoru, kde bylo i výrazně jednodušší přímo určit vyplachovací křivku. Vytvořil jsem tedy novou výpočetní síť zahrnující téměř kompletní motor. Výpočetní síť byla velmi podobná modelu profukování kompletního motoru s tím rozdílem, že zde byl vymodelován kompletní rezonanční výfuk, sací potrubí byla namodelována až za jazýčkovým ventilem a výpočet probíhal na pohyblivé síti (při profukování motoru byly z pohyblivé sítě generovány sítě statické pro jednotlivé úhly natočení klikového hřídele, na kterých byl spuštěn výpočet). Obecně lze ale říci, že i při značné podobnosti se sítí určené k profukování motoru bylo poměrně komplikované vytvořit výpočetní síť, na které bude schopné spočítat celý cyklus motoru se spalováním.

### 5.2.1 Tvorba výpočtové sítě

Tvorba sítě probíhala tak, že jsem nejprve vytvořil pohyblivé sítě dmychadla i pracovního válce, kde jsem definoval potřebné selections (plošné a objemové výběry, které umožňují předepsání okrajových a počátečních podmínek). Následně jsem vytvořil síť statickou, která obsahovala sací, plnicí kanály a výfukový kanál s potrubím. Ve statické síti se potom nadefinovaly tzv. arbitrary connections, které umožňují propojit dvě separátní sítě, a vytvořila se sestava. Sestavou se myslí výsledná síť, která kombinovala všechny tři zmíněné sítě a teprve této síti se mohly začít definovat parametry výpočtu. Arbitrary connections zajišťovaly to, že došlo k propojení pohyblivých sítí se statickou, jakmile se sítě překrývaly. Bohužel se ale ukázalo, že u výpočtu se spalováním docházelo k divergenci a tato síť byla nepoužitelná. Domnívám se, že u této simulace byla vlivem vysokého tlaku ve válci a malé průtočné plochy při otevírání kanálů příliš vysoká rychlost. Zkoušel jsem obě sítě různě zjemňovat, ale výsledek byl vždy stejný. Následně nás napadlo, že bych mohl vytvořit arbitrary connections až po menším překrytí obou sítí a docílit tak zvětšení průtočného průřezu, snížila by se rychlost způsobující divergenci a problém by mohl být vyřešen. Po vyzkoušení této varianty výpočetní sítě se ale objevil další problém. Když vytváříme STL soubory z CAD geometrie, tak se nám ani při nejjemnějším nastavení nepodaří dosáhnout toho, abychom vytvořili přesnou kružnici (STL soubor je složen z různě velkých trojúhelníků). U výfukového kanálu budeme tedy mít vždy nějakou část objemu, která nám bude zasahovat do teoreticky přesné plochy válce. Příklad můžeme vidět na obrázku 40, kde je zobrazena síť vytvořená z STL souboru s jemným nastavením a bílá hrana je vytvořena z STL souboru s nastavením hrubším. Je tedy zřejmé, že nám vždy nějaká část sítě výfuku bude zasahovat do sítě válce, pokud má vstupní geometrie stejný rozměr. Pokud mezi sítěmi nevytvoříme arbitrary connection, tak vlivem překrytí sítí dojde opět k divergenci (ukazuje se, že pokud je STL moc hrubý, tak k divergenci dojde i při vytvoření arbitrary connection). Toto zjištění mě přivedlo na poslední verzi výpočtové sítě, která již fungovala. Výsledná sestava byla vytvořena celkem z pěti sítí. Dvě byly pohyblivé reprezentující dmychadlo a pracovní válec a tři sítě byly statické, které se měnily v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele. Statické sítě se lišily tím, že výfukové a plnicí kanály byly vytvořeny i ve variantách, které byly odsazeny od pracovního válce o 0,3 mm. Do určitého úhlu natočení klikového hřídele byly sací i výfukové kanály odsazené od pracovního válce, ale jakmile došlo k překrytí výfukového kanálu o zhruba 1 mm, tak se přepnula aktuální statická síť na síť, kde již nebyl odsazen výfukový kanál a vytvořila se mezi sítěmi arbitrary connection. Potom při dostatečném překrytí plnicích kanálů došlo opět k přepnutí na statickou síť, která již neměla odsazený žádný kanál a vytvořilo se spojení i u kanálů sacích. Při kompresním zdvihu byl postup přesně opačný. Takto sestavená výpočetní síť již fungovala dle představ.



Obrázek 40 - Vliv kvality nastavení exportu STL



Obrázek 41 - Výsledná výpočtová síť

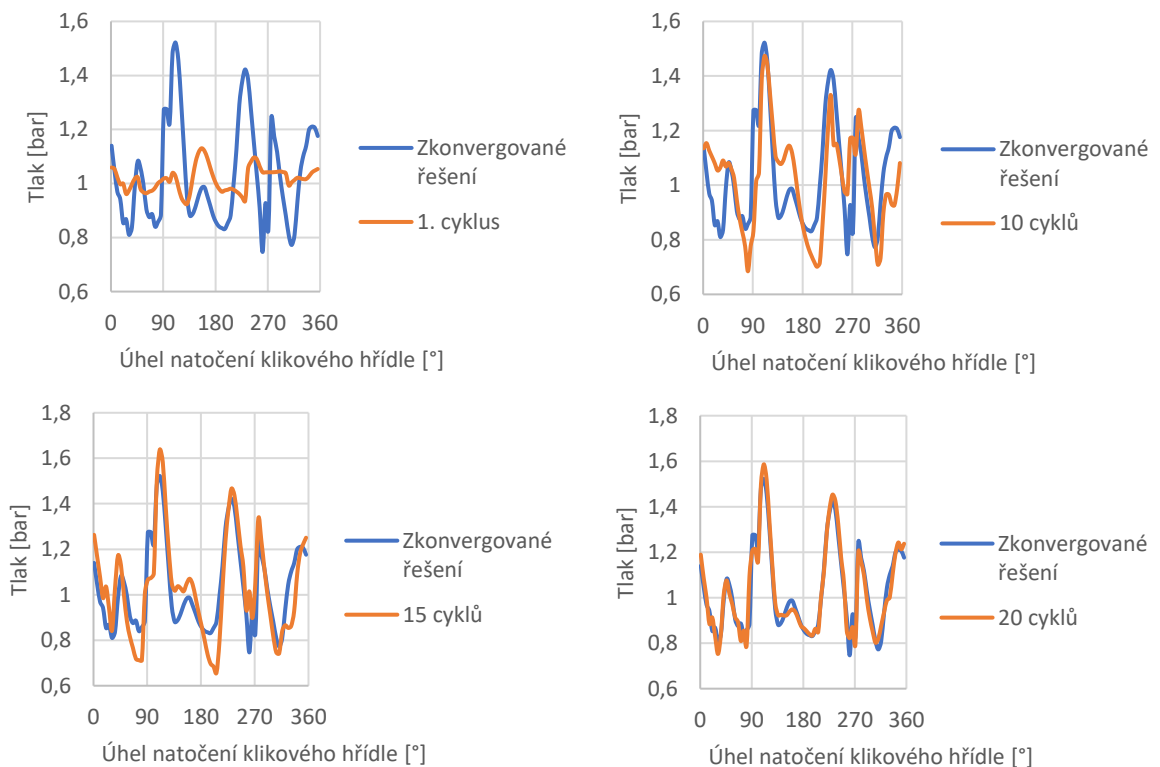
Na obrázku 41 je vidět výsledná výpočetní síť, která opět nezahrnuje externí dmychadlo. Vpravo jsou dobře patrné rozměry rezonančního výfuku, pokud se ho rozhodneme optimalizovat na nízké otáčky.

### 5.2.2 Nastavení výpočtu

Jak jsem již naznačoval dříve, v programu Fire se okrajové a počáteční podmínky definují pomocí tzv. selections. Jsou to výběry reprezentující buď objem nebo plochu. Pro zadání okrajových podmínek vytváříme povrchové selections a pro počáteční podmínky naopak objemové. Výhodou této metody je to, že máme přesnou grafickou představu o tom, co a kam právě definujeme. Nevýhodná je časová náročnost. Představme si, že chceme například předepsat různé rozložení teploty na vložce válce. Musíme tedy rozdělit pohybující se síť do jednotlivých částí, kterým potom přiřadíme tabulku definující teplotu v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele, protože se nám i jednotlivé oblasti pohybují. Selections jsou navíc potřeba ručně vytvořit u každé výpočtové síti. Je tedy zřejmé, že taková optimalizace geometrie pomocí 3D nástrojů je velmi zdlouhavá. Proto se využívá pouze tam, kde je to nezbytně nutné.

Na výpočtové síti jsem tedy vytvořil příslušné selections, kterým jsem předepsal předpřipravené počáteční a okrajové podmínky z 1D modelu. Navíc jsem ještě nadefinoval okrajovou podmínku symetrie. Trochu složitější situace byla u rezonančního výfuku. Nejprve jsem přemýšlel, že by v rámci časové úspory nebylo špatné předepsat počáteční podmínky podél celého rezonančního výfuku. Rezonanční výfuk totiž nezačne správně fungovat ihned při první otáčce motoru, ale několik cyklů trvá, než začne dynamika plynů odpovídat návrhovému režimu. Předepsáním počátečních podmínek do jednotlivých částí výfukového potrubí bychom mohli potřebný počet cyklů značně zkrátit. Pro představu jsem zkusil vynést průběhy tlaků ve výfukovém kanálu u 1D modelu motoru. Z grafů níže vyplývá že tlak se přiblíží zkonvergovanému řešení teprve až po 20 cyklech. Musíme si ale uvědomit, že 1D model pracuje s odlišnou soustavou rovnic a také, že v 3D modelu jsou navíc již definované počáteční podmínky ve válci a dmyhadle. Potřebný počet cyklů by měl být tedy teoreticky nižší. Na základě prvních výsledků simulací, kdy jsem zjistil, že jeden cyklus trvá zhruba 12 hodin, a na základě poměrně obtížné přípravy sítě umožňující nadefinování počátečních podmínek jsem se rozhodl nejprve provést počáteční kalibraci a následně provést citlivostní analýzu na potřebný počet cyklů u dvoudobého motoru s rezonančním výfukem. Do výfuku jsem tedy nyní nadefinoval atmosférický tlak a teplotu, podobně jako u 1D modelu.

Průběhy tlaků ve výfukovém kanálu u 1D modelu motoru



Grafy 28 - Vliv počtu cyklů průběh tlaku ve výfukovém kanálu

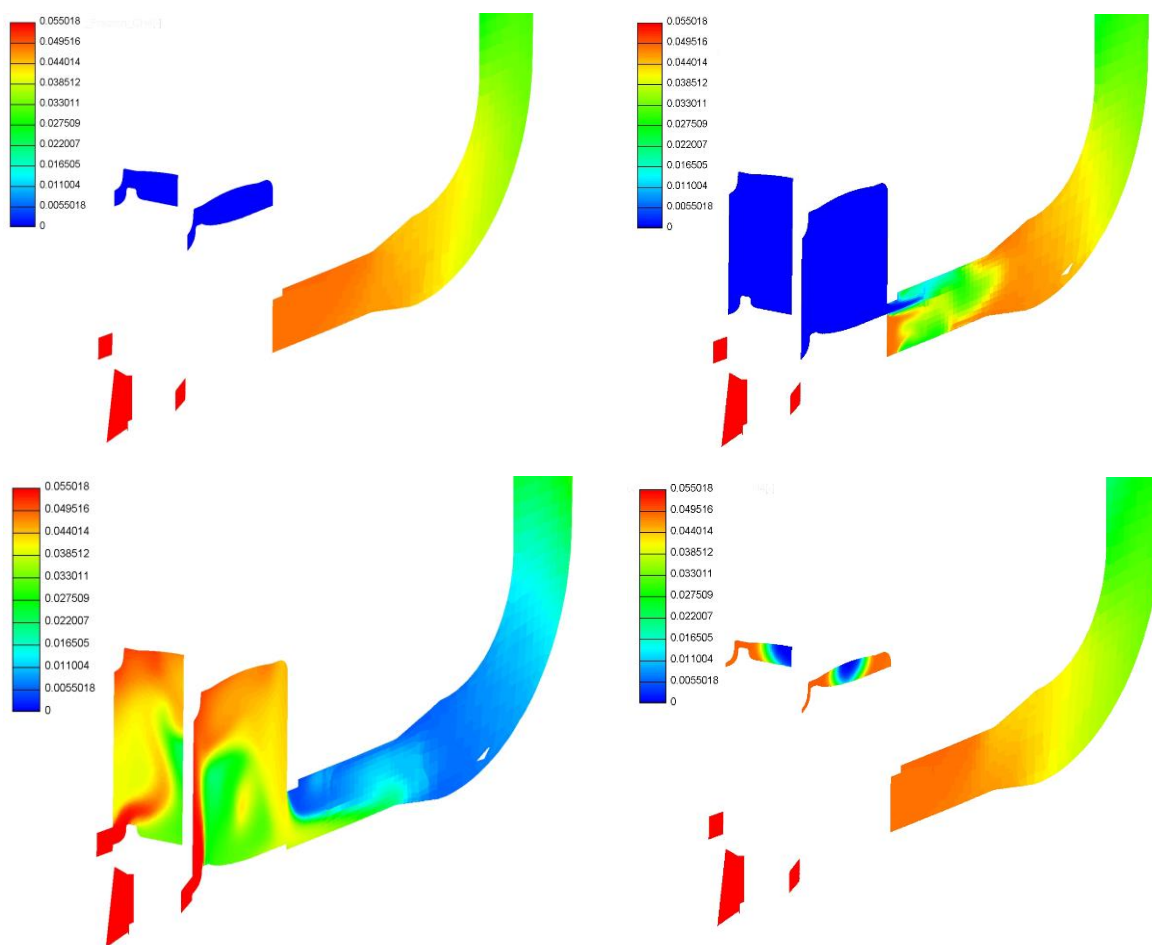
Vzhledem k tomu, že byl při reálné zkoušce motoru použit zemní plyn, který je v České republice z většiny tvořen pouze metanem, jsem provedl v 3D modelu zjednodušení. Nasávanou směs jsem totiž definoval pomocí čistého metanu a vzduchu. Součinitel přebytku vzduchu  $\lambda$ , byl pro směs na vstupu nastaven na hodnotu 1.

Hoření bylo ve výpočtu realizováno pomocí modelu CFM (Coherent Flame Model) typu ECFM-3Z. Tyto modely předpokládají, že i ty nejmenší turbulentní víry (Kolmogorovovy) jsou větší než šířka laminárního čela plamene. Důsledkem tohoto předpokladu je, že turbulence neovlivňuje šířku čela plamene, ale pouze ho zvrásní, čímž dojde ke zvětšení jeho aktivní ploch. Model popisuje pohyb čela plamene, pomocí další přidavné transportní rovnice. Průběh hoření můžeme ovlivnit změnou ladících konstant. Jednou s nich je tzv. Initial flame surface density, která ovlivňuje hustotu čela plamene v buňkách, kde dochází k zážehu směsi (v místě zapalovací svíčky). Pomocí této hodnoty tak můžeme ovlivňovat průtah zážehu, čímž ovlivňujeme i časování hoření. Další ladící konstantou je tzv. stretch faktor. Ten nám zjednodušeně řečeno definuje, jak je plamen natahován či stlačován. Zvyšováním jeho hodnoty potom docílíme rychlejšího hoření. Při výpočtech byly vyzkoušeny varianty s různým nastavením a následně bylo provedeno jejich zhodnocení, které je vysvětlena v další kapitole. [14]

V poslední části bylo třeba definovat, které výsledky se mají vypisovat a také kritéria konvergence. Při definování kritérii konvergence jsem vyšel z bohatých zkušeností s CFD simulacemi pana doc. Vítka. U výsledků bylo třeba důkladně zvážit co budu potřebovat při následném vyhodnocení. V programu Fire se výsledky dělí na grafické s označením 3D, které nám dají základní představu o tom, co za děje v motoru probíhá, a výsledky s označením 2D. K těmto výsledkům se musíme uchýlit, pokud budeme chtít danou problematiku více rozebrat. Pomocí nich můžeme získat například průměrný tlak v definovaném objemu, hmotnostní toky definovanou plochou apod. Pokud některé výsledky zapomeneme zahrnout před výpočtem, tak situace ještě není zcela ztracena, protože program ukládá všechny výsledkové soubory. Pomocí vhodného skriptu potom můžeme vyhodnotit většinu výsledku i po skončení výpočtu. To je velká výhoda, která je ale vykoupena potřebou značného místa na úložném disku pro výsledkové soubory. Navíc je také rozdíl v metodice vyhodnocování výsledků během výpočtu a při zpětném vyhodnocení u průtoku zvolenou plochou. Zpětně vyhodnocené průtoky jsou totiž méně přesné (zkušenost říká, že se odchylky pohybují kolem 5 %). Vzhledem k tomu, že tyto hodnoty potřebuji pro následné určení vyplachovací křivky, nadefinoval jsem všechny potřebné výsledky pomocí skriptu před spuštěním výpočtu.

### 5.2.3 Výsledky 3D simulací první fáze kalibrace

Po přípravě modelu a definování parametrů jsem mohl přejít k samotnému výpočtu. Nejprve byly provedeny simulace tří po sobě jdoucích cyklů. Poté jsme zkoušeli tři varianty nastavení modelu hoření pro jeden cyklus. 3D výsledky jsou pro ukázkou na obrázcích níže. Zobrazovanou veličinou je hmotnostní zlomek paliva (metanu). Červeně zobrazené oblasti definují jeho maximální koncentraci a naopak oblasti modré minimální. V obrázcích si tedy můžeme představit pod červenou barvou čerstvou směs, kde se dá očekávat největší koncentrace paliva, a pod barvou modrou spaliny, kde při součiniteli přebytku vzduchu rovném jedné lze očekávat koncentrace minimální. Obrázky nám dávají základní představu o tom, jak probíhá výměna náplně válce. Je patrné, že deflektor na pístu funguje poměrně dobře, protože je čerstvá směs směřována směrem vzhůru k hlavě motoru, čímž nedochází ve velké míře ke zkratovému vyplachování. Výsledky jsou zobrazeny pro poslední třetí spočítaný cyklus. Na základě těchto obrázků jsme ale schopni udělat pouze kvalitativní odhady. Dále jsem se tedy zaměřil na vyhodnocení vyplachovací křivky, která je jednak vstupním parametrem do 1D modelu, takže bude možné provést kalibraci, a jednak je to dobrý prostředek, kterým mohu srovnat jednotlivé varianty koncepcí dvoudobých motorů.



Obrázek 42 - Výsledky 3D CFD simulací zobrazující hmotnostní zlomek CH<sub>4</sub>



### 5.2.3.1 Vyhodnocení vyplachovací křivky

Již dříve jsem zmiňoval definici vyplachovací křivky. Připomínám, že abychom mohli křivku určit, potřebujeme informace o celkové hmotnosti náplně válce, hmotnosti spalin ve válci, celkovém hmotnostním toku z válce a poslední informací je hmotnostní tok spalin z válce. Všechny tyto veličiny potřebujeme mít ideálně v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele, aby je bylo možné porovnávat v jednotlivých časových okamžicích. Jednoduché bylo odečtení celkové hmotnosti a celkového hmotnostního toku. Zde stačilo pouze definovat příslušné selections a v nastavení zapnout zobrazování výsledků. Složitější byla ale situace při separování hmotnosti spalin z celkové náplně válec a dále separace hmotnostního toku spalin z celkového toku. Problém byl v tom, že tyto výsledky nebylo možné definovat v nastavení programu, takže jsem se musel obrátit na tvorbu skriptů.

Při vyhodnocování jsem využil toho, že motor pracuje se stechiometrickou směsí, takže jsem mohl předpokládat, že ve spalinách nebude obsažen žádný kyslík. Zaznamenával jsem tedy hmotnostní tok kyslíku výfukovým kanálem a předpokládal jsem, že tento tok musí být způsoben zkratovým vyplachováním čerstvé směsi. Ze složení čerstvé směsi jsem potom mohl dopočítat hmotnostní tok čerstvé směsi výfukovým kanálem. Odečtením tohoto toku od celkového jsem získal hmotnostní tok spalin výfukovým kanálem. Následnou integrací jsem poté získal informaci o tom, jaká hmotnost spalin unikla z prostoru válce a mohl jsem tak dopočítat celkovou hmotnost spalin ve válci. Samozřejmě bych měl správně počítat i se spalinami, které uniknou do prostoru dmychadla. Když jsem ale provedl podrobnější analýzu, zjistil jsem, že díky použití externího dmychadla je tlak při výměně náplně válce natolik vysoký, že k tomuto toku téměř nedochází.

Po teoretickém rozboru bylo třeba zrealizovat skript, který by umožnil určit hmotnostní tok kyslíku výfukovou plochou. Zmiňoval jsem, že existují dvě metody vyhodnocování výsledků. Jednou je vyhodnocování během výpočtu a druhou je vyhodnocování po skončení výpočtu, přičemž každá z nich funguje na odlišném principu.

Pokud se rozhodneme vyhodnocovat výsledky zpětně, tak je zapotřebí nejprve vytvořit bat soubor, který spustíme pomocí příkazového řádku. V tomto souboru definujeme nástroj, který budeme při vyhodnocování používat. Já jsem zvolil `fire_utils_integrate`, který integruje CFD výsledky přes zvolenou objemovou nebo povrchovou selection. Dále zde musí být definována cesta k výsledkovým souborům, cesta k výsledkovému souboru, cesta k samotnému skriptu, interval úhlu natočení klikového hřídele definující oblast, kde budou výsledky vyhodnocovány a poslední je selection, přes kterou budeme chtít provést integraci. [15]

```
set AVLAST_HOME=C:\Program Files (x86)\AVL

fire_utils_integrate ^
-dat "F:\kralik_engine\vysledky\Calculation\engine_500ccm-combustion-FIRE_v2019R1\engine_500ccm-combustion-FIRE_v2019R1.dat" ^
-out "F:\kralik_engine\vysledky\Calculation\vytok_o2_celk.txt" ^
-frml "D:\Fire\scripts\species_mass_flow_o2.frml" ^
-min 100 ^
-max 260 ^
-sel A_exh|
```

Obrázek 43 - Ukázka bat souboru pro spuštění skriptu

Samotný skript byl potom již velmi jednoduchý. Nejdříve jsem definoval proměnné, následně jsem proměnným přiřadil příslušné hodnoty z výsledkových souborů. Na konci je potom výsledný vzorec, který definuje celkový hmotnostní tok plochou vynásobený hmotnostním zlomkem kyslíku. Výsledkem je textový soubor, který se uloží do definované cesty. [15]

```
double vel[3];

double den;

double s;

$$init

Bind("ElementData:Flow:Velocity.U:m/s", vel[0]);
Bind("ElementData:Flow:Velocity.V:m/s", vel[1]);
Bind("ElementData:Flow:Velocity.W:m/s", vel[2]);

Bind("ElementData:Flow:Density:kg/m^3", den);

Bind("ElementData:Species:Mass_Fraction_O2:-", s);

$$formula

return den * (vel . n) * s;
```

Obrázek 44 - Skript použitý pro vyhodnocení hmotnostní kyslíku výfukovou plochou

Druhou metodou je zadání skriptu ještě před spuštěním výpočtu. Výhodou tohoto řešení je to, že získáme přesnější výsledky, které budou navíc pohromadě se všemi ostatními. Nevýhodou je, že se tento skript výrazně liší od předchozího a je navíc mnohem nepřehlednější. Například příkaz INT\_species\_number 2 definuje hmotnostní zlomek kyslíku, ale při vytváření skriptu jsem měl velký problém s přiřazením příslušného čísla danému hmotnostnímu zlomku. Nebylo totiž možné dohledat v jakém pořadí jsou v programu hmotnostní zlomky jednotlivých složek definovány. Naštěstí číslo korespondovalo s pořadím, ve kterém jsou hmotnostní zlomky seřazené ve 2D výsledcích, ale myslím si, že tento příklad ukazuje, že tento typ skriptů je určen pro uživatele, kteří v programu pracují již delší dobu a mají s ním zkušenosti. [15]

```
Global Formula Variables (accessible both from Initialization and Body)

// --- Species_mass_flow_h ---
// computes mass flow [kg/s] of species INT_species_number over face-selection;
// if the selection moves, the mass flow is computed relative to the movement;

#define INT_species_number 2

Formula Body

// WORKS ONLY FOR FACE SELECTIONS!
int i; int i1; int i2; double f1; double f2;
if(index < NEFAC){ // called for a boundary face
    i = (INT_species_number-1)*NEFAC+index; // index in species-array
    return YMFRAB[i] * FB[index];
}else{ // called for an internal face
    i1 = LF[index-NEFAC][0] - 1; // index of left cell at face
    i2 = LF[index-NEFAC][1] - 1; // index of right cell at face
    i1 = (INT_species_number-1)*NCELL + i1; // index in species-arrays
    i2 = (INT_species_number-1)*NCELL + i2; // index in species-arrays
    // interpolate cell values
    f1 = WF[index-NEFAC]; f2 = 1.0-f1;
    return (f1*YMFRAC[i1] + f2*YMFRAC[i2]) * ((n . S[index-NEFAC] > 0.0) ? F[index-NEFAC] : -F[index-NEFAC])
}
```

Obrázek 45 - Skript pro vyhodnocení hmotnostního toku kyslíku během výpočtu



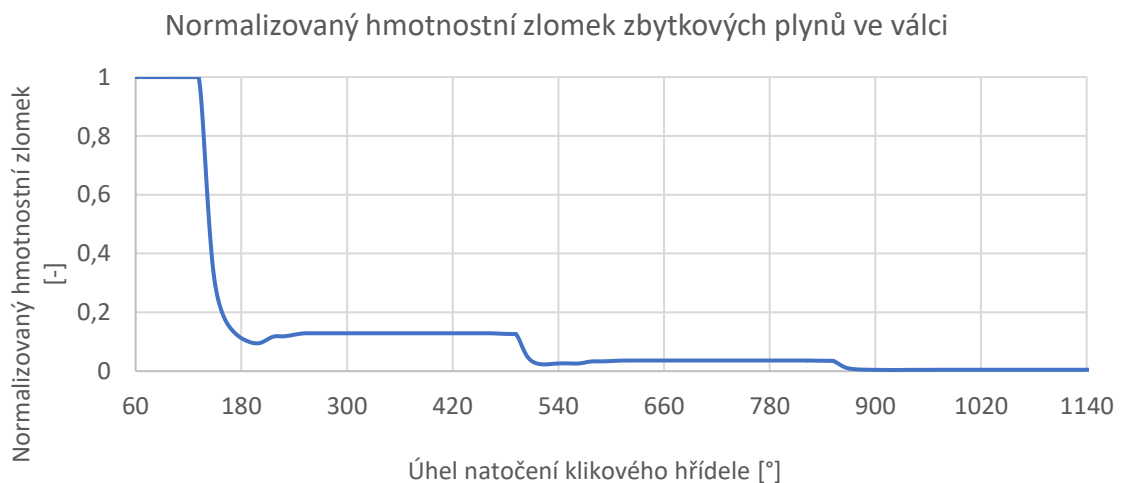
*Graf 29 - Hmotnostní tok O<sub>2</sub> výfukovým kanálem*

Z výsledků je patrné, že jsou oba grafy poměrně odlišné. Zejména v okolí úhlu natočení klikového hřídele 175° došlo k velké odchylce. Příčinou je zřejmě vytvořené spojení mezi sítěmi (arbitrary connections), které má vliv na kvalitu výsledků určených pomocí skriptu použitým po výpočtu. Tato problematika by zasloužila podrobnější prozkoumání, které jsem bohužel nemohl z časových důvodů provést. Z grafu jsem si odnesl informaci, že pro vypovídající určení vyplachovací křivky je třeba vycházet z výsledků určených během výpočtu.



*Graf 30 - Data potřebná pro určení CRR*

Později jsem zjistil, že by pro vyhodnocení vyplachovací křivky šlo využít i předdefinovaných 2D výsledků, které udávají hmotnostní zlomek zbytkových plynů ve válci, který je ale normalizovaný hmotnostním zlomkem z předešlého cyklu. Při vyhodnocení bych tedy musel přepočítávat jednotlivé průběhy hmotnostních zlomků pro každý cyklus kromě prvního, což by celý proces značně zdržovalo. Poté bych teprve mohl vynásobit hmotnostní zlomek hmotou zachycenou ve válci, čímž bych získal hmotnost spalin ve válci. Chyběla by mi ale informace o hmotnostním toku spalin z válce, který bych mohl sice získat numerickou derivací dat, ale při ní bych se při zvoleném výpočetním kroku dopustil značných nepřesností. Proto je lepší postup předešlý, kde získám průběh hmotnostního toku pro každý cyklus bez dalších úprav, který navíc integruji, což je operace méně náchylná na množství zaznamenaných dat pro každý cyklus.



Graf 31 - Normalizovaný hmotnostní zlomek zbytkových plynů

Nabízí se ale porovnání obou způsobů vyhodnocení, které je patrné z grafu 32. Z výsledků plyne, že když použiji skript, dojdou k totožným výsledkům jako dopočtem hmoty spalin z 2D výsledků. Proto při dalším vyhodnocení používám výhradně metody vyhodnocení pomocí skriptu.

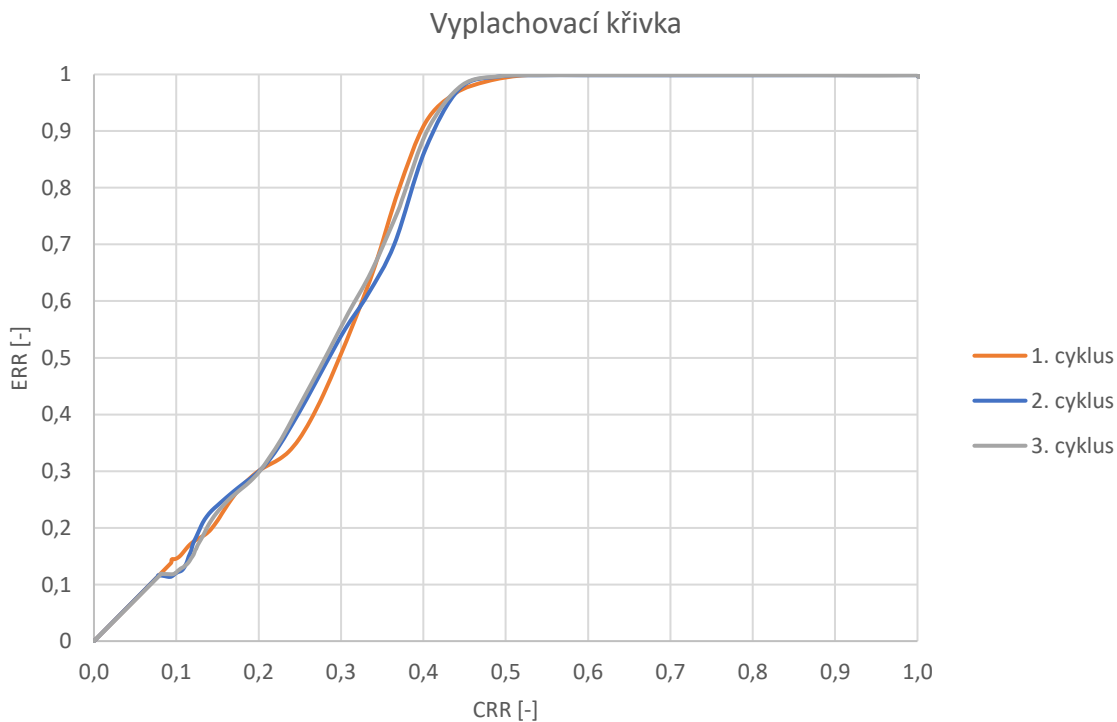


Graf 32 - Porovnání způsobů výpočtu hmoty spalin ve válci



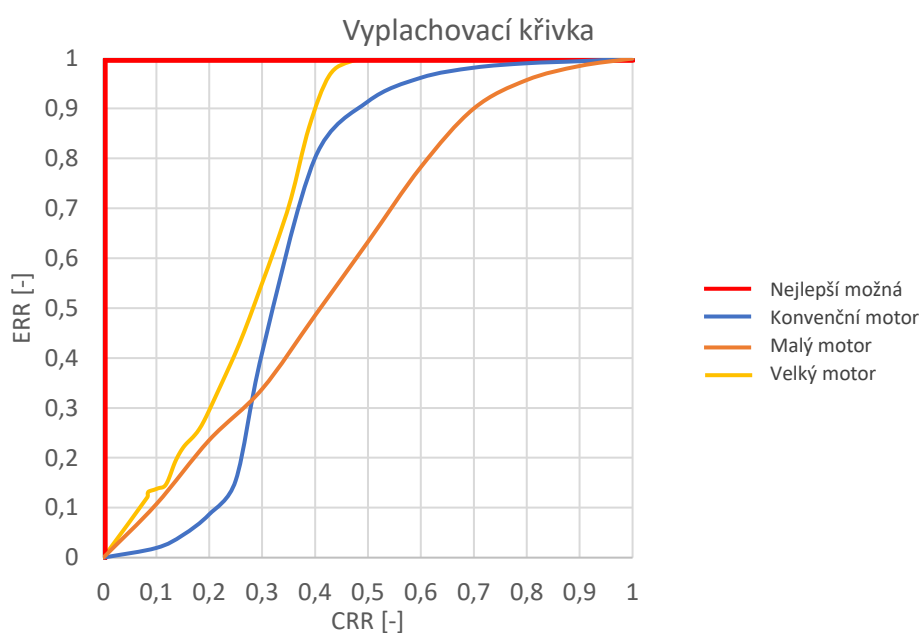
Graf 33 - Data potřebná pro určení ERR

Výše uvedené grafy obsahují veškeré potřebné informace pro určení vyplachovací křivky. Jejich průběh se zdá být odpovídající realitě, neboť nejdříve dochází k úniku spalin z válce a průběhy leží na sobě. Po otevření plnicích kanálu (kolem úhlu 135°) se začne válec plnit čerstvou směsí a určitému zkratovému vyplachování se také neubráníme. To nenastane okamžitě, ale díky deflektoru se projeví až zhruba v 145° od horní úvrati, což je vidět na grafu 33.



Graf 34 - Vyplachovací křivky tří cyklů

Z vyhodnocení vyplachovacích křivek pro tři spočítané cykly plyne, že dochází pouze k malým odchylkám mezi jednotlivými cykly. Očekával bych ale, že se bude vyplachovací křivka měnit s rostoucím počtem cyklů s tím, jak se začne projevovat funkce rezonančního výfuku. Lze tedy usuzovat, že bychom měli spočítat více než tři cykly, aby se vliv rezonančního výfuku projevil. Při detailnějším rozboru okrajových podmínek zadaných do 3D modelu jsem zjistil, že jsem měl poměrně hrubě zadané podmínky definující teploty stěn výfuku. Teplota má ovšem zásadní vliv na rychlost zvuku ve spalínách, která ovlivňuje rychlost šíření tlakových vln. Je tedy zřejmé, že pokud zkoumáme kvalitu výměny náplně válce u dvoudobého motoru, tak by tyto okrajové podmínky měly být předepsány s co největší přesností.



Graf 35 - Porovnání různých variant vyplachování

V grafu 35 jsem porovnal vyplachovací křivku s konvenčním motorem. Zajímavé je, že výsledky ukazují, že vypočtená vyplachovací křivka vychází lépe než křivka konvenčního motoru zadaná v manuálu programu GT Power. V manuálu nebyly podrobnější informace charakterizující koncepci, ze které byla křivka určena, ale předpokládám, že s jednalo o klasické vratné vyplachování, které se u motorů dvoudobých motoru používá nejčastěji (pokud neuvažuji velké lodní motory, kde bývá vyplachování souproudé). Znamenalo by to tedy, že daná koncepce příčného vyplachování navržená Ing. Králíkem vychází z hlediska kvality výplachu lépe než konvenční vratná varianta. To by bylo poměrně překvapivé zjištění, protože se v dnešní době považuje příčné vyplachování spíše za přežitek. Na základě toho jsem se rozhodl vytvořit ještě variantu motoru s vyplachováním vratným a porovnat výsledky. Podrobnější rozbor této problematiky bude proveden v kapitole 7. Pro zajímavost jsem zkusil spočítat vyplachovací křivku i u menší varianty motoru, která není předmětem optimalizace. Výsledky korespondují s naměřenými daty z motorové brzdy, tedy že menší motor funguje mnohem hůře než druhý větší motor.

### 5.3 Porovnání obou modelů

Abych mohl považovat 1D model za zkalibrovaný, potřebuji mít nějaké ověření, že model odpovídá realitě. Nejlepší by bylo, kdybych měl data například z tzv. třítlakové analýzy, kde zjišťujeme tlaky v sacím, výfukovém potrubí a ve válci a na základě těchto výsledků bych zkalibroval model. Toto měření se ale bohužel nestihlo včas zrealizovat, takže jsem se musel spokojit s doposud získanými daty. Měření z brzdy bylo vzhledem k ruční regulaci složení směsi provedeno při měnících se přebytcích vzduchu, tudíž je jeho vypovídající hodnota diskutabilní. Navíc byla lambda sonda umístěná na výfukovém potrubí ovlivněna i čerstvou směsí unikající při zkratovém vyplachování. Obsah kyslíku proto nebude v přímé vazbě na složení směsi a naměřené výsledky nebudou odpovídat skutečnému složení směsi. Na základě toho jsem se rozhodl brát data z motorové brzdy spíše orientačně a při kalibraci se budu primárně snažit o co největší shodu mezi výsledky 1D a 3D modelů.

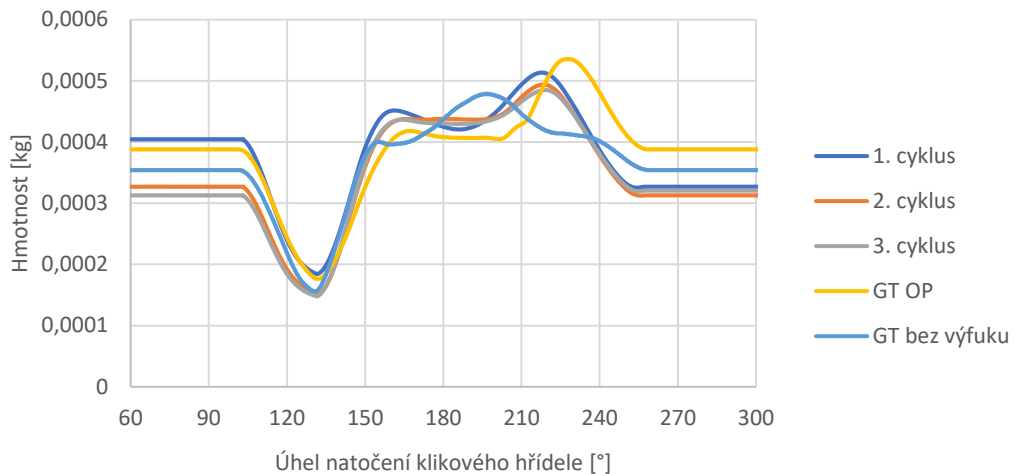
Abych zhodnotil, jak si modely odpovídají z geometrického hlediska, vynesl jsem závislost celkového objemu válce a dmyhadla na úhlu natočení klikového hřídele. Tyto grafy si musí maximálně odpovídat, jinak by bylo zbytečné cokoliv dále počítat. Dle grafů níže je patrné, že jsou modely z geometrického hlediska souhlasné.



Graf 36 - Geometrické porovnání obou modelů

Dále jsem porovnával kolik hmoty zůstane v pracovním válci po výměně náplně válce v obou modelech. Zde byly výsledky výrazně odlišnější než v předchozím případě. 1D model totiž predikoval poměrně o dost více hmoty ve válci než model 3D (GT OP znamená 1D model, který byl použit pro definici okrajových podmínek 3D modelu). Předpokládal jsem, že by problém mohl být díky nedostatečnému počtu cyklů, které byly v 3D modelu spočítány. Pokud by nesprávně fungoval rezonanční výfuk, mohlo by dojít k většímu úniku čerstvé náplně z válce. Zkusil jsem tedy vytvořit 1D model motoru bez rezonančního výfuku, abych odstranil jeho vliv. I tento model ale vykazoval vyšší naplnění válce, což mi přišlo překvapivé.

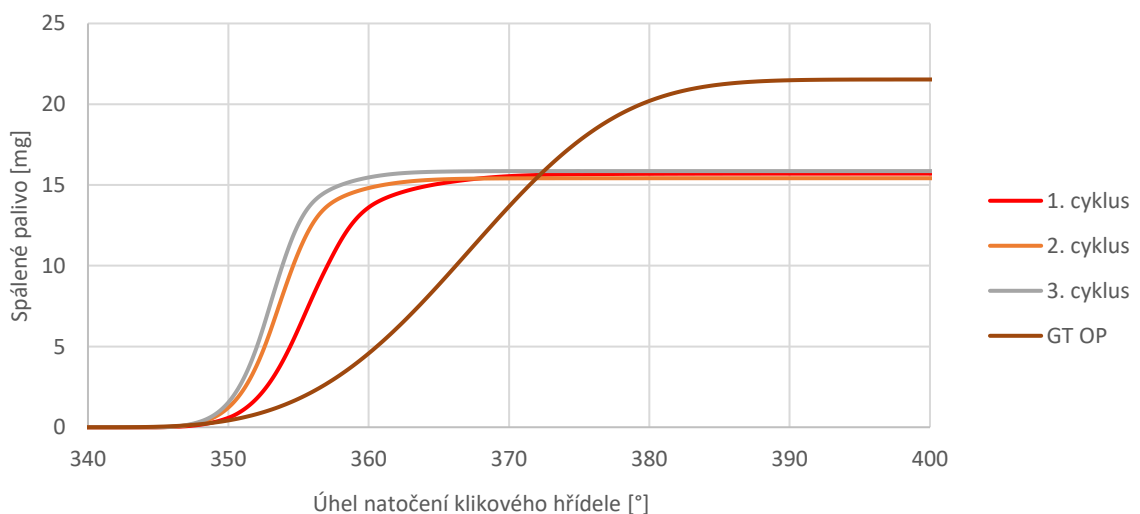
Hmota ve válci v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele



Graf 37 - Porovnání modelů z hlediska zachycené hmoty ve válci

Zkusil jsem proto ještě porovnat množství spáleného paliva. Výsledky byly poměrně překvapivé. Rozdíly mezi modely byly totiž velmi výrazné. To, že bude 1D model predikovat vyšší hodnoty spáleného paliva, se z předchozího grafu dalo odhadovat. Problém ale byl, že rozdíl poměrově nekorespondoval s rozdílem hmoty ve válci. To mě přivedlo k tomu, abych zkontroloval výsledky 1D modelu. Ukázalo se, že ačkoliv byl v prvku InjAF-RatioConn nadefinován součinitel přebytku roven jedné, ve válci byl součinitel roven hodnotě 0,84. Směs tudíž byla výrazně bohatší než u CFD modelu, a proto byly odchylky v grafu 38 takto výrazné. Je to zajímavé, protože jsem od prvku InjAF-RatioConn očekával, že zajistí, aby byla směs nasátá do válce v nadefinovaném směšovací poměru. Výsledky ale ukazují něco jiného. Dále je z grafu patrné, že si modely hoření neodpovídají z hlediska rychlosti hoření. Touto problematikou se budu zabývat v další kapitole.

Závislost spáleného paliva na úhlu natočení klikového hřídele



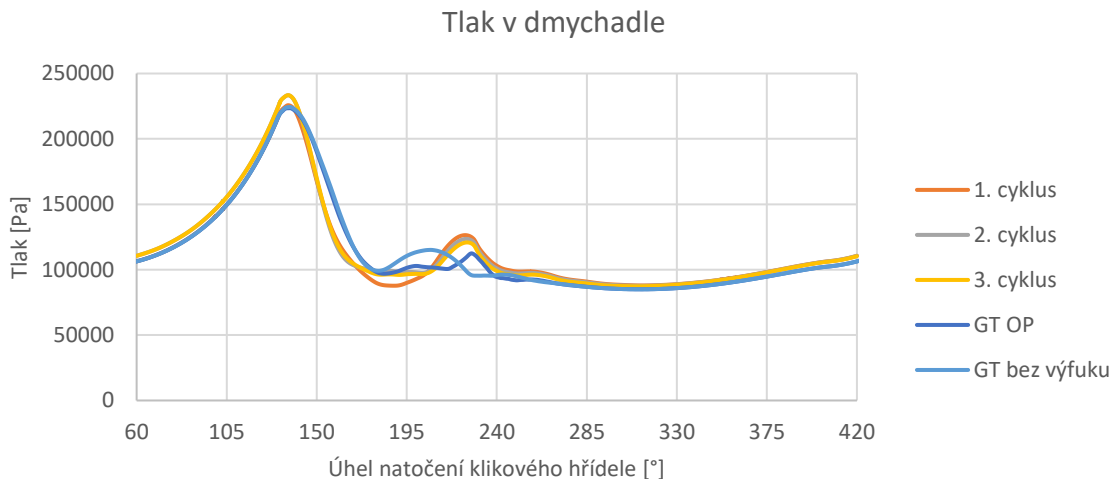
Graf 38 - Porovnání modelů z hlediska spáleného paliva



Pro úplnost přidávám ještě grafy porovnávající tlaky v pracovním válci a dmychadle.



Graf 39 - Porovnání tlaků ve válci



Graf 40 - Porovnání tlaků v dmychadle

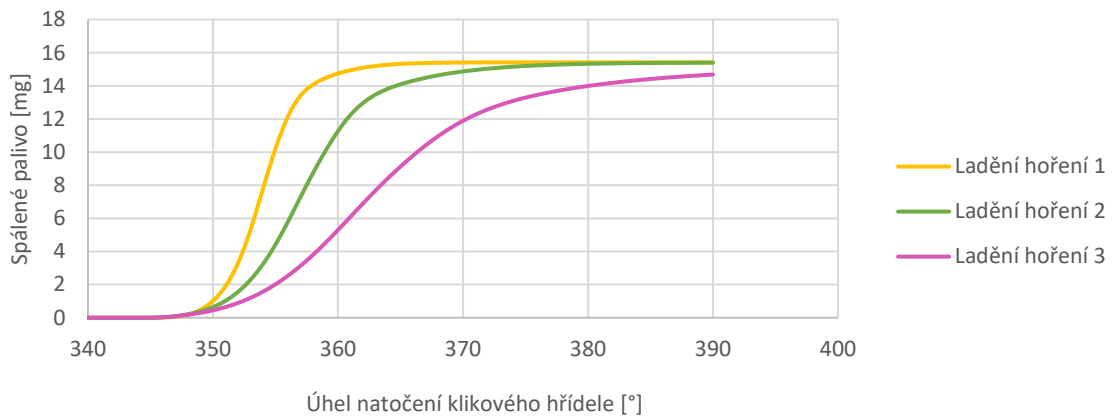
## 5.4 Kalibrace modelu hoření

Abych se mohl snažit o shodu obou modelů, bylo třeba, aby si odpovídalo i hoření, resp. vývin tepla. Na základě již zjištěných informací víme, že hoření v 3D CFD modelu bylo příliš rychlé. Je proto třeba vyzkoušet různé varianty nastavení. Měnil jsem již zmíněné parametry Initial flame surface density a Stretch factor. Zvolené nastavení všech variant je patrné z tabulky níže.

	Initial flame surface density	Stretch factor
<b>Ladění hoření 1</b>	1000	1,6
<b>Ladění hoření 2</b>	1850	0,8
<b>Ladění hoření 3</b>	1850	0,4

Tabulka 3 - Ladící parametry hoření

Závislost spáleného paliva na úhlu natočení klikového hřídele



Graf 41 - Ladění hoření

Pro dané nastavení byl spočítán vždy jeden cyklus. Výsledky jsou patrné z výše uvedeného grafu. Ačkoliv by modelu hoření nastavenému v 1D modelu nejlépe odpovídala třetí verze nastavení, po konzultaci s vedoucím práce jsem se rozhodl v optimalizaci dále pokračovat s variantou dvě, neboť jsme považovali tento průběh pro daný motor více pravděpodobný.

## 6 Druhá fáze kalibrace

Tato fáze bude metodicky stejná jako fáze předchozí. Využiji zde ale nově získané informace z první fáze kalibrace. Nyní bych pro přehlednost shrnul, k jakým závěrům jsem došel v minulé kapitole a následně popíšu, jak jsem upravil 1D a 3D model pro další kolo výpočtů.

### 6.1 Kalibrace 1D modelu za pomoci výsledků 3D CFD

V předchozí kapitole se mi podařilo vytvořit postup pro určení vyplachovací křivky, kterou jsem spočítal pro tři po sobě následující cykly. Ukázalo se, že vyplachovací křivka vychází příznivěji než zadaná křivka konvenčního motoru. Do 1D modelu mohu nyní tento průběh zadat, čímž se dostanu k přesnějšímu přiblížení realitě.

Rovněž jsem zjistil, že si neodpovídalo složení nasávané směsi u 1D a 3D modelu, protože se u 1D modelu počítalo se směsí bohatou. Tento problém jsem vyřešil tím, že jsem u nového 1D modelu upravil okrajovou podmínku na sání. Nyní není nasáván vzduch, do kterého prvek InjAF-RatioConn vstříkne palivo, ale je rovnou nasávána stechiometrická homogenní směs metanu se vzduchem. Stejná podmínka je nastavena i v 3D CFD modelu.

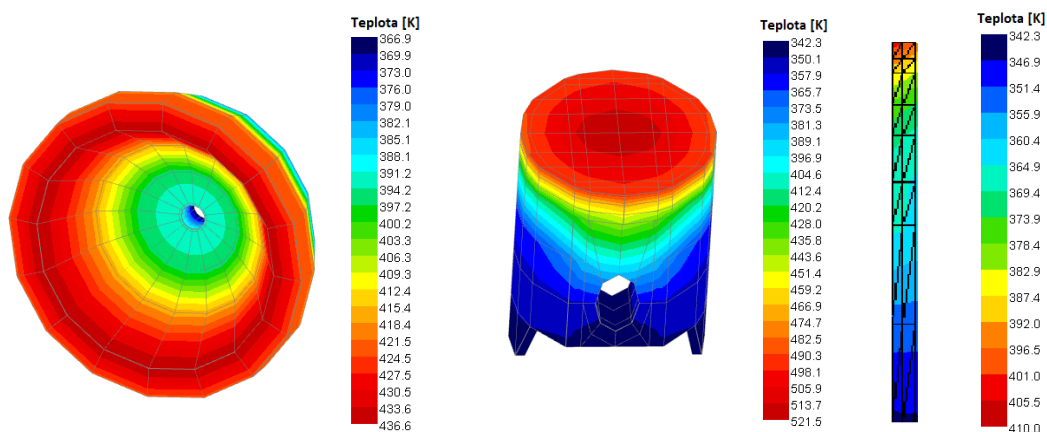
Odlíšnosti byly i u modelů hoření. 3D model predikoval příliš rychlé hoření, a naopak u modelu nastaveného ze vzoru GT Poweru jsem poté zhodnotil hoření jako příliš pomalé. Nakonec jsem vybral kompromisní variantu, která vyplynula z různých konfigurací ladících konstant u 3D modelu. Pro tento průběh spáleného paliva jsem naložil Vibeho křivku v 1D modelu.

### 6.1.1 Okrajové podmínky teploty v pracovním válci

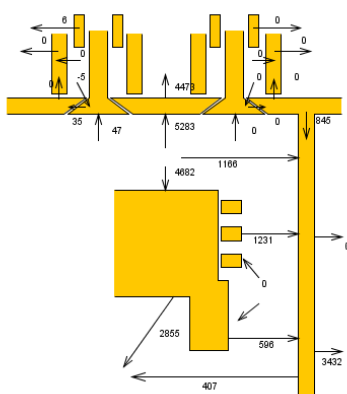
Vzhledem k tomu, že byla u předchozího modelu použita nejjednodušší možnost, jak definovat okrajové teplotní podmínky ve válci (konstantní hodnoty), jsem se rozhodl použít v této fázi kalibrace přesnější model EngCylTWallsoln. Tento model modeluje vložku válce, hlavu a píst pomocí metody konečných prvků. Výhodou modelu je to, že na jednotlivých komponentech získáme detailnější rozložení teploty, které mnohem lépe odpovídá realitě. Další výhodou je, že model predikuje tepelné toky jednotlivými díly motoru.

Do modelu byla implementovány geometrické informace získané z CAD modelu a materiálové vlastnosti, u kterých jsem využil předpřipravenou knihovnu softwaru a informace od konstruktéra motoru.

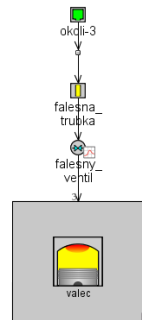
Komplikace byla pouze s tím, že je model primárně určen pro čtyřdobé motory, takže zde byl požadavek na připojení alespoň jednoho ventilu. To jsem obešel tím způsobem, že jsem nadefinoval falešný ventil, jehož zdvih byl realizován v dolní úvrati, jeho průměr odpovídal průměru zapalovací svíčky a velikost maximálního zdvihu byla nastavena na nejmenší možnou. Tím bylo docíleno to, že ventil neovlivňoval dění ve válci, protože byl hmotnostní tok tímto ventilem nulový.



Obrázek 46 - Teploty dílů motoru definované přesnějším modelem EngCylTWallsoln



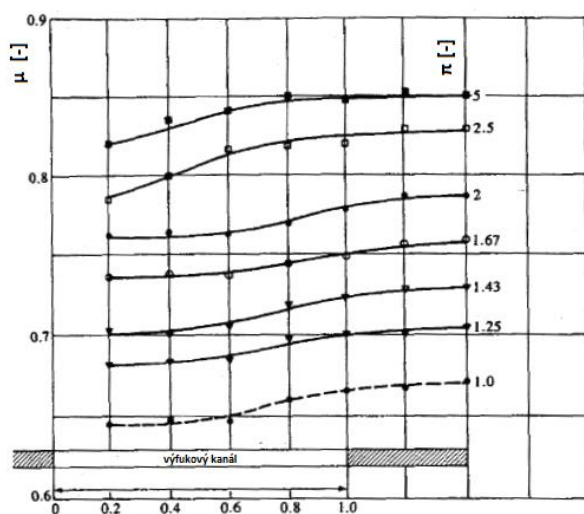
Obrázek 47 - Tepelné toky jednotlivými díly



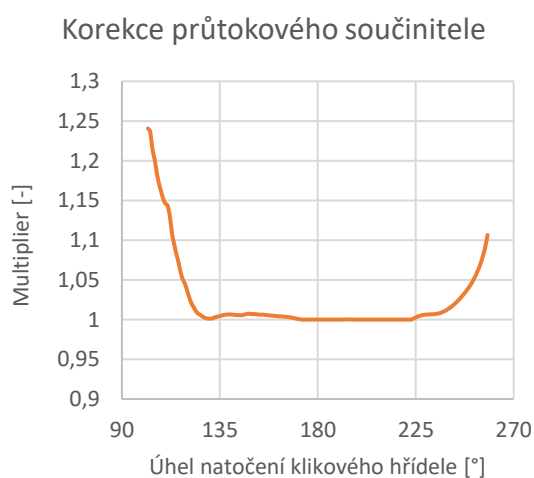
Obrázek 48 - Model falešného ventilu

## 6.1.2 Kalibrace průtokových součinitelů s ohledem na tlak

Průtokový součinitel nezávisí pouze na zdvihu (otevření kanálu), ale také je poměrně značně ovlivněn tlakem. Pokud je vysoký tlak ve válci, proud má větší hustotu a setrvačnost, tím pádem má menší tendenci měnit směr. To má za následek, že při vyšším tlakovém poměru  $\pi$  mezi válcem a například výfukovým potrubím je vyšší i průtokový součinitel. Tato závislost je významnější u dvoudobých motorů, neboť jsou zde vyšší tlakové poměry, protože k otevírání kanálů může docházet i v polovině expanzního zdvihu. Proto bych tento efekt měl také zahrnout pro zpřesnění 1D modelu. Abych dokázal zhodnotit vliv tohoto efektu, vyšel jsem z experimentálních dat naměřených pro výfukový kanál dvoudobého motoru. Zjistil jsem závislost tlakového spádu na průtokovém součiniteli, kterou jsem následně zanesl do 1D modelu motoru. [16]

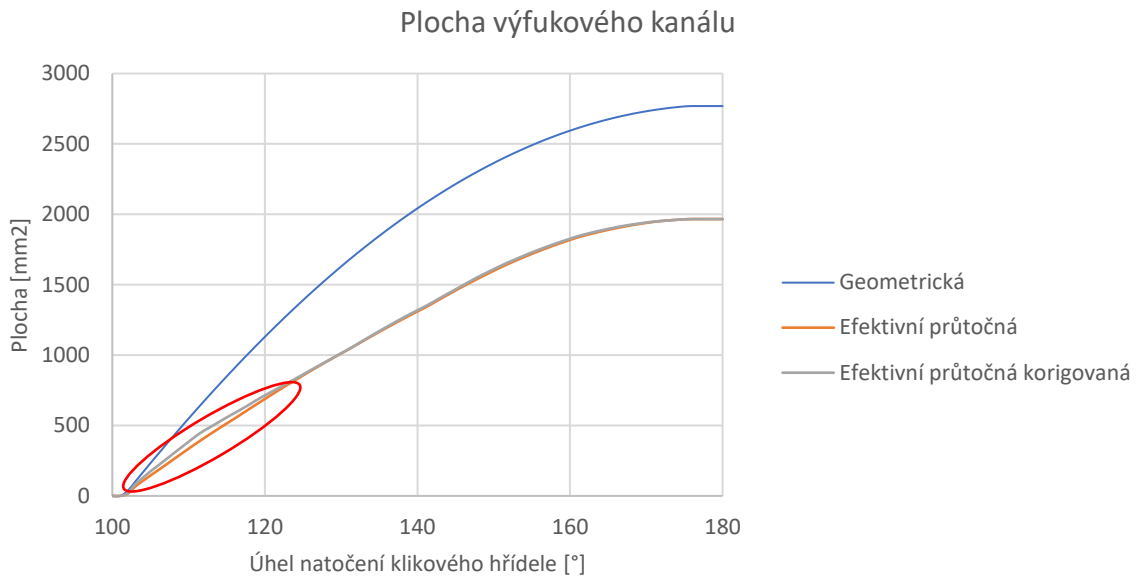


Graf 42 - Vliv tlaku na průtokový součinitel [13]



Graf 43 - Přepočítaná korekce pro výfukový kanál motoru

Graf 43 ukazuje konstantu, s kterou by dle změřené závislosti měl být korigován průtokový součinitel. Je patrné, že největší korekce je při otevření a zavření kanálu, kde je ve válci největší tlak. Zanesl jsem tedy tuto korekci do 1D modelu motoru a vykreslil jsem si efektivní průtočnou plochu. Z grafů lze usuzovat, že vliv tlaku na průtokový součinitel není obecně zanedbatelný, ale tím, že se korekce projeví pouze při velkých tlakových poměrech, které jsou převážně u menších průtočných ploch kanálu, není výsledné ovlivnění efektivní průtočné plochy zase tolik zásadní. U plnicích kanálů je vliv ještě menší. Korekce na tlak jsem tedy již v modelu nechal, ale lze říci, že kdybych je vynechal, tak se velké chyby nedopustím.



Graf 44 - Vliv korekce průtokového součinitele na tlak na efektivní průtočnou plochu

## 6.2 3D model druhé fáze kalibrace

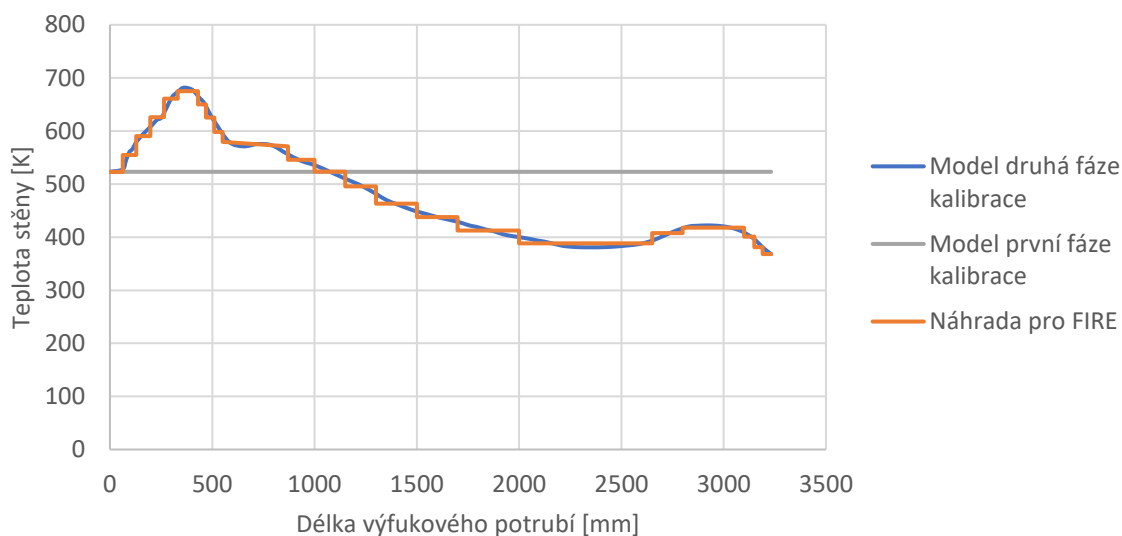
### 6.2.1 Definice nových okrajových a počátečních podmínek 3D modelu

Z nově kalibrovaného 1D modelu bylo opět možné odečíst okrajové a počáteční podmínky. Postup zadávání byl totožný jako u již připraveného modelu. Za zmínku možná stojí jen to, že jsem nyní lépe nedefinoval okrajové podmínky na výfukovém potrubí. Nezadal jsem stejnou teplotu po celé stěně výfuku jako tomu bylo u předchozího modelu, ale rozdělil jsem stěnu výfuku do více oblastí, kde jsem následně definoval příslušné teploty odečtené z 1D modelu, které se samozřejmě mění i v reálu (viz. graf 45). Na obrázku níže je patrné rozdělení do jednotlivých oblastí (odpovídají prvkům výfukového potrubí v 1D modelu).



Obrázek 49 - Oblasti pro definici okrajových podmínek výfuk

Okrajová podmínka teploty předepsaná do 3D modelu

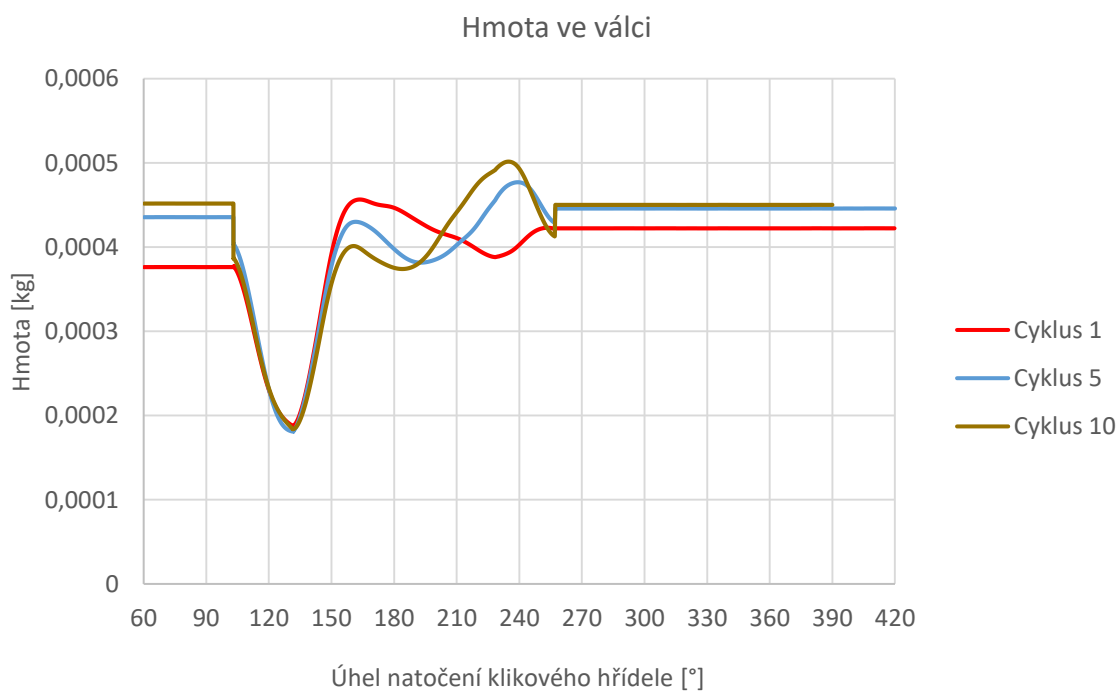


Graf 45 - Okrajová podmínka teploty stěny výfukového potrubí

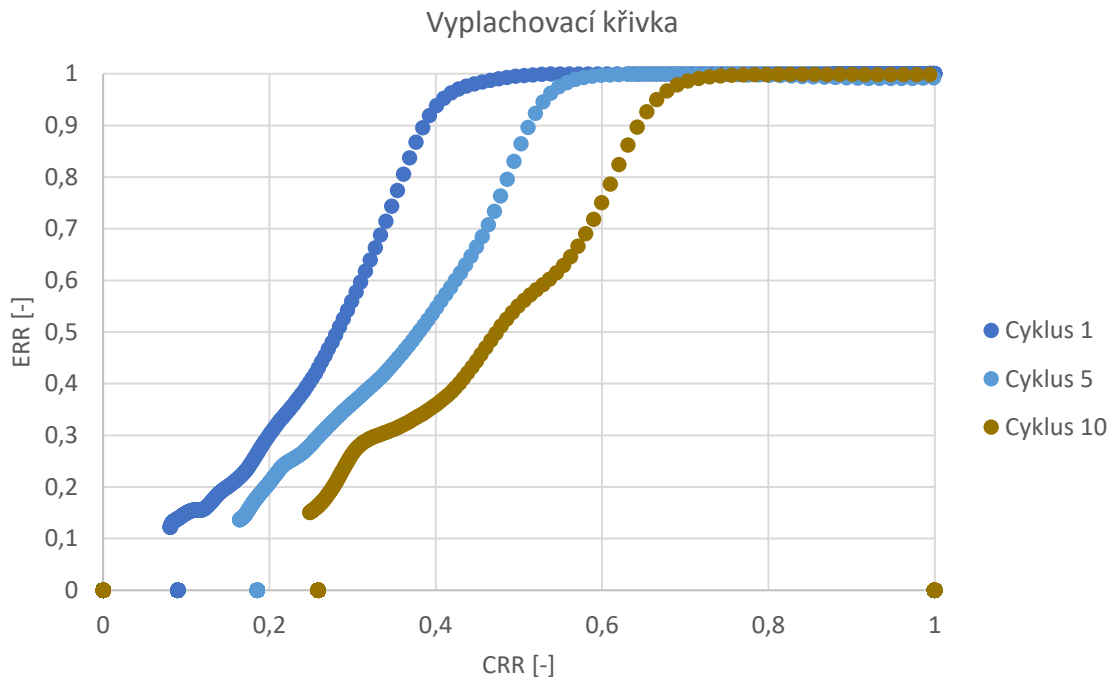
## 6.3 Výsledky simulací

### 6.3.1 První výpočetní model

Tato část kalibrace nezačala zrovna šťastně, protože se při výpočtu většího počtu cyklů objevil další problém. S rostoucím počtem cyklů se objevily „skoky“ v průběhu hmotnosti náplně válce patrné na grafu 46, které v předchozích simulacích nebyly díky menšímu počtu cyklů patrné. Tento problém způsoboval i posun vyplachovací křivky ve směru osy x.



Graf 46 - Závislost hmoty ve válci na úhlu natočení klikového hřídele



Graf 47 - Vyplachovací křivky druhá fáze

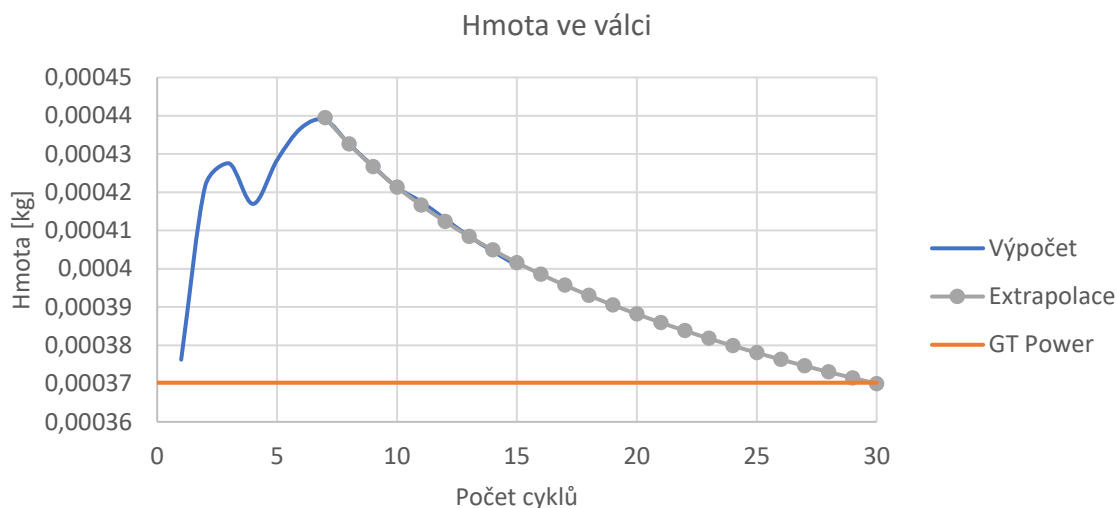
Z výsledků je patrné, že tato data jsou pro další vyhodnocení nepoužitelná a problém je třeba vyřešit. Bylo to nepříjemné zjištění, protože výpočet jednoho cyklu trval kolem 13 hodin na 128 procesorech. Podrobnější analýzou sítě jsem zjistil, že problém je způsoben změnou objemu sítě výfuku. Pro funkci modelu bylo nutné, aby byla síť výfuku připojena k síti pracovního válce až po menším překrytí válce. Tím bylo zajištěno, že nedocházelo k divergenci (viz. kapitola 5.2.1). Připojování výfukové sítě jsem nejprve vyřešil tak, že jsem vytvořil další síť, která měla výfukový kanál odsazený o 0,2 mm od válce. Tato síť byla aktivní, když nebyl výfuk připojen k válci. Ukázalo se ale, že tento přístup je velmi komplikovaný a navíc nefunkční. Musel jsem totiž vytvářet dvě téměř totožné sítě výfuku, které obsahovaly velké množství selections, které bylo třeba definovat. Sítě měly nezanedbatelný rozdíl ve svém objemu, který právě způsoboval skoky v hmotnosti. Rozdíly byly způsobeny zřejmě tím, že jsem síť odsazeného výfuku zvolil hrubší. Hrubší síť nedokázala plně vyplnit objem jako síť jemnější. Velký objem rezonančního výfuku zapříčinil, že změna v objemu byla značná a při přepnutí sítě došlo k náhlé expanzi náplně výfuku při otevírání výfukového kanálu a kompresi při jeho zavírání. To mělo zřejmě vliv na plnění válce.

Řešení bylo velmi jednoduché. Použil jsem neodsazenou síť výfuku, kterou jsem pouze odsunul o 0,1 mm od válce. Objem sítě byl tedy totožný a navíc síť výfuku stačilo připravit pouze jednou. Druhou síť jsem jenom zkopíroval a posunul. Po této úpravě začal již model fungovat.

## 6.3.2 Druhý výpočetní model

### 6.3.2.1 Citlivost výsledků na počet potřebných cyklů 3D CFD simulace

Výpočet na opraveném modelu proběhl nadvakrát. Na základě předpokladů z kapitoly 5.2.2 jsem nejprve nastavil výpočet na 10 cyklů s tím, že jsem doufal, že řešení stihne zkonvergovat. Po zobrazení výsledků jsem zjistil, že se výsledky stále mění cyklus od cyklu, takže jsem spustil ještě výpočet dalších 5 cyklů. Ani po tomto počtu cyklů nebyly výsledky zcela ustálené.



Graf 48 - Citlivost na počet cyklů – extrapolace

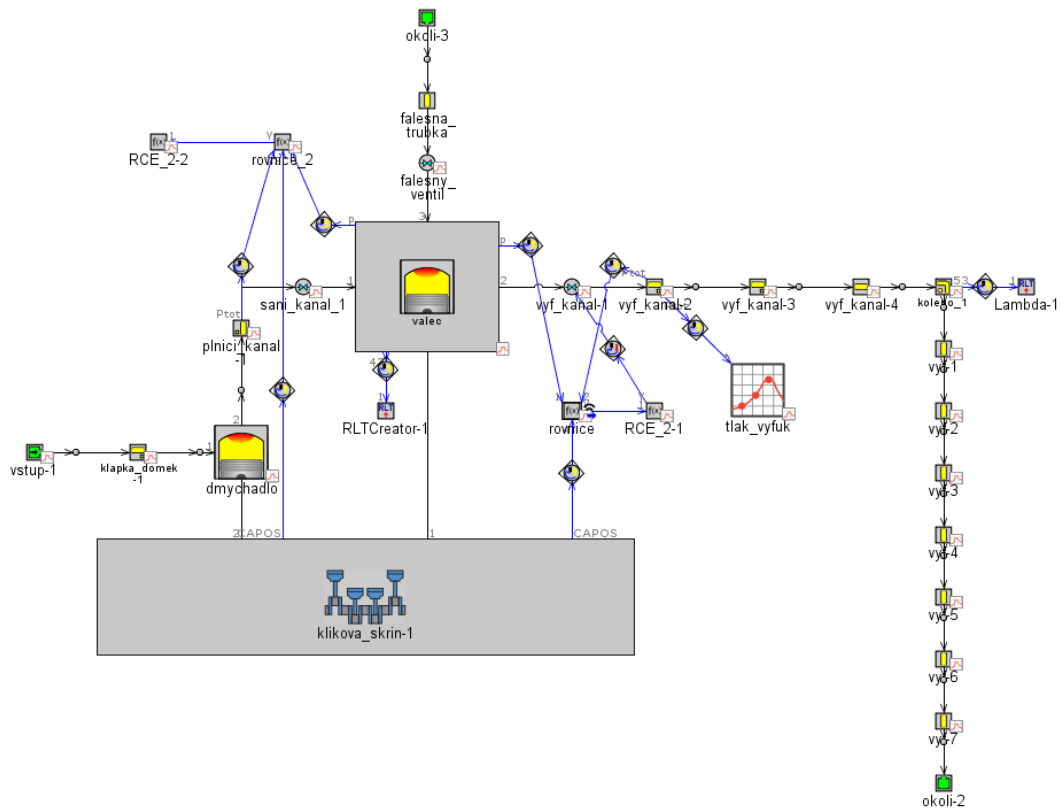
V grafu 48 jsem vynesl závislost zachycené hmoty ve válci na počtu spočítaných cyklů. Nejprve se hmotota měnila poměrně náhodně, ale od 7 cyklu začala systematicky klesat. Zkusil jsem proto body pro 7–15 cyklus proložit křivku, pomocí které jsem se snažil odhadnout potřebný počet cyklů, při kterém dojde k poklesu hmoty na hodnotu 1D. Z odhadu vyplývá, že by bylo třeba spočítat ještě dalších 15 cyklů. Vzhledem k tomu, že se vyplachovací křivka již od 7 cyklu téměř neměnila a vzhledem k tomu, že výsledky vypadaly, že si po zkonvergování budou modely odpovídat, tak jsem se rozhodl ve výpočtech dále nepokračovat.

### 6.3.2.2 Porovnání modelů po druhé fázi kalibrace

Cílem kalibrace bylo, abych získal vyplachovací křivku, která bude vstupním parametrem do 1D modelu a zároveň bylo třeba ověřit, že si dané modely odpovídají. Nejprve jsem porovnal výsledky 1D modelu s výsledky modelu 3D. Výsledky nebyly výrazně rozdílné, ale nějaké odchylky zde byly. Rozhodl jsem se proto vytvořit porovnávací 1D model, který měl přesně stejně nadefinované okrajové podmínky jako model 3D. Odstranil jsem tedy sací potrubí s jazýčkovým ventilem a nahradil jsem ho předepsaným hmotnostním tokem na vstupu. Dále jsem zadal normalizovaný vývin tepla z posledního spočítaného cyklu 3D simulace a teploty komponent v pracovním válci jsem zadal fixně



stejně jak tomu bylo ve 3D modelu. V takto připraveném modelu jsem následně měnil ladící parametry a snažil jsem se docílit co největší shody s modelem 3D.



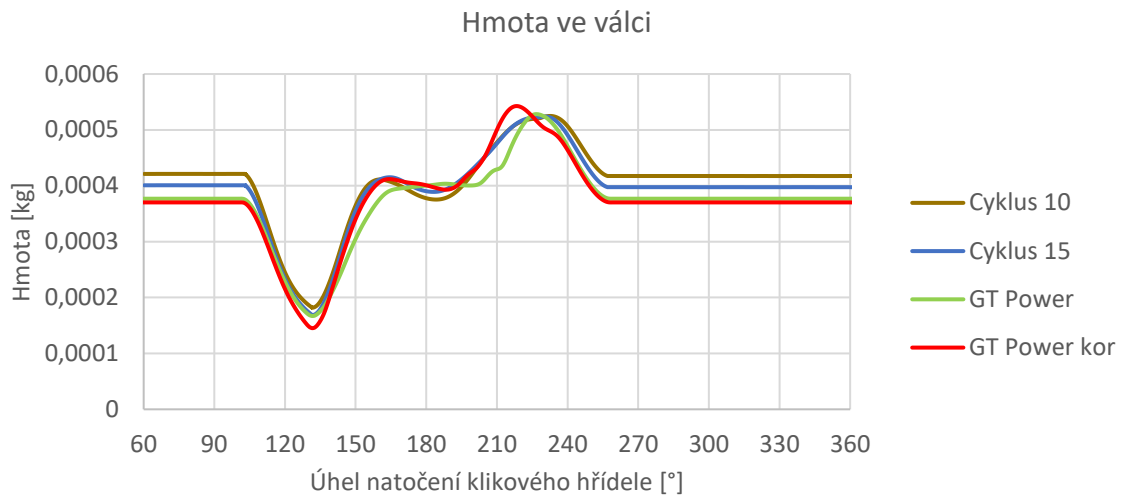
Obrázek 50 - Kalibrační 1D model

Výsledkem bylo zjištění, že výrazně lepší shody se dosáhne, pokud vynásobím průtokový součinitel plnicího kanálu hodnotou 1.35. Tím jsem docílil téměř totožného průběhu tlaku a teploty v dmychadle. Znamená to tedy, že 3D simulace počítá s vyšším průtokovým součinitelem, než který byl určen experimentálně. Vzhledem k tomu, že experimentálně zjištěný průtokový součinitel vycházel nízký (kolem hodnoty 0,4), tak mi u této korekce vychází, že by mohla být v souladu s realitou. Navíc průtokový součinitel nebylo možné určit přímo měřením, ale musel být dopočítáván z modelu. Výsledkem byl tedy ovlivněn nepřesnostmi měření všech komponent motoru. Dále budu proto počítat s tímto korigovaným průtokovým součinitelem.

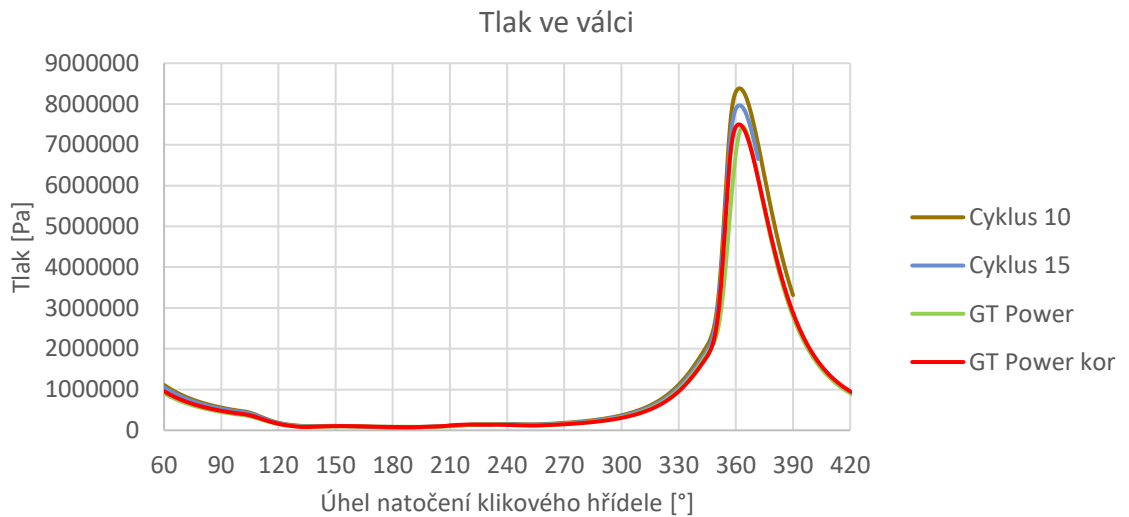
Další konstantou, kterou jsem ladil, byl součinitel přestupu tepla ve válci. Při hodnotě 0,7 se výrazně zlepšila shoda teploty zejména v expanzním zdvihu. Znamená to tedy, že 3D model predikuje menší tepelný tok než 1D model. V tomto případě bych naopak věřil spíše 1D modelu, protože zde jsou přesně nadefinované materiálové vlastnosti komponent. V příští 3D simulaci je tedy zapotřebí provést korekci, která zajistí lepší shodu s 1D modelem.

Následující grafy zobrazí výsledky různých cyklů z 3D simulací, výsledky 1D modelu, který byl použit pro okrajové a počáteční podmínky a výsledky kalibrovaného 1D modelu (červené křivky).

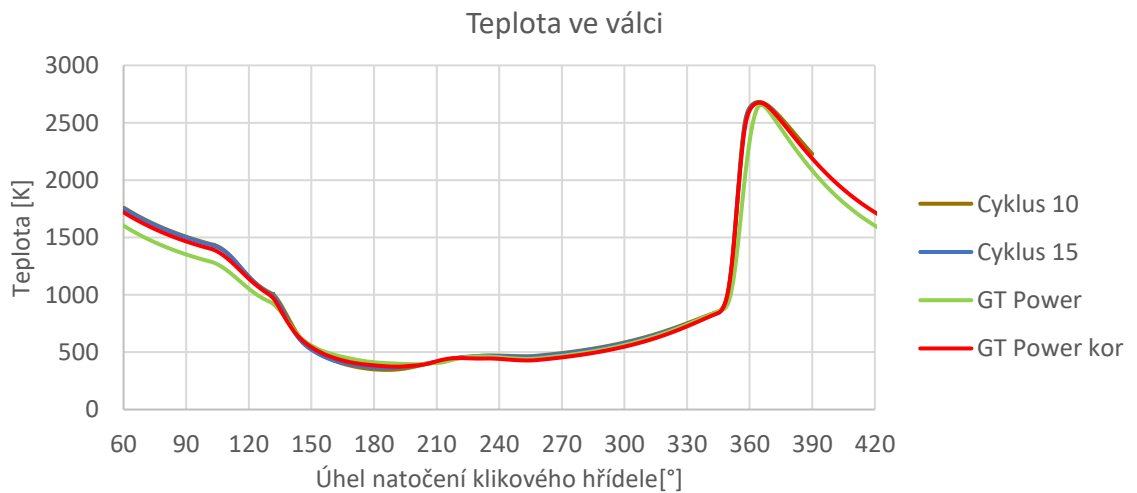
### 6.3.2.2.1 Výsledky pracovní válce



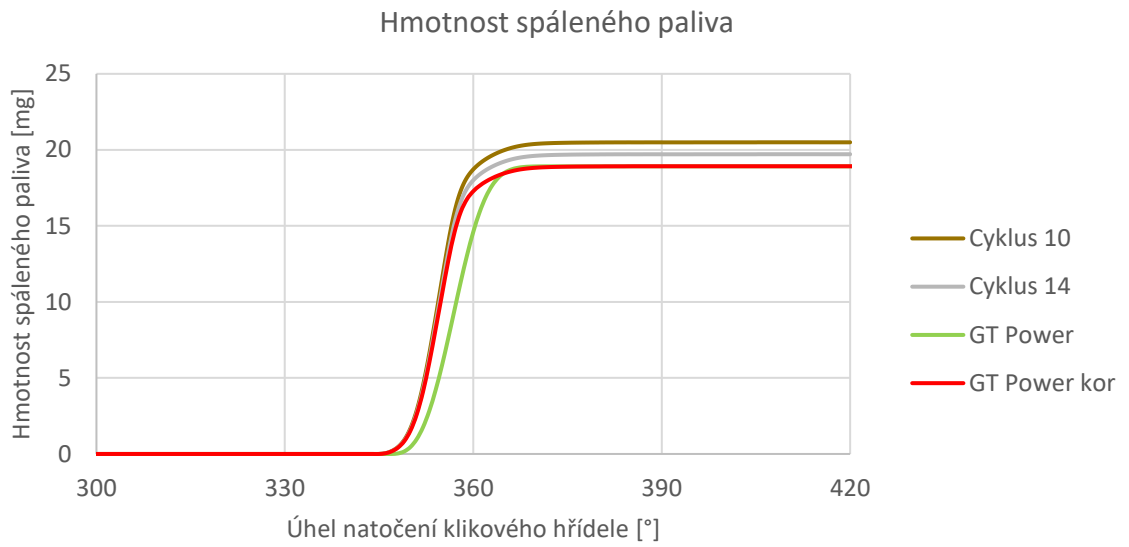
Graf 49 – Výsledky druhá fáze – hmota v pracovním válci



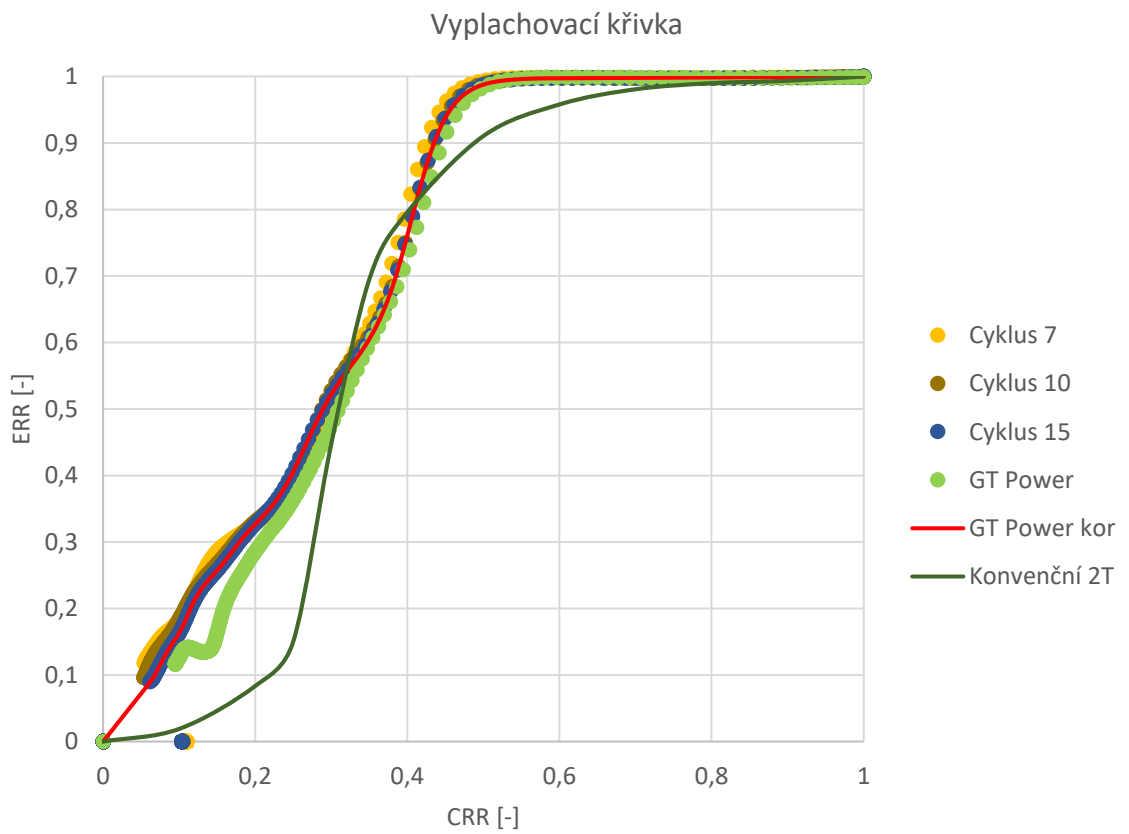
Graf 50 - Výsledky druhá fáze – tlak v pracovním válci



Graf 51 - Výsledky druhá fáze – Teplota v pracovním válci

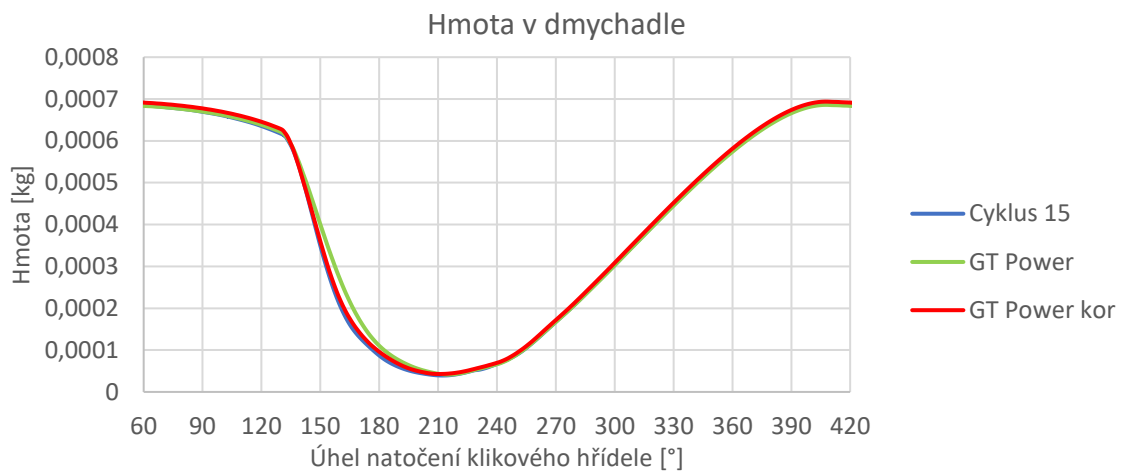


Graf 52 - Výsledky druhá fáze – hmotnost spáleného paliva

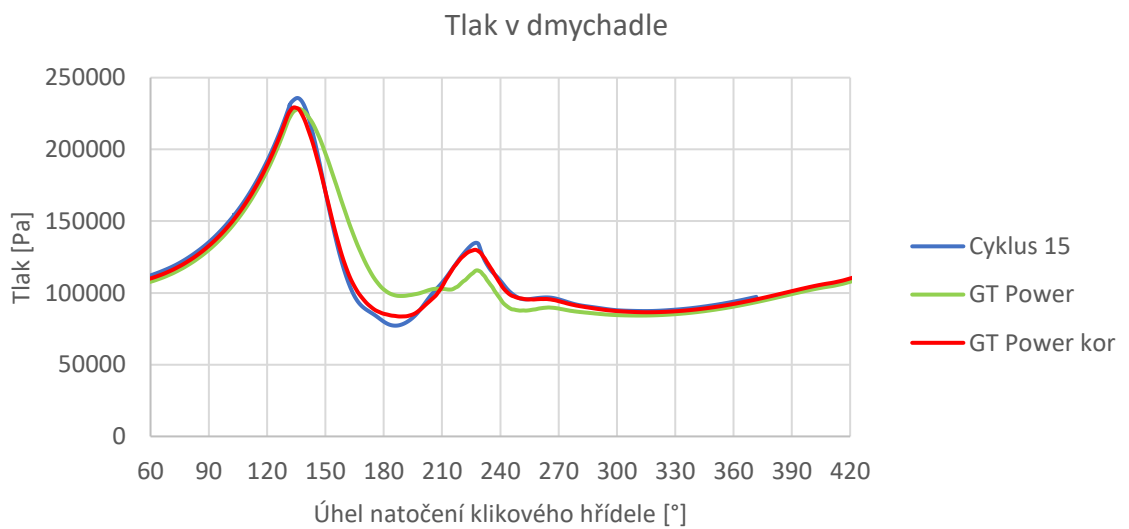


Graf 53 - Výsledky druhá fáze – vyplachovací křivky

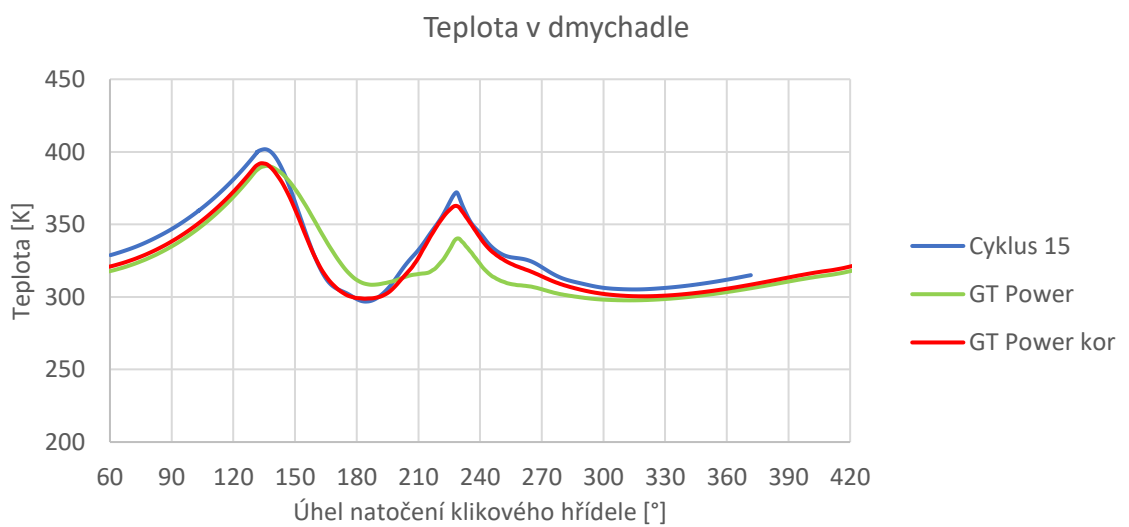
### 6.3.2.2.2 Výsledky dmychadlo



Graf 54 - Výsledky druhá fáze – hmota v dmychadle



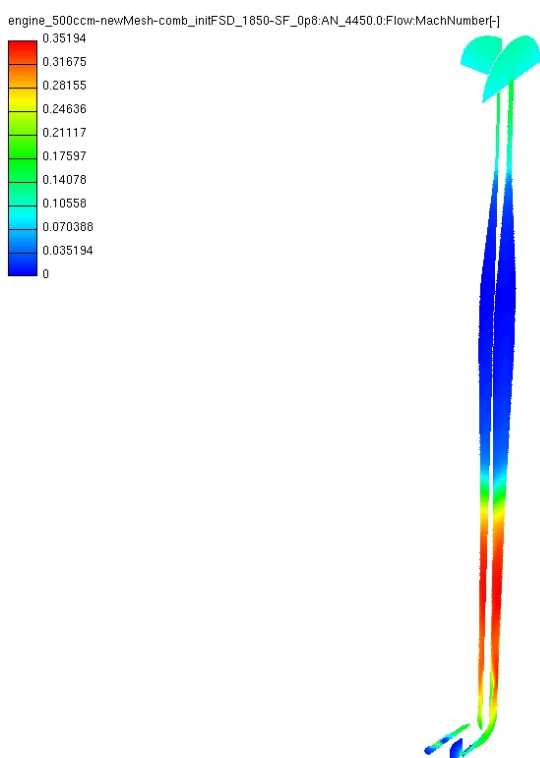
Graf 55 - Výsledky druhá fáze – tlak v dmychadle



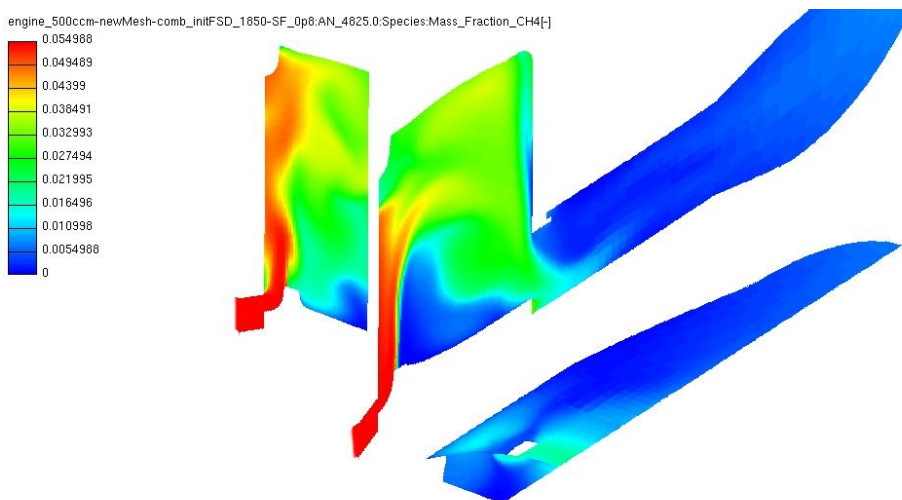
Graf 56 - Výsledky druhá fáze – teplota v dmychadle

### 6.3.2.3 3D výsledky

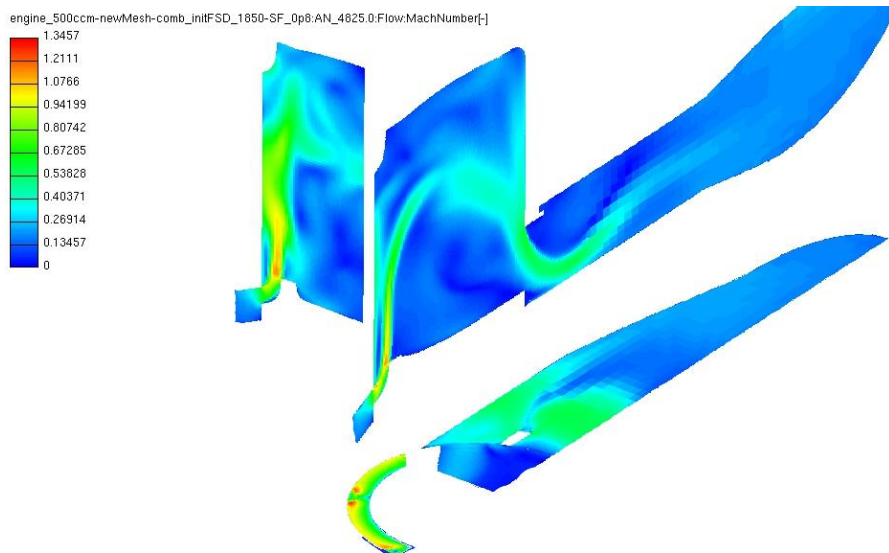
Pro vyhodnocení 3D výsledků je v programu Fire možné využít předpřipraveného skriptu. Myšlenka je taková, že si v grafickém prostředí nadefinujeme roviny a veličiny, které nás zajímají. Ty uložíme do skriptu, který je potom možné spustit přes příkazový řádek bez spuštění programu. Výhodou je, že je tento skript přenositelný mezi různými výpočty. Pokud tedy dodržíme polohu modelu, jsme schopni velmi rychle vyhodnotit výsledky. Vzhledem k tomu, že jsem plánoval dělat větší počet podobných simulací, přišlo mi užitečné tento skript nadefinovat. Příklady výsledků, které jsem vyhodnocoval v této i v následujících simulacích uvádím níže (výsledky jsou pro poslední 15 cyklus).



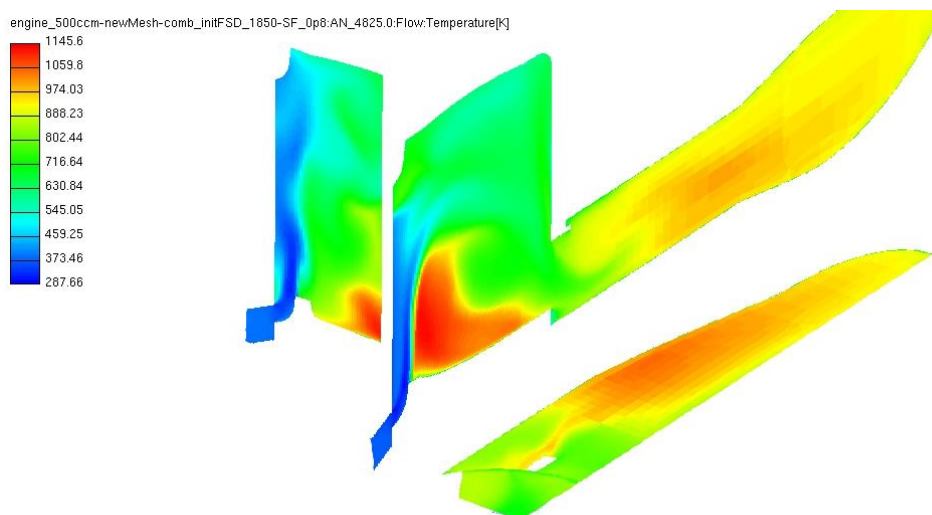
Obrázek 51 - Machovo číslo ve výfukovém potrubí



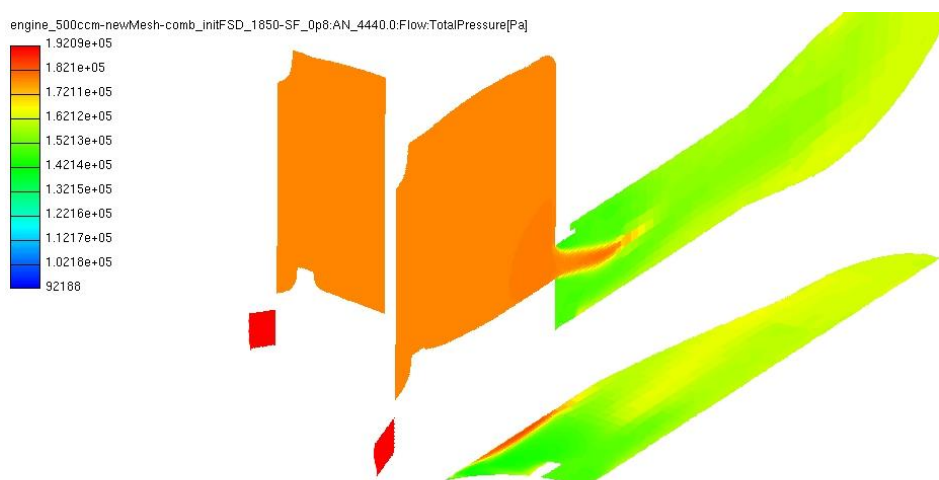
Obrázek 52 - Hmotnostní zlomek paliva ve válci



Obrázek 53 - Machovo číslo ve válci



Obrázek 54 - Teplota ve válci



Obrázek 55 - Klidový tlak ve válci

## 7 Porovnání aktuálního vyplachování s vratným

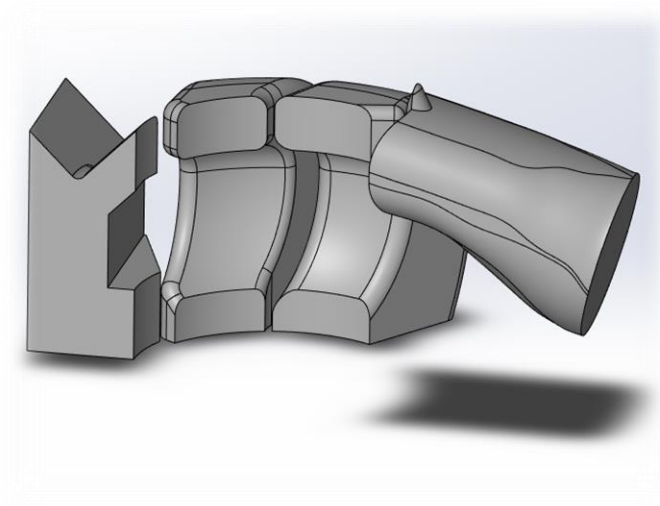
První prototyp motoru byl optimalizován pouze pomocí 1D přístupu, takže informace o optimálním geometrickém uspořádání vyplachovacích kanálů nebyla známá. Autor projektu se na prototypu rozhodl ověřit svou představu o tom, že lepší výměny náplně válce u koncepcí s externím pístovým dmychadlem a nižšími provozními otáčkami (optimalizace byla prováděna na  $2000 \text{ min}^{-1}$ ) bude dosaženo, pokud se použije speciální koncepce pístu s deflektorem a uspořádáním plnicích kanálů blízcích se spíše příčnému vyplachování. Zkušenost z konstrukcí dvoudobých motorů ale říká, že u vratného způsobu vyplachování se dosahuje mnohem lepších účinností. Zajímalo mě proto srovnání obou koncepcí.

Pro spravedlivé srovnání by bylo zapotřebí provést optimalizaci obou variant, neboť jsme se při návrhu některé z nich mohli trefit do většího optima. To ovšem ještě neznamená, že koncepce, která vyjde hůře při prvním návrhu, je horší. Mé časové možnosti bohužel neumožňovaly provedení zodpovědné optimalizace.

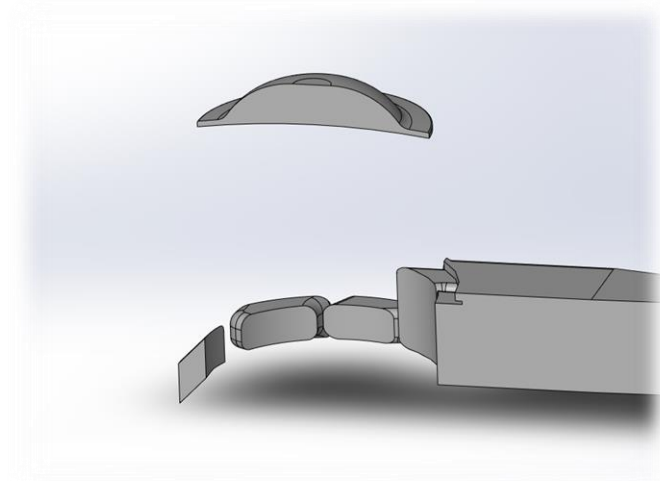
V 1D modelu, který sloužil k optimalizaci, byl použit hrubý odhad vyplachovací křivky, který vycházel z předpokladu, že vyplachování bude díky externímu dmychadlu kvalitnější. Na základě této optimalizace byly určeny základní geometrické rozměry. Pro tuto geometrii navrhl Ing. Králík přesný geometrický model s tvarováním pístu a kanálů. Já osobně bych asi na místě Ing. Králíka zvolil méně odvážný způsob návrhu geometrie komponent motoru. Zřejmě bych vzal již existující geometrii fungujícího dvoudobého motoru, kterou bych se snažil implementovat do této nekonvenční koncepce. Přesně tento postup jsem se snažil napodobit simulačně. Vzal jsem tedy již existující geometrii motoru, dodržel jsem všechny geometrické parametry z 1D modelu a přenesl jsem existující geometrii do nekonvenční koncepce. V tomto odstavci se tedy nesnažím zhodnotit nejvhodnější způsob vyplachování, ale spíše se snažím porovnat aktuální variantu s tím, jakých výsledků by se dosáhlo, kdyby autor vyšel více z geometrie konvenčních motorů a změnou by bylo pouze externě přidané dmychadlo a nižší provozní otáčky motoru.

### 7.1 Tvorba 3D CAD modelů

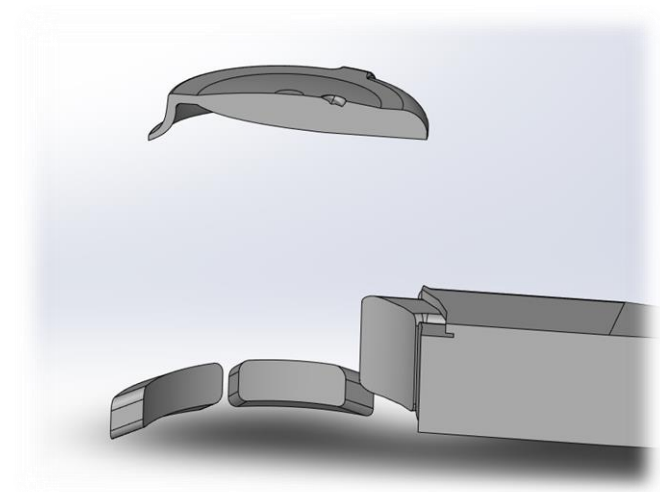
Vzorovou geometrii jsem použil takovou, kterou jsem měl k dispozici – motor Jawa 593. Jedná se o motor o zdvihovém objemu  $250 \text{ cm}^3$  (poloviční než prototyp). Pomocí změny měřítka jsem docílil stejného vrtání válce u vzorového modelu s modelem prototypu. Následně jsem upravil výšku kanálů tak, aby odpovídala prototypu. Šířka kanálů naštěstí vyšla téměř totožná, takže výsledná plocha a časování bylo u nově vytvořeného modelu také totožné. Píst a hlava válce byla opět převzata ze vzorového modelu. Byla tedy použita klasická koncepce pístu bez deflektoru. [9]



Obrázek 56 - Kanály motoru Jawa 593 [9]



Obrázek 57 - Nově vytvořený model s vratným vyplachováním



Obrázek 58 - Model prototypu



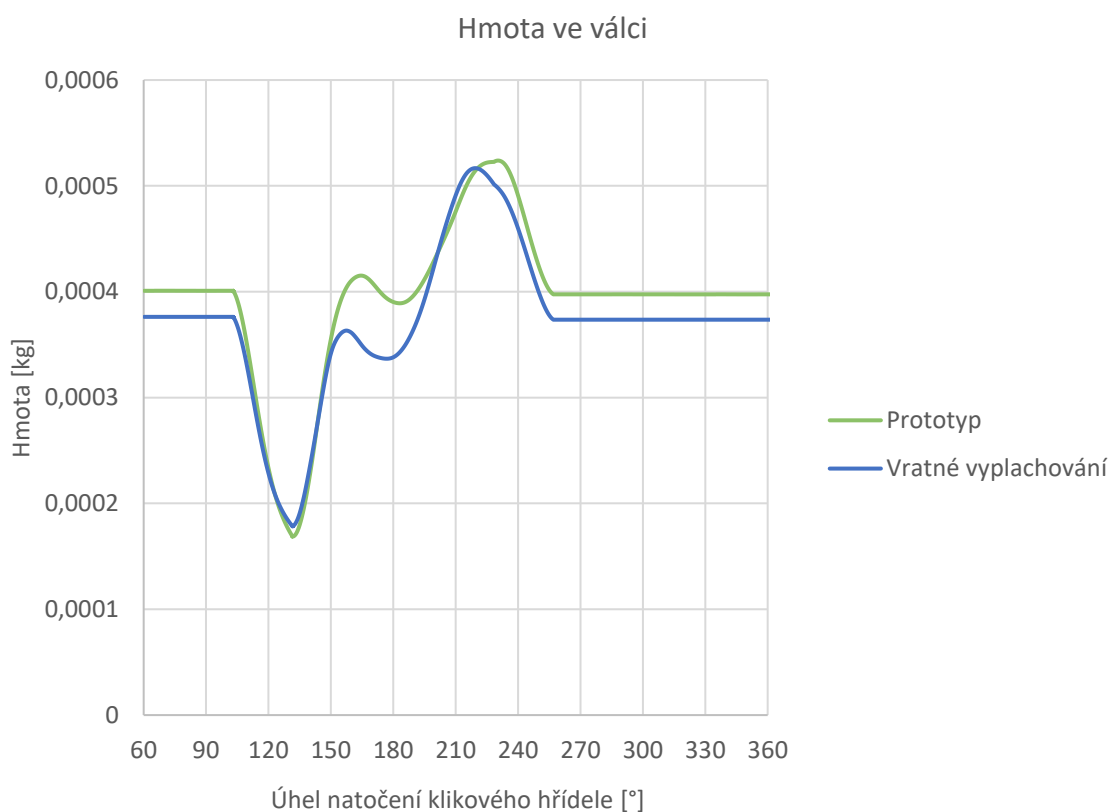
## 7.2 Výpočetní modely motoru s vratným vyplachováním

Nejprve jsem opět vytvořil 1D model motoru, který sloužil pro okrajové podmínky 3D simulace. Model vlastně téměř odpovídal modelu, který jsem použil pro simulace prototypu s tím rozdílem, že jsem vložil vyplachovací křivku pro konvenční motor.

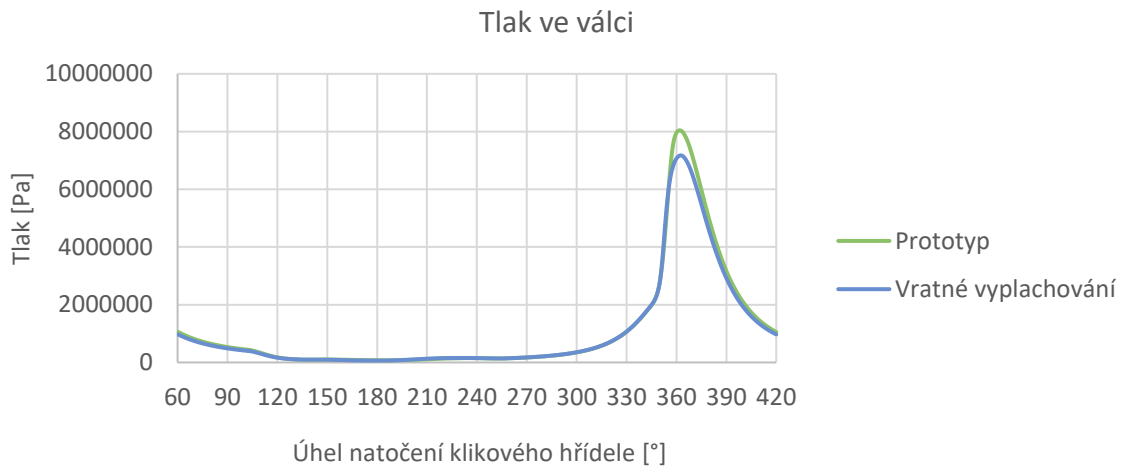
U 3D modelu jsem opět řešil problém se skoky v hmotnosti ve válci a následným posouváním vyplachovací křivky. Problém jsem vyřešil, stejně jako dříve, posunutím totožné sítě výfuku. Bylo opět spočítáno 15 cyklů s tím, že konvergence byla na podobné úrovni jako u předchozí simulace prototypu.

## 7.3 Výsledky simulací

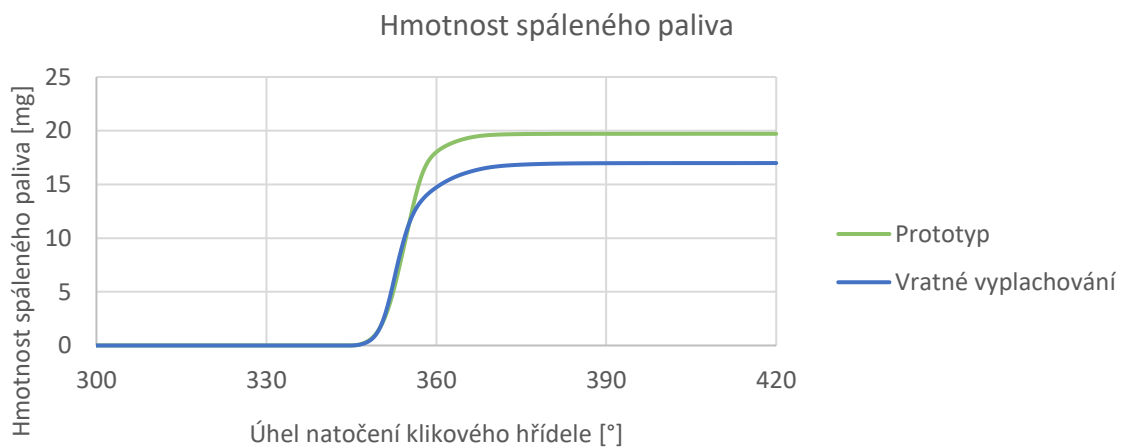
Výsledky vyšly celkem překvapivé. Ukázalo se, že u vratného vyplachování dojde k horšímu naplnění válce. Motor této koncepce by tedy měl menší výkon než motor dle návrhu Ing. Králíka. Porovnával jsem výsledky pro poslední 15 cyklus. Vyplachovací křivka jasně ukazuje, že k úniku čerstvé směsi do výfuku dochází mnohem dříve než u předchozí varianty.



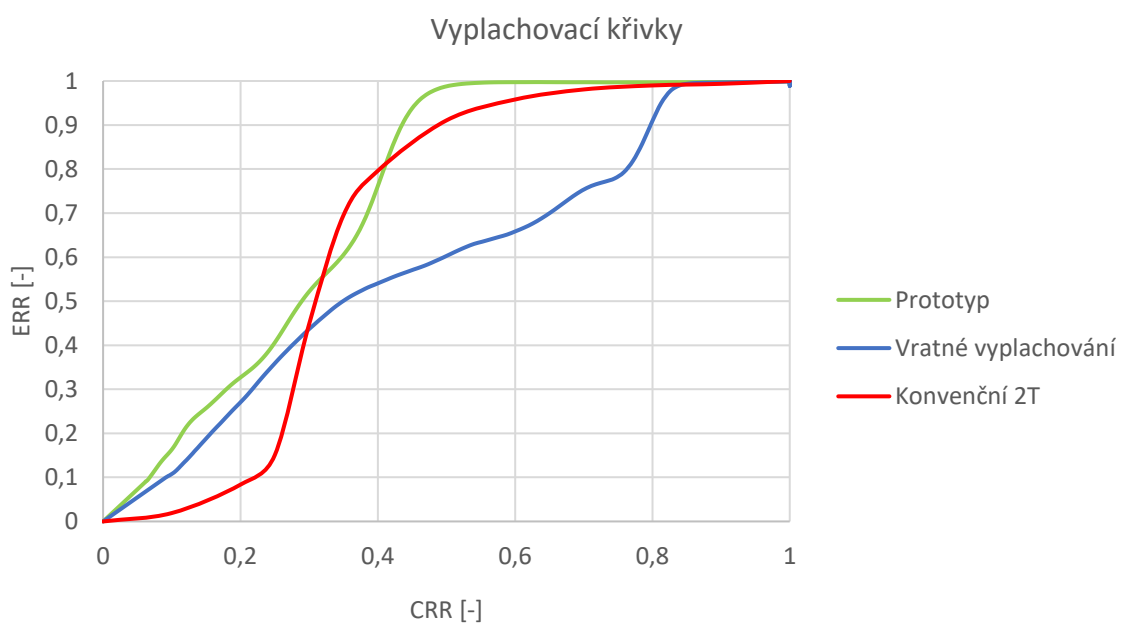
Graf 57 - Porovnání hmoty ve válci obou typů vyplachování



*Graf 58 - Porovnání tlaků ve válci obou typů vyplachování*

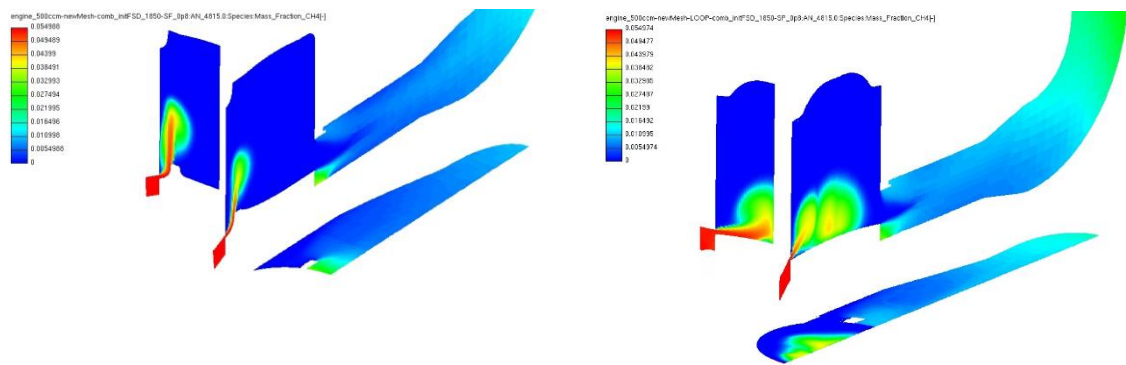


*Graf 59 - Porovnání hmotností spáleného paliva obou typů vyplachování*

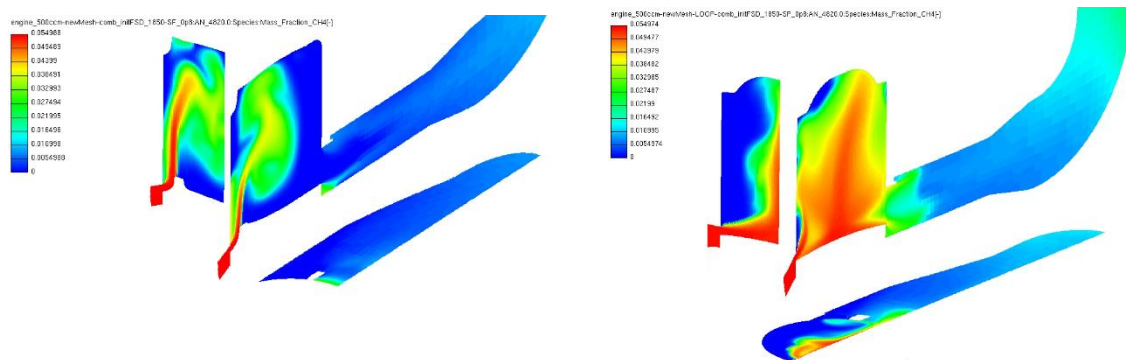


*Graf 60 - Porovnání vyplachovacích křivek obou typů vyplachování*

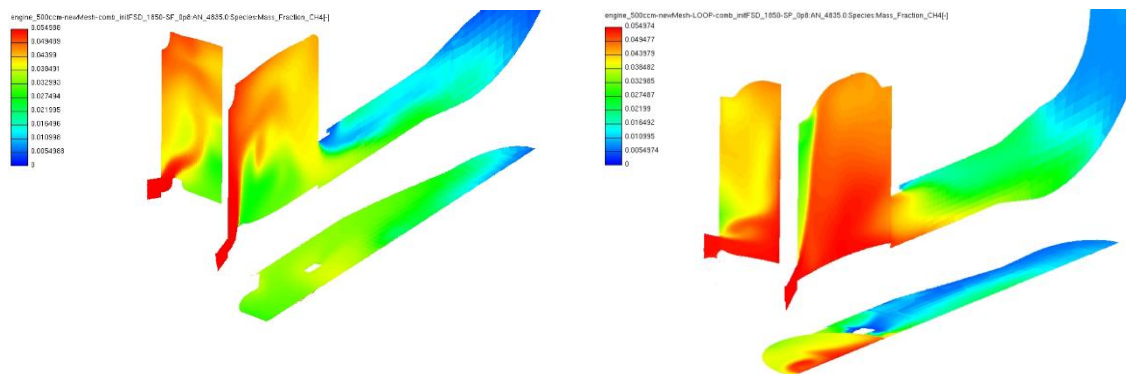
3D výsledky potvrzují závěry z 2D výsledků. Na obrázcích níže je porovnání hmotnostních zlomků  $\text{CH}_4$  pro stejné úhly natočení klikového hřídele. Je z nich jasně patrné, že díky absenci deflektoru dochází k dřívějšímu úniku čerstvé směsi do výfukového potrubí. Výsledky tedy naznačují, že použití deflektorové konstrukce pístu má pro tento provozního režimu jisté výhody. Otázkou ale je, zda bude situace stejná i při jiných otáčkách. Domnívám se, že vratné vyplachování začne být výhodné až od vyšších otáček, kde jsou konvenční motory běžně provozovány. Při vyšších otáčkách bude také větší turbulence, která umocňuje všechny transportní jevy. U deflektorové konstrukce se dá tedy předpokládat, že se u těchto otáček začnou výrazněji projevovat potíže spojené s nerovnoměrným tepelným zatížením pístu.



Obrázek 59 - Hmotnostní zlomek  $\text{CH}_4$  při  $135^\circ$  (vpravo je vratné vyplachování)



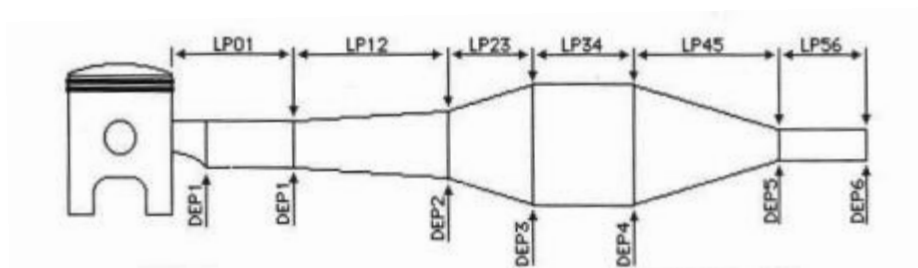
Obrázek 60 - Hmotnostní zlomek  $\text{CH}_4$  při  $140^\circ$  (vpravo je vratné vyplachování)



Obrázek 61 - Hmotnostní zlomek  $\text{CH}_4$  při  $155^\circ$  (vpravo je vratné vyplachování)

## 8 Optimalizace motoru

Aby si autor projektu mohl ověřit svou hypotézu, že daná koncepce bude díky dmychadlu dosahovat vysokých středních efektivních tlaků při malých otáčkách, provedl jsem optimalizaci s požadavkem na dosažení maximálního točivého momentu při otáčkách  $2000 \text{ min}^{-1}$ . Již v mé bakalářské práci jsem došel k názoru, že není možné optimalizovat motor samostatně bez rezonančního výfuku. Celá problematika je provázaná podobně jako když optimalizujeme čtyřdobý motor s turbodmychadlem. Bylo tedy nutné vytvořit model rezonančního výfuku, který se bude měnit společně s optimalizovanými parametry. Pro návrh jsem využil poloempirických vztahů uvedených v literatuře [17]. Teorie je postavena na faktu, že se tlakové rozruchy v potrubí šíří rychlostí zvuku. Dle jednoduchého výpočtu lze potom stanovit tzv. rezonanční délku potrubí, na základě které je následně empiricky dopočítán zbytek geometrie výfuku.



Obrázek 62 - Geometrie výfukového potrubí [17]

$$a = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T} \quad (8.1)$$

$$t_o = \left(\frac{\alpha_o}{360}\right) \cdot \left(\frac{60}{n}\right) = \frac{2 \cdot L_t}{1000 \cdot a} \quad (8.2)$$

$$L_t = \frac{83,3 \cdot \alpha_o \cdot a}{n} \quad (8.3)$$

$$EXD = \sqrt{\frac{4 \cdot h_{vk} \cdot s_{vk}}{\pi}} \quad (8.4)$$

$$LP_{01} = 0,1 \cdot L_t \quad (8.5)$$

$$LP_{12} = 0,41 \cdot L_t \quad (8.6)$$

$$LP_{23} = 0,14 \cdot L_t \quad (8.5)$$

$$LP_{34} = 0,11 \cdot L_t \quad (8.6)$$

$$LP_{45} = 0,24 \cdot L_t \quad (8.7)$$

$$LP_{56} = LP_{45} \quad (8.8)$$

$$DEP_1 = K_1 \cdot EXD \quad (8.9)$$

$$DEP_2 = DEP_3 \cdot \left( \frac{LP_{12}}{LP_{12} + LP_{23}} \right)^{1,33} \quad (8.10)$$

$$DEP_3 = K_2 \cdot EXD \quad (8.11)$$

$$DEP_4 = DEP_3 \quad (8.12)$$

$$DEP_5 = K_3 \cdot EXD \quad (8.13)$$

$$DEP_6 = DEP_5 \quad (8.14)$$

Ze vztahů plyne, že můžeme bez problémů určit délky jednotlivých dílů výfukového potrubí. U průměrů máme navíc definované konstanty  $K_1$ ,  $K_2$  a  $K_3$ . Tyto konstanty specifikují typy motorů. Konstanta  $K_1$  nabývá hodnoty 1,125 při návrhu výfuku pro endurové motocykly a hodnoty 1.05 pro silniční motocykly. Konstanta  $K_2$  má hodnotu 2,25 pro endurové motocykly a hodnotu 3,25 pro silniční motocykly. A nakonec konstanta  $K_3$  nabývá hodnoty 0,6 pro silniční motocykly, 0,65 pro motokrosové motocykly a 0,7 pro motocykly na enduro. Hodnoty jsou ovlivněny předpokládaným středním efektivním tlakem. U motocyklů pro silniční závody se předpokládá střední efektivní tlak 11 barů a u endurových motocyklů je to 8 barů. [17]

## 8.1 1D model

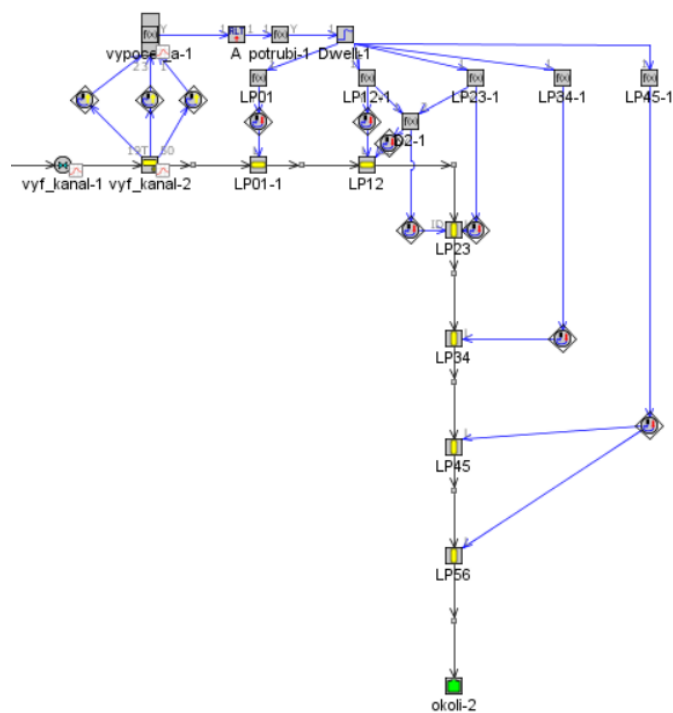
Pro optimalizaci jsem využil 1D model, který dříve sloužil pro výpočet okrajových a počátečních podmínek pro 3D simulaci. V modelu jsem nadefinoval Vibeho křivku vypočítanou posledním 15 cyklem 3D simulace. Dále jsem udělal korekci u průtokového součinitele plnicího kanálu, na kterou jsem přišel v kapitole 6.3.2.2. Jako poslední jsem udělal model výfuku, který odpovídal dříve odvozeným vztahům. Modelu výfuku jsem vytvořil tak, aby se geometrie aktualizovala při každé změně geometrie výfukového kanálu a dále jsem zde zahrnul i vliv rychlosti zvuku na rezonanční délku. Ve výfukovém kanálu jsem totiž odečítal teplotu, izoentropický exponent a měrnou plynovou konstantu. Z těchto hodnot jsem spočítal okamžitou rychlost zvuku, kterou jsem následně zprůměroval přes cyklus. Abych dosáhl co nejlepších výsledků, přidal jsem ještě konstantu  $K_a$ , kterou jsem násobil rezonanční délku výfuku. Vzhledem k tomu, že jsem nevěděl, ke kterému typu motoru má optimalizovaný motor nejbližší, provedl jsem optimalizaci konstant  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$  a  $K_a$ . Výsledky jsou patrné z tabulky níže.

$K_1$	1,09
$K_2$	3,16
$K_3$	0,428
$K_a$	1,04

Tabulka 4 - Konstanty pro model výfuku

Z výsledků plyne, že konstanty  $K_1$  a  $K_2$  vyšly rozumně mezi hodnotami, které byly udány. Konstanta  $K_3$  vyšla menší, ale zde bych rozdíl přičítal tomu, že není obvyklé optimalizovat výfukové potrubí pro takto malé otáčky. Poslední konstanta  $K_a$  vyšla téměř rovná 1, což ukazuje, že výpočet rezonanční délky je správný.

Dále bylo zapotřebí provést citlivostní analýzu na diskretizační délky potrubí, které mají významný vliv na výpočetní čas. Je to vlastně délka, která udává na kolik kontrolních objemů bude potrubí rozděleno. Dosud jsem počítal pouze jednodušší simulace, takže jsem si mohl dovolit zvolit diskretizační délku 10 mm s tím, že mi nevadil delší výpočetní čas. U víceparametrové optimalizace se ale už vyplatí provedení analýzy. Začal jsem s doporučením výrobce programu, který uvádí, že by diskretizační délka měla být rovna  $0,55 \cdot$  průměr vrtání válce. Vykreslením průběhů tlaků ve výfukovém potrubí se ale ukázalo, že je takto definovaná délka nedostatečná. Přípustné shody bylo dosaženo teprve při nastavení  $0,2 \cdot$  průměr vrtání válce. [6]



Obrázek 63 - Model výfukového potrubí

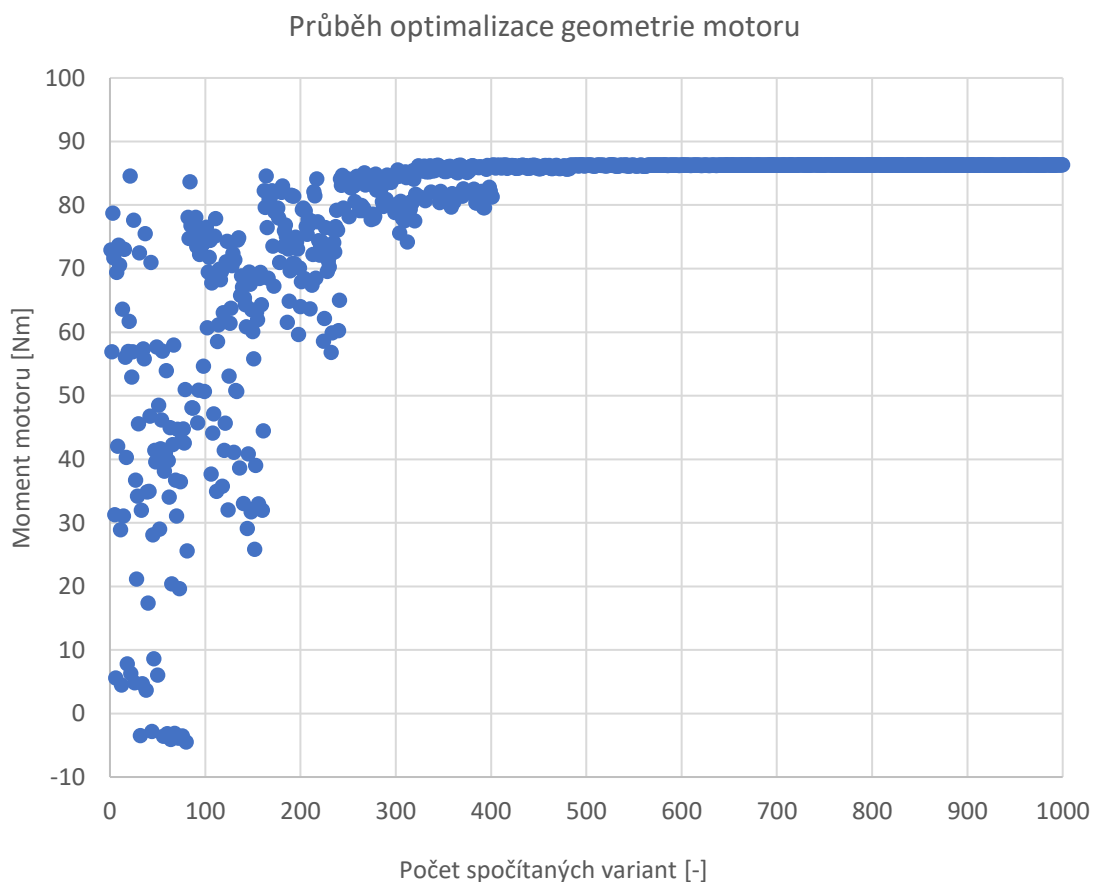
## 8.2 Optimalizace $2000 \text{ min}^{-1}$

### 8.2.1 Optimalizace bez nutnosti výroby kompletně nového prototypu

U optimalizace bylo třeba nejprve zvážit jaké parametry se budou optimalizovat. V této kapitole jsem se snažil zvolit takové parametry, aby bylo zapotřebí co nejmenších změn v prototypu. Vybral jsem proto výšku plnicích kanálů, výšku výfukového kanálu, poměr šířek kanálů, úhel natočení ramen klikového hřídele (motor má stejný klikový hřídel pro pracovní válec a dmychadlo) a předstih zážehu. Při úpravách by se tedy primárně vyměnila pouze vložka pracovního válce, klikový hřídel a případně by se provedly menší změny na válci motoru (vyfrézování větších otvorů pro kanály apod.). Z předchozích modelů

jsem měl již předpřipravený model plnicího kanálu, který uvažoval nesymetrii rozvodu. Problematické by mohlo být to, že mám definovanou závislost průběhu průtokových součinitelů na úhlu natočení klikového hřídele. Přepočítávat tyto závislosti při změně geometrie kanálů by bylo velmi náročné a pravděpodobně i nepřesné. Rozhodl jsem se proto zadat jejich průměrné hodnoty a porovnat výsledky s modelem, který měl zadané průběhy naměřené. Výsledky naštěstí ukázaly, že jsou rozdíly minimální, takže bylo možné využít konstantní hodnoty součinitelů.

Výsledky optimalizace vyšly poměrně dobře, neboť se podařilo zvýšit točivý moment motoru z hodnoty 49 Nm na hodnotu 87,6 Nm. Střední indikovaný tlak byl zvýšen z hodnoty 5,83 bar na hodnotu 10,43 bar. Nyní je třeba osvětlit co myslím středním indikovaným tlakem. Většinou bývá zvykem u čtyřdobých motorů zahrnovat do indikované účinnosti i vliv výměny válce. V mechanické účinnosti jsou potom definované ztráty třecí a příslušenství nutné pro provoz motoru. U dvoudobých motorů je situace trochu složitější, neboť je zde ještě dmychadlo. Provedením tlakové indikace v pracovním válci tak nezahrneme práci na výměnu náplně válce. Bývá tedy zvykem tuto negativní práci zahrnovat do mechanické účinnosti. Indikované veličiny jsou tedy u dvoudobých motorů myšlené většinou takové, které nezohledňují negativní práci dmychadla. Vzhledem k tomu, že program GT Power umožňuje pohodlné odečtené této negativní práce, tak všechny veličiny, které označuji jako indikované v této práci, zahrnují i práci dmychadla. Takto definované veličiny je tedy možné srovnávat s indikovanými veličinami motorů čtyřdobých.



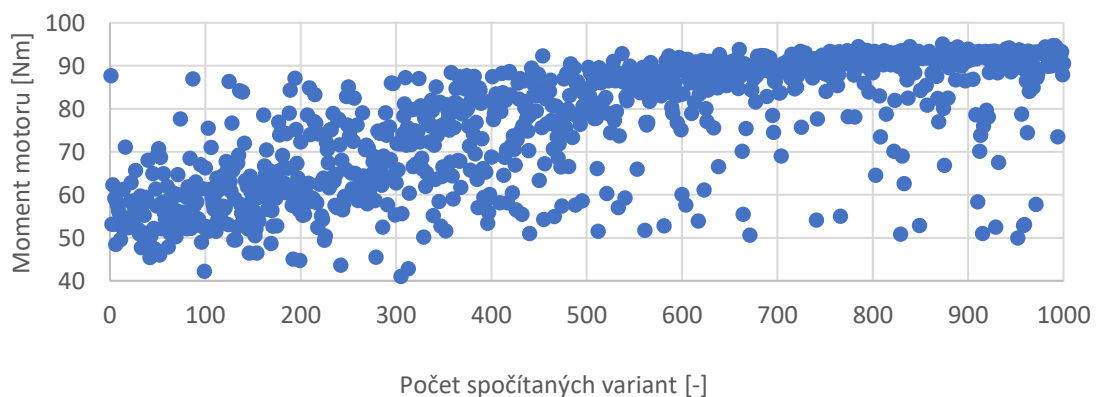
Graf 61 - Průběh optimalizace geometrie motoru

Model		Původní	Optimalizace
LP01	[mm]	498,5	320.38
LP12	[mm]	700	1313.57
LP23	[mm]	460	448.54
LP34	[mm]	280	352.42
LP45	[mm]	600	768.92
LP56	[mm]	400	768.92
EXD	[mm]	58.57	44.9
DEP1	[mm]	62	48.96
DEP2	[mm]	85	96.15
DEP3	[mm]	150	142.12
DEP4	[mm]	150	142.12
DEP5	[mm]	39.3	19.22
DEP6	[mm]	39.3	19.22
Výška výfukového kanálu	[mm]	30.8	32.4
Šířka výfukového kanálu	[mm]	87.5	48.87
Výška plnicího kanálu	[mm]	13	14.97
Šířka plnicího kanálu	[mm]	140	178.65
Natočení ramen klikových hřídelů	[°]	216	236.12
$\alpha_{50\%}$	[°]	-5,41	9,34
Točivý moment motoru	[Nm]	49	87,6

Tabulka 5 - Výsledky optimalizace

Vzhledem k tomu, že jsem měl k dispozici dostatečný počet licencí, rozhodl jsem se zkusit optimalizovat kompletně celou geometrii výfuku. Neznám totiž pozadí toho, jakým způsobem byly odvozeny empirické vztahy, které jsem použil. Je tedy možné, že optimální geometrie výfuku bude zcela jiná. Využil jsem k tomu genetický algoritmus. Měl jsem celkem 12 nezávislých parametrů a spočítal jsem 1500 variant. Navíc jsem do modelu zavedl průměr DEP01, abych ověřil předpoklad, že po výstupu z válce je ideální trubka neproměnného průřezu. Rovnosti průměrů  $DEP_3$  a  $DEP_4$  a délek  $LP_{45}$  a  $LP_{56}$  jsem také raději nepředpokládal a nechal jsem je optimalizovat zvlášť.

Průběh optimalizace geometrie výfuku



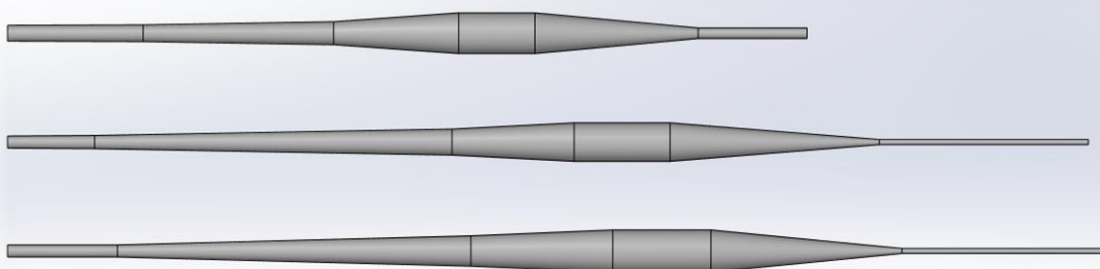
Graf 62 - Průběh optimalizace geometrie výfuku



Pomocí optimalizace geometrie výfuku bylo dosaženo opětovného zvýšení točivého momentu na hodnotu 96,5 Nm. Vypočítané rozměry výfuku jsem přepočítal na konstanty uvedené v empirickém vztahu (viz. tabulka 6). Z jejich hodnot je jasně patrné, že empirický vztah byl navržen poměrně dobře, protože se konstanty příliš neliší. Uvažoval jsem, zda jsem neměl tuto optimalizaci provést již dříve a zpřesnit tak model výfuku před předchozí optimalizací. Zkusil jsem proto tyto konstanty zadat do modelu, který byl výchozí pro předchozí optimalizaci geometrie motoru. Zjistil jsem, že nově vypočítaný točivý moment motoru byl mírně horší než dle původního empirického vztahu kalibrovaného pomocí čtyř konstant. Je tedy zřejmé, že postup byl předchozí postup zvolen správně. Nově vypočítaná geometrie výfuku není obecná, ale spíše odpovídá optimalizované geometrii motoru.

Verze	Konstanty – optimalizace $K_1 - K_a$	Konstanty – optimalizace kompletní
LP01	0.1	0.122873213
LP12	0.41	0.395250265
LP23	0.14	0.158524122
LP34	0.11	0.109801519
LP45	0.24	0.213550881
LP56	0.24	0.232541919
DEP1	1.09	0.985883363
DEP10	1.09	1.001781136
DEP2	1.33	0.964037357
DEP3	3.17	3.457387751
DEP4	3.17	4.671001559
DEP5	0.43	0.423517127
DEP6	0.43	0.423517127
$L_t$	1.0361629	1.072494486

Tabulka 6 - Optimalizace konstant výfukového potrubí

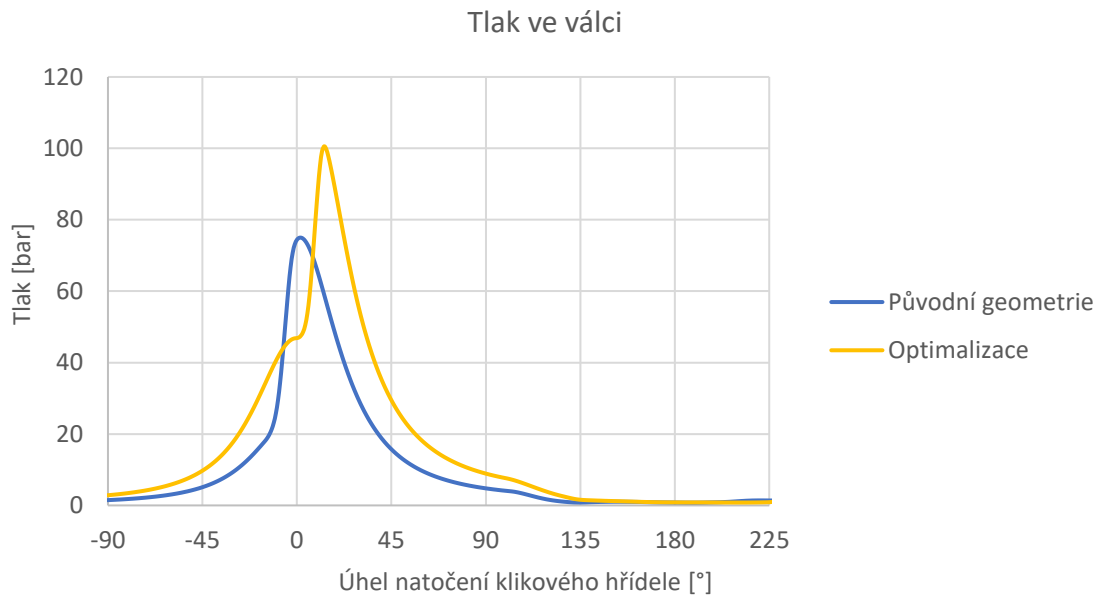


Obrázek 64 - Model všech variant rezonančních výfuků

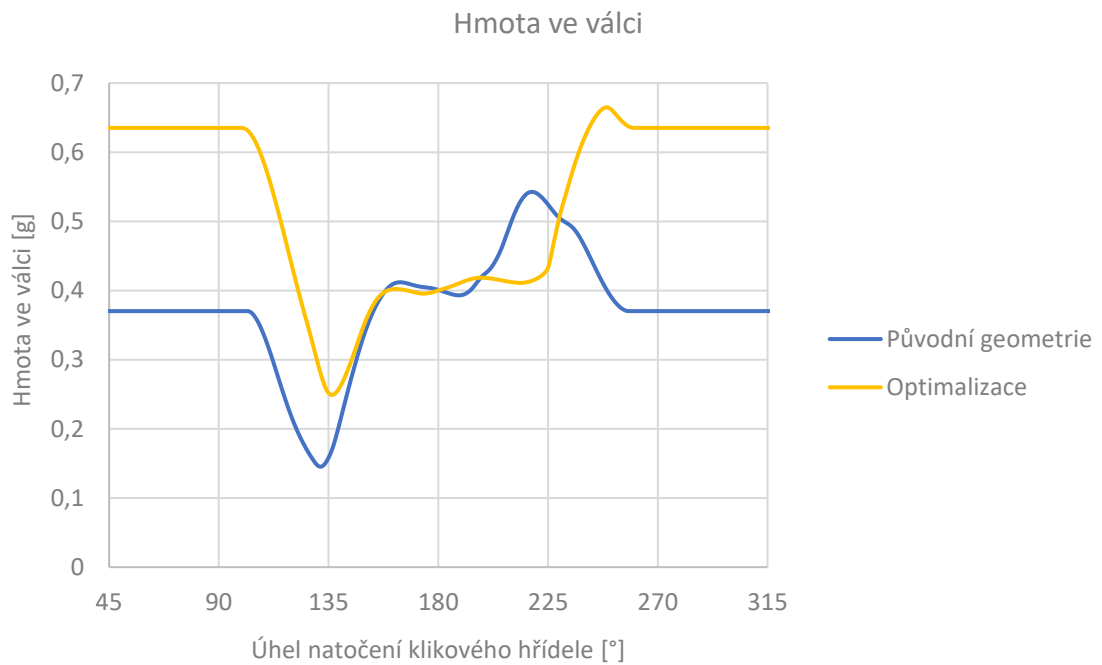
Obrázek 64 ukazuje modely jednotlivých výfuků. První výfuk je původní z prototypu, druhý je vypočtený pomocí kalibrovaného empirického modelu a třetí je výfuk vzniklý kompletní optimalizací všech geometrických parametrů. O obrázků plyne, že původní varianta měla špatně určenou rezonanční délku (pokud jsem měl správné informace a motor byl opravdu optimalizován na  $2000 \text{ min}^{-1}$ ). Jako jednu z největších nevýhod

optimalizace na takto nízké otáčky vidím výslednou délku rezonančního výfuku. Poslední nejlepší verze má dokonce délku 4051 mm.

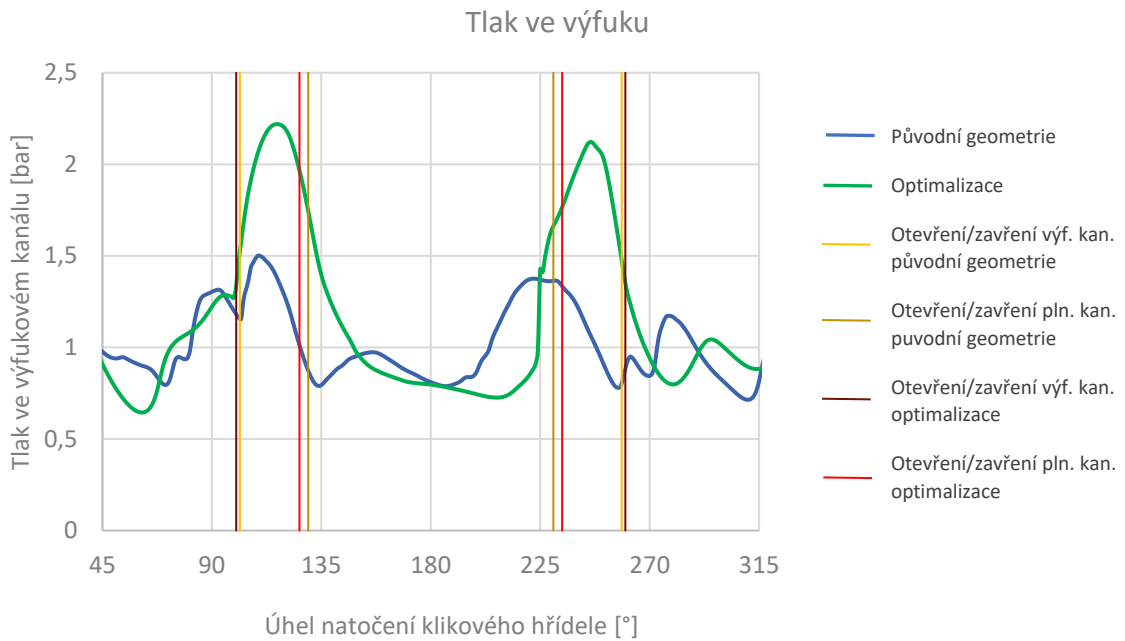
Na grafech níže je zobrazeno, jaký vliv měla optimalizace na průběhy jednotlivých veličin motoru.



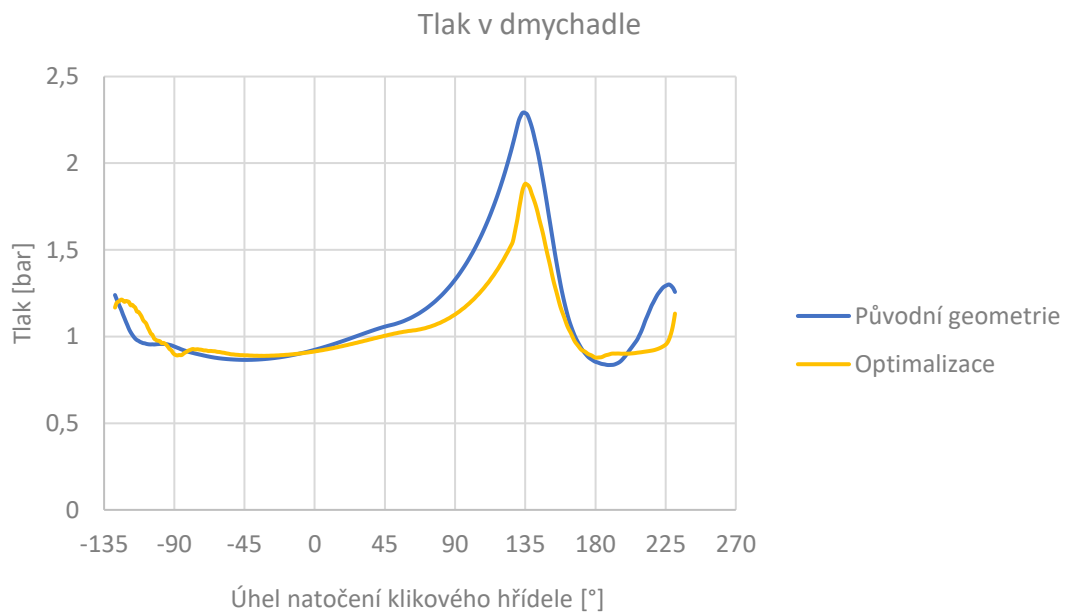
Graf 63 - Porovnání výsledků optimalizace – tlak



Graf 64 - Porovnání výsledků optimalizace – hmota



*Graf 65 - Porovnání výsledků optimalizace – tlak výfuk*



*Graf 66 - Porovnání výsledků optimalizace – tlak dmychadlo*

Z výsledků plyne, že se optimalizací podařilo docílit výrazného zlepšení, protože bylo změnou geometrie dílů, které jsou na daném prototypu vyměnitelné, a změnou časování zápalu dosaženo téměř dvojnásobného výkonu při stejných otáčkách. Nyní se podívám na případ, kdy se bude vyrábět zbrusu nový prototyp a bude tak možné optimalizovat i další parametry, které nejsou u této koncepce motoru možné měnit.

## 8.2.2 Optimalizace s nutností výroby nového prototypu

Abych zjistil, jakého výkonu je možné při daných otáčkách touto koncepcí dosáhnout, provedl jsem další optimalizaci, kde jsem přidal dva parametry, kterými byly zdvihový objem a kompresní poměr dmyhadla. Optimalizace proběhla prakticky stejně jako v předchozí kapitole s tím rozdílem, že bylo optimalizováno více parametrů. Aktuálně byl kompresní poměr dmyhadla zvolen jako maximálně možný, takže tuto hodnotu jsem nastavil jako horní mez parametru. Zkoumal jsem tak, zda náhodou není velký kompresní poměr u dmyhadla nevýhodný.

Výsledky této optimalizace nepřinesly výrazné zlepšení. Bylo dosaženo točivého momentu 96,5 Nm, což je stejná hodnota jako u předchozí varianty po optimalizaci výfuku. Lze předpokládat, že kdyby byl u této varianty optimalizován i výfuk, tak se dosáhne hodnoty přes 100 Nm. Hlavní nevýhodou ale je to, že zdvihový objem dmyhadla vyšel 1460 cm<sup>3</sup> což by přineslo výrazné zvětšení rozměrů. Výsledek je to celkem překvapivý, protože bych u této varianty čekal, že efekt negativní práce převáží lepší naplnění válce. U kompresního poměru byl výsledek dle očekávání, protože vyšel největší kompresní poměr, který umožňuje konstrukce dmyhadla. Je tedy zřejmé, že předchozí varianta se zdvihovým objemem 589 cm<sup>3</sup> je výrazně lepší, neboť dosahujeme podobného výkonu při menších prostorových nárocích. Výsledky optimalizace v tabulce 7 uvádím spíše jen informativně.

<b>Výška výfukového kanálu</b>	[mm]	<b>32.4</b>	<b>31.46</b>
<b>Šířka výfukového kanálu</b>	[mm]	<b>48.87</b>	<b>45</b>
<b>Výška plnicího kanálu</b>	[mm]	<b>14.97</b>	<b>13.28</b>
<b>Šířka plnicího kanálu</b>	[mm]	<b>178.65</b>	<b>182.38</b>
<b>Natočení ramen klikového hřídele</b>	[°]	<b>236.12</b>	<b>242</b>
<b>Zdvihový objem dmyhadla</b>	[cm <sup>3</sup> ]	<b>589</b>	<b>1460</b>
<b>Točivý moment motoru</b>	[Nm]	<b>87.5</b>	<b>96.5</b>

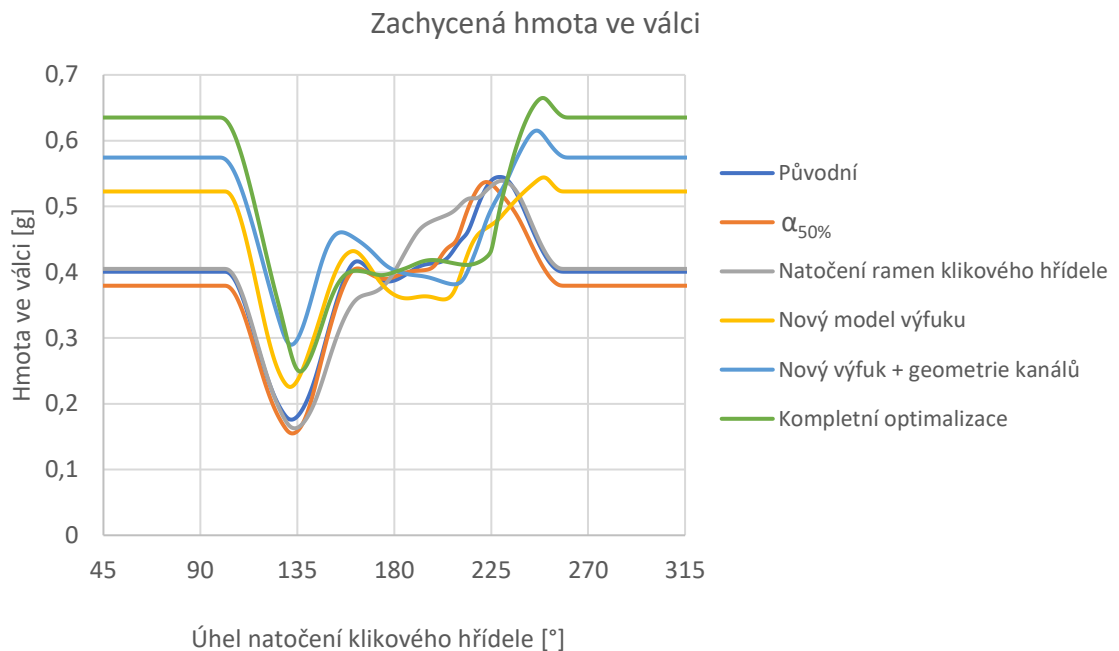
Tabulka 7 - Výsledky optimalizace – nový prototyp

## 8.2.3 Vliv jednotlivých parametrů na výkon motoru

V závěru této kapitoly jsem se ještě rozhodl provést analýzu citlivosti jednotlivých změn na výkon motoru. Vzal jsem proto původní model motoru, který jsem optimalizoval a sledoval jsem, jak se bude měnit točivý moment a naplnění válce motoru. Jednotlivé změny byly provedeny vždy na stejném vstupním modelu, pouze jsem optimalizoval ten daný parametr. Cílem by tedy mělo být to, aby si zadavatel projektu udělal představu o tom, jaký mají jednotlivé změny vliv na výkon motoru. To by mohlo pomoci při rozhodování o úpravách na prototypu.

Nejdříve jsem na původním modelu optimalizoval pouze předstih zážehu, resp. úhel při kterém se spálí padesát procent paliva (v grafu níže označeno  $\alpha_{50\%}$ ). V další variantě jsem zkusil optimalizovat pouze úhel natočení ramen klikového hřídele (označeno natočení ramen klikového hřídele). Další výpočet proběhl již s novým modelem rezonančního výfuku (označeno nový model výfuku). Poté jsem v novém modelu s rezonančním výfukem optimalizoval i geometrii

kanálů (označeno nový výfuk + geometrie kanálů) a na závěr jsem vykreslil kompletně optimalizovanou variantu z odstavce 8.2.1 (označeno kompletní optimalizace). V tabulce 8 jsem ještě napočítal další kombinace. Například jsem v modelu s novým rezonančním výfukem zkusil provést výpočet citlivosti na předstih zážehu a následně i na natočení ramen klikového hřídele. Podobně jsem postupoval i u modelu s novým modelem rezonančního výfuku s již optimalizovanou geometrií kanálů. Tyto průběhy jsem již ale nezanášel do grafu, protože by byl velmi nepřehledný.



Graf 67 - Výsledky citlivostní analýzy – zachycená hmota

Varianta	Točivý moment [Nm]
Původní	47.34
$\alpha_{50\%}$	50.74
Natočení ramen klikového hřídele	50.23
Nový model výfuku	64.4
Nový výfuk + $\alpha_{50\%}$	73.28
Nový výfuk + $\alpha_{50\%}$ + natočení ramen	74.48
Nový výfuk + geometrie kanálů	74.53
Nový výfuk + geometrie kanálů + $\alpha_{50\%}$	83.72
Kompletní optimalizace	96.5

Tabulka 8 - Porovnání jednotlivých variant optimalizace

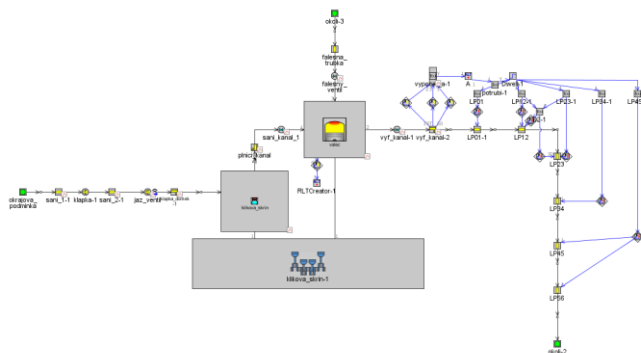
Z výsledků citlivostní analýzy jasně vyplývá, že velmi významný vliv na výkon má rezonanční výfuk. U předstihu zážehu se nejprve zdálo, že významný vliv nemá, ale v kombinaci s fungujícím rezonančním výfukem jeho vliv značně rostl. U úhlu natočení ramen klikového hřídele jsem došel k názoru, že podstatné jsou změny do úhlu natočení 210° (zkusil jsem zadat úhel, který by byl u konvenčního dmychadla – 180°, a u nejlepší varianty došlo k propadu momentu o 10 Nm). Jakmile se snažíme tento úhel optimalizovat

dále, výrazného zlepšení nedosáhneme (viz. tabulka 8). Případná variabilita natočení ramen klikového hřídele tak postrádá smysl. Z tabulky je také možné vyčíst k jakému zvýšení výkonu bychom se dostali při pouhé změně rezonančního výfuku a předstihu zážehu. Při minimálních změnách v konstrukci by se teoreticky dalo dosáhnout zvýšení točivého momentu o téměř 26 Nm (pro tuto variantu nebyla provedena dodatečná optimalizace výfukového potrubí – výsledný moment by mohl být odhadem i o 10 Nm větší). Nejlepších výsledků samozřejmě dosáhneme, pokud změníme i geometrii výfukových a plnicích kanálů. Zásadnější změny v konstrukci teoreticky umožní atakovat hodnotu točivého momentu 100 Nm.

## 9 Porovnání

### 9.1 Konvenční dvoudobý motor

Tuto kapitolu jsem přidal z toho důvodu, abych si udělal základní představu o tom, jak si nová koncepce motoru bude stát v porovnání s klasickým konvenčním motorem. Motor s externím dmychadlem přináší značné konstrukční komplikace. Výhodou je, že získáme další parametry, které se dají optimalizovat. Těmito parametry jsou zdvihový objem dmyhadla, kompresní poměr dmyhadla a natočení ramen klikového hřídele. Všechny tyto parametry byly v předchozích kapitolách optimalizovány. Získal jsem tak teoreticky optimální variantu z hlediska točivého momentu pro  $2000 \text{ min}^{-1}$ . Nyní bych ale rád zjistil, na jaké hodnoty točivého momentu lze dosáhnout u konvenčního motoru. Vytvořil jsem proto 1D model, ve kterém jsem nahradil externí pístové dmyhadlo dmychadlem konvenčním. Při určení kompresního poměru konvenčního dmyhadla a při určování průtokových součinitelů plnicích a výfukových kanálů jsem vycházel z [9]. Průběh vyplachovací křivky jsem zadal z manuálu programu GT Power pro konvenční dvoudobý motor. U takto sestaveného modelu jsem následně provedl optimalizaci. Ta proběhla opět ve dvou krocích. Nejdříve jsem opět využil empirického modelu rezonančního výfuku a optimalizoval jsem pouze geometrii kanálů. Touto optimalizací jsem dosáhl hodnoty točivého momentu 75,7 Nm. Následně jsem provedl i optimalizaci kompletní geometrie výfukového potrubí, aby byly výsledky porovnatelné. Zde jsem již velkého zvýšení nedosáhl. Výsledná hodnota točivého momentu byla 79,93 Nm. Pro dané otáčky motoru jsme tedy díky koncepci motoru s externím dmychadlem schopni dosáhnout o zhruba 21 % vyššího točivého momentu.

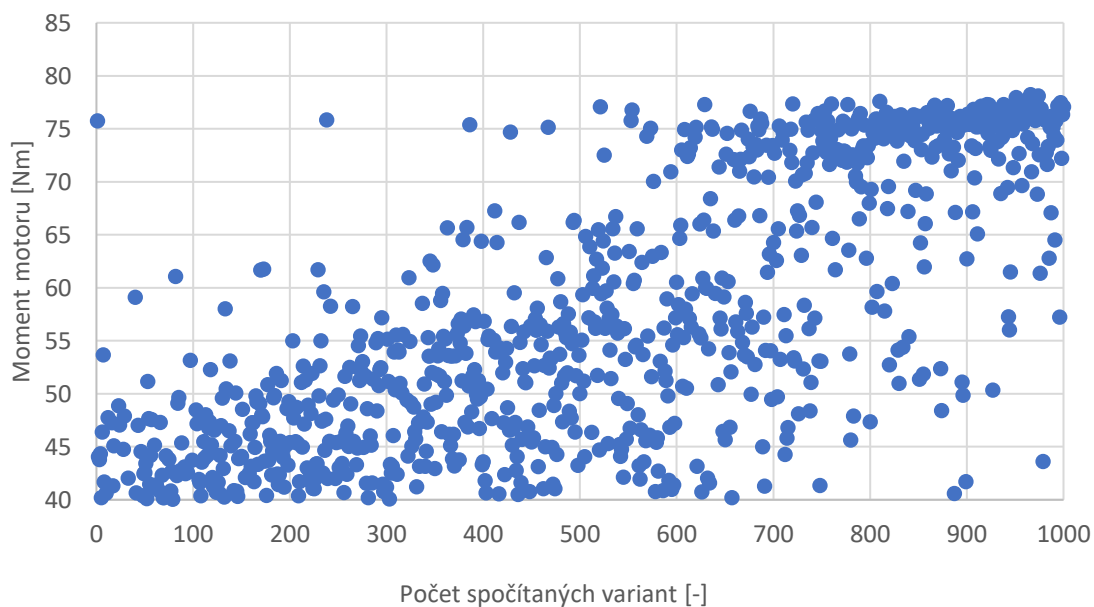


Obrázek 65 - 1D model konvenčního motoru

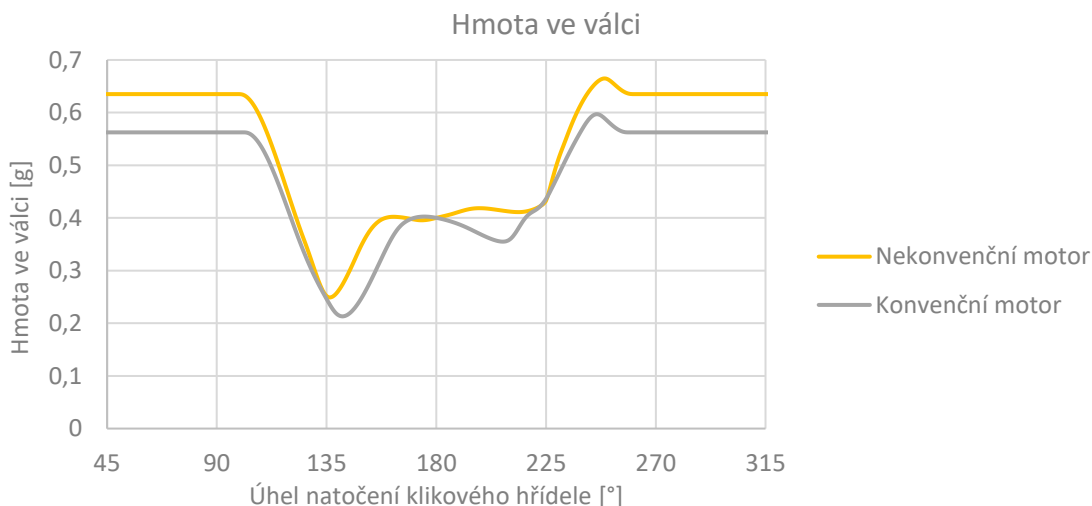
Model		Nekonvenční optimalizovaný	Konvenční optimalizovaný
LP01	[mm]	403.92	306.45
LP12	[mm]	1299.32	1318.79
LP23	[mm]	521.12	432.16
LP34	[mm]	360.95	388.26
LP45	[mm]	702.01	676.81
LP56	[mm]	764.44	1008.92
EXD	[mm]	44.9	44.59
DEP1	[mm]	44.27	48.51
DEP10	[mm]	44.98	44.7
DEP2	[mm]	112.15	95.63
DEP3	[mm]	155.24	140.8
DEP4	[mm]	209.73	157.21
DEP5	[mm]	19.02	19.09
DEP6	[mm]	19.02	19.09
Výška výfukového kanálu	[mm]	32.41	30.88
Šířka výfukového kanálu	[mm]	48.86	50.58
Výška plnicího kanálu	[mm]	14.97	11.04
Šířka plnicího kanálu	[mm]	178.65	176.93
$\alpha_{50\%}$	[°]	9.34	9.78
Točivý moment motoru	[Nm]	<b>96.51</b>	<b>79.93</b>

Tabulka 9 - Výsledky optimalizace konvenčního motoru

Průběh optimalizace geometrie výfuku - konvenční motor



Graf 68 - Průběh optimalizace geometrie výfuku konvenčního motoru



Graf 69 - Porovnání modelů z hlediska zachycené hmoty ve válci

V grafu 70 jsem vykreslil p-V diagramy pro oba typy dmychadel. Jejich plocha reprezentuje práci potřebnou na výměnu náplně válce. Tuto práci jsem spočítal pomocí vztahu 1.1 a programu Matlab pro obě dmychadla.

$$\eta_{vyf} + \eta_{ch} + \eta_i = 1 \quad (9.1.1)$$

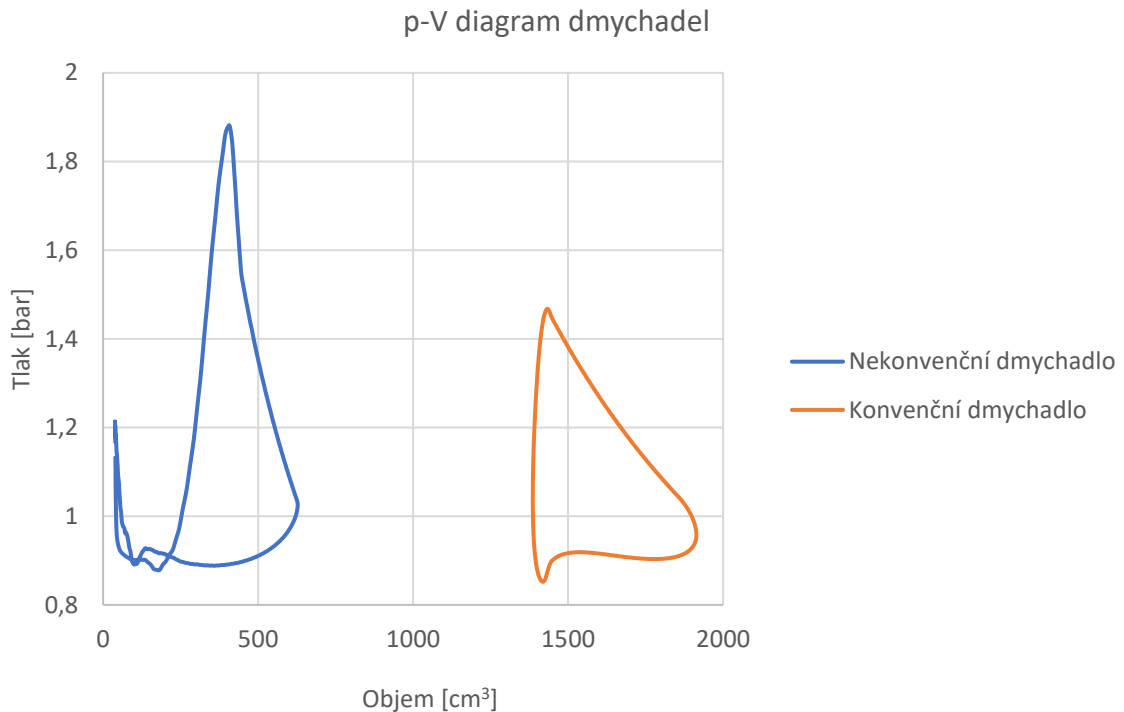
$$\eta_i = \eta_{iVF} \pm \Delta\eta_{VN} \quad (9.2.1)$$

$$\Delta\eta_{VN} = \frac{W_{VN}}{Q_p} \quad (9.3.1)$$

Aby si bylo možné udělat představu o tom, jak si na tom stojí motory z hlediska práce na výměnu náplně válce, bylo třeba najít nějaký parametr zohledňující kromě práce na výměnu náplně válce i výkon motoru. Takto definovanou veličinu potom bude možné srovnávat s různými motory. Vyšel jsem ze vztahu, který získáme z tepelné bilance motoru. Rovnice 9.1.1 říká, že součet indikované účinnosti a zlomků reprezentujících odvod tepla chlazením a výfukovými plyny je roven jedné. Jak jsem již zmínil dříve, indikovaná účinnost se u čtyřdobých motorů dále rozděluje na indikovanou účinnost vysokotlaké fáze a účinnost výměny náplně válce. U dvoudobých motorů se sice práce běžně zahrnuje do mechanické účinnosti, ale pro snazší porovnání obou počítaných variant s motorem čtyřdobým jsem využil veličiny  $\Delta\eta_{VN}$ . Ta je definována jako podíl práce na výměnu náplně válce a přivedeného tepla. Toto teplo jsem pro účely porovnání zvolil jako teplo přivedené v palivu, které se skutečně zachytí ve válci. Je to z toho důvodu, že při dnešních emisních limitech je téměř nemožné provozovat dvoudobý motor s předpřipravenou směsí, která při výměně náplně válce uniká do výfuku. V případě dalšího vývoje bude tedy zřejmě nutné zvolit koncepci s přímým vstřikem paliva do válce, a právě pro tento případ jsem se snažil  $\Delta\eta_{VN}$  vypočítat. [5]



Pro porovnání s motorem čtyřdobým jsem využil toho, že v příkladech programu GT Power je i model o prakticky stejném zdvihovém objemu. Pro všechny varianty jsem poté vypočítal hodnoty  $\Delta\eta_{VN}$ , které odpovídali otáčkám motoru  $2000 \text{ min}^{-1}$ . Výsledky jsou uvedeny v tabulce 10.



*Graf 70 - p-V diagramy obou dmychadel*

Typ motoru:	$\Delta\eta_{VN}$ [%]
Dvoudobý s konvenčním dmychadlem	-1.2137
Dvoudobý s nekonvenčním dmychadlem	-1.0682
Čtyřdobý vzorový motor	-0.1964

*Tabulka 10 - Porovnání  $\Delta\eta_{VN}$*

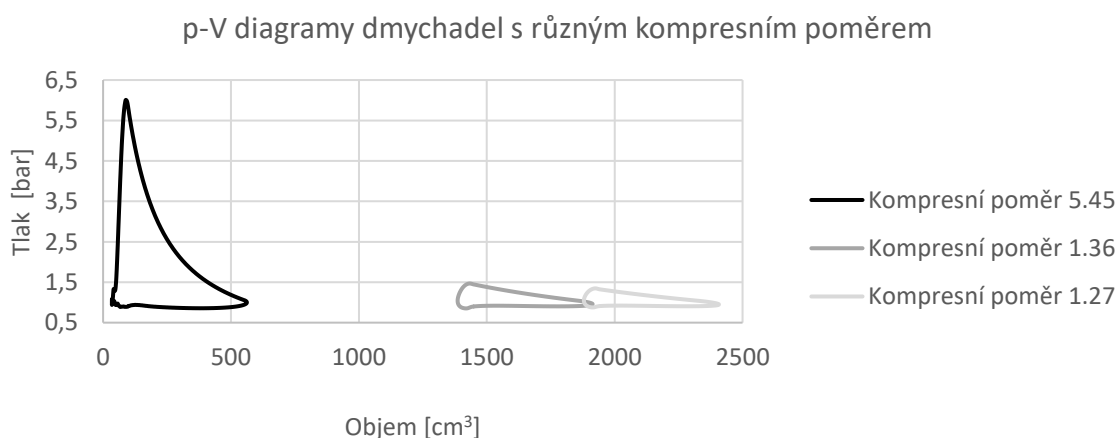
Z výsledků tedy plyne to, co je pro dvoudobé motory běžné. Při stejných otáčkách je práce na výměnu válce u dvoudobého motoru výrazně vyšší. Pokud mezi sebou porovnááme koncepce s různými dmychadly, tak vzhledem k vyššímu výkonu motoru vychází lépe nekonvenční varianta. Je si ale třeba uvědomit, že tyto hodnoty nezohledňují mechanické ztráty. Vzhledem většímu počtu třecích ploch u nekonvenčního dmychadla lze předpokládat, že při započítání mechanických ztrát bude jeho příkon značně navýšen.

### 9.1.1 Citlivost na jednotlivé optimalizační parametry

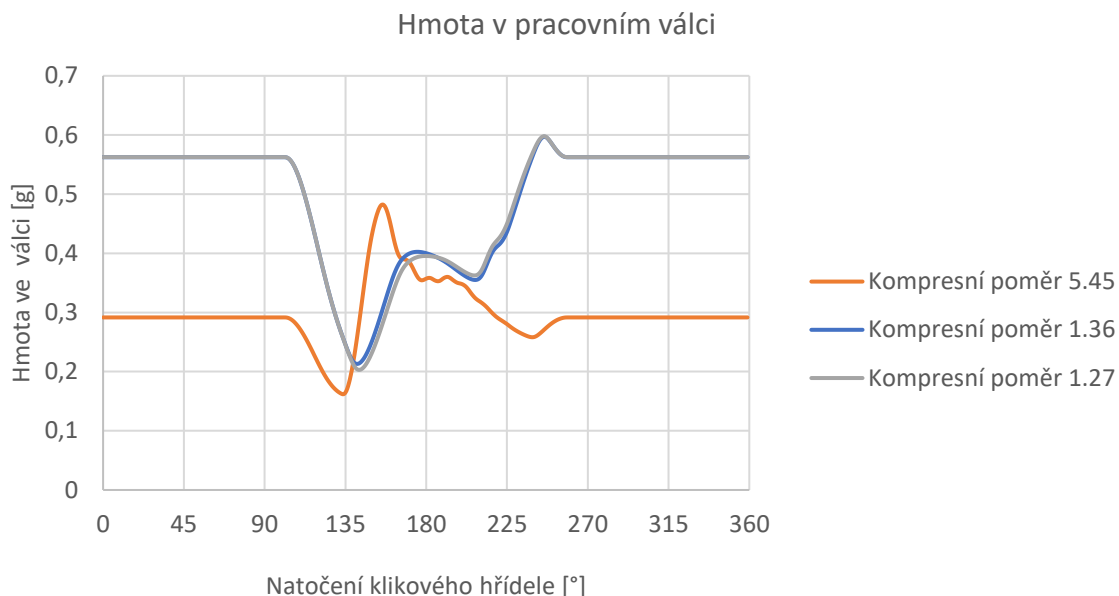
Z předchozích výsledků plyne, že rozdíl v točivém momentu mezi konvenčním a nekonvenčním dvoudobým motorem je zhruba 20 %. V této kapitole se pokusím zjistit, které parametry mají největší podíl na tomto rozdílu.

Jako první se nabízí vyzkoušet změnu kompresního poměru dmyhadla. Konvenční varianta totiž díky své koncepci obsahuje větší škodlivé prostory. U této varianty jsme schopni dosáhnout kompresního poměru zhruba 1,36. V nekonvenčním motoru je ale možné dosáhnout poměru 5,45. Vyzkoušel jsem proto na modelu konvenčního motoru spustit optimalizaci, kde byl optimalizovaný kompresní poměr dmyhadla s tím, že jeho horní hranicí byla právě hodnota 5,45. Výsledky byly poměrně překvapivé, protože se ukázalo, že u takto sestaveného modelu není vyšší kompresní poměr výhodou, ale právě naopak. Ke zvýšení momentu totiž došlo při snížení kompresního poměru oproti původní hodnotě. Výsledkem optimalizace byla hodnota kompresního poměru 1,27 a došlo ke zvýšení točivého momentu motoru z 79,93 Nm na 80,5 Nm. Do grafů 71 a 72 jsem zanesl variantu s původním, optimalizovaným a maximálním kompresním poměrem. Z grafů jasně vyplývá, že vyšším kompresním poměrem jednak zvýšíme práci dmyhadla na výměnu náplně válce a dále je vidět že vyšší tlakový spád mezi dmyhadlem a pracovním válcem způsobí příliš rychlé naplnění válce čerstvou směsí, která potom uniká do výfuku. Tyto výsledky je ale třeba brát s rezervou, neboť zde není zohledněna změna tvaru vyplachovací křivky, která výrazně ovlivňuje výměnu náplně válce. Když jsem zkusil vyměnit konvenční vyplachovací křivku za křivku vypočítanou u nekonvenčního dvoudobého motoru s deflektorovým pístem, tak vzrostl točivý moment o 50 Nm. Pro vypovídající optimalizaci kompresního poměru bychom tedy museli vždy znovu spočítat vyplachovací křivku. Tento výsledek také potvrzuje, že použití 3D simulací bylo nezbytné pro získání vypovídajícího 1D modelu motoru.

Závěry z předchozího odstavce mě přiměly k opětovné optimalizaci kompresního poměru dmyhadla a úhlu natočení ramen klikového hřídele u nekonvenčního dvoudobého motoru. Cílem bylo ověřit, zda aktuálně navržené dmyhadlo s vysokým kompresním poměrem nemaří mnoho práce na výměnu náplně válce. Výsledky ukázaly, že je dmyhadlo vhodné, protože se optimalizací získané hodnoty téměř nelišily od původních.



Graf 71 - p-V diagramy dmyhadel s různým kompresním poměrem



*Graf 72 - Vliv kompresního poměru dmyhadla na naplnění válce*

Dále jsem na modelu optimalizoval úhel natočení ramen klikového hřídele (mezi dmyhadlem a pracovním válcem). U konvenčního dmyhadla jsme konstrukcí přinuceni k fixní hodnotě 180°. U nekonvenčního motoru může být tento úhel libovolný. Výsledky opět nepřinesly výrazné zlepšení, neboť bylo dosaženo momentu 80,1 Nm při natočení 210°. Z předchozích výsledků je jasné, že kdybychom ke konvenčnímu motoru pouze přidali dmyhadlo, tak výrazného zvýšení výkonu nedosáhneme. Motor je třeba optimalizovat jako celek s externím dmyhadlem.

V poslední simulaci jsem vyzkoušel zadat vyplachovací křivku z nekonvenčního motoru do modelu motoru konvenčního. V tomto případě došlo ke zvýšení točivého momentu na hodnotu 87,8 Nm. Otázkou je, zda bychom této kvality výplachu byli schopni dosáhnout pouhou montáží deflektorového pístu do konvenčního motoru, nebo je výsledná vyplachovací křivka nekonvenčního motoru závislá i na přítomnosti externího dmyhadla. Pro zodpovězení této otázky by bylo zapotřebí další 3D simulace, což již z časových důvodů nebylo možné.

## 9.2 Konvenční čtyřdobý motor

V této kapitole jsem se zaměřil na srovnání s motorem čtyřdobým. Je jasné, že měrnému výkonu dvoudobého nekonvenčního motoru nemůže jednoválcový čtyřdobý motor o stejném zdvihovém objemu konkurovat. Nekonvenční motor obsahuje externí dmyhadlo o zhruba stejném zdvihovém objemu jako má jeho pracovní válec, takže jeho zástavbové rozměry jsou větší než rozměry dvoudobého konvenčního motoru. Nabízí se tedy srovnání s atmosférickým dvouválcovým čtyřdobým motorem. Rozměry a hmotnost takového motoru budou sice o něco vyšší, protože je externí dmyhadlo nekonvenčního motoru řešeno poměrně kompaktně, ale rozdíl nebude výrazný. Navíc ještě musíme započítat fakt, že u čtyřdobého motoru nebude hrát výraznou roli délka výfukového potrubí, které bylo u dvoudobého motoru dlouhé zhruba čtyři metry. Prostorové nároky

kompletního motoru s příslušenstvím budou proto u čtyřdobého motoru dost možná menší než u motoru dvoudobého.

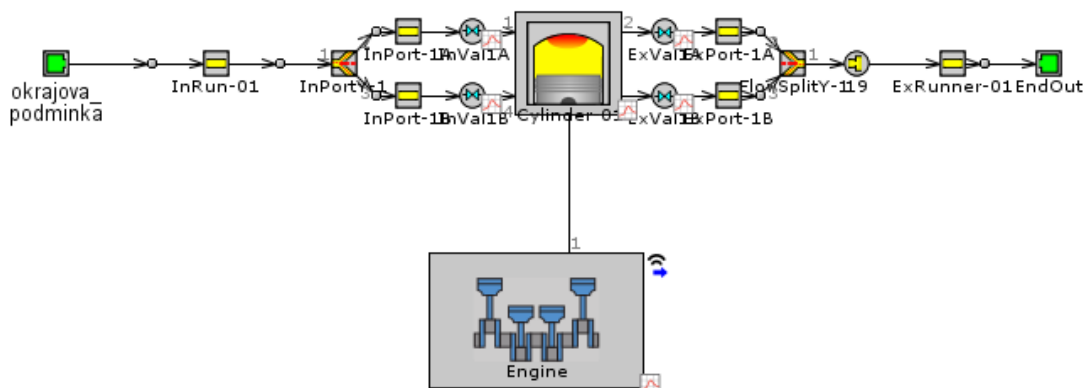
Vytvořil jsem tedy 1D model čtyřdobého motoru. Pro jednoduchost jsem modeloval pouze jeden válec s tím, že jsem se u tohoto modelu snažil dosáhnout polovičního točivého momentu. Předpokládal jsem totiž, že v případě motoru dvouválcového se zdvojnásobí i jeho moment. Jsem si vědom, že je toto zjednodušení nepřesné, protože u víceválcového motoru bude například ovlivněno naplnění jednotlivých válců tlakovými pulzacemi v sacím a výfukovém potrubí, ale pro základní představu mi tento model přijde dostatečný.

V modelu čtyřdobého motoru jsem nejprve provedl optimalizaci pro otáčky 2000 min<sup>-1</sup>, na které byl optimalizován i nekonvenční motor dvoudobý. Vrtání a zdvih pracovního válce jsem pro první přiblížení zvolil totožné s motorem dvoudobým a provedl jsem optimalizaci sacího a výfukového potrubí pro dané otáčky. Následně jsem optimalizoval parametry sacích a výfukových ventilů a časování zážehu. Výsledkem byl točivý moment vyšší než o motoru dvoudobého, takže jsem zadal fixní poměr vrtání a zdvihu a zmenšoval jsem vrtání tak, aby bylo dosaženo stejného točivého momentu jako u motoru dvoudobého.

	Zdvihový objem – nekonvenční dvoudobý motor [cm <sup>3</sup> ]	Zdvihový objem – konvenční čtyřdobý motor [cm <sup>3</sup> ]
<b>Pracovní válec 1</b>	527.73	476.73
<b>Pracovní válec 2/dmychadlo</b>	589.32	476.73

Tabulka 11 - Výsledky optimalizace čtyřdobého motoru

Tabulka 11 ukazuje výsledky optimalizace. Je z ní patrné, že stejného točivého momentu u motoru při otáčkách 2000 min<sup>-1</sup> dosáhneme dvouválcovým čtyřdobým atmosférickým motorem, který bude mít oproti motoru dvoudobému menší zdvihové objemy obou válců.

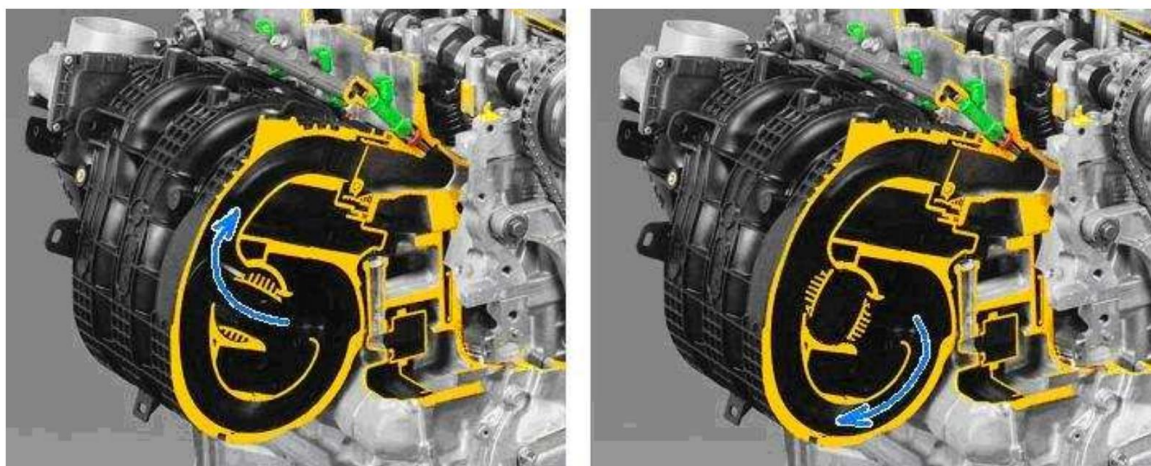


Obrázek 66 - Model čtyřdobého motoru

Tvorba směsi byla modelována jako vnější se součinitelem přebytku vzduchu rovném jedné. Palivo bylo shodné s dvoudobým nekonvenčním motorem – zemní plyn. U obou variant jsem předpokládal nulové mechanické ztráty. Porovnávané veličiny budou tedy indikovány. Výhodou modelu je, že vzorový model, který jsem použil pro jeho tvorbu se velmi podobá konečné optimalizované variantě. Dá se tedy předpokládat, že například průtoková čísla ventilů budou odpovídat a model tak bude dostatečně prediktivní.

Doposud jsem se soustředil pouze na jeden pracovní bod motoru při otáčkách  $2000 \text{ min}^{-1}$ . Pokud má být motor provozován v různých režimech, tak nás ale samozřejmě zajímá i průběh momentu. Tuto informaci nám dává tzv. rychlostní charakteristika, což je závislost veličin motoru na jeho otáčkách. Provedl jsem proto optimalizaci parametrů u obou typů motorů pro různé otáčky a ty jsem následně vykreslil při plně otevřeném regulačním orgánu (poté mluvíme o vnější rychlostní charakteristice). U motoru dvoudobého nemáme moc parametrů, které lze optimalizovat. Šla by například měnit délka rezonančního výfuku, ale to je z konstrukčního hlediska velmi komplikované, takže se to většinou nepoužívá. Optimalizoval jsem proto pouze časování zážehu.

U motorů čtyřdobých máme možností podstatně více. Běžně se u atmosférických motorů používá variabilní délka sacího potrubí. Řešení z motoru Toyota 2.7L je zobrazeno na obrázku 67. Je zde klapka, která se při různých otáčkách natáčí a mění tak délku sacího potrubí. Existují ale i konstrukce, kde je možné měnit až tři délky. Přesně toto jsem předpokládal i při další optimalizaci. Pro otáčky  $1500$ ,  $2000$  a  $4000 \text{ min}^{-1}$  byla vypočtena optimální délka potrubí. Obdobně jako u dříve počítaného rezonančního výfuku se i zde délka logicky prodlužuje s klesajícími otáčkami. Výsledné rozměry jsou uvedeny v tabulce 12. Přepínání délek potrubí jsem zvolil při otáčkách  $1750$  a  $3250 \text{ min}^{-1}$ .



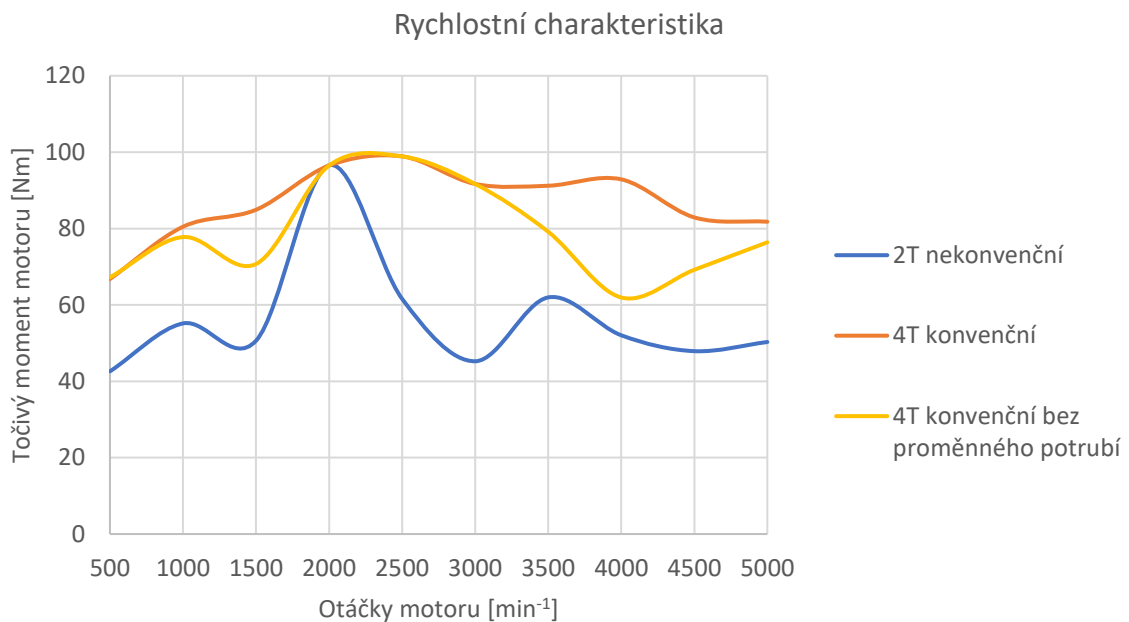
Obrázek 67 - Variabilní délka sacího potrubí [18]

Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	Délka sacího potrubí [mm]
1500	1693
2000	1261
4000	594

Tabulka 12 - Rozměry variant sacího potrubí

V grafu 73 je jasně patné, že změna délky rezonančního potrubí má pozitivní vliv na rychlostní charakteristiku motoru a dále, že s ohledem na použitelnost dané koncepce v širším spektru provozních otáček jasně dominuje motor čtyřdobý.

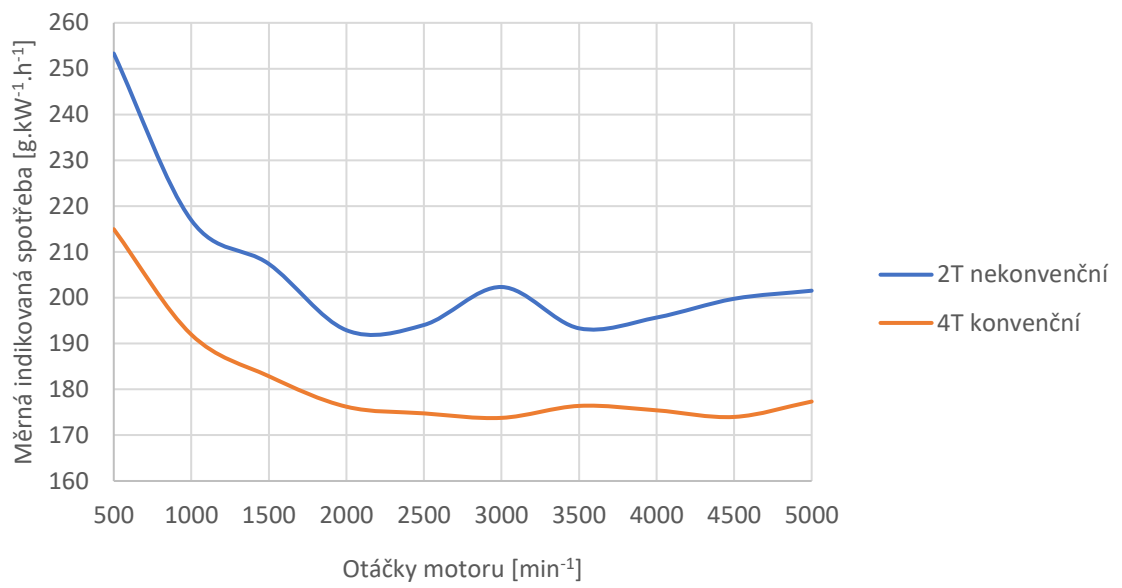
Je tedy zřejmé že s konvenčním dvouválcovým čtyřdobým motorem jsme schopni bez problémů dosáhnout lepších výkonových parametrů než u motoru nekonvenčního dvoudobého. To vše bylo zajištěno pouhou aplikací sání s proměnlivou geometrií. Kdybychom použili například variabilní časování ventilů, tak dojdeme ještě k lepší rychlostní charakteristice. Navíc jsem ani neuvažoval možnost přepínání čtyřdobého motoru. Negativem u motoru čtyřdobého by byla jeho hmotnost, která by byla už kvůli komplikovanějšímu rozvodovému mechanismu vyšší. U rozměrů obou koncepcí je to diskutabilní, neboť vidíme, že rozměry sacího potrubí mají největší délku zhruba 1,7 m při mnohem menším průměru (41.5 mm) než tomu bylo u rezonančního výfuku motoru dvoudobého. Takže i v tomto ohledu zřejmě motor čtyřdobý vítězí.



Graf 73 - Rychlostní charakteristiky motorů

Nyní se ještě zaměřím na zhodnocení spotřeby paliva obou motorů. Vzhledem k absenci informací o mechanických ztrátách budu opět odkázán na měrnou indikovanou spotřebu paliva. Předpokládám idealizovaný případ, kde se u obou motorů uskuteční vstřík paliva až po výměně náplně válec a zároveň bude dosaženo dostatečné homogenizace směsi. V tomto ohledu nadřžuji nekonvenčnímu motoru, protože právě homogenizace zde bude díky kratšímu času kritická. Z grafu 74 jasně plyne, že lepší měrné spotřeby dosahuje opět motor čtyřdobý.

### Měrná indikovaná spotřeba paliva



Graf 74 - Měrná indikovaná spotřeba paliva

## 10 Závěr

Cílem této práce bylo vytvoření detailních modelů motoru s nekonvenčním pístovým dmychadlem. Ty následně posloužily k optimalizaci zvoleného pracovního bodu, ověření předpokladů autora a zhodnocení dané koncepce. Předpoklady se týkaly zejména toho, že kombinací externího pístového dmychadla a deflektorového provedení pístu se zajistí lepšího naplnění válce, které umožní provozovat tento motor při nižších otáčkách s dostatečným výkonem.

Aby byly modely dostatečně přesné a daly nám tak vypovídající představu o vlastnostech tohoto nekonvenčního motoru, bylo nutné provést celou řadu měření a kalibračních výpočtů. Proto bylo provedeno měření vnitřní aerodynamiky motoru, které sloužilo k určení tlakových ztrát na jednotlivých komponentech motoru. Dále bylo třeba zjistit průběh vyplachovací křivky, což je parametr, který popisuje kvalitu výměny náplně válce. K tomu jsem využil 3D CFD simulací. Následně jsem všechny tyto informace využil pro kalibraci 1D modelu motoru.

Na tomto modelu jsem provedl optimalizaci točivého momentu pro zadané otáčky  $2000 \text{ min}^{-1}$ . Ukázalo se, že zde byl poměrně výrazný prostor ke zlepšení, protože jsem dosáhl téměř dvojnásobného zvýšení momentu. Poté jsem udělal citlivostní analýzu točivého momentu na jednotlivé parametry. Jejím výsledkem bylo, že velmi výraznou roli hraje u dvoudobého motoru rezonanční výfuk, kde stačí opravdu malá změna geometrie a moment výrazně klesá. Dalšího výrazného zvýšení se dosáhne změnou geometrie plnicích a výfukových kanálů. Naopak méně citlivý je motor na úhel natočení ramen klikového hřídele (parametr, jehož změna je umožněna nekonvenční koncepcí), který od určité hodnoty ovlivňuje výkon jen velmi málo.

Za zmínku stojí také fakt, že vyplachovací křivka motoru s deflektorovým řešením pístu vyšla lépe než křivka konvenčního vratného vyplachování převzatého z existující geometrie. Jak jsem již ale psal dříve, na základě toho výsledku nelze hodnotit jednotlivé koncepce vyplachování, neboť nebyla provedena dostatečná optimalizace. Minimálně to ale ukazuje, že pro dané řešení rozhodně není výrazným hendikepem této nekonvenční koncepce.

V práci jsem provedl srovnání s konvenčním provedením motoru, které jsem také optimalizoval pro daný provozní režim. Výsledky ukazují, že s nekonvenční koncepcí jsme schopni dosáhnout o zhruba dvacet procent vyššího točivého momentu. Otázkou ale je, zda je tato hodnota natolik lákavá, aby se vyplatilo poměrně výrazně zkomplikovat koncepci dvoudobého motoru.

Poměrně špatně si na tom stojí nekonvenční motor při srovnání s dvouválcovým čtyřdobým atmosférickým motorem. Z výsledků jasně plyne, že stejného výkonu dosáhneme při daných provozních otáčkách dvojicí válců, které mají menší zdvihový objem, než pracovní válec i dmychadlo nekonvenčního motoru. Navíc má čtyřdobý mnohem lepší průběh rychlostní charakteristiky než motor nekonvenční dvoudobý, a to i při neúplném využití jeho potenciálu (variabilní časování ventilů apod.). Z hlediska měrné spotřeby paliva



je na tom čtyřdobý motor také lépe. Co se týče likvidace emisí, tak i v tomto ohledu motor čtyřdobý nabízí více možností (trojcestný katalyzátor). Hmotnost bude mít pravděpodobně menší motor dvoudobý, ale z hlediska rozměrů, při započítání příslušenství (výfuk), bude tento motor opět strádat.

Obecně lze říci, že předpoklady Ing. Králíka byly vesměs potvrzeny. Nekonvenční motor v daném provozním režimu dosahuje vyššího výkonu než konvenční dvoudobé provedení a kvalita výměny náplně válce vychází také poměrně dobře. Já osobně ale pochybuji o tom, zda má aktuální verze motoru reálné uplatnění. S motorem bude pravděpodobně možné dosáhnout měrného výkonu, který bude vyšší než u konvenčních dvoudobých i čtyřdobých motorů. Toho by šlo s výhodou využít například u závodních aplikací. Problém je ale v tom, že externí dmychadlo a konstrukční komplikace s ním spojené zajistí značný nárůst rozměrů a s ním spojený nárůst hmotnosti. Nehledě na to, že je aktuální verze motoru navrhována pro nízké otáčky, což má za následek značný nárůst rozměrů výfuku. Aktuálně se jeho délka pohybuje kolem čtyř metrů, což motor dělá nepoužitelný například pro motocykly. Možností by bylo zvýšení otáček, ale při nich by se již pravděpodobně začaly více projevovat nevýhody složitější koncepce a vliv mechanických ztrát by tak rostl. Tento předpoklad by bylo třeba ověřit podrobnějším měřením mechanických ztrát.

Pokud budeme uvažovat o jiných aplikacích motoru, narazíme na zásadní problém s efektivní účinností a emisemi motoru. Aktuálně je motor provozován s vnějším tvořením směsi, což vede k opravdu špatné účinnosti, neboť značná část paliva uniká při výměně náplně válce do výfukového potrubí. S tímto motorem bychom také nemohli splnit evropské emisní limity. Pokud bychom tedy uvažovali nad přímým vstřikem paliva do válce, mohli bychom pravděpodobně dojít k výraznému zlepšení obou zmíněných nedostatků. Problém ale je, že tvorba směsi přímým vstřikem u dvoudobých motorů dnes není běžná a její realizace by tak sebou nesla celou řadu komplikací. Připustíme-li, že se tento problém dá zvládnout, objevuje se další problém opět spojený s emisemi. Jednak bychom se díky přímému vstřiku museli vypořádat s pevnými částicemi a nemalou komplikací by také byly oxidy dusíku. Vlivem proměnlivého úniku vzduchu do výfuku během výměny náplně válce by nebylo možné udržet součinitel přebytku vzduchu na hodnotě jedna, což by znemožňovalo efektivní využití třicestného katalyzátoru. Museli bychom se tedy uchýlit k podobným řešením, která se používají například u vznětových motorů – SCR (selektivní katalytická redukce) a filtr pevných částic. Další možnou variantou by bylo využití tzv. zapalovací komůrky, která by teoreticky mohla udržet oxidy dusíku pod žádanou mezí i bez použití SCR. Zde je ale situace ještě komplikovanější než u řešení přímého vstřikování, neboť by musela být vyvinuta speciální varianta přímo pro tento motor.

Závěrem lze tedy říci, že motor nabízí velmi slušný měrný výkon, který je ale vykoupěn značnými konstrukčními komplikacemi. Je otázkou, zda má trh pro tento motor aktuálně uplatnění. Obávám se, že při dané koncepci je jeho využití značně omezené. Nyní jsou díky této práci připravené detailní výpočtové modely, které umožní ověřit případné návrhy na vylepšení této zajímavé koncepce.

## Zdroje

- [1] DKW Supercharged Two-Strokes. In: ODD BIKE [online]. [cit. 2020-10-31]. Dostupné z: <https://www.odd-bike.com/2014/02/dkw-supercharged-two-strokes-force-fed.html>
- [2] RUDOLF, Jan. OPTIMALIZACE DVOUDOBÉHO MOTOCYKLOVÉHO MOTORU. Praha, 2017. Bakalářská práce. ČVUT, Strojní fakulta, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel. Vedoucí práce Ing. Pavel Brynych
- [3] MACEK, Jan. Spalovací motory. 2. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-80-01-05015-6.
- [4] ŠESTÁK, Jiří a František RIEGER. Přenos hybnosti, tepla a hmoty. Dot. 1. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 1996. ISBN 80-01-00957-2.
- [5] VÍTEK, Oldřich. Teorie spalovacích motorů [přednáška]. In: ÚLOŽIŠTĚ FSH ČVUT [online]. Praha: ČVUT v Praze, 30. listopadu 2020. [vid. 25. 10. 2018]. Podklady dostupné z: [https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211170\\_TSM/](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211170_TSM/)
- [6] Gamma Technologies. GT-SUITE Flow Theory Manual [počítačový program]. In: Westmont, 2018, [cit. 2020-11-01].
- [7] REED VALVE BLOCK ASSEMBLY HONDA CR500R. In: JDK Motorcycle Wreckers [online]. [cit. 2020-11-01]. Dostupné z: <https://www.jdk.com.au/reed-valve-honda-cr250r-cr250-cr-250-1999-2421.html>
- [8] Snímače tlaku a tlakové diference s komunikací HART. JSP Industrial Controls [online]. [cit. 2020-11-01]. Dostupné z: [https://www.jsp.cz/cz/sortiment/seznam\\_dle\\_kategorii/snimace\\_tlaku\\_a\\_tlakove\\_diference/snimace\\_tlaku\\_a\\_tlakove\\_diference/snimace-tlaku-tlakove-diference-rosemount-3051c.html](https://www.jsp.cz/cz/sortiment/seznam_dle_kategorii/snimace_tlaku_a_tlakove_diference/snimace_tlaku_a_tlakove_diference/snimace-tlaku-tlakove-diference-rosemount-3051c.html)
- [9] SALINGER, Pavel. Optimalizace vyplachování dvoudobého motocyklového motoru [online]. Praha, 2014 [cit. 2020-11-01]. Diplomová práce. ČVUT. Vedoucí práce Jan Macek.
- [10] AVL LIST GmbH. FIRE FIRE\_900\_Intake\_Manifold [počítačový program]. In: Hans-List-Platz 1, A-8020 Graz, Austria, 2017, [cit. 2020-11-01].
- [11] AVL LIST GmbH. FIRE\_912\_Two-stroke\_Engine [počítačový program]. In: Hans-List-Platz 1, A-8020 Graz, Austria, 2017, [cit. 2020-11-01].
- [12] ČSN EN ISO 5167. Měření průtoku tekutin pomocí ČSN snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2003, Třídící znak 25 7710.
- [13] Gamma Technologies. Engine Performance Application Manual [počítačový program]. In: Westmont, 2018, [cit. 2020-11-01].
- [14] AVL LIST GmbH. Combustion Module [počítačový program]. In: Hans-List-Platz 1, A-8020 Graz, Austria, 2017, [cit. 2020-11-01].
- [15] AVL LIST GmbH. Formulas in FIRE [počítačový program]. In: Hans-List-Platz 1, A-8020 Graz, Austria, 2017, [cit. 2020-11-01].

- [16] HEYWOOD, John. Internal Combustion Engine Fundamentals. New York: McGraw-Hill, 1988. ISBN 9780070286375.
- [17] Blair, Gordon P. The basic design of two-stroke engines. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1990. ISBN 1-56091-008-9.
- [18] CHUCHMA, Ondřej. NÁVRH A OPTIMALIZACE SACÍHO A VÝFUKOVÉHO POTRUBÍ ZÁŽEHOVÉHO MOTORU. Brno, 2010. Diplomová práce. VUT, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství

## Seznam obrázků, grafů, tabulek a rovnic

Obrázek 1 - Závodní motor DKW [1].....	11
Obrázek 2 - Prototyp menšího motoru.....	14
Obrázek 3 - Prototyp většího motoru.....	14
Obrázek 4 - Zvolená kontrolní oblast [4] .....	16
Obrázek 5 - Clonková trať .....	19
Obrázek 6 - Profukování sacího potrubí .....	20
Obrázek 7 - Tisk připojovacích přírub .....	20
Obrázek 8 - Plastová příruba sání .....	21
Obrázek 9 - Vstup do uklidňovací komory .....	21
Obrázek 10 - Model určený pro vyhodnocení průtokového součinitele v sání.....	22
Obrázek 11 - Jazyčkový ventil Honda CR 500 [7] .....	24
Obrázek 12 - Příruba pro připojení .....	24
Obrázek 13 - Fotografie z experimentu .....	24
Obrázek 14 - Referenční plocha [7] .....	24
Obrázek 15 - Model určený pro vyhodnocení průtokového součinitele ventilu.....	25
Obrázek 16 - Zaslepení plnicích kanálů.....	27
Obrázek 17 - Rám.....	27
Obrázek 18 - Uchycení motoru .....	27
Obrázek 19 - Příruba pro komoru .....	28
Obrázek 20 - Příruba pro výfukový kanál.....	28
Obrázek 21 - Mechanismus pro určení polohy HÚ.....	29
Obrázek 22 - Výfukový kanál .....	29
Obrázek 23 - Náhradní model v GT Poweru .....	29
Obrázek 24 - Model experimentu profukování výfukového kanálu.....	30
Obrázek 25 - Experimentální profukování celého motoru .....	31
Obrázek 26 - Model experimentu profukování celého motoru .....	32
Obrázek 27 - Negativ plnicích kanálu a prostoru za jazyčkovým ventilem.....	32
Obrázek 28 - Negativ pracovního válce .....	32
Obrázek 29 - Vyznačení nejužšího průměru .....	33
Obrázek 30 - Profukování výfuku v laboratoři na Julisce.....	38
Obrázek 32 - Uchycení výfuku .....	38
Obrázek 31 - Tištěná příruba .....	38
Obrázek 33 - Model výfuku pro určení tlakových ztrát .....	39
Obrázek 34 - Výpočtová síť pro jeden z měřených úhlů natočení.....	42
Obrázek 35 - Model celého profukovaného motoru bez jazyčkového ventilu .....	44
Obrázek 36 - Geometrická korekce hrany na vstupu do dmychadla.....	45
Obrázek 37 - Geometrická korekce výfukového kanálu .....	46
Obrázek 38 - 1D model motoru .....	50
Obrázek 39 - Náhrada negativu za jazyčkovým ventilem .....	50
Obrázek 40 - Vliv kvality nastavení exportu STL .....	53
Obrázek 41 - Výsledná výpočtová síť .....	53

Obrázek 42 - Výsledky 3D CFD simulací zobrazující hmotnostní zlomek CH <sub>4</sub> .....	56
Obrázek 43 - Ukázka bat souboru pro spuštění skriptu .....	57
Obrázek 44 - Skript použitý pro vyhodnocení hmotnostní kyslíku výfukovou plochou .....	58
Obrázek 45 - Skript pro vyhodnocení hmotnostního toku kyslíku během výpočtu .....	58
Obrázek 46 - Teploty dílů motoru definované přesnějším modelem EngCylTWalSoln .....	67
Obrázek 47 - Tepelné toky jednotlivými díly .....	67
Obrázek 48 - Model falešného ventilu.....	67
Obrázek 49 - Oblasti pro definici okrajových podmínek výfuk.....	69
Obrázek 50 - Kalibrační 1D model .....	73
Obrázek 51 - Machovo číslo ve výfukovém potrubí .....	77
Obrázek 52 - Hmotnostní zlomek paliva ve válci .....	77
Obrázek 53 - Machovo číslo ve válci .....	78
Obrázek 54 - Teplota ve válci .....	78
Obrázek 55 - Klidový tlak ve válci.....	78
Obrázek 56 - Kanály motoru Jawa 593 [9] .....	80
Obrázek 57 - Nově vytvořený model s vratným vyplachováním .....	80
Obrázek 58 - Model prototypu .....	80
Obrázek 59 - Hmotnostní zlomek CH <sub>4</sub> při 135° (vpravo je vratné vyplachování).....	83
Obrázek 60 - Hmotnostní zlomek CH <sub>4</sub> při 140° (vpravo je vratné vyplachování).....	83
Obrázek 61 - Hmotnostní zlomek CH <sub>4</sub> při 155° (vpravo je vratné vyplachování).....	83
Obrázek 62 - Geometrie výfukového potrubí [17] .....	84
Obrázek 63 - Model výfukového potrubí.....	86
Obrázek 64 - Model všech variant rezonančních výfuků.....	89
Obrázek 65 - 1D model konvenčního motoru .....	94
Obrázek 66 - Model čtyřdobého motoru.....	100
Obrázek 67 - Variabilní délka sacího potrubí [18] .....	101
Graf 1 - Vnější rychlostní charakteristika.....	12
Graf 2 - Závislost momentu protáčeného motoru na otáčkách .....	13
Graf 3 - Experimentální data z měření sání .....	21
Graf 4 - Vyhodnocení profukování sání .....	23
Graf 5 - Zhodnocení závislosti průtokového součinitele na hmotnostní toku .....	23
Graf 6 - Naměřená závislost tlakového spádu na hmotnostní toku .....	25
Graf 7 - Výsledná závislost průtokového čísla zadaná do modelu jazýčkového ventilu.....	26
Graf 8 - Změřená závislost na výfukovém kanálu .....	28
Graf 9 - Výsledná závislost $\mu$ zadaná do modelu výfukového kanálu.....	30
Graf 10 - Naměřená data při profukování celého motoru s ventilem a bez něj .....	31
Graf 11 - Výsledný průběh $\mu$ plnicích kanálů .....	33
Graf 12 - Porovnání skutečné a geometrické plochy kanálů .....	33
Graf 13 - Porovnání průběhů tlaků ve válci – motor bez ventilu.....	34
Graf 14 - Porovnání průběhů tlaků v komoře – motor bez ventilu .....	34
Graf 15 - Porovnání průběhů tlaků ve válci – motor s ventilem.....	35
Graf 16 - Porovnání průběhů tlaků v komoře – motor s ventilem .....	35

Graf 17 - Výpočet kalibrované závislosti průtokového čísla u jazýčkového ventilu .....	36
Graf 18 - Porovnání průběhů tlaků ve válci – motor s ventilem po korekci .....	36
Graf 19 - Porovnání průběhů tlaků ve válci – motor s ventilem po korekci .....	37
Graf 20 - Průběh PLC z optimalizace .....	39
Graf 21 - Kalibrace modelu výfuku .....	40
Graf 22 - Průběhy hmotnostních toků pro jednotlivá natočení klikového hřídele.....	42
Graf 23 - Porovnání výsledků CFD simulací s experimentálními daty u výf. kanálu.....	43
Graf 24 - Porovnání výsledků CFD simulací s experimentálními daty u celého motoru .....	45
Graf 25 - Použitá Vibeho křivka v 1D modelu .....	48
Graf 26 - Vyplachovací křivka.....	49
Graf 27 - Okrajová podmínka zadaná do 3D CFD simulace .....	51
Grafy 28 - Vliv počtu cyklů průběh tlaku ve výfukovém kanálu .....	54
Graf 29 - Hmotnostní tok O <sub>2</sub> výfukovým kanálem .....	59
Graf 30 - Data potřebná pro určení CRR.....	59
Graf 31 - Normalizovaný hmotnostní zlomek zbytkových plynů.....	60
Graf 32 - Porovnání způsobů výpočtu hmoty spalín ve válci.....	60
Graf 33 - Data potřebná pro určení ERR .....	61
Graf 34 - Vyplachovací křivky tří cyklů .....	61
Graf 35 - Porovnání různých variant vyplachování.....	62
Graf 36 - Geometrické porovnání obou modelů .....	63
Graf 37 - Porovnání modelů z hlediska zachycené hmoty ve válci.....	64
Graf 38 - Porovnání modelů z hlediska spáleného paliva.....	64
Graf 39 - Porovnání tlaků ve válci .....	65
Graf 40 - Porovnání tlaků v dmychadle .....	65
Graf 41 - Ladění hoření .....	66
Graf 42 - Vliv tlaku na průtokový součinitel [13] .....	68
Graf 43 - Přepočítaná korekce pro výfukový kanál motoru .....	68
Graf 44 - Vliv korekce průtokového součinitele na tlak na efektivní průtočnou plochu.....	69
Graf 45 - Okrajová podmínka teploty stěny výfukového potrubí.....	70
Graf 46 - Závislost hmoty ve válci na úhlu natočení klikového hřídele .....	70
Graf 47 - Vyplachovací křivky druhá fáze.....	71
Graf 48 - Citlivost na počet cyklů – extrapolace .....	72
Graf 49 – Výsledky druhá fáze – hmota v pracovním válci.....	74
Graf 50 - Výsledky druhá fáze – tlak v pracovním válci .....	74
Graf 51 - Výsledky druhá fáze – Teplota v pracovním válci.....	74
Graf 52 - Výsledky druhá fáze – hmotnost spáleného paliva .....	75
Graf 53 - Výsledky druhá fáze – vyplachovací křivky .....	75
Graf 54 – Výsledky druhá fáze – hmota v dmychadle .....	76
Graf 55 - Výsledky druhá fáze – tlak v dmychadle.....	76
Graf 56 - Výsledky druhá fáze – teplota v dmychadle .....	76
Graf 57 - Porovnání hmoty ve válci obou typů vyplachování.....	81
Graf 58 - Porovnání tlaků ve válci obou typů vyplachování .....	82
Graf 59 - Porovnání hmotností spáleného paliva obou typů vyplachování .....	82
Graf 60 - Porovnání vyplachovacích křivek obou typů vyplachování .....	82

Graf 61 - Průběh optimalizace geometrie motoru .....	87
Graf 62 - Průběh optimalizace geometrie výfuku .....	88
Graf 63 - Porovnání výsledků optimalizace – tlak .....	90
Graf 64 - Porovnání výsledků optimalizace – hmota .....	90
Graf 65 - Porovnání výsledků optimalizace – tlak výfuk .....	91
Graf 66 - Porovnání výsledků optimalizace – tlak dmychadlo .....	91
Graf 67 - Výsledky citlivostní analýzy – zachycená hmota .....	93
Graf 68 - Průběh optimalizace geometrie výfuku konvenčního motoru .....	95
Graf 69 - Porovnání modelů z hlediska zachycené hmoty ve válci .....	96
Graf 70 - p-V diagramy obou dmychadel .....	97
Graf 71 - p-V diagramy dmychadel s různým kompresním poměrem .....	98
Graf 72 - Vliv kompresního poměru dmychadla na naplnění válce .....	99
Graf 73 - Rychlostní charakteristiky motorů .....	102
Graf 74 - Měrná indikovaná spotřeba paliva .....	103
Tabulka 1 - Základní technické údaje vyrobených prototypů .....	12
Tabulka 2 - Porovnání výsledků citlivostní analýzy a geometrických korekcí .....	46
Tabulka 3 - Ladící parametry hoření .....	65
Tabulka 4 - Konstanty pro model výfuku .....	85
Tabulka 5 - Výsledky optimalizace .....	88
Tabulka 6 - Optimalizace konstant výfukového potrubí .....	89
Tabulka 7 - Výsledky optimalizace – nový prototyp .....	92
Tabulka 8 - Porovnání jednotlivých variant optimalizace .....	93
Tabulka 9 - Výsledky optimalizace konvenčního motoru .....	95
Tabulka 10 - Porovnání $\Delta\eta_{VN}$ .....	97
Tabulka 11 - Výsledky optimalizace čtyřdobého motoru .....	100
Tabulka 12 - Rozměry variant sacího potrubí .....	101
Rovnice (1.1) .....	13
Rovnice (1.2) .....	13
Rovnice (1.3) .....	13
Rovnice (1.2) .....	13
Rovnice (2.1.1) .....	16
Rovnice (2.1.2) .....	16
Rovnice (2.1.3) .....	16
Rovnice (2.1.4) .....	18
Rovnice (2.1.5) .....	18
Rovnice (2.1.6) .....	18
Rovnice (2.1.7) .....	18
Rovnice (3.1.1) .....	22
Rovnice (3.1.2) .....	22
Rovnice (3.1.3) .....	22
Rovnice (3.5.1) .....	39
Rovnice (8.1) .....	84

Rovnice (8.2) .....	84
Rovnice (8.3) .....	84
Rovnice (8.4) .....	84
Rovnice (8.5) .....	84
Rovnice (8.6) .....	84
Rovnice (8.7) .....	84
Rovnice (8.9) .....	84
Rovnice (8.10) .....	85
Rovnice (8.11) .....	85
Rovnice (8.12) .....	85
Rovnice (8.13) .....	85
Rovnice (8.14) .....	85
Rovnice (9.1.1) .....	96
Rovnice (9.2.1) .....	96
Rovnice (9.3.1) .....	96

## Seznam příloh

Příloha 1: Snímače data

Příloha 2: Naměřená data – sání.txt

Příloha 3: saci\_potrubi.gtm

Příloha 4: Vyhodnocení sání.xlsx

Příloha 5: Naměřená data – jazýčkový ventil 1.txt

Příloha 6: Naměřená data – jazýčkový ventil 2.txt

Příloha 7: jaz\_ventil.gtm

Příloha 8: Vyhodnocení jazýčkový ventil.xlsx

Příloha 9: Naměřená data – výfukový kanál.txt

Příloha 10: vyfukovy\_kanal.gtm

Příloha 11: Vyhodnocení výfukový kanál.xlsx

Příloha 12: Naměřená data – motor bez ventilu 1.txt

Příloha 13: Naměřená data – motor bez ventilu 2.txt

Příloha 14: pln\_kan\_bez.gtm

Příloha 15: Vyhodnocení motor bez ventilu.xlsx

Příloha 16: Naměřená data – motor s ventilem.txt

Příloha 17: pln\_kan\_s\_ventilem.gtm



Příloha 18: Vyhodnocení motor s ventilem.xlsx  
Příloha 19: Vyhodnocení CFD – výfukový kanál.xlsx  
Příloha 20: Vyhodnocení CFD – kompletní motor.xlsx  
Příloha 21: Vyhodnocení CFD – kompletní motor zpřesněný.xlsx  
Příloha 22: kralik\_500ccm\_v1.gtm  
Příloha 23: Vyhodnocení – tlaky výfukové potrubí.xlsx  
Příloha 24: Vyhodnocení porovnání modelů.xlsx  
Příloha 25: Vyhodnocení vyplachovací křivka.xlsx  
Příloha 26: kralik\_500cc\_v2.gtm  
Příloha 27: kralik\_500cc\_kalibrace.gtm  
Příloha 28: Vyhodnocení – korekce na tlak.xlsx  
Příloha 29: Okrajové a počáteční podmínky Fire.xlsx  
Příloha 30: Výsledky 3D druhá fáze v1.xlsx  
Příloha 31: Výsledky 3D druhá fáze v2.xlsx  
Příloha 32: Kanály Jawa 593.STEP  
Příloha 33: kralik\_500cc\_loop.gtm  
Příloha 34: Okrajové a počáteční podmínky Fire vratné.xlsx  
Příloha 35: Výsledky 3D vratné vyplachování.xlsx  
Příloha 36: opt\_kralik\_500cc\_kompletni.gtm  
Příloha 37: Porovnání optimalizace kompletní.xlsx  
Příloha 38: opt\_kralik\_500cc\_k1\_ka.gtm  
Příloha 39: opt\_kralik\_500cc\_novy\_prototyp.gtm  
Příloha 40: opt\_kralik\_500cc\_alfa\_50.gtm  
Příloha 41: opt\_kralik\_500cc\_torgue\_dmychadlo.gtm  
Příloha 42: opt\_kralik\_500cc\_dmychadlo.gtm  
Příloha 43: opt\_kralik\_500cc\_komplet\_bez\_dmychadla.gtm  
Příloha 44: opt\_kralik\_500cc\_vyfuk.gtm  
Příloha 45: opt\_kralik\_500cc\_vyfuk+alfa50.gtm  
Příloha 46: opt\_kralik\_500cc\_vyfuk\_alfa50\_natoceni.gtm

Příloha 47: opt\_kralik\_500cc\_vyfuk\_kanaly.gtm  
Příloha 48: opt\_kralik\_500cc\_vyfuk\_kanaly\_alfa50.gtm  
Příloha 49: Vyhodnocení citlivost.xlsx  
Příloha 50: opt\_kralik\_500cc\_konvencni.gtm  
Příloha 51: opt\_kralik\_500cc\_vyfuk\_komplet.gtm  
Příloha 52: Vyhodnocení optimalizace konvenčního motoru.xlsx  
Příloha 53: opt\_kralik\_500cc\_citlivost\_kompresni\_pomer.gtm  
Příloha 54: opt\_kralik\_500cc\_citlivost\_natoceni.gtm  
Příloha 55: opt\_kralik\_500cc\_citlivost\_vyplachovani.gtm  
Příloha 56: Vyhodnocení citlivosti kompresního poměru.xlsx  
Příloha 57: dvouvalec\_4T.gtm  
Příloha 58: dvouvalec\_4T\_bez\_prom\_sani.gtm  
Příloha 59: opt\_kralik\_500cc\_vnejsi\_char.gtm  
Příloha 60: Vyhodnocení čtyřdobý motor.xlsx