

**ČESKÉ VYSOKÉ  
UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE**

**FAKULTA  
STROJNÍ**



**DIPLOMOVÁ  
PRÁCE**

**2020**

**ONDŘEJ  
PAVLÍČEK**

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Pavlíček** Jméno: **Ondřej** Osobní číslo: **459597**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Úplná charakteristika přeplňovaného plynového motoru s vyplachovanou předkomůrkou**

Název diplomové práce anglicky:

Pokyny pro vypracování:

V programu GT-Power vytvořte simulační model motoru Zetor a proveďte jeho kalibraci na základě naměřených dat. Pomocí simulačního modelu určete výsledné parametry přeplňovaného plynového motoru s vyplachovanou předkomůrkou. Proveďte optimalizaci nastavení motoru pro dosažení maximálních výkonových parametrů při dodržení maximálně přípustných hodnot z hlediska mechanického a tepelného namáhání motoru (maximální spalovací tlak, otáčky turbodmychadla atp.).

Posuďte výhody vyplachované předkomůrky a spalování chudé směsi oproti konvenčnímu stechiometrickému spalování. Pro posouzení proveďte mimo jiné výpočet 13-ti bodového emisního cyklu (WHSC) pro jednotlivé koncepty. Navrhněte vhodnou strategii přiřazení složení směsi provozním režimům motoru, kombinující využití stechiometrické a chudé koncepce, pro zlepšení spotřeby paliva a při současném dodržení dovolených emisních limitů. Pro zlepšení celkových parametrů motoru zvažte možnost změny turbodmychadla.

Vypočítejte úplnou charakteristiku motoru pro finální konfiguraci motoru a navržené strategie řízení. V programu GT-Power následně proveďte výpočet nestacionárního emisního cyklu motoru WHTC pomocí simulačního modelu, který je založen na tzv. mapových podkladech.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Zbyněk Syrovátka, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**


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


Datum zadání diplomové práce: **27.04.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **15.07.2020**

Platnost zadání diplomové práce:


  
Ing. Zbyněk Syrovátka  
podpis vedoucí(ho) práce


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

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

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

  
Datum převzetí zadání


  
Podpis studenta

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou prací s názvem Úplná charakteristika přeplňovaného plynového motoru s vyplachovanou předkomůrkou vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne: 15.7.2020 .....

Podpis:  .....

## **Anotační list**

<b>Jméno autora:</b>	Bc. Ondřej Pavlíček
<b>Název DP:</b>	Úplná charakteristika přeplňovaného plynového motoru s vyplachovanou předkomůrkou
<b>Anglický název:</b>	Engine characteristics of turbocharged natural gas engine with a scavenged prechamber
<b>Akademický rok:</b>	2019/2020
<b>Ústav/Obor:</b>	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel / Dopravní, letadlová a transportní technika
<b>Vedoucí DP:</b>	Ing. Zbyněk Syrovátka
<b>Konzultant:</b>	-
<b>Bibliografické údaje:</b>	Počet stran: 65 Počet obrázků: 11 Počet tabulek: 8 Počet příloh: 1
<b>Klíčová slova:</b>	Vyplachovaná komůrka, simulace motoru, emise, chudá směs, CNG
<b>Keywords:</b>	Scavenged prechamber, engine simulation, emissions, lean mixture, CNG
<b>Anotace:</b>	Diplomová práce se zabývá potenciálem provozu plynového motoru vybaveného zapalováním s vyplachovanou komůrkou s využitím režimu spalování velmi chudé směsi paliva. V práci jsem se soustředil na tvorbu modelu výchozího vznětového motoru, jeho následnou konverzi na plynový pohon a dále návrh strategie použití chudé koncepce pro splnění emisní legislativy pro užitková vozidla. Nakonec jsem zhodnotil výhody komůrkového zapalování a potenciál jeho aplikace.

**Abstract:**

This diploma thesis deals with potential of operation of a gas engine equipped with scavenged prechamber using a combustion mode with extremely lean fuel mixture. In this work I focused on creating a model of default diesel engine, its subsequent conversion to gas powered engine, and the design of a strategy of using a lean concept to comply with emissions standards for a heavy-duty vehicles. Finally, I evaluated the advantages of prechamber ignition and the potential of its application.

## Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Zbyňku Syrovátkovi za cenné rady, připomínky a vstřícnost při vedení mé diplomové práce.

# Obsah

1	Úvod .....	11
2	Simulace přeplňovaného plynového motoru s vyplachovanou předkomůrkou.....	12
2.1	Motivace .....	12
2.2	Spalovací motor.....	13
2.2.1	Transformace energií ve spalovacím motoru .....	13
2.2.2	Způsoby zapalování směsi.....	13
2.2.3	Součinitel přebytku vzduchu .....	14
2.2.4	Emise spalovacího motoru .....	14
2.2.5	Zapalování pomocí vyplachované komůrky.....	16
2.2.6	Software GT-Suite.....	19
2.3	Tvorba modelu přeplňovaného vznětového motoru Zetor 1605 .....	20
2.3.1	Výchozí podklady.....	21
2.3.2	Převod 3D geometrie do 1D .....	21
2.3.3	Definování objektu Environment .....	23
2.3.4	Definování objektu Cylinder .....	23
2.3.5	Definování objektu Cranktrain .....	24
2.3.6	Definování objektu Valve.....	24
2.3.7	Definování objektu InjDieselSimple (vstřikovače).....	25
2.3.8	Definování objektu vzduchového filtru.....	25
2.3.9	Definování chladiče stlačeného vzduchu .....	25
2.3.10	Model turbodmychadla.....	26
2.4	Optimalizace a kalibrace modelu .....	26
2.4.1	Nastavení a optimalizace modelu hoření.....	27
2.4.2	Nastavení a kalibrace modelu třecích ztrát.....	28
2.4.3	Regulace plnicího tlaku .....	33
2.4.4	Zjednodušení geometrie potrubí.....	34
2.5	Finální model vznětového motoru Zetor 1605 .....	35

2.6	Konverze modelu motoru na zážehový přeplňovaný plynový motor .....	36
2.6.1	Hlavní změny.....	36
2.6.2	Objekt směšovače plynu.....	36
2.6.3	Škrticí klapka.....	37
2.6.4	Objekt hoření (Combustion object).....	38
2.7	Ladění modelu pro maximální výkonové parametry.....	39
2.7.1	Maximální tlak ve válci .....	39
2.7.2	Klepání .....	39
2.7.3	Ladění plnicího tlaku .....	40
2.7.4	Nastavení předstihu .....	42
2.8	Perspektiva změny turbodmychadla.....	43
2.9	Finální model přeplňovaného zážehového plynového motoru s vyplachovanou komůrkou.....	45
3	Strategie pro splnění emisní legislativy.....	46
3.1	Volba možných provozních strategií.....	46
3.1.1	Katalyzátor a vyhodnocované emise .....	47
3.2	Komůrkový motor v emisním cyklu WHSC.....	49
3.2.1	Emisní cyklus WHSC.....	49
3.2.2	Výpočet WHSC .....	50
3.2.3	Vyhodnocení WHSC .....	50
3.2.4	Výsledky WHSC .....	51
3.3	Komůrkový motor v emisním cyklu WHTC.....	53
3.3.1	Emisní cyklus WHTC.....	53
3.3.2	Výpočet WHTC.....	54
3.3.3	Vyhodnocení WHTC a volba optimální varianty.....	55
3.4	Emisní cykly pro non-road aplikace.....	56
3.4.1	NRTC – výpočet a vyhodnocení .....	58
3.5	Výhody vyplachované komůrky a spalování chudé směsi v porovnání s konvenčním řešením .....	59



4	Závěr.....	60
5	Použitá literatura.....	62
6	Seznam obrázků.....	64
7	Seznam tabulek.....	64
8	Seznam grafů .....	65

## Seznam použitých zkratk a symbolů

HC	nespálené uhlovodíky
CO	oxid uhelnatý
CO <sub>2</sub>	oxid uhličitý
NO	oxid dusnatý
NO <sub>x</sub>	oxidy dusíku
PM	pevné částice
WHTC	World Heavy duty Transient Cycle
WHSC	World Heavy duty Steady-state Cycle
Mk	točivý moment
Torque	točivý moment
BSFC	měrná spotřeba
CA50	úhel padesátiprocentní prohoření směsi
CF	Chen-Flynnův model třecích ztrát
$\lambda$	součinitel přebytku vzduchu (lambda)
CAD	Computer Aided Design
FMEP	ztrátový třecí tlak
BMEP	střední efektivní tlak
IMEP	střední indikovaný tlak
CNG	stlačený zemní plyn (Compressed Natural Gas)
EU6	Emisní legislativa Euro VI

# 1 Úvod

Zlepšující se celosvětová životní úroveň spolu s růstem populace s sebou přináší mnohé změny, stále více lidí, si může dovolit dopravní prostředek poháněný spalovacím motorem, ať už se jedná o motocykl, automobil či motorový člun. Navíc postupně dochází k růstu objemu nákladní dopravy, která také využívá v drtivé většině případů ve svých pohonných ústrojích spalovacích motorů. Z toho vyplývají mnohé problémy, převážně ekologického rázu. Každoročně v důsledku tohoto rozvoje dochází k uvolňování obrovského množství emisí oxidu uhličitého, oxidů dusíku a dalších skleníkových plynů, což vede ke hledání opatření, která by omezila emise produkované v průmyslu, energetice, ale především v oblasti dopravy.

Doprava je již přes sto dvacet let závislá na konvenčních spalovacích motorech, které se v průběhu let vyvíjely, s příchodem možností nových technologií se začala zvyšovat účinnost motorů, tuto snahu posléze doplnila emisní regulace. I přes stále přísnější emisní normy dochází stále v oblasti dopravy k rostoucímu trendu produkce CO<sub>2</sub> a dalších emisí, zejména v rozvojových zemích, kde buď zcela chybí nebo je nedostatečná emisní legislativa. Pokud nemá být spalovací motor v dopravních prostředcích nahrazen elektromotorem, což v globálním hledisku není v blízké budoucnosti možné, je nutné hledat nové cesty k omezení produkce emisí škodlivin a zvýšení účinnosti spalovacího motoru, respektive snížení spotřeby motoru s vnitřním spalováním. V dnešní době proto vyspělé státy směřují ke stále přísnějším emisním regulacím, ze kterých plynou nové výzvy ve vývoji spalovacích motorů. Tyto emisní regulace se v posledních letech začínají týkat veškerých odvětví, která nějakým způsobem využívají spalovacích motorů. Emisní legislativa se s postupem let rozšířila z osobní a nákladní dopravy směrem k užitkovým strojům, stacionárním aplikacím motorů (například kogenerační jednotky) až po zahradní techniku.

Tato diplomová práce se zabývá možnou perspektivou snižování spotřeby paliva při současném splnění předepsaných emisních limitů v oblasti užitkových vozidel a strojů. Konkrétně se jedná o možnost provozu zážehového plynového motoru s použitím chudé směsi ve válci motoru, čeho lze docílit zvýšením zápalné energie zapalovacím systémem s vyplachovanou komůrkou. Tento systém se již v praxi užívá pro velké plynové motory pracující s konstantními otáčkami a má potenciál k rozšíření svého zastoupení i mezi další aplikace, zejména osobní a užitková vozidla.

## **2 Simulace přeplňovaného plynového motoru s vyplachovanou předkomůrkou**

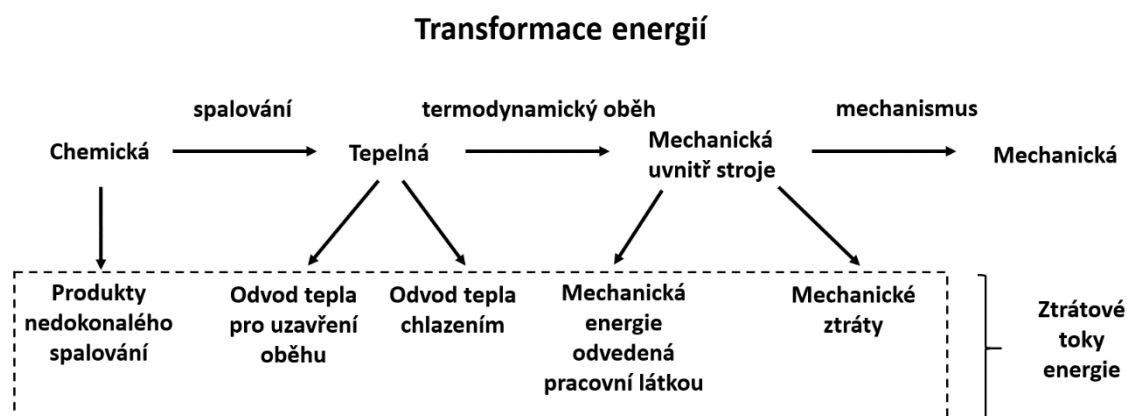
### **2.1 Motivace**

Tato diplomová práce se zabývá simulací zážehového plynového přeplňovaného motoru s vyplachovanou komůrkou v prostředí programu GT-Power, který je součástí softwaru GT-Suite. Tento motor včetně naměřených hodnot motoru získala Fakulta strojní ČVUT od firmy Zetor pro své výzkumné aktivity, zejména pro získání experimentálních dat v oblasti vývoje komůrkového zapalování. Výchozím předmětem této práce je přeplňovaný vznětový motor Zetor 1605 používaný v traktorech Zetor Forterra, na němž momentálně probíhá konverze na přeplňovaný plynový motor se zapalovací svíčkou a následně bude toto konvenční řešení nahrazeno komůrkovým zapalovacím systémem. Cílem této práce je nastínit potenciál přestavby vznětového na plynový komůrkový motor ještě před samotnou realizací a posoudit výhody zapalování pomocí vyplachované komůrky. Jednou z nich by měl být teoretický potenciál snížení spotřeby při splnění emisních limitů díky využití chudé koncepce, jejíž návrh strategie provozu je také jedním z dílčích cílů této diplomové práce. Podobnou konverzí již v minulosti prošel na ČVUT motor Avia 712, který se v současné době už nevyrábí, a proto bylo rozhodnuto, mimo jiné i kvůli omezené dostupnosti náhradních dílů Avia a vzájemné geometrické podobnosti obou agregátů, o konverzi motoru Zetor.

## 2.2 Spalovací motor

### 2.2.1 Transformace energií ve spalovacím motoru

Spalovací motor je stroj, ve kterém dochází k přeměně chemické energie, obsažené v palivu, na energii tepelnou a ta se dále přemění v mechanickou energii. Tyto procesy jsou naznačeny na následujícím schématu:



OBRÁZEK 1- TRANSFORMACE ENERGIÍ VE SPALOVACÍM MOTORU [1]

Z obrázku 1 je patrné, že aby mohlo dojít ke zvýšení celkové účinnosti spalovacího motoru, je nutné snížit jednu či více složek energetických ztrát motoru. Jedná se o ztrátové toky energie způsobené:

- a) Nedokonalým průběhem chemických reakcí při spalování
- b) Nutným odvodem tepla do okolí
- c) Tepelné ztráty úmyslným (chlazení) nebo neúmyslným odvodem tepla do okolí
- d) Mechanickými ztrátami, například třením v klikovém mechanismu [1]

Jednou z cest, kterými je možné zvýšit účinnost spalovacího motoru, může tedy být například zefektivnění přeměny chemické v tepelnou energii a tato strategie úzce souvisí s tématem této diplomové práce, zapalováním pomocí vyplachované komůrky.

### 2.2.2 Způsoby zapalování směsi

S přeměnou chemické energie na tepelnou přímo souvisí způsob, jakým dojde k zapálení směsi ve válci motoru. V běžné praxi jsou používány dva způsoby.

- a) **Zažehnutí**, jedná se o umělé zapálení směsi paliva a vzduchu. Převážně je u benzínových a plynových motorů k tomuto účelu používána zapalovací svíčka, jejíž jiskrou elektrického výboje dojde ke zmíněnému zažehnutí.[2] Alternativou zážehu směsi je také zapalovací komůrka, kterou se budu dále v práci detailněji zabývat.

- b) **Vznícení** vstřikovaného paliva vysokou teplotou po kompresní fázi u motorů, kde dochází k vysokému stlačení náplně válce. Jedná se o vznětové motory spalující převážně naftu či motory dvoupalivové, kde dochází ke vznětu pomocného kapalného paliva.[1]

### 2.2.3 Součinitel přebytku vzduchu

V kontextu této práce je důležité zmínit důležitý parametr, týkající se utvořené směsi ve válci, na který bude dále často odkazováno. Jedná se o součinitel přebytku vzduchu, což je poměr mezi skutečným množstvím vzduchu a teoreticky potřebným množstvím vzduchu pro dokonalé spalování[2], jenž je definován takto:

$$\lambda = \frac{m_L}{L_t \cdot m_p} = \frac{V_L}{L_{tM} \cdot V_p} \quad [1]$$

*$m_L$  je hmotnost vzduchu,  $m_p$  hmotnost paliva a  $L_t$  stechiometrický hmotnostní poměr*

Pro hodnotu  $\lambda=1$ , neboli stechiometrickou směs, je množství paliva a vzduchu vyvážené a dochází k dokonalému spalování paliva.

Při  $\lambda < 1$  se jedná o tzv. bohatou směs, která se vyznačuje nedostatkem vzduchu, při kterém vznikají produkty nedokonalého spalování, ty jsou většinou zdraví škodlivé. Mírně bohaté směsi, například  $\lambda=0,9$ , mají výhodu v nejvyšší rychlosti šíření plamene.

Pro  $\lambda > 1$  se jedná o chudou směs, kdy je ve válci více vzduchu, než je třeba pro dokonalé spalování. Při malém ochuzení je spíše možné téměř dokonalé spalování.

### 2.2.4 Emise spalovacího motoru

Emise palin jsou produkty hoření uhlovodíkového paliva v každém spalovacím motoru, což je chemická reakce uhlovodíkového paliva se vzduchem. Hlavními produkovánými škodlivinami, jejichž produkce je ze zdravotního či ekologického hlediska regulována, jsou CO, HC, NO<sub>x</sub> a PM [1].

CO neboli oxid uhelnatý je toxický bezbarvý plyn, který se váže na krevní barvivo hemoglobin a blokuje přenos kyslíku krví. Vzniká převážně u zážehových motorů vlivem nedokonalého spalování při nedostatku kyslíku a při snížení teploty částečně oxiduje na oxid uhličitý. [3] U vznětových motorů, které pracují s velkými přebytky vzduchu, je obsah CO ve výfukových plynech mnohem nižší než u zážehových motorů. Riziko zvýšené produkce

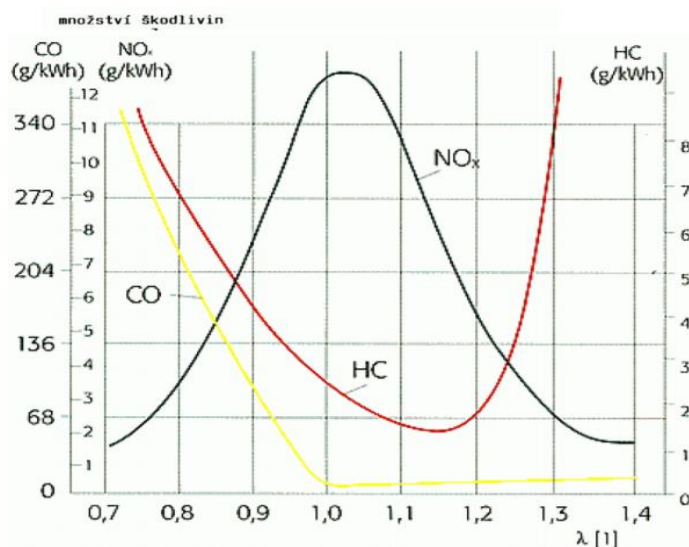
u vznětových motorů nastává v případě, že je motor provozován pod vysokými zatíženími blízko nebo pod hranicí kouřivosti.

HC ( $H_m C_m$ ) jsou nespálené uhlovodíky a vznikají v místech s nízkou rychlostí hoření a teplotou plamene, což může nastat lokálně například ve štěrbinách a v blízkosti stěn válce[3], nebo při spalování příliš chudé či bohaté směsi. U vznětových motorů dochází k nárůstu produkce HC s rostoucím přebytkem vzduchu.

NO<sub>x</sub> neboli emise oxidů dusíku zastřešují celou skupinu škodlivin, z nichž nejvýraznější složkou je oxidu dusnatý (NO). K jeho vzniku dochází při velmi vysokých teplotách a při dostatečném množství kyslíku, tudíž nejvyšší produkce emisí NO<sub>x</sub>, jak je patrné na grafu Graf 1, nastává při mírně chudé směsi mezi  $\lambda=1$  a 1,1. S dalším ochuzování směsi naopak emise oxidů dusíku prudce klesají. U zážehových motorů provozovaných s homogenní směsí, kde převažuje kinetická fáze hoření dochází ke zvýšení produkce NO<sub>x</sub>. [3]

PM jsou emise částic tvořené pevnými částicemi (popel, saze) a kapalnými částicemi (uhlovodíky a sulfáty). Saze vznikají z neodpařených kapek paliva v oblasti s vysokou teplotou a při extrémně nízkých lokálních přebytecích vzduchu. [4]

Převážně z důvodu tvorby oxidů dusíku a emisí dalších plynů se v praxi používá buď



GRAF 1 - EMISE ZÁŽEHOVÉHO MOTORU PŘED KATALYZÁTOREM V ZÁVISLOSTI NA PŘEBYTKU VZDUCHU PŘI KONVENČNÍM ZAPALOVÁNÍ SVÍČKOU [4]

stechiometrické (s využitím třicestného katalyzátoru) nebo chudé směsi (přibližně  $\lambda=1,4$ -1,8). Obecně však platí, že příliš bohaté či chudé směsi hoří pomalu, nebo jsou nezažehnutelné. Mez zápalnosti je možné posunout spalováním paliva o vyšší výhřevnosti či zvýšením energie zdroje zážehu (například zapalovací komůrkou).

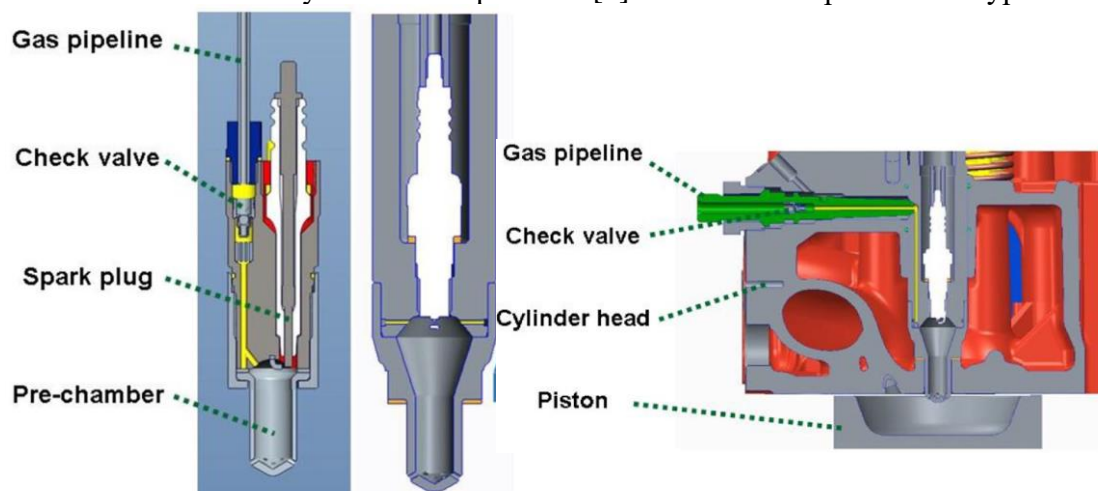
## 2.2.5 Zapalování pomocí vyplachované komůrky

### 2.2.5.1 Potenciál provozu motoru s chudou koncepcí

Provoz zážehového motoru s velmi chudou směsí má několik výhod, vede ke spalování při nižších teplotách, čímž dochází ke snížení množství emisí  $\text{NO}_x$  ve spalinách. Tato strategie je používána pro stacionární plynové motory, které spalují stlačený zemní plyn (CNG).[5] Ten má proti konvenčním kapalným palivům výhodu v nízkém obsahu uhlíku a vysoké odolnosti vůči klepání.[6] Nevýhodou zážehových motorů vůči vznětovým je omezení jejich účinnosti při částečném zatížení motoru, kdy je výkon regulován ztrátovým škrcením (kvantitativně). Použití chudé koncepce umožňuje smíšenou regulaci, kde je ztrátové škrcení možné částečně vykompenzovat ochuzením spalované směsi.[6] Konvenční způsob zapalování pomocí zapalovací svíčky umožňuje zážeh směsi paliva pouze do určité míry ochuzení a naráží na mez zápalnosti při součiniteli přebytku vzduchu asi 1,4-1,5.[3] Oblast zápalnosti chudé směsi lze výrazně rozšířit právě použitím vyplachované zapalovací komůrky místo konvenční zapalovací svíčky. Proto se uvažuje o provozu rozšíření motorů pracujících s chudou směsí ze stacionárních i mezi motoru užívané ve vozidlech.[8]

### 2.2.5.2 Umístění a konstrukce zapalovací komůrky

Obecně se počítá s umístěním zapalovací komůrky do prostoru hlavy motoru do prostoru svíčky (při konverzi vznětových motorů místo vstřikovače), což vyžaduje kompaktní řešení její konstrukce, na obrázku Obrázek 2 vpravo je patrné umístění komůrky v hlavě motoru. Zapalovací systém s vyplachovanou komůrkou je tvořen samotnou komůrkou (pre-chamber), přívodem paliva (CNG) se zpětným ventilem (check valve) a svíčkou (spark plug) v horní části komůrky. Zapalovací komůrka je s hlavním spalovacím prostorem spojena jedním nebo více otvory o malém průměru.[6] Konstrukční provedení vyplachované



OBRÁZEK 2 - KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ A UMÍSTĚNÍ VYPLACHOVANÉ KOMŮRKY V HLAVĚ MOTORU [7]



komůrky vyvíjené na ČVUT je zobrazeno na obrázku Obrázek 2 na levé straně a uprostřed, kde jsou patrné dva různé přístupy konstrukce vyplachované komůrky, zobrazené komůrky se mimo jiné liší svým objemem a umístěním zpětného ventilu.

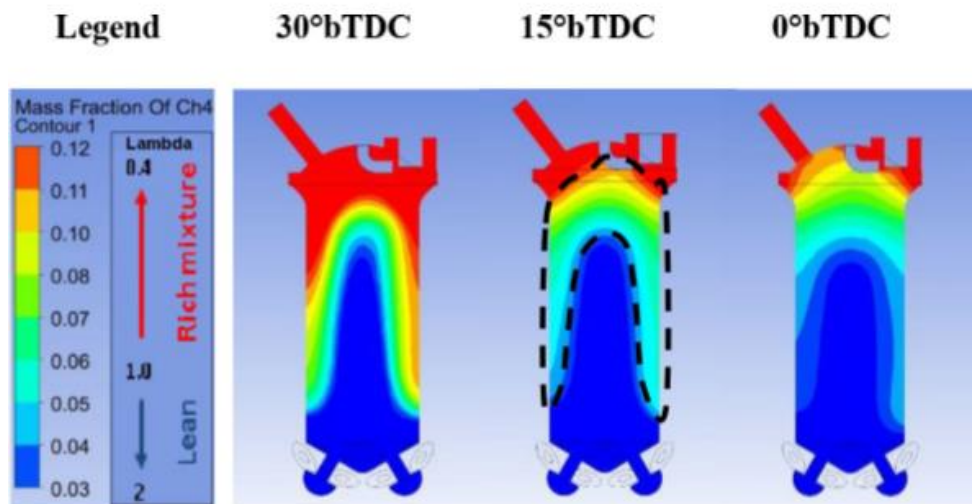
### **2.2.5.3 Přívod paliva a vyplachování komůrky**

V případě vyplachované zapalovací komůrky, která bude instalována v plynovém motoru Zetor a je vyvíjena na ČVUT jsou přítomny dva přívody paliva (CNG). První je konvenční způsob přívodu paliva do směšovače umístěném v sacím traktu, kde se tvoří směs paliva a vzduchu a skrze sací ventily vstupuje homogenizovaná směs do spalovacího prostoru válce. Další přívod paliva ústí do zapalovací komůrky, kam je množství paliva dávkováno zpětným ventilem, aby nedocházelo ke zpětnému toku paliva či spalin do palivové soustavy.[6] Zpětný ventil se otevírá při snížení tlaku v komůrce, ke kterému dochází již na konci expanzního zdvihu. Plyn proudící do komůrky vyplachuje spaliny z komůrky do prostoru válce motoru a následně vlivem pulzací výfukových plynů během výfukové fáze dochází k dočasnému uzavření ventilu. Na začátku sací fáze se zpětný ventil vlivem snížení tlaku opět otevírá a dochází k většímu průtoku paliva a hlavní fázi vyplachování, kdy část plynu uniká do spalovacího prostoru válce. To však nevádí, jelikož dojde ke spálení tohoto paliva při následném zážehu.[7]

### **2.2.5.4 Princip funkce vyplachované zapalovací komůrky**

Během fáze sání dochází k nasátí směsi paliva skrze sací ventily do spalovacího prostoru válce a zároveň k proudění plynu skrze zpětný ventil do komůrky. Následkem toho dojde k částečnému vypláchnutí spalin z komůrky, které jsou vytlačovány přivedeným palivem skrze otvůrky do hlavního spalovacího prostoru. Množství plynu přivedeného do komůrky je velmi malé (v jednotkách procent celkového množství paliva za celý cyklus) a následně během kompresního zdvihu (díky propojení komůrky s prostorem válce motoru) dochází prouděním chudé směsi z hlavního spalovacího prostoru válce do komůrky ke tvorbě směsi. Tím dochází k vrstvení směsi v komůrce, jenž je v blízkosti svíčky (v horní části komůrky) lokálně bohatá a dobře zažehnutelná. Naopak ve válci motoru a spodní části komůrky je směs velmi chudá [7]. Vrstvení směsi v komůrce pro různá natočení klikového hřídele jsou patrná z obrázku 3, kde je zažehnutelná oblast ohraničena černou přerušovanou čarou. Zažehnutím směsi svíčkou v komůrce na konci kompresního zdvihu dojde k zažehnutí a šíření plamene v komůrce, který pak skrze otvůrky v dolní části komůrky vyšlehně do prostoru válce a následně zažehne dříve připravenou extrémně chudou směs ve válci. Tento způsob zapálení směsi umožňuje kromě provozu motoru s chudou koncepcí také

s konvenčně užívanou stechiometrickou směsí. Vyplachovaná komůrka umožňuje velmi rychlé hoření díky tomu, že zažehnutí směsi paliva ve válci motoru je právě docíleno pomocí několika proudů plamene, které vyšlehnou skrz otvory komůrky do spalovacího prostoru válce. Tento způsob má v porovnání s konvenčním řešením až tisíckrát vyšší zapalovací energii a tím je právě umožněno spalování velmi chudé směsi a rychlého šíření plamene, což vede ke zkrácení doby hoření.[7]



OBRÁZEK 3 - GRAF HMTNOSTNÍHO PODÍLU METANU V KOMŮRCE[7]

## 2.2.6 Software GT-Suite

Simulace v této diplomové práci je prakticky celá řešena prostřednictvím softwaru GT-Suite, převážně pak v jeho simulačním programu GT-Poweru, proto bude krátce představen. GT-suite[9] je balíček simulačních nástrojů a knihoven, které mají širokou oblast využití, od silniční a kolejové dopravy až po leteckou a lodní či aplikace v energetice. Samotný balíček dělí simulace takto:

- Integrované systémy
  - energy management, emisní simulace, návrhy baterie, palivové články
- Teplotní management
  - chlazení vozidla, klimatizace a topení, využití odpadního tepla
- Mechanika
  - 3D mechanika vozidla, rozvodové mechanismy, klikový mechanismus
- Pohonné systémy
  - modelování motoru – GT-Power, spalování a emise, exhaust aftertreatment
- Tekutinové systémy
  - kompresory, čerpadla, vstřikování paliva, tribologie a tření, mazání

### 2.2.6.1 GT-Power

GT-Power je software zabývající se simulacemi motoru, který používají přední světoví automobiloví výrobci pro návrhy a vývoj svých motorů. Je možné jej použít pro všechny velikosti i druhy motorů, ať už jde o vozidlové motory, stacionární motory nebo motory do užitkových strojů. GT-Power nabízí komplexní simulace motoru s vysokou přesností predikce jeho chování za předpokladu, že je simulovaný model dostatečně nadefinován a zkalibrován. Simulační řešič GT-Poweru je založen na 1D řešení nestacionárních a nelineárních Navier-Stokesových rovnic[10]. Kromě toho jsou přítomny další řešiče zabývající se termodynamickými jevy a model zabývající se empirickými vazbami mezi nimi, aby byly zachyceny například vlivy hoření, přestupu tepla, pohybu směsi uvnitř válce, turbulence a dalších jevů. Kombinací řešičů je pak dosaženo vysoké přesnosti výstupních hodnot.

### 2.2.6.2 GT-SPACECLAIM

GT-Spaceclaim je 3D CAD nástroj, který umožňuje vytvářet, upravovat a zjednodušovat model pro potřeby simulací. Dále je software schopný generovat negativy dutin v tělese modelu a dále tuto geometrii převést a importovat dále do preprocesoru GEM3D nebo

COOL3D. GT- Spaceclaim podporuje CAD formáty STEP, NX, IGES a dále soubory ze software Catia a Solidworks[11].

### **2.2.6.3 Preprocesor GEM3D**

Na GT-Spaceclaim přímo navazuje grafický preprocesor GEM3D, který kombinuje návrhové nástroje a importované modely, aby ze 3D geometrie vznikly 1D modely, které se dále použijí v GT-Poweru. GEM3D může být použit k tvorbě modelů jednoduché geometrie základních prvků jako jsou trubky, rozvětvení, skořepiny, katalyzátory, čerpadla a další.

## **2.3 Tvorba modelu přeplňovaného vznětového motoru Zetor 1605**

Tato část diplomové práce se věnuje samotné tvorbě simulačního modelu motoru v programu GT-Power. V této kapitole je osvětleno nastavení jednotlivých objektů simulačního modelu, kde byla snaha o maximální využití poskytnutých dat z měření na skutečném motoru. V případě, že potřebné hodnoty motoru v poskytnutých datech přítomny nebyly a ani nebyly volně dostupné na internetu, byl pro inspiraci pro definování konkrétních objektů použit model motoru Avia 712NG. Ten má svými technickými a geometrickými parametry k motoru Zetor 1605 velmi blízko, ať už se jedná o rozsah provozních otáček motoru, maximální výkon, objem motoru či počet válců.

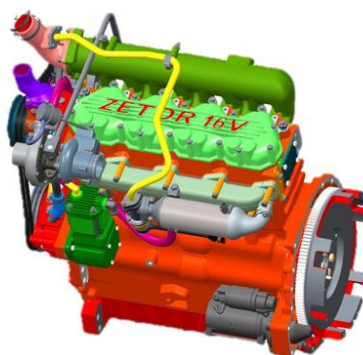
Postup tvorby simulačního modelu jsem zvolil následovně:

- 1) Tvorba modelu výchozího vznětového motoru Zetor v programu GT-Power
- 2) Otestování a porovnání simulačního modelu s naměřenými hodnotami
- 3) Konverze modelu motoru na plynový zážehový komůrkový motor
- 4) Výpočet úplné charakteristiky plynového komůrkového motoru
- 5) Simulace plynového komůrkového motoru v emisních cyklech WHSC, WHTC a NRTC

### 2.3.1 Výchozí podklady

Výchozím bodem této simulace je vznětový přeplňovaný čtyřválcový motor Z 1605 firmy Zetor tractors a.s. o zdvihovém objemu 4156 cm<sup>3</sup>, který je používán pro modelovou řadu traktorů Zetor Forterra 135. K tomu, aby bylo možné simulační model motoru vytvořit, je nutné kromě veřejně dostupných informací, jako jsou vnější rychlostní charakteristiky, či vrtání a zdvih válců, zapotřebí znát i další informace. Při tvorbě modelu byly využity informace ze specifikace z firmy Zetor a také indikátorové diagramy závislosti tlaků ve válci na natočení klikového hřídele, pro definování některých komponent model přeplňovaného plynového motoru Avia 712NG a model turbodmychadla ČZ C14-63 v GT-Poweru. Základní technická data motoru Zetor a jeho vizualizace jsou na obrázku 4.

Přeplňovaný vznětový motor	
Zdvihový objem	4 156 cm <sup>3</sup>
Výkon (2200 ot./min)	95 kW
Točivý moment (1400 ot./min)	575 Nm
Vrtání	105 mm
Zdvih	120 mm
Počet válců	4
Kompresní poměr	18
Turbodmychadlo	ČZ Strakonice C14-63



3D model motoru Zetor 1605 v programu Creo

OBRÁZEK 4 - TABULKA ZÁKLADNÍCH TECHNICKÝCH ÚDAJŮ A 3D MODEL MOTORU ZETOR 1605

### 2.3.2 Převod 3D geometrie do 1D

Software GT-Power využívá pro své simulace proudění skrze potrubí a kanály v motoru výhradně 1D přístup. Z toho důvodu je nutné jednotlivé 3D komponenty buď zadefinovat v 1D nebo převést 3D geometrii do 1D.

První varianta je vhodná pro zadefinování jednoduché geometrie (rovné trubky, kolena), případně pro dané komponenty nemáme 3D model, ale pouze naměřené rozměry skutečné součásti.

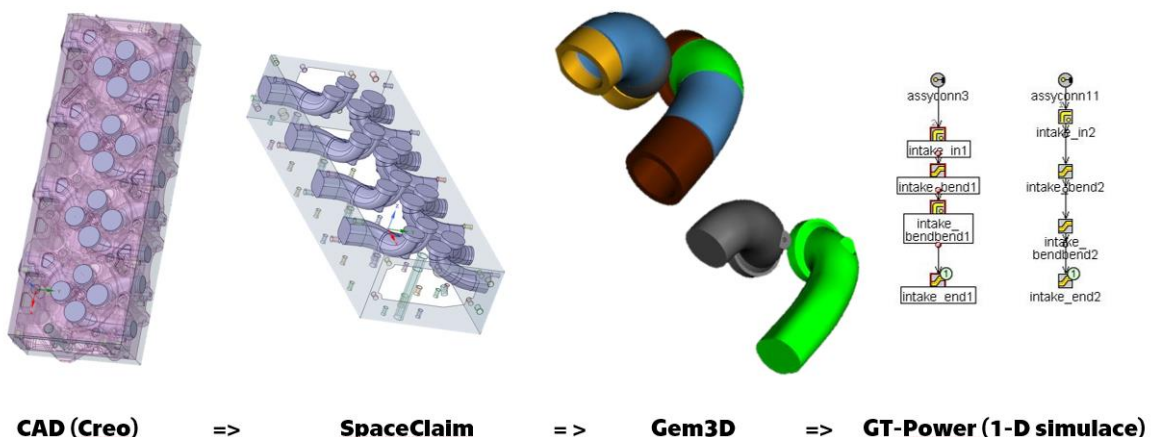
Druhá varianta je pak vhodná pro složitější geometrii a zejména případy, kdy jsou k dispozici 3D modely jednotlivých komponent, jako v tomto případě. Proto byla pro převod geometrie jednotlivých komponent ze 3D do 1D zvolena tato metoda.

Pro potřeby tvorby modelu motoru byla k dispozici sestava motoru v CAD softwaru Creo, z této sestavy byly dále vybrány všechny potřebné modely součástí, které jsou uvedené níže.

Převáděna byla geometrie těchto prvků:

- Sací potrubí
- Sací kanály v hlavě motoru
- Výfukové kanály v hlavě motoru
- Výfukové svody

Před začátkem samotné konverze geometrie bylo nutné převést jednotlivé soubory z formátu *.prt* do *.stp*, jelikož program SpaceClaim nepodporuje výchozí formát. Následně se tedy daný model otevřel ve SpaceClaimu, kde jsem pomocí funkce Volume extract vytvořil negativ dutiny daného kanálu, tento negativ jsem dále otevřel v GEM3D. Zde jsem daný kanál, pokud to bylo třeba, dále rozdělil pomocí *Cutting plane* (sečných rovin). Toto je patrné na obrázku a dále jsem pomocí funkce *Convert shape to component* převedl daný 3D prvek do 1D formátu programu GT-Power. Zde bylo třeba zadefinovat vstupní a výstupní otvory a také určit, zda se má jednat o součást typu *Pipe*, *Flow split*, *Miter bend* nebo *T-split*. Následně jsem zadal u jednotlivých komponent správnou tloušťku stěny, zkontroloval průměry na vstupu a výstupu z komponenty nebo úhel zahnutí kolene. Po kontrole jsem daný prvek exportoval do 1D formátu pomocí funkce *Export GT model*. Tento postup jsem dále aplikoval i na další komponenty a nakonec ověřil, zda objemy převedených součástí odpovídají původnímu modelu v Creu. Postup tvorby je znázorněn na obrázku 5.



OBRÁZEK 5- KONVERZE 3D GEOMETRIE DO 1D

### 2.3.3 Definování objektu Environment

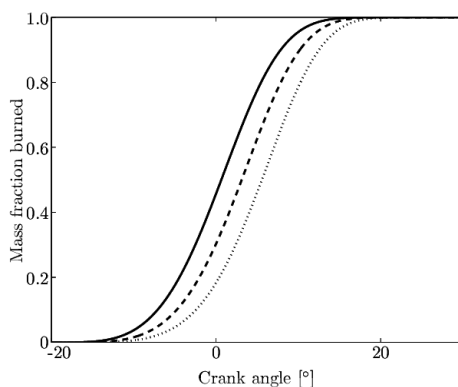
Object Environment je jeden ze základních prvků, které musí každý model motoru v GT-Poweru obsahovat. Je třeba zadefinovat vstupní (sání) a výstupní prostředí (výfuk), které je v tomto případě uvažováno v rámci zjednodušení jako stejné. Byly proto vytvořeny dva totožné objekty, které definují okrajové podmínky na vstupu a výstupu z motoru (teplotu okolí, tlak a složení směsi plynů), které byly zvoleny dle předpokládaného prostředí v laboratoři (25 °C, atmosférický tlak a vzduch).

### 2.3.4 Definování objektu Cylinder

Jedná se o základní stavební kámen celého modelu, na jehož vhodném naladění závisí korektnost celé simulace. Pro objekt válce byly nejdříve v *Initial state* definovány okrajové podmínky na vstupu, následně referenční objekt *Wall temperature* (teplota stěny), *Heat transfer object* (objekt přestupu tepla), *Combustion object* (objekt hoření).

Referenční objekt teploty stěny byl zadefinován dle známých geometrických rozměrů hlavy válců, pístů, válců a ventilů motoru Zetor, které byly odměřeny z CAD modelu.

Pro objekt *Combustion* byla zvolen model hoření *EngCylCombSIWiebe* zadaný pomocí Wiebeho (Vieho) funkce, která je obecně znázorněna v grafu 2. Wiebeho funkce k definování hoření využívá dvou parametrů, prvním je *Anchor angle 50 % (CA50)*, což je úhel mezi horní úvratí a bodem, při kterém dojde k prohoření 50 % směsi ve válci. Pro první verzi simulace byla hodnota CA50 zvolena na 12° za horní úvratí. Druhým parametrem Wiebeho funkce je *Burn duration 10-90 %*, kterým je definována délka hoření směsi paliva a vzduchu ve válci[12]. Jak je z názvu patrné, je délka hoření určena bodem 10 % a 90 % prohoření směsi. Pro první variantu simulace byla tato hodnota zvolena na 20° s tím, že se dále oba parametry Wiebeho funkce nastaví dle naměřených závislostí tlaku ve válci na natočení klikového hřídele v další fázi tvorby modelu, kde se problematice naladění hoření věnuje samostatná kapitola.



GRAF 2-WIEBEHO (VIEHO) FUNKCE

### 2.3.5 Definování objektu Cranktrain

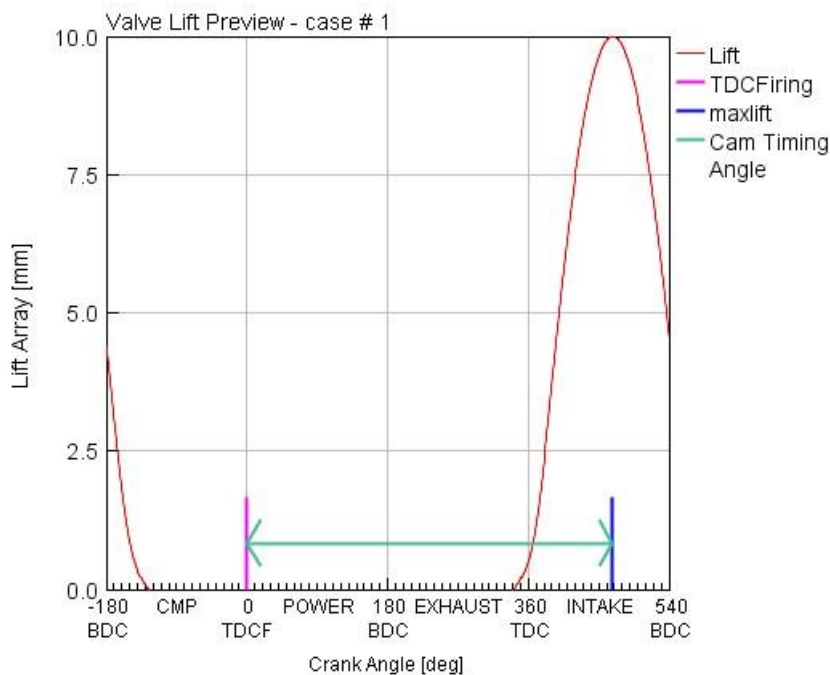
Dalším velmi významným prvkem simulačního modelu je objekt *Cranktrain*, který představuje klikový mechanismus. Zde bylo, kromě geometrie klikového mechanismu a válce motoru, zadáno také pořadí jednotlivých válců a v neposlední řadě *Engine friction* objekt, který definuje třecí ztráty motoru buď pomocí pevně zadaného FMEPu či pomocí nějakého modelu zohledňujícího například změnu zatížení motoru nebo jeho geometrii. Z důvodu nedostatku vstupních dat v úvodní fázi tvorby modelu byl použit jako výchozí model třecích ztrát z modelu komůrkového plynového motoru Avia a později model vycházející z naměřených dat modelu Zetor.

### 2.3.6 Definování objektu Valve

Definování objektu *Valve* (ventilu) se skládá ze dvou částí, první částí je nastavení sacího a tou druhou výfukového ventilu. Jejich nastavení probíhalo analogicky, pouze se zadáním jiných hodnot, tudíž se dále věnuji pouze nastavení sacího ventilu.

Klíčovými vlastnostmi, které přímo souvisí s kvalitou výměny náplně válce, jsou kromě načasování také zdvih ventilu a jeho průběh a také průtokové vlastnosti.

Časování a průběh zdvihu sacího ventilu byly nastaveny podle dat poskytnutých firmou Zetor a průběh zdvihu sacího ventilu je vidět v grafu 3.



GRAF 3- ZDVIHOVÁ KŘIVKA SACÍHO VENTILU (ZDROJ: GT-POWER)



Dále byly na základě naměřených dat zadány dopředné a zpětné průtočné koeficienty v závislosti na poměru zdvihu ventilu a jeho průměru. V tomto případě byly v rámci zjednodušení pro zpětné koeficienty zadána stejná závislost jako v případě dopředných koeficientů. Poslední zadanou hodnotou byly průměry ventilů, které jsou v případě sacích ventilů 32,5 mm a v případě výfukových 28 mm.

### **2.3.7 Definování objektu InjDieselSimple (vstřikovače)**

Tento objekt vstřikovače byl zvolen, protože umožňuje přímé zadání vstřikované dávky paliva do válce. Je to pro pozdější ladění optimální varianta, jelikož je ve specifikaci motoru v několika bodech proměřena měrná spotřeba (BSFC), ze které je při znalosti otáček motoru dále možné vypočítat dávku paliva. Pro specifikaci vstřikované tekutiny (paliva) byl použit objekt *diesel-vap*, který při výpočtech zohledňuje naftu jak v kapalném, tak i plynném skupenství. Teplota vstřikovaného paliva byla odhadnuta na 40 °C, je zde zohledněno ohřátí nafty kvůli předpokládanému zvýšení teploty umístěním vstřikovačů v hlavě motoru. Časování vstřiku dávky paliva bylo zvoleno na 5° před horní úvratí a délka vstřiku na 10°.

### **2.3.8 Definování objektu vzduchového filtru**

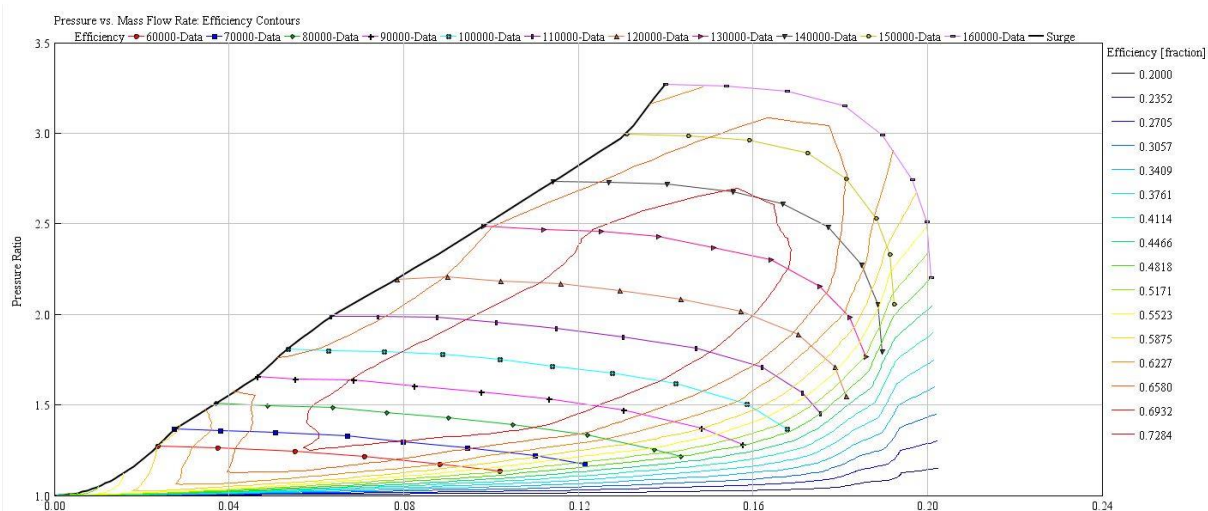
Objekt vzduchového filtru vychází z filtru definovaného v modelu motoru Avia, jelikož se při instalaci motoru Zetor na stanoviště motorové brzdy počítá s použitím stejného filtru. V GT-Poweru je filtr definován jako prvek *PipeRound*, který má průměr 300 mm a délku 500 mm a ztráty jsou řešeny pomocí *Forward loss coefficientu* nastaveného na hodnotu 3.

### **2.3.9 Definování chladiče stlačeného vzduchu**

Mezichladič stlačeného vzduchu je opět převzat z Avia 712 NG, protože se počítá s použitím stejného řešení i v případě motoru Zetor. Jedná se o tepelný výměník typu „trubka v trubce“, který je tvořen 1700 hliníkovými trubkami o průměru 5 mm o délce 385 mm. Chladicím médiem je v tomto případě voda, která je ve skutečnosti na zkušebně čerpána ze zásobníku o odhadnuté teplotě 25 °C.

## 2.3.10 Model turbodmychadla

Motor Zetor 1605 je přepínán pomocí turbodmychadla ČZ Strakonice C14-63, které pro svou regulaci využívá wastegate (obtokový ventil turbodmychadla). Model turbodmychadla v GT-Poweru byl součástí podkladů, které byly poskytnuty pro tvorbu této práce, a proto došlo jen k jeho drobným úpravám pro jeho implementaci do simulačního modelu motoru, které spočívaly zejména v napojení kompresoru a turbíny na odpovídající potrubí v sací a výukové části. Simulační model turbodmychadla se, stejně jako v případě reálného soustrojí, skládá z objektů turbíny, kompresoru a hřídele propojující prvky navzájem. Turbína a kompresor jsou definovány velmi podobně pomocí map, které v případě turbíny zohledňují závislosti redukovaného hmotnostního průtoku, tlakového poměru a účinnosti na redukovaných otáčkách. Kompresor pak používá závislosti hmotnostního průtoku, tlakového poměru a účinnosti na otáčkách. V přiloženém grafu 4, na kterém je zobrazena



GRAF 4- MAPA KOMPRESORU ČZ C14-63 (GT-POWER)

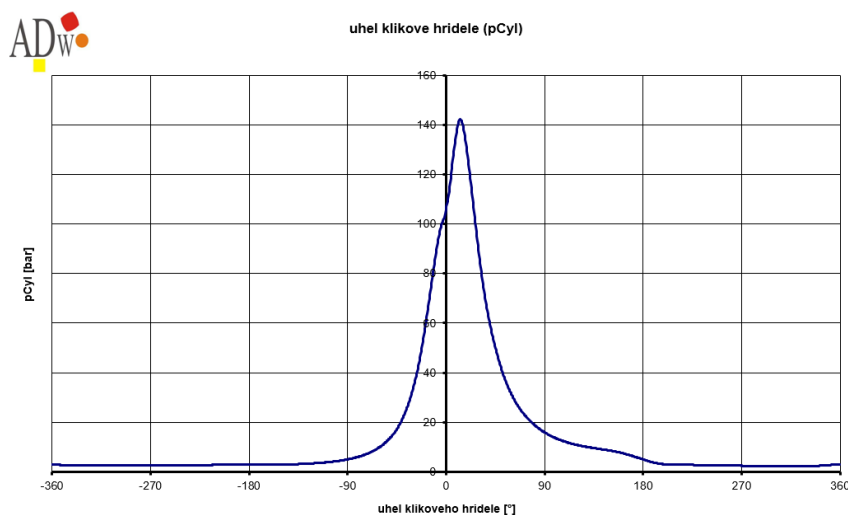
kompresorová mapa závislosti plicního tlaku na hmotnostním průtoku a jsou zde jasně patrné isokřivky otáček a účinností. Objekt hřídele „Shaft“, který tvoří mechanické propojení mezi turbínou a kompresorem, má víceméně jen jeden podstatný prvek, který je dobré správně definovat. Jedná se o nastavení momentu setrvačnosti, jelikož ten může mít velmi výrazný vliv na odezvu přepínacího systému na změny provozních režimů motoru.

## 2.4 Optimalizace a kalibrace modelu

Po sestavení celého simulačního modelu motoru je nutné model zkalibrovat a případně dále optimalizovat. V této fázi byla věnována pozornost hlavně modelu hoření, modelu třecích ztrát a optimální regulaci plicního tlaku.

## 2.4.1 Nastavení a optimalizace modelu hoření

Pro definování modelu hoření byl zvolen Wiebeho model, konkrétně objekt *EngCylCombSIWiebe* z knihovny programu GT-Power. Ten využívá pro definování hoření tzv. *Anchor angle*, který definuje úhel klikového hřídele za horní úvratí (TDC) při 50% prohoření směsi paliva ve válci a jeho posouváním prakticky dochází ke změně předstihu vznětu. Tato hodnota úhlu byla pro první měření zvolena z nápovědy modelu na 12° za horní úvratí. Dalším neméně důležitým parametrem je *Burn duration*, který definuje délku hoření směsi ve válci jako úhel klikové hřídele mezi 10% a 90% prohořením směsi paliva ve válci. Tato hodnota pro první simulaci byla opět zvolena na základě nápovědy GT-Poweru na 20°. Posledním hlavním parametrem je Wiebeho exponent[12], zde byla zachována defaultní hodnota.

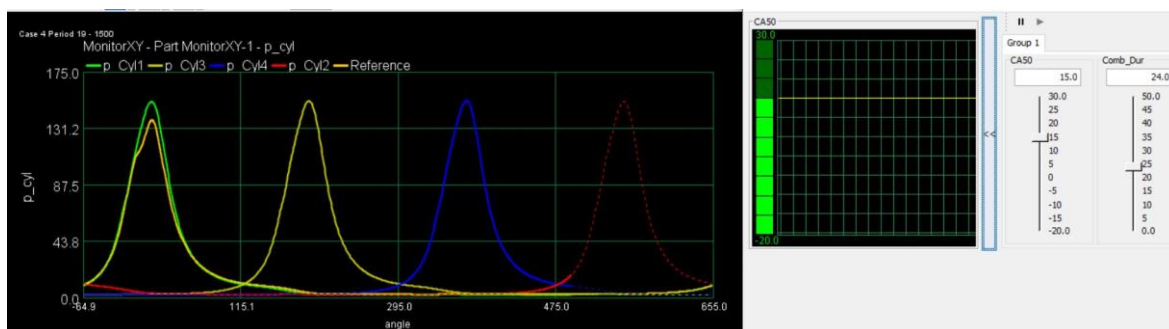


GRAF 5 - INDIKÁTOROVÝ DIAGRAM PRO 1300 MIN<sup>-1</sup>

Pro tvorbu modelu motoru byla k dispozici data z měření v podobě indikátorových diagramů. Jedná se o naměřené závislosti průběhu tlaku ve válci na úhlu natočení klikového hřídele. Na grafu Graf 5 je znázorněna tato závislost pro 1300 otáček za minutu, což jsou otáčky motoru, ve kterých je dosažen maximální spalovací tlak. Indikátorové diagramy jsou k dispozici ve formě dat v rozmezí 1000 až 2200 min<sup>-1</sup> s krokem 50 otáček.

Vzhledem ke znalosti indikátorových diagramů závislosti tlaku ve válci na úhlu natočení klikového hřídele bylo možné použít tuto závislost zobrazit v grafu při výpočtu jako vzor. Dále probíhala manuálně pomocí sliderů úprava CA50 (Anchor angle) a Burn duration pro každý proměřený otáčkový bod v provozním spektru otáček (1000 až 2200 min<sup>-1</sup>). Tento postup je zobrazen na následujícím obrázku, je zde nastavováno hoření v bodě 4 s 1500 min<sup>-1</sup>. V obrázku 6 je tmavě žlutě zvýrazněn referenční průběh tlaků ve válci a zbylými barvami průběhy tlaků v jednotlivých válcích během simulace. Je zde patrné, že aktuální nastavení

hoření není optimální a jsou zde výrazné rozdíly převážně ve špičkových hodnotách dosahovaných tlaků. V pravé části obrázku je zobrazeno rozhraní, pomocí kterého se parametry Víbeho funkce upravovaly. Touto metodou se sice podařilo přiblížit



**OBRAZEK 6- MONITOR PRŮBĚHU TLAKŮ VE VÁLCI V GT-POWER A OVLÁDACÍ ROZHRAŇÍ NASTAVENÍ CA50 A BURN DURATION**

požadovaným průběhům tlaků, ale nebylo jich přesně dosaženo. Navíc je tato metoda časově náročná, protože se každá změna projevuje s určitou mírou setrvačnosti a je třeba vyčkat, než dojde k ustálení stavu. Byla však dobrá pro názorné ověření vlivu změny určitého parametru na průběh tlaku ve válci.

Pro finální model hoření však byla nakonec použita jiná metoda. Jedná se o *BurnRateAnalysis* neboli analýzu hoření, která využívá referenční Excelový soubor naměřených závislostí tlaku ve válci pro nastavení hoření. Pro naladění byl zvolen mód Full cycle analysis, který provádí analýzu známého průběhu tlaků ve válci a zároveň využívá pro další výpočtové cykly podmínky ve válci z předcházejícího cyklu.

## 2.4.2 Nastavení a kalibrace modelu třecích ztrát

Pro správně fungující simulační model motoru je stěžejní vhodně naladěný model třecích ztrát, ten na základě provozních podmínek motoru (otáčky motoru, provozní zatížení, geometrie klikového soustrojí atd.) vyhodnocuje hodnotu FMPEP.

### 2.4.2.1 FMPEP (Friction Mean Effective Pressure)

FMPEP neboli střední efektivní třecí (ztrátový) tlak vyjadřuje tlakovou ztrátu vlivem mechanických třecích ztrát v klikovém mechanismu a je definován takto:

$$BMEP = IMEP - FMPEP [12]$$

IMEP je střední indikovaný efektivní tlak ve válci za jeden pracovní cyklus (dvě otáčky klikového hřídele) a BMEP je střední efektivní tlak. Ten odpovídá teoretickému tlaku působícímu na píst motoru, který dále vyvolanou silou na rameno klikové hřídele vyvolá moment naměřený na klikové hřídeli motoru při zanedbání třecích ztrát.

### 2.4.2.2 Naměřená data a jejich zpracování

Z měření provedených v laboratoři byla dostupná data průběhů tlaků v závislosti na otočení klikového hřídele a vnější charakteristika vznětového motoru Zetor.

Hodnota středního indikovaného tlaku byla počítána pro 8 otáčkových bodů, které odpovídaly bodům proměřeným ve vnější charakteristice. Výpočet probíhal na základě následujících rovnic v Excelu.

$$IMEP_{720} = \frac{W_{720}}{V_z}, dw = -p \cdot dV$$

$$\frac{V}{V_c} = 1 + \frac{1}{2}(r_c - 1) \left[ R + 1 - \cos\theta - (R^2 - \sin^2\theta)^{\frac{1}{2}} \right] \quad [12]$$

$$r_c = \frac{\text{maximální objem válce}}{\text{minimální objem válce}}$$

$V_c$  je kompresní objem,  $R$  je poměr délky ojnice a ramena klikového hřídele a  $\theta$  je úhel natočení klikového hřídele.

Z vnější charakteristiky jsou známy maximální hodnoty momentu motoru v daných otáčkách. Ten byl pomocí následujícího vztahu použit k výpočtu BMEP.

$$BMEP = \frac{2 * \pi * n * M}{V_z} \quad [12]$$

Kde  $n$  je počet otáček na pracovní cyklus (pro čtyřtákní motor  $n=2$ ),  $M$  je moment motoru a  $V_z$  zdvihový objem.

Hodnota FMEP se dále logicky určí pouhým rozdílem IMEP a BMEP v daném otáčkovém bodě.

### 2.4.2.3 Výběr modelu tření – FMEP měření x Avia

Na základě naměřených dat (vnější charakteristika) byly vypočítány hodnoty FMEP v několika bodech. V GT-Poweru je pak tyto hodnoty možné zadat jako závislost na otáčkách motoru, což pro základní kalibraci modelu vznětového modelu stačí.

Problém však nastává v další fázi této diplomové práce, kdy by měl motor Zetor, po konverzi na plynový zážehový, projít simulacemi emisních cyklů. Ty jsou definovány, kromě předepsaných otáček motoru, také zatížením motoru, jehož změna má vliv na hodnotu FMEP.

Proto je třeba vybrat vhodný model třecích ztrát a jednou z možností je využití modelu třecích ztrát z modelu motoru Avia 712NG. Oba motory si totiž jsou z hlediska geometrie

velmi podobné, mají stejný zdvih a Zetor má o 3 mm větší vrtání válce. Model třecích ztrát Avia byl navíc zkalibrován tak, aby reagoval kromě změny otáček i na změny zatížení motoru.

Model Avia využívá Chen-Flynnova třecího modelu (*EngFrictionCF*), který je definován na následující rovnici:

ROVNICE 1 - CHEN-FLYNNŮV MODEL TŘECÍCH ZTRÁT (ZDROJ: GT-POWER)

$$FMEP = FMEP_{Const} + A \cdot P_{Cyl,max} + B \cdot c_{p,m} + C \cdot c_{p,m}^2$$

$FMEP_{const}$  – konstantní složka třecích ztrát [bar]

C – Koeficient kvadrátu střední pístové rychlosti

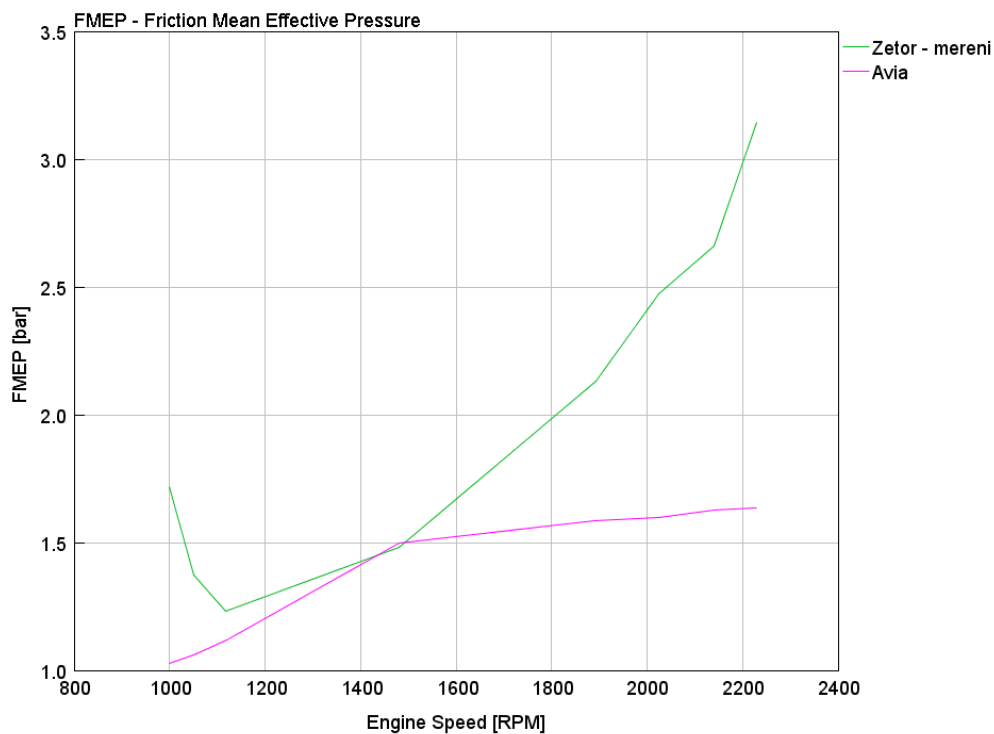
A – Koeficient maximálního tlaku ve válci

$c_{p,m}$  – střední pístová rychlost  $P_{cyl,max}$  -

B – Koeficient střední pístové rychlosti

maximální tlak ve válci

Při porovnání třecích ztrát motoru Zetor, který využívá v jednom případě závislosti FMEP na otáčkách z měření a v druhém model tření Avia, na grafu 6 je patrné, že se průběhy FMEP ve volnoběžných a pak převážně ve vyšších otáčkách motoru výrazně odlišují. Pro maximální otáčky motoru má motor Zetor téměř dvakrát větší třecí ztráty než model Zetor s modelem třecích ztrát Avia. To může být způsobeno přítomností chladičového ventilátoru



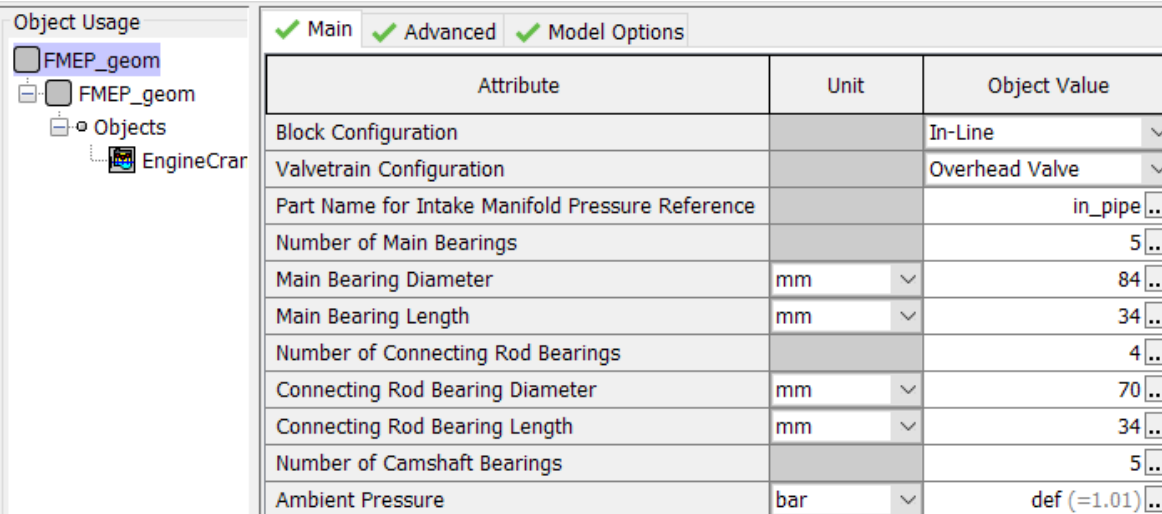
GRAF 6 – POROVNÁNÍ TŘECÍCH ZTRÁT: MĚŘENÍ ZETOR X SIMULACE AVIA

nebo nějakého jiného příslušenství motoru v době, kdy probíhalo měření v laboratoři na motoru Zetor, ale vzhledem ke stáří poskytnutých dat je tato informace nedostupná.

#### 2.4.2.4 Geometrický a Chen-Flynn model FMEP

Model Avia je tedy pro model motoru Zetor nevhodný, proto se přistoupilo k hledání jiného řešení. První variantou je geometrický třecí model (*EngFrictionGeom*) a druhou Chen-Flynnův (*EngFrictionCF*), upravený pro naměřené hodnoty FMEP.

Geometrický třecí model je definován pomocí geometrických parametrů klikového mechanismu a k výpočtu třecích ztrát využívá empirických vztahů z tribologie. Nastavení tohoto modelu pro motor Zetor je patrné na následujícím snímku obrazovky 7.



Main    Advanced    Model Options		
Attribute	Unit	Object Value
Block Configuration		In-Line
Valvetrain Configuration		Overhead Valve
Part Name for Intake Manifold Pressure Reference		in_pipe
Number of Main Bearings		5
Main Bearing Diameter	mm	84
Main Bearing Length	mm	34
Number of Connecting Rod Bearings		4
Connecting Rod Bearing Diameter	mm	70
Connecting Rod Bearing Length	mm	34
Number of Camshaft Bearings		5
Ambient Pressure	bar	def (=1.01)

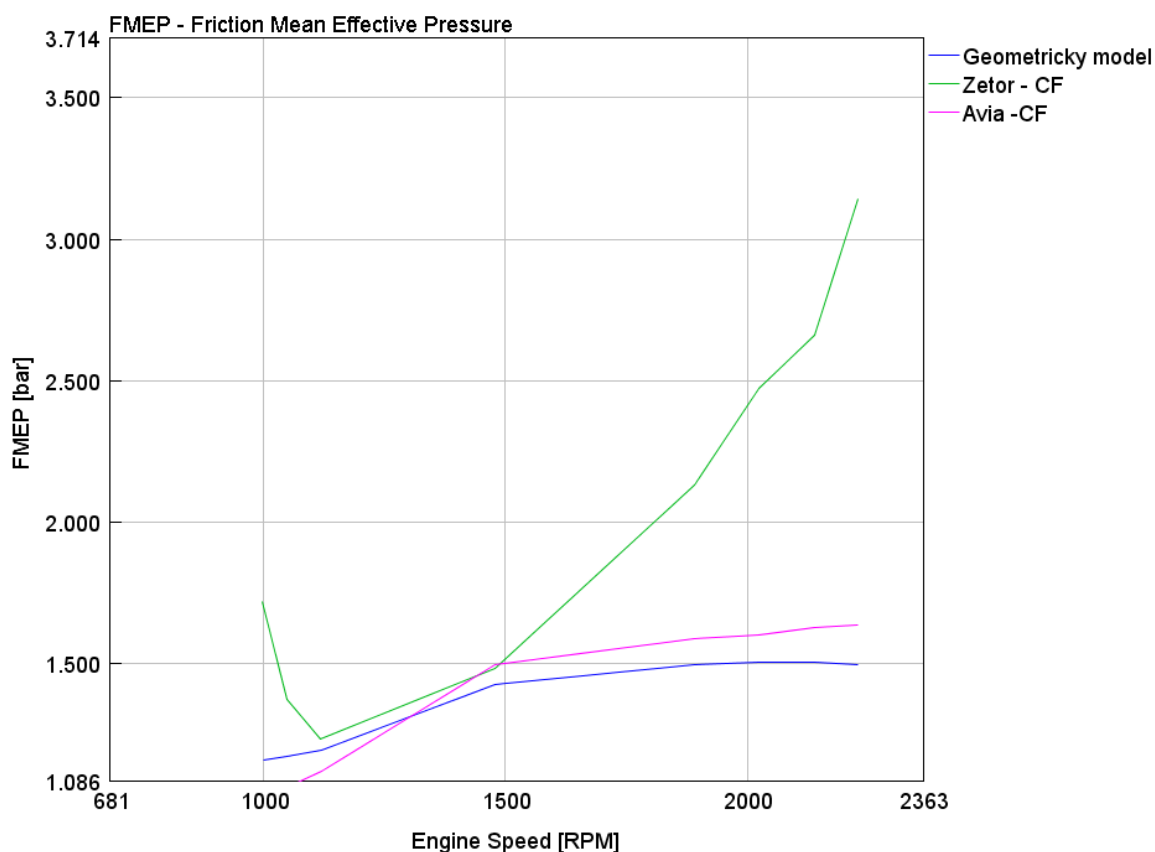
OBRÁZEK 7- NASTAVENÍ GEOMETRICKÉHO MODELU TŘENÍ

Chen-Flynnův třecí model (CF) je, jak byl dříve uvedeno, definován pomocí koeficientů A, B, C a konstantní složce FMEP, která je zadána v závislosti na otáčkách motoru. Dle nápovědy GT-Poweru je při zadání koeficientů A a B v rozmezí doporučených hodnot možné za koeficient C dosadit nulu. Koeficienty byly dle doporučení zvoleny takto, A=0,006 a B=0,09, C=0. Poté bylo možné dosadit do rovnice CF modelu další chybějící členy, jelikož maximální tlaky ve válci a střední pístová rychlost jsou pro jednotlivé otáčky motoru známy. Z určených hodnot FMEP na vnější charakteristice byla pomocí následující rovnice nakonec vypočítána konstantní složka FMEP.

$$FMEP_{const} = FMEP - A \cdot p_{cyl,max} - B \cdot c_{p,m}$$

### 2.4.2.5 Výběr optimálního třecího modelu

Geometrický model, jak je patrné z následujícího grafu 7, má průběh FMEP velmi podobný modelu tření Avia. Což potvrzuje geometrickou podobnost motorů Avia a Zetor a zároveň ukazuje jeho nevhodnost pro jeho použití ve finálním modelu Zetor. Naopak Chen-Flynnův model nastavený pro Zetor vykazuje stejný průběh FMEP, jako naměřená data a zároveň reaguje na změnu zatížení motoru. Z hlediska neznámého průběhu FMEP pro jiná, než maximální zatížení se jedná o optimální řešení, jelikož daná data nebyla naměřena. Pro finální model motoru Zetor 1605 byl tedy zvolen Chen-Flynnův třecí model, nastavený pomocí naměřených hodnot, v grafu 7 je zvolená varianta označena Zetor-CF, tato varianta má totožný průběh FMEP na vnější charakteristice jako byl naměřen na skutečném motoru.



GRAF 7 - POROVNÁNÍ TŘECÍCH MODELŮ: CHEN FLYNNŮV AVIA A ZETOR A GEOMETRICKÝ MODEL ZETOR

*Poznámka: Geometrický model – semiprediktivní model třecích ztrát na založený základě geometrie motoru*

*Zetor CF – Chen-Flynnův model třecích ztrát nastavený na základě měření na motoru Zetor*

*Avia CF – Chen-Flynnův model třecích ztrát nastavený na základě poskytnutého modelu tření z motoru Avia*



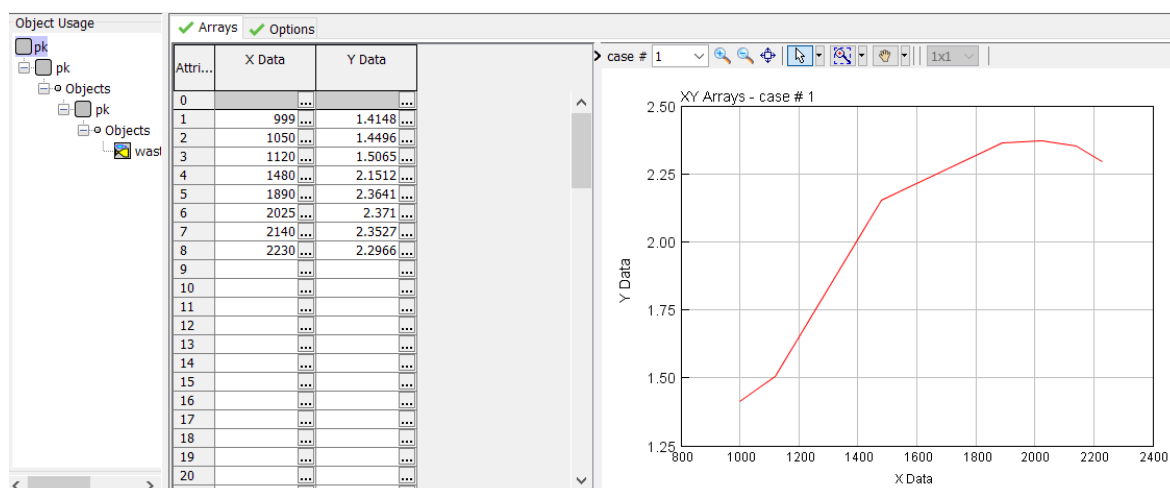
## 2.4.3 Regulace plnicího tlaku

### 2.4.3.1 Wastegate

Turbodmychadlo ČZ C14-63 používá k regulaci plnicího tlaku obtokový ventil (wastegate). Ten reguluje tlak spalin ve výfukovém potrubí tím, že odpouští část spalin až za kolo turbíny. Turbodmychadlo ČZ je vybaveno interním wastegatem, který je součástí skříně turbodmychadla. Je tvořen klapkou, systémem táhel a aktuátorem ovládaným plnicím tlakem.[2]

### 2.4.3.2 Regulace plnicího tlaku v GT-Power

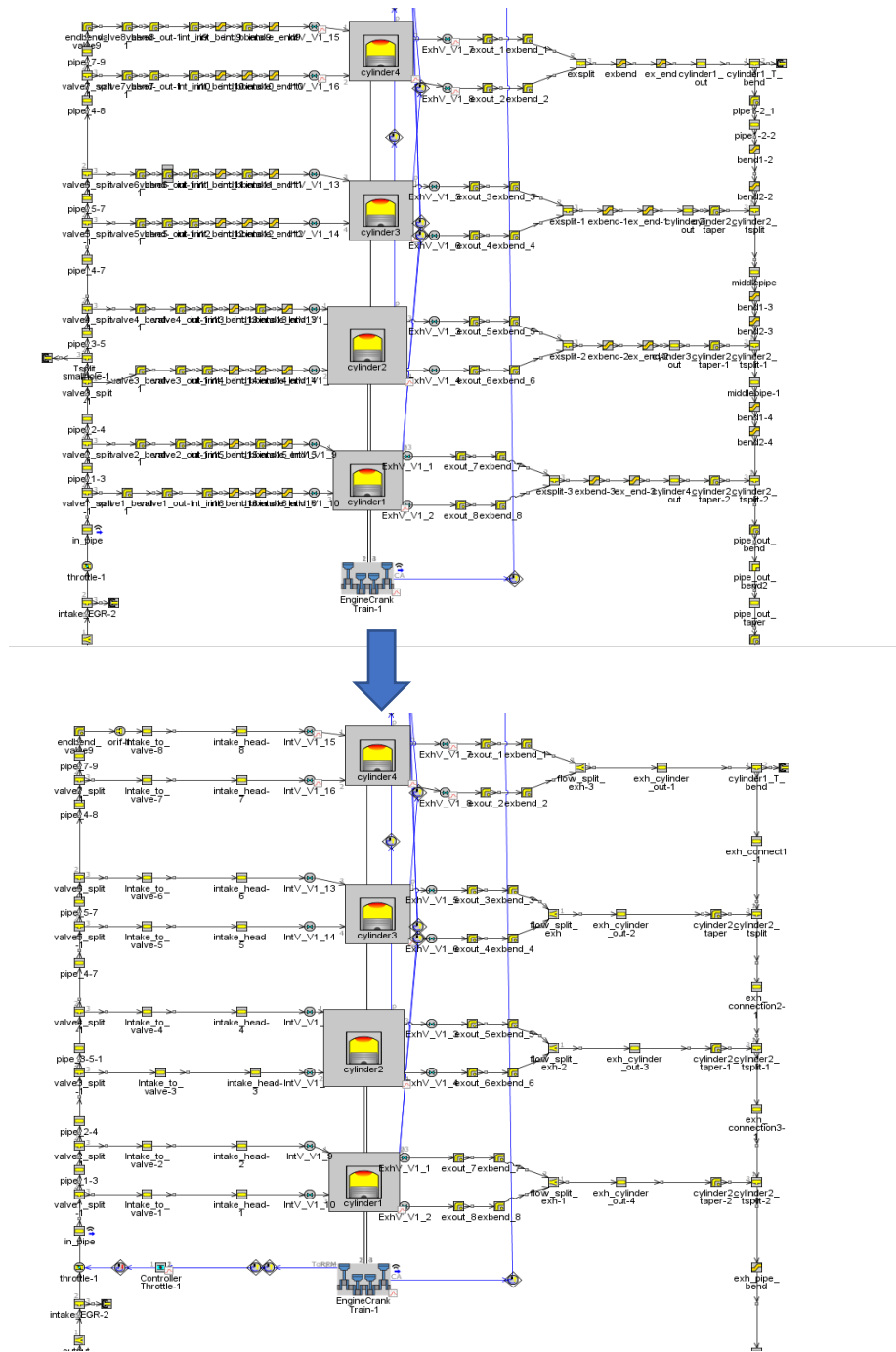
Během měření na motoru Zetor byly vyhodnoceny i plnicí tlaky v několika otáčkových bodech. Tato závislost maximálního plnicího tlaku na otáčkách byla zadána do regulátoru *ControllerTurboWG* a ten na základě této závislosti reguluje průměr otevření wastegate ventilu. Tato závislost je zobrazena na následujícím obrázku 8 snímku obrazovky a z grafu napravo je jasně patrný průběh maximálního tlaku.



OBRÁZEK 8 - NASTAVENÍ PLNICÍHO TLAKU POMOCÍ TABULKY

## 2.4.4 Zjednodušení geometrie potrubí

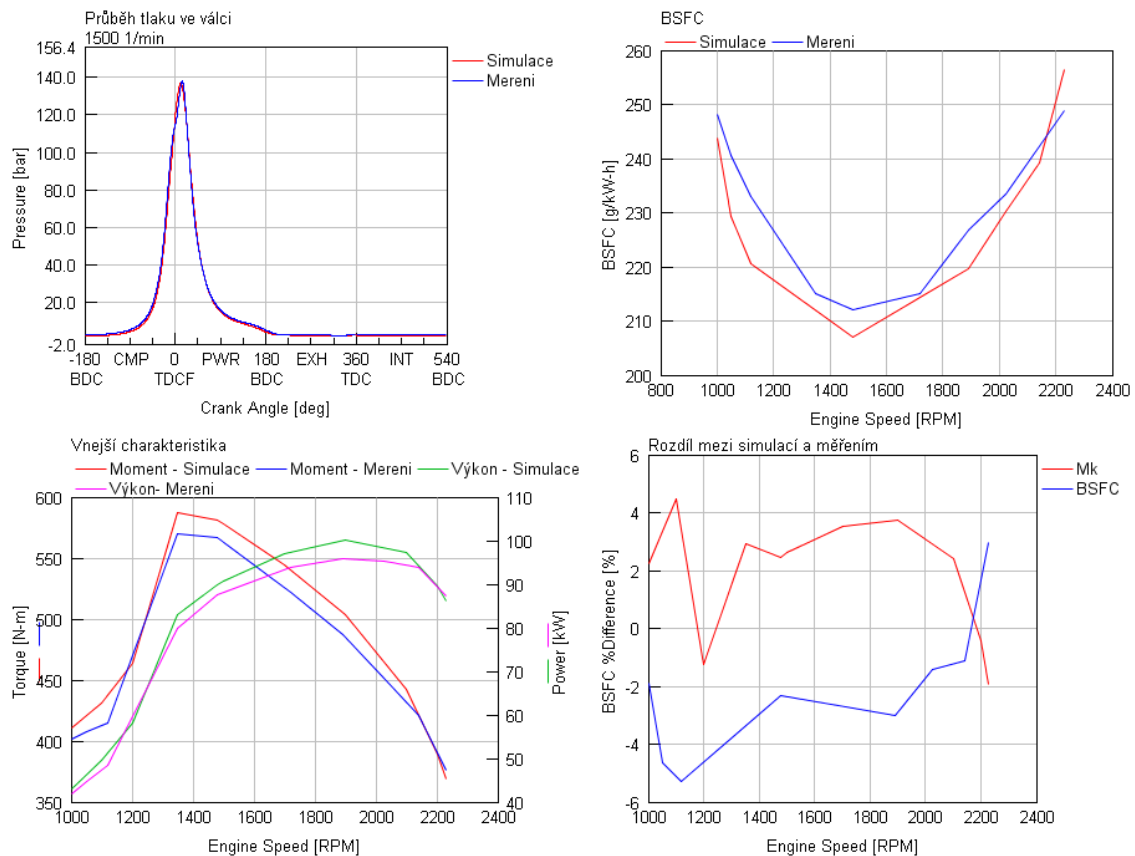
Při generování jednotlivých prvků potrubí byla snaha o co nejvěrnější zachycení skutečného geometrie těchto prvků. Tím se však dosáhlo příliš velkého množství prvků, čímž docházelo ke zdatelnému zpomalení výpočtu, proto se přistoupilo ke sloučení několika prvků do jednoho pomocí funkce *Combine Flow Volume Wizard*. Zjednodušení je patrné na obrázku 9 a došlo tím k výraznému zrychlení výpočtu.



OBRÁZEK 9 - PŮVODNÍ A ZJEDNODUŠENÝ MODEL PLYNOVÉHO MOTORU ZETOR

## 2.5 Finální model vznětového motoru Zetor 1605

V předchozích kapitolách byl popsán postup, jakým byl vytvořen a následně naladěn simulační model vznětového motoru Zetor 1605. Na následujícím grafu **GRAF 8** jsou zobrazena porovnání výsledků měření a simulace. Na prvním grafu je z průběhů tlaku ve



válci

**GRAF 8 - GRAFY POROVNÁNÍ NAMĚŘENÝCH HODNOT MOTORU S DATY SIMULAČNÍHO MODELU**

v závislosti na úhlu pootočení klikového hřídele patrné, že si jsou průběhy měření a simulace velmi podobné a v zásadě si odpovídají. Spotřeba simulačního modelu proti realitě vyšla ve většině bodů optimističtěji s výjimkou maximálních otáček motoru. Výkon a točivý moment, jak je patrné z vnější charakteristiky, dosáhly vyšších hodnot. Největší rozdíly jsou u měrné spotřeby paliva při nízkých a vysokých otáčkách motoru. V případě točivého momentu se odchylka pohybuje ve středních otáčkách kolem tří procent a maximální odchylka se projevuje při 1100 min<sup>-1</sup> se 4,5 % špičkou. Celkově lze tedy říct, že simulační model vznětového motoru Zetor obecně vykazuje proti skutečnému motoru sice optimističtější parametry, přesto je dostatečně přesný, aby mohl posloužit jako základ pro další simulaci konverze motoru na přeplňovaný zážehový plynový motor.

## 2.6 Konverze modelu motoru na zážehový přeplňovaný plynový motor

Jak již bylo zmíněno dříve, cílem této práce je simulace přeplňovaného plynového motoru s vyplachovanou komůrkou. V úvodní fázi proto byl vytvořen kalibrovaný model původního vznětového motoru. Tato kapitola se věnuje konverzi tohoto modelu v GT-Poweru, jednotlivým změnám oproti původnímu modelu a také jeho naladěním.

### 2.6.1 Hlavní změny

Při konverzi skutečného motoru, který bude instalován na zkušebním stanovišti v motorové laboratoři, dojde k více změnám než u simulačního modelu. Jedná se převážně o změny konstrukční, přepracovaná bude například hlava motoru či písty. Tyto změny jsou zachyceny v modelu hoření. Zbylé úpravy jsou společné jak pro skutečný motor, tak i simulační model.

Hlavní provedené úpravy:

- Odstranění přímých vstřikovačů
- Snížení kompresního poměru na 13:1
- Přidání směšovače plynu před kompresor
- Přidání škrticí klapky a její regulace
- Změna modelu hoření
- Přeladění regulace motoru

### 2.6.2 Objekt směšovače plynu

Směšovač plynu je objekt, ve kterém dochází k tvorbě směsi směšováním plynu a vzduchu, jenž je z okolí nasáván přes vzduchový filtr. Směšovač je v modelu, stejně jako na zkušebně, tvořen trubkou, do které ústí vstřikovač plynu. Ta má průměr 60 mm a délku 200 mm a je definována pomocí prvku *PipeRound*.

Pro vstřikovač je použit objekt *InjAF-RatioConn*, což je objekt, který řídí velikost vstřikované dávky pomocí směšovacího poměru. Ten je definován pomocí součinitele přebytku vzduchu  $\lambda$ , jehož hodnota se pro jednotlivé výpočtové body zadává v *Case setupu*. Dalším zadaným parametrem je *Fluid object*. Tento plynový motor používá jako palivo stlačený zemní plyn (CNG), ten je z 98 % tvořen metanem v plynném stavu, takže byl při

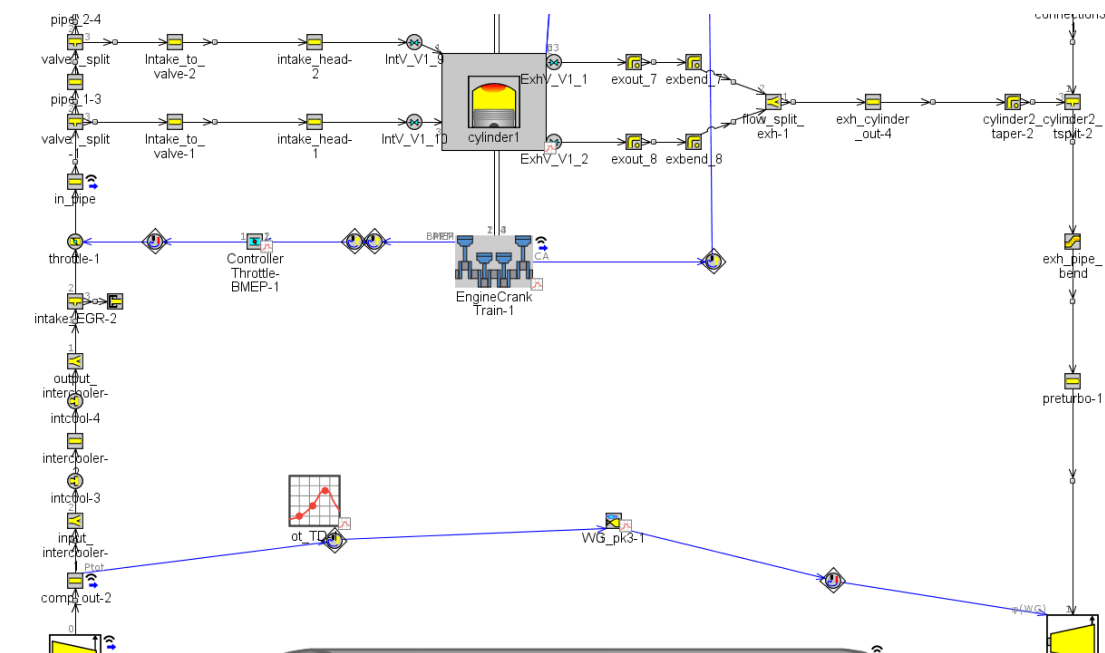
definování objektu paliva použit prvek *methane-vap*. Pro plyn byla zadána stejná teplota jako je teplota okolí.

## 2.6.3 Škrticí klapka

### 2.6.3.1 Objekt škrticí klapky a její řízení

Škrticí klapka je definována pomocí objektu *ThrottleConn*, kde byla ponechána všechna výchozí nastavení a byl pouze změněn průměr klapky na 88 milimetrů, aby odpovídal velikosti potrubí, ve kterém je klapka vložena.

Pro řízení klapky byly použity regulátory *ControllerThrottle*. První verze regulátoru klapky nastavovala úhel otevření škrticí klapky na základě požadovaného momentu motoru ( $M_k$ ) a druhá měla *Controller* pro regulaci na základě požadovaného středního efektivního tlaku (BMEP). Mimo jiného nastavení *Controlleru* byla zbylá nastavení pro obě verze regulátoru shodná. Byly zadány referenční objekty a objem soustavy potrubí mezi klapkou a válci motoru. Jelikož při prvotních výpočtech zřídka docházelo k regulaci momentu na požadované hodnoty a také ustálení stavu, bylo přistoupeno ke změně faktoru agresivnosti integrální a proporcionální složky z 1 na 0,5 pro obě složky. Tím se sice lehce zpomalil výpočet, ale problémy s rozkmitáním regulátoru se tím vyřešily. Na následujícím výřezu ze snímku obrazovky 10 programu GT-Power je patrné umístění škrticí klapky v sacím potrubí mezi mezichladičem stlačeného vzduchu a vstupem do sacího pléna.



OBRÁZEK 10- UMÍSTĚNÍ ŠKRTICÍ KLAJKY

## 2.6.4 Objekt hoření (Combustion object)

Model hoření je pro variantu se zapalovací svíčkou, tak pro zapalovací komůrku definován pomocí Wiebeho funkce s Wiebeho koeficientem 1,5. Oba modely mi byly poskytnuty vedoucím práce.

### 2.6.4.1 Model hoření pro zapalování svíčkou

Model hoření pro zapalovací svíčku byl kalibrován na základě měření na motoru Avia. Úhel CA50 (50% prohoření směsi paliva) a délka hoření (Burn duration 10-90 %) jsou zadány pomocí tabulek v závislosti na otáčkách motoru a středním indikovaném tlaku. Poskytnutý model hoření má také kalibrováný model produkce emisí oxidů dusíku ( $\text{NO}_x$ ), který je definován pomocí Zeldovichova mechanismu, který vypočítává jen celkové emise oxidů dusíků.

Jedinou úpravou, kterou jsem provedl, bylo dodefinování modelu klepání *EngCylKnock-SI*. Model klepání používá kinetický model přizpůsobený pro motory spalující zemní plyn s metanovým číslem 98, to vyjadřuje 98 % koncentraci metanu v CNG.

### 2.6.4.2 Model hoření pro zapalování pomocí zapalovací komůrky

Tento model hoření je do jisté míry zjednodušen. Vyplachovaná zapalovací komůrka, pro kterou je tento model kalibrován a její chování bylo zkoumáno na motoru Avia, má ve skutečnosti přívod paliva. Tato skutečnost je v tomto modelu hoření pro zjednodušení zanedbána a její přítomnost se v porovnání se zapalovací svíčkou projevuje zvýšením zápalné energie a rychlejším hořením směsi paliva. Stejně jako u modelu se zapalovací svíčkou, je délka hoření zadána pomocí tabulky, zde však v závislosti na otáčkách motoru a součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda$ . CA50 je zadán pro případ ladění individuálně pro každý bod v *Case setup* a výchozí hodnota CA50 byla 12°. Optimální nastavení bylo zvoleno jako kompromis s ohledem na maximální hodnotu výfukových plynů a maximální povolené tlaky ve válcích. Model má kalibrováný model celkové produkce emisí oxidů dusíku pomocí Zeldovichova mechanismu a také mu byl analogicky, jako v případě předchozího modelu, definován model klepání.

## 2.7 Ladění modelu pro maximální výkonové parametry

Po úpravě modelu, která představuje konverzi vznětového motoru na zážehový plynový, jsem přistoupil k jeho ladění. Cílem bylo naladění modelu motoru pro maximální výkonové parametry s ohledem na omezující parametry. Hlavní omezující parametry jsou vlastně čtyři.

- Maximální spalovací tlak ve válci
- Klepání ve válci
- Maximální otáčky turbodmyhadla
- Maximální teplota turbodmyhadla

### 2.7.1 Maximální tlak ve válci

Maximální spalovací tlak ve válci je dán konstrukcí motoru, konkrétně bloku motoru, jeho hlavy, pístů a klikového mechanismu. Maximální hodnotu tlaku ve válci jsem určil z indikátorových diagramů, ve kterých byla maximální hodnota naměřeného tlaku 145 barů. Skutečná maximální dovolená hodnota známa není, jelikož nebyla součástí poskytnuté specifikace motoru. Pro naladění zážehového motoru je však informace o maximální naměřené hodnotě dostačující, protože u zážehových motorů bývají maximální tlaky ve válcích motoru kvůli vzniku klepání řádově o jednotky desítek barů nižší než u vznětových motorů.

### 2.7.2 Klepání

Klepání [1] je jev, při kterém dochází k samovolnému vznícení směsi paliva a vzduchu ve válci motoru neboli detonačnímu spalování. To je způsobeno několika faktory a zejména se jedná o kombinaci vysokého tlaku teploty, kdy dojde ke vznícení nespálené směsi paliva například od lokálních míst v pracovním prostoru s vysokou teplotou. Poté dojde k šíření tlakové vlny, která působí proti hlavní vlně vzniklé zažehnutím směsi svíčkou. Tím nastane oscilace tlaku uvnitř válce, jejímž následkem zvýšení přestupu tepla do stěn. Následně může dojít jak k tepelnému namáhání komponent ve spalovacím prostoru, tak i jejich mechanickému poškození vlivem tlakových pulzací. Mezi typické závady způsobené klepáním patří zapečené a zadřené pístní kroužky či „propálené“ písty a ventily.

Náchylnost motoru ke klepání je možné výrazně omezit několika způsoby. Kromě konstrukčních zásahů a použití paliva s vyšším oktanovým číslem, které v tomto případě

nepřipadají v úvahu, je možné klepání zamezit změnou předstihu zápalu, případně snížením plnicího tlaku.

Jak již byl uvedeno dříve, oba modely zážehového motoru mají zapnutý model predikce klepání. Jeho funkčnost není pro motor vybavený komůrkovým zapalováním ověřena, proto byla zvolena hodnota 120 barů maximálního spalovacího tlaku pro další ladění s tím, že se předpokládá, že při jejím nepřesazení ke klepání nedojde.

### 2.7.3 Ladění plnicího tlaku

Většina práce ladění modelu komůrkového motoru spočívala v naladění regulace plnicího tlaku pomocí wastegate. Posledním omezujícím parametrem jsou maximální otáčky turbodmychadla, které jsou dány specifikací jeho výrobce a maximální hodnota je 150000 min<sup>-1</sup>.

Samotné ladění probíhalo tak, že jsem nejprve nechal provedl simulaci bez jakékoli regulace plně zavřeného wastegatu. Tento výpočet proběhl v rozmezí provozních otáček 1000 až 2200 min<sup>-1</sup> s krokem 1000 otáček a pro různé bohatosti směsi ( $\lambda = 1; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8$ ). Na základě této simulace vznikla následující tabulka, ze které je patrné, že při provozu na velmi chudou směs ( $\lambda=1,7; 1,8$ ) není třeba plnicí tlak vůbec regulovat. Pro součinitel přebytku směsi 1,6 je již třeba pro vyšší otáčky motoru snižovat plnicí tlak, aby nedošlo k poškození turbodmychadla. Při součiniteli přebytku vzduchu 1 a 1,5 by se mohlo objevit i klepání a u stechiometrické varianty by teoreticky mohlo dojít k překonání maximálního spalovacího tlaku. K tomu reálně však nedojde, protože se klepání projeví mnohem dříve – pro nižší spalovací tlaky.

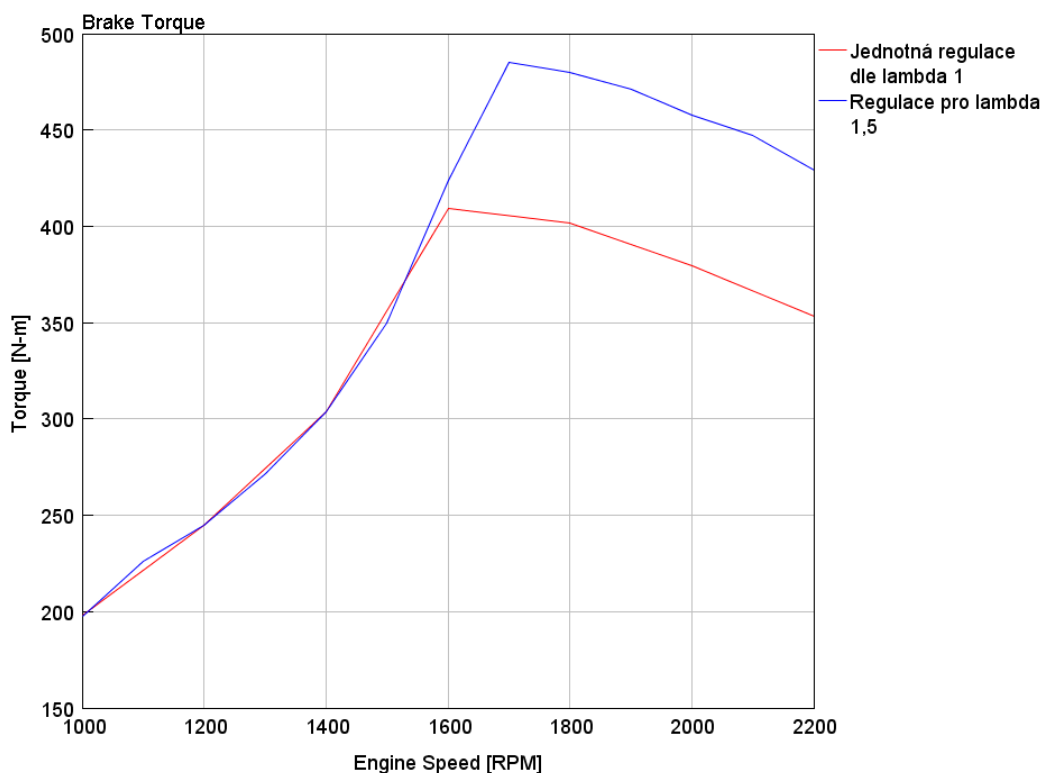
**TABULKA 1- PŘEHLED OMEZUJÍCÍCH PARAMETRŮ PRO RŮZNÉ BOHATOSTI SMĚSI**

Regulace z důvodu	$\lambda=1$	$\lambda=1.5$	$\lambda=1.6$	$\lambda=1.7$	$\lambda=1.8$
Klepání*	X	X			
Tlaky ve válcích	X				
Otáčky turbodmychadla	X	X	X		
Není nutná regulace				X	X

*Poznámka: \* Model klepání pro komůrkové zapalování neověřen, údaje jsou pouze informační*



Pro řízení wastegate je na základě simulací možné použít dvou strategií. První možností je naladění wastegate dle stechiometrické varianty a jeho použití pro všechny další bohatosti



**GRAF 9 - VNĚJŠÍ CHARAKTERISTIKY PŘI  $\lambda=1,5$  A RŮZNÝCH STRATEGIÍCH REGULACE PLNICÍHO TLAKU**

směsi. Druhou variantou je použití odlišného naladění wastegate pro každou variantu bohatosti směsi, čímž vznikne mapa závislosti plnicího tlaku na otáčkách motoru a součiniteli přebytku vzduchu. Z následujícího grafu 9 je patrné, že při použití odlišného nastavení wastegate dojde k výraznému zvýšení momentu motoru, ve vyšších otáčkách moment vzroste až o 80 Nm, což není zanedbatelná hodnota. Proto jsem zvolil druhou variantu a naladil regulaci wastegate pro každou variantu zvlášť.

Následně jsem již přistoupil k samotnému ladění a pro  $\lambda=1,6$  jsem provedl citlivostní analýzu postupného snižování plnicího tlaku pro snížení otáček turbodmyhadla pod maximální otáčky. Podobnou citlivostní analýzou jsem postupoval i v případě dalších bohatostí směsi, zde jsem však sledoval maximální tlaky ve válcích. Ty je zároveň možné snížit pomocí změny předstihu, kterou jsem se také zabýval a je řešena v další kapitole. Pro velmi chudé směsi se součinitelem přebytku vzduchu 1,7 a 1,8 jsem pro jistotu do tabulky zadal lehce vyšší než dosahované tlaky při zavřeném wastegate, aby při regulaci zůstal pro tyto chudosti wastegate skutečně zavřený a zbytečně nesnižoval plnicí tlak.

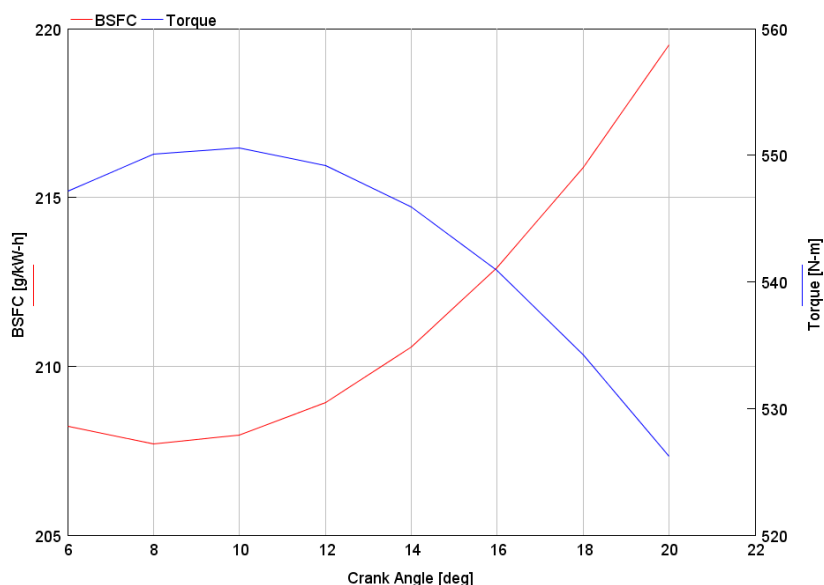
## 2.7.4 Nastavení předstihu

Předstih zážehu je u skutečného motoru řízen pomocí mapových podkladů, které však jsou v případě, že se snímač klepání zaznamená klepání, potlačeny a řídicí jednotka automaticky sníží předstih, aby ke klepání nedošlo. Následně při změně provozních podmínek postupně předstih navrácí do předepsaných hodnot.

V případě této simulace jsem zvolil nastavení předstihu s jistou mírou zjednodušení. Vzhledem k absenci zkalibrovaného modelu klepání pro komůrkové zapalování jsem se vytvářením mapy předstihu závislé na provozních podmínkách nezabýval a nastavil pro všechny otáčky konstantní polohu CA50. Ke změně předstihu však dochází, protože se při změně provozních režimů mění délka hoření, kdy se při kratším hoření předstih sníží a při delším naopak zvýší[2].

Pro nalezení optimálního předstihu jsem provedl citlivostní analýzu nastavení úhlu 50% prohoření směsi paliva, jehož posouváním dochází ke změně předstihu. Na základě této analýzy, jak je patrné z následujícího grafu 10, připadají v úvahu hodnoty CA50 mezi 8° a 10°, kde leží optimum nejnižší spotřeby a nejvyššího točivého momentu.

To však není jediný rozhodující parametr, zvyšováním předstihu sice dochází ke snížení

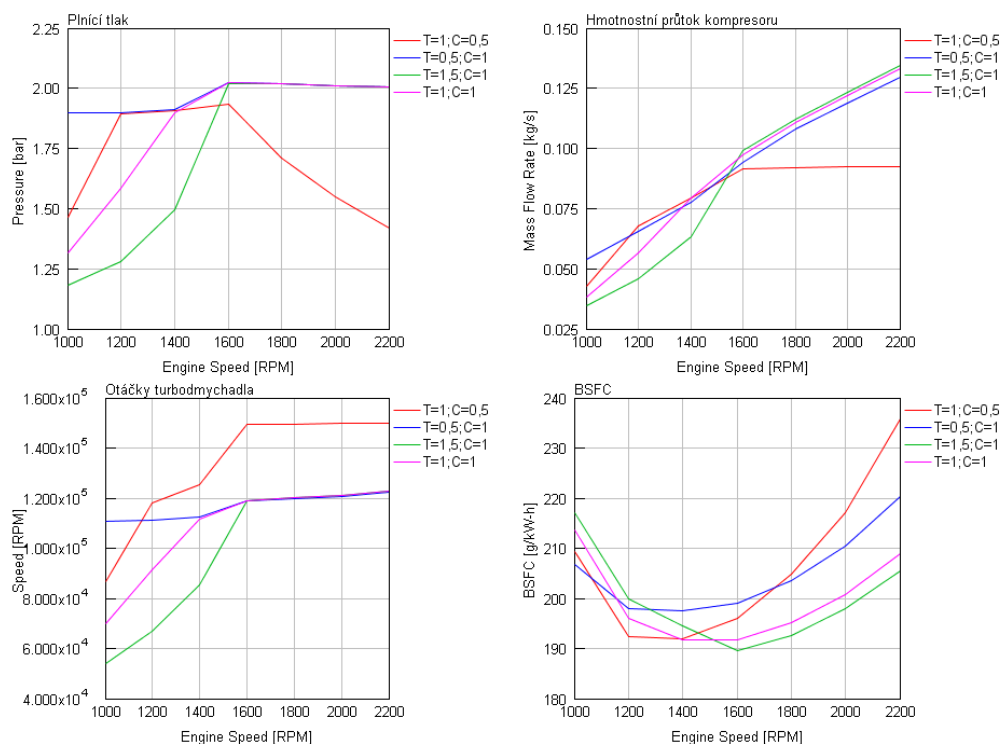


GRAF 10- CITLIVOSTNÍ ANALÝZA BSFC A TOČIVÉHO MOMENTU VE 2200 1/MIN

náchylnosti motoru ke klepání, ale zároveň se zvyšuje teplota výfukových plynů. Tím dochází ke zvýšenému tepelnému namáhání turbodmychadla, které je schopné krátkodobě snášet teploty přes 800°C. Při snižování předstihu se zvyšují maximální tlaky ve válci a zvyšuje se pravděpodobnost vzniku klepání. Proto byl nakonec s ohledem na omezující faktory jako kompromis zvolen úhel CA50 na 10°.

## 2.8 Perspektiva změny turbodmychadla

Turbodmychadlo ČZ C14-63, které využívá původní vznětová verze motoru Zetor 1605, převzala i jeho zážehová plynová varianta. Při konverzi motoru se počítá využitím množství původních součástí motoru v rámci úspory nákladů. Nicméně použití jiného turbodmychadla by mohlo vést ke zlepšení výkonových parametrů plynového motoru. Dalším důvodem k možné změně turbodmychadla je fakt, že při použití stechiometrické



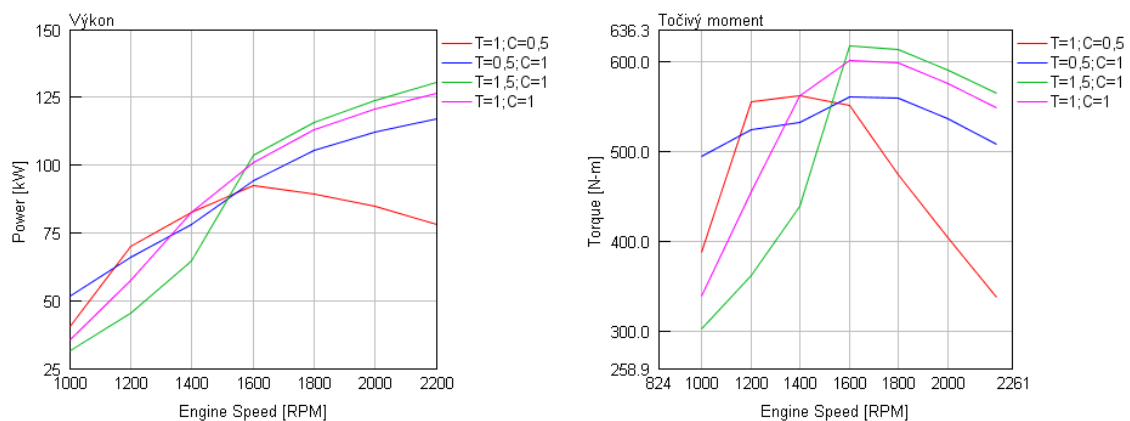
GRAF 11- POROVNÁNÍ ZMĚNY VELIKOSTI KOMPRESORU A TURBÍNY TURBODMYCHADLA

směsi a dlouhodobému provozu motoru ve vysokých otáčkách a zatíženích by mohlo dojít k poškození stávajícího turbodmychadla. Použití tepelně odolnějšího turbodmychadla je však spíše krajním řešením, snazší a zejména levnější variantou by bylo snížení teploty spalin, například úpravou předstihu zážehu.

Jednou možností je také změna velikosti turbodmychadla, zde je možné teoreticky měnit velikost kompresoru a turbodmychadla zároveň či zvlášť. Simulaci těchto změn jsem prováděl v GT-Poweru změnou parametru *Mass multiplier* (výchozí=1) u příslušného prvku, kde jsem záměrně volil příliš velké zvětšení či zmenšení (o 50 %), aby byl rozdíl vůči výchozí variantě dostatečně viditelný. Simulace probíhala s plně otevřenou škrticí klapkou a regulací plnicího tlaku na stejnou úroveň pro všechny varianty. Regulace byla zároveň nastavena tak, aby wastegate v otáčkách, kde byl u původní varianty zavřený, zůstal zavřený i nadále a tím bylo umožněno případně zvýšení plnicího tlaku v nízkých otáčkách.

Jak je z grafu Graf 11 patrné, zmenšení samotného kompresoru ( $T=1$ ;  $C=0,5$ ) je nevhodné řešení, dojde totiž v 1600 otáčkách za minutu k dosažení maximálních otáček turbodmychadla. To způsobí regulaci plnicího tlaku, čímž dojde ke snížení průtoku vzduchu a následně k výraznému snížení výkonu motoru a nárůstu měrné spotřeby paliva (BSFC) ve středních až vyšších otáčkách. V nižších otáčkách jsou však dosahované výkonové parametry vůči výchozí verzi vyšší při snížení měrné spotřeby paliva. Toto řešení by bylo teoreticky možné použít pouze při využití vícestupňového přepínání, čímž by se však zvýšily výrobní náklady.

Při výrazném zvětšení samotného turbodmychadla ( $T=1,5$ ;  $C=1$ ) dojde k výraznému snížení výkonu motoru v nižších otáčkách, naopak při vyšších je plnicí tlak omezen na úroveň výchozí varianty z důvodu omezujících parametrů motoru, takže ke zvýšení výkonu v této oblasti nedojde.



**GRAF 12 - VNĚJŠÍ CHARAKTERISTIKY PRO RŮZNÉ VELIKOSTI KOMPRESORU A TURBÍNY**

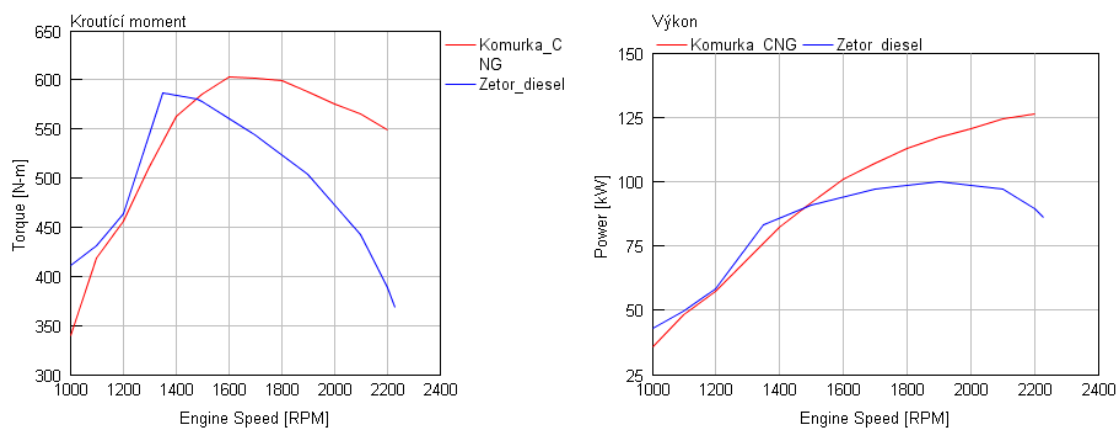
Vhodnou možností, kterou lze docílit výrazného zvýšení výkonu v nízkých otáčkách motoru, je zmenšení turbíny. Jak je vidět v grafu Graf 12, lze dosáhnout velmi výrazného zlepšení výkonových parametrů v nízkých otáčkách, avšak za cenu horších parametrů ve středních a vysokých otáčkách při současném zvýšení BSFC, což je vidět v grafu Graf 11. Stejně jako v případě zmenšeného kompresoru by bylo toto řešení vhodné kombinovat s vícestupňovým přepínáním, nebo použít turbodmychadla s variabilní geometrií.

Pro plynový přepínaný motor Zetor je možné zachovat stávající turbodmychadlo ČZ C14-63 pocházející z výchozí vznětové verze motoru Zetor 1605. Případnou alternativou je instalace turbodmychadla s variabilní geometrií lopatek, které by umožnilo dosáhnout lepších výkonových parametrů v nižších otáčkách.

*Podmínky simulace: Plně otevřená škrticí klapka, pro 1000-1300 min<sup>-1</sup> zavřený wastegate  
Pro 1300-2200 min<sup>-1</sup> plnicí tlak řízen dle výchozí varianty*

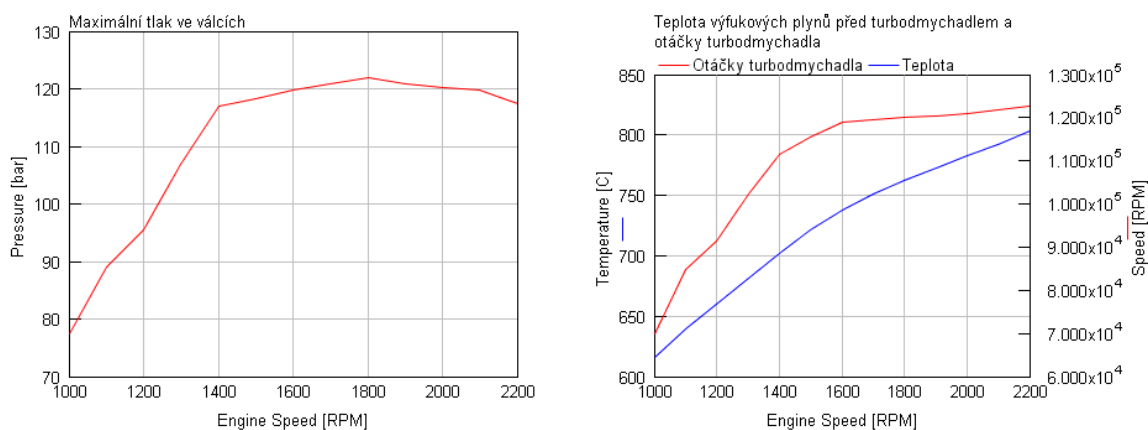
## 2.9 Finální model přeplňovaného zážehového plynového motoru s vyplachovanou komůrkou

Výsledné parametry simulačního modelu zážehového plynového motoru naznačují, jak je patrné z grafu Graf 14, že by mohl motor po konverzi dosahovat lepších špičkových



GRAF 14- POROVNÁNÍ ZÁŽEHOVÉHO PLYNOVÉHO A VZNĚTOVÉHO MOTORU ZETOR

parametrů než výchozí vznětový motor a ke znatelnému nárůstu výkonu a momentu došlo v rozmezí 1500 a 2200  $\text{min}^{-1}$ . Plynový motor při stechiometrické směsi dosáhl maximálního výkonu 125 kW při 2200  $\text{min}^{-1}$  a maximálního točivého momentu 602 Nm při 1600  $\text{min}^{-1}$ . Tím, že je vysoký moment na rozdíl od vznětové verze dosažitelný i ve vysokých otáčkách motoru, vzrostl maximální výkon o necelých 25 %. Maximální točivý moment nenarostl tak dramaticky, rozšířila se však oblast jeho využitelnosti, kde je od 1500  $\text{min}^{-1}$  výrazně roste



GRAF 13- OMEZUJÍCÍ PARAMETRY ZÁŽEHOVÉHO PLYNOVÉHO MOTORU ZETOR ( $\lambda=1$ )

jeho rozdíl vůči vznětové variantě, pro 2200  $\text{min}^{-1}$  je nárůst o téměř 45 %.

Zároveň je třeba upozornit, že byl model laděn s ohledem na klepání tak, aby maximální tlak ve válcích nepřesáhl 120 barů (s předpokladem, že ke klepání nedojde). Skutečný motor, kde by bylo možné klepání pozorovat a následně motor lépe vyladit, by tak teoreticky mohl dosáhnout ještě lepších výkonových parametrů. Jak je z následujících grafů Graf 13 vidět,

byly všechny omezující parametry dodrženy. Hraniční je v případě vysokých otáček při stechiometrické směsi teplota výfukových plynů před turbodmychadlem, kde je provoz s teplotami výfukových plynů nad 800 °C možný jen krátkodobě. Naopak pokud je motor provozován s chudou směsí v rozmezí 1,5 až 1,8, teplota výfukových plynů je mnohem nižší a nepředstavuje pro turbodmychadlo riziko.

## 3 Strategie pro splnění emisní legislativy

### 3.1 Volba možných provozních strategií

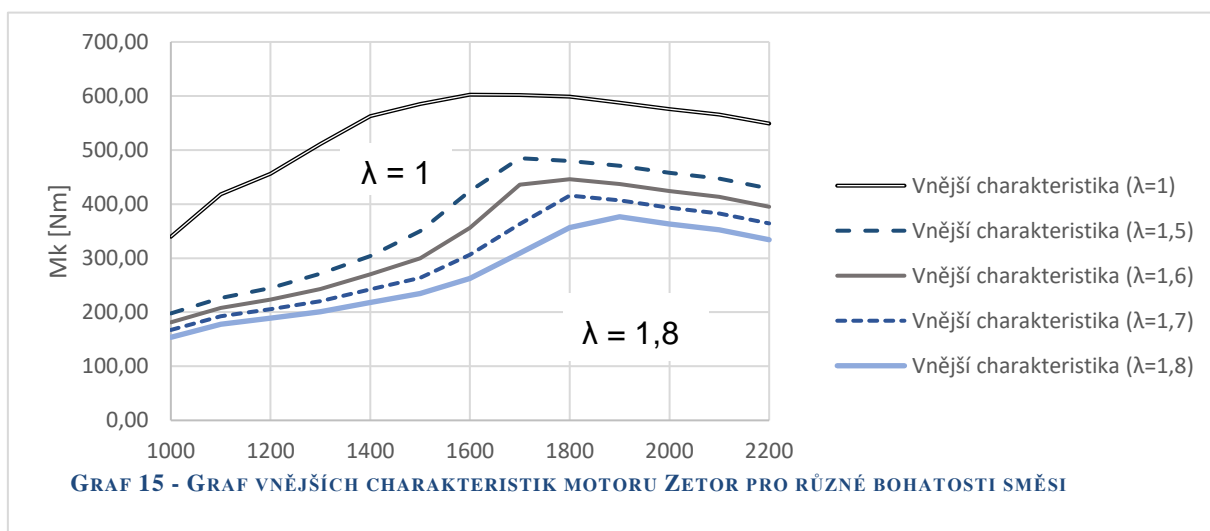
Dalším úkolem této diplomové práce je navržení strategie provozu plynového motoru s vyplachovanou komůrkou, aby byly co možná nejvíce využity benefity komůrkového zapalování. Tím je možnost provozu motoru na velmi chudou směs, což umožňuje výrazné snížení spotřeby v režimech, kdy je motor provozován v nízkých až středních zatíženích. Cílem je dosažení co nejvyššího snížení spotřeby při splnění emisních limitů.

V úvahu připadá hned několik strategií, z nichž všechny počítají pro vysoká zatížení motoru s provozem na stechiometrickou směs pro maximalizaci výkonu motoru. Provoz s chudou směsí je optimální v rozmezí součinitele přebytku vzduchu 1,5 až 1,8. Provoz s chudostmi směsi mezi stechiometrickou směsí a  $\lambda=1,5$  nejsou výhodné z důvodu nefunkčnosti třicestného katalyzátoru a následně vysoké produkce zejména emisí  $\text{NO}_x$ , které jsou maximální kolem  $\lambda=1,1$ . Naopak použití chudší směsi než 1,8 je omezeno z důvodu těžké zažehnutelnosti takto chudé směsi.

Mnou navržené strategie provozu s využitím chudé koncepce se dají rozdělit do dvou skupin. První kombinuje vždy stechiometrickou a jedinou chudost směsi, mezi kterými na základě zatížení motoru přepíná. Druhá strategie využívá opět stechiometrické koncepce, ale při snížení zatížení ochudí směs a otevře škrticí klapku, dále k regulaci výkonu dochází pomocí postupného ochuzování směsi do maximální povolené chudosti. Touto hranicí jsem zvolil  $\lambda=1,8$  a v případě, že je třeba výkon ještě více regulovat, uvede se opět v činnost škrticí klapka. Strategie použití chudé koncepce jsou následující:

- $\lambda=1$  a 1,5;  $\lambda=1$  a 1,6;  $\lambda=1$  a 1,7;  $\lambda=1$  a 1,8
- $\lambda=1$  a 1,5-1,8;  $\lambda=1$  a 1,6-1,8

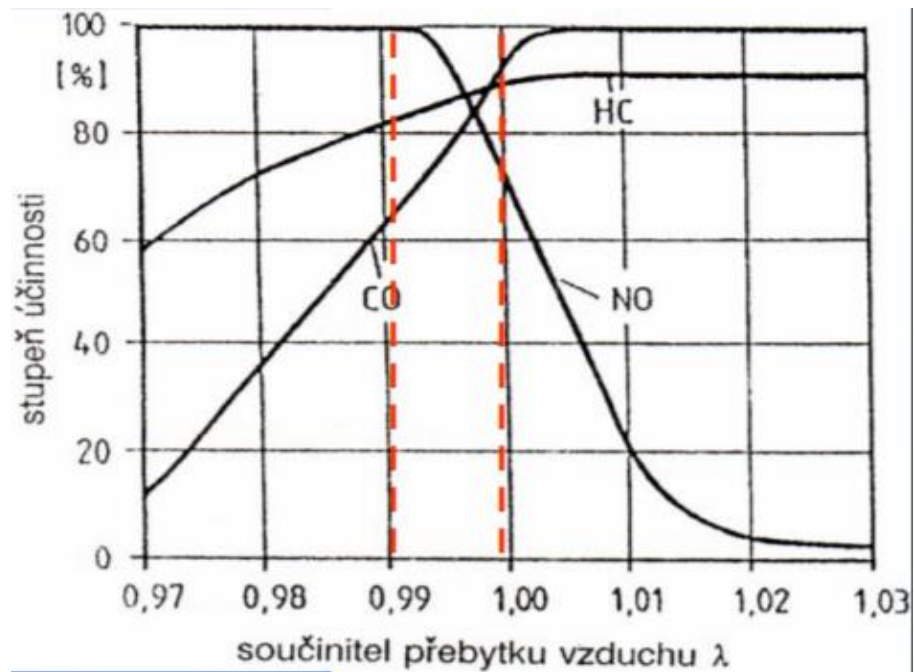
Oblasti využitelnosti pro různé chudé koncepce jsou vymezeny a jasně patrné v předcházejícím grafu, nejširší oblast využitelnosti má  $\lambda=1,5$  a nejužší  $\lambda=1,8$ . K hledání a vybrání optimální strategie jsem použil několika emisních cyklů. První dva, WHSC a WHTC, jsou emisní cykly, které se týkají motorů pro Heavy-duty použití (užitkových vozidlech pro silniční použití). Druhá skupina emisních cyklů se týká vozidel pro non-road aplikace (traktory, bagry, atd.) a jedná se o NRSC a NRTC[13].



### 3.1.1 Katalyzátor a vyhodnocované emise

Simulovaný plynový motor, stejně jako většina moderních zážehových motorů, bude vybaven příslušenstvím pro dodatečnou úpravu spalin, třícestným katalyzátorem. Jedná se o zařízení, které se zabývá likvidací tří hlavních skupin škodlivin, CO, HC a NO<sub>x</sub> a probíhají v něm oxidačně-redukční reakce. CO oxiduje na CO<sub>2</sub>, sloučeniny HC se oxidují na CO<sub>2</sub> a H<sub>2</sub>O a spotřebovává se přitom kyslík. Tyto reakce tedy probíhají při dostatečném množství kyslíku ve výfukových plynech. NO<sub>x</sub> se redukuje na dusík při uvolňování kyslíku, přičemž chemická účinnost redukčního katalyzátoru je velmi citlivá na součiniteli přebytku vzduchu a při ochuzení směsi prudce klesá. [2] Jak už bylo dříve uvedeno, cílem simulace je návrh vhodné strategie pro splnění příslušných emisních limitů, a to zejména emisí oxidů dusíku (NO<sub>x</sub>). Červeně ohraničená oblast v grafu 16 vymezuje rozmezí součinitele přebytku vzduchu, které je kompromisem pro vysokou chemickou účinnost likvidace všech tří složek. Kombinací stechiometrické a chudé koncepce musí být zaručeno splnění emisních limitů s ohledem na to, že při chudé koncepci je z hlediska emisí NO<sub>x</sub> neúčinné příslušenství pro dodatečnou úpravu spalin, protože třícestný katalyzátor má nejvyšší chemickou účinnost při  $\lambda=1\pm 0,01$ . Tato skutečnost je patrná z grafu 16, kde účinnost redukce oxidů dusíku s rostoucí chudostí směsi výrazně klesá. Naopak oxidační funkce třícestného katalyzátoru zůstává a

nadále dochází k oxidačním reakcím nespálených uhlovodíků a oxidu uhelnatého. Otázkou zůstává k jak výraznému poklesu chemické účinnosti oxidační reakce CO a HC dojde. Tato práce dále předpokládá, že nastane dostatečná likvidace CO a HC pro splnění emisních limitů, což je třeba ověřit experimentálně.



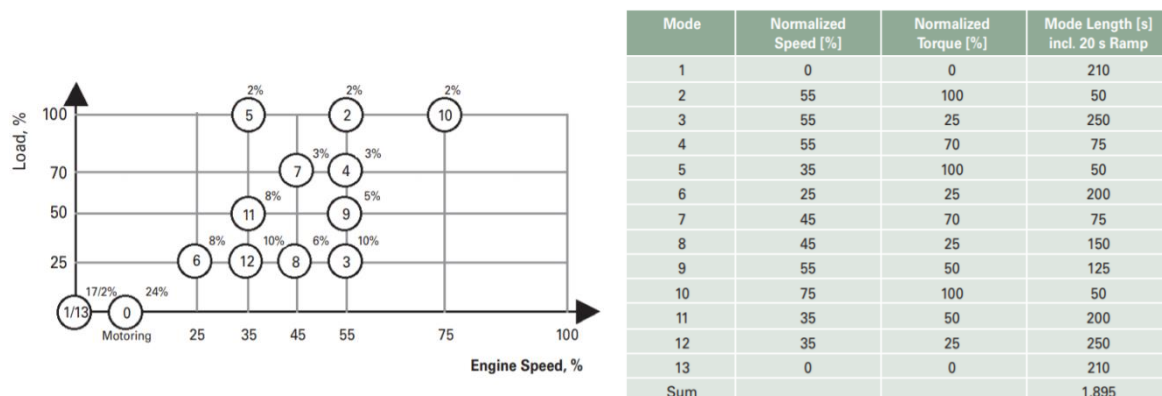
GRAF 16 - GRAF ÚČINNOSTI TŘÍCESTNÉHO KATALYZÁTORU.[4]



## 3.2 Komůrkový motor v emisním cyklu WHSC

### 3.2.1 Emisní cyklus WHSC

WHSC je World Heavy Duty Steady-state cycle a je to emisní cyklus vytvořený k pokrytí provozních podmínek v Evropské unii, USA, Japonsku a Austrálii. Jedná se emisní cyklus skládající se ze 13 bodů[14], které jsou v ustáleném stavu a jsou dány předpisem požadovaného zatížení a otáček. V následující tabulce jsou tyto předepsané hodnoty pro jednotlivé body uvedeny v procentuálním podílu a pro jednotlivé motory probíhá výpočet na základě konkrétního provozního otáčkového rozsahu a maximálního zatížení ve vypočítaném otáčkovém bodě. Dále je pro každý bod předepsána délka provozu motoru v tomto bodě a váhový faktor. Váhové faktory jsou uvedeny v procentech v grafu na obrázku 11.



OBRÁZEK 11 - WORLD HEAVY DUTY STEADY-STATE CYCLE [14]

Pro vyhodnocení emisí WHSC jsem zvolil emisní normu Euro VI (EC č.595/2009 včetně regulací EU č.582/2011 a č.64/2012). Je to norma vztahující se na vozidla kategorie M1, M2, N1, N2 s hmotností přesahující 2610 kg. Limity emisí pro jednotlivé složky spalin jsou uvedeny v tabulce 2. [14]

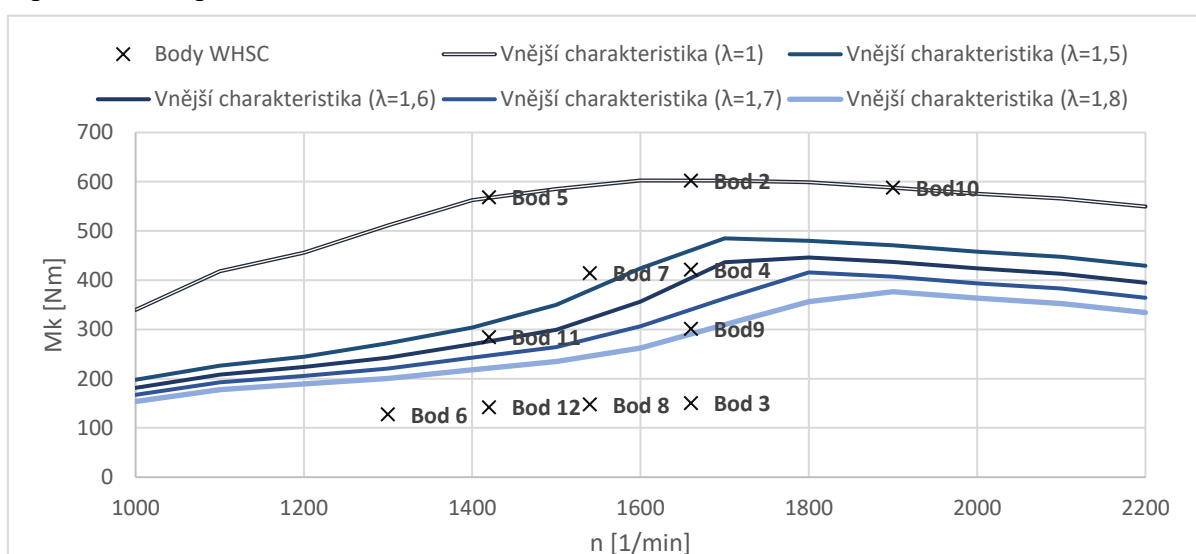
	CO	THC	NMHC	CH4	NO <sub>x</sub> <sup>1)</sup>
	mg/kWh				
WHSC (C.I.)	1.500	130			400

TABULKA 2- EMISNÍ LIMITY PŘEDEPSANÉ NORMOU EURO VI[14]

### 3.2.2 Výpočet WHSC

Pro výpočet emisního cyklu WHSC jsem zvolil zjednodušení ze 13 bodového cyklu na 12 bodový. K tomuto zjednodušení jsem přistoupil proto, že první a třináctý bod jsou stejné. Jedná se o volnoběžné otáčky nezátíženého motoru a bylo by zbytečné počítat dva body, které jsou totožné.

Pro simulovaný zážehový přeplňovaný plynový motor s vyplachovanou komůrkou je rozložení bodů WHSC na následujícím grafu 17, je zde jasně patrné, které body je možné splnit s nejjednodušší směsí, jsou to body 3, 6 a 12, a pro které je nutné směs obohatit. Body WHSC jsem následně zadal do *Case setupu* v různých variantách, které byly zmíněny v předchozí kapitole.



GRAF 17 - VNĚJŠÍ CHARAKTERISTIKA A BODY WHSC PRO PLYNOVÝ KOMŮRKOVÝ MOTOR ZETOR

### 3.2.3 Vyhodnocení WHSC

Vyhodnocení probíhalo pomocí Microsoft Excel, kam jsem z GT-Post zkopíroval výsledky jednotlivých simulačních bodů. Jednalo se o efektivní výkon, točivý moment, otáčky motoru, měrnou spotřebu paliva a emise NO<sub>x</sub> a HC uvedené v g/kWh.

Výsledná měrná produkce určité j-té škodliviny se stanoví následovně:

$$\overline{m}_j = \frac{\sum_{k=1}^{13} M_{j,k} W F_k}{\sum_{k=1}^{13} N_{ee,k} W F_k} [3]$$

k pořadové číslo režimu WHSC

WF<sub>k</sub> váhový faktor k-tého režimu

N<sub>ee,k</sub> efektivní výkon motoru naměřený v k-tém režimu

Pro vyhodnocení bylo dále třeba vypočítat  $M_{j,k}$  neboli celkovou hmotnost j-té škodliviny během k-tého režimu WHSC. Proto jsem odvodil a použil následující vzorec:

$$M_{j,k} = \frac{N_{ee,k} \cdot m_{j,k}}{3600 \cdot t_k}$$

$M_{j,k}$  měrná produkce j-té škodliviny v k-tém režimu

$t_k$  doba trvání k-tého režimu

### 3.2.4 Výsledky WHSC

Z výsledků zjednodušeného emisního cyklu WHSC je patrné, že nejnižší produkce emisí se dosáhne kombinací stechiometrické a chudé koncepce při provozu ve více režimech ochuzení směsi. Vzhledem k předpokladu, že motor bude vybaven třícestným katalyzátorem, je nejnižší produkce  $\text{NO}_x$  právě při kombinaci  $\lambda = 1+1,8$ , protože pro tuto variantu je většina bodů WHSC je realizována při stechiometrické směsi a pouze čtyři body při chudé. Proto má tato varianta právě nejvyšší celkovou spotřebu ze všech dalších kombinací chudé koncepce, což je patrné z grafu Graf 18.

Emise HC před katalyzátorem jsou zde zmíněny pouze orientačně, jejich model nebyl zkalibrován, jejich výpočet vychází ze zadané chemické účinnosti spalování. Je však patrné, že splnění limitů nespálených uhlovodíků nebude možné bez použití katalyzátoru. Předpoklad je takový, že motor bude standardně vybaven třícestným katalyzátorem, který si při ochuzení směsi zachová pouze oxidační funkci, čímž bude docházet k likvidaci emisí HC a CO. Otázkou stále zůstává účinnost oxidace těchto škodlivin, zejména HC, ta je třeba experimentálně ověřit a tato práce dále předpokládá, že dojde k dostatečné likvidaci emisí HC a CO, takže budou emisní limity normy Euro VI splněny.

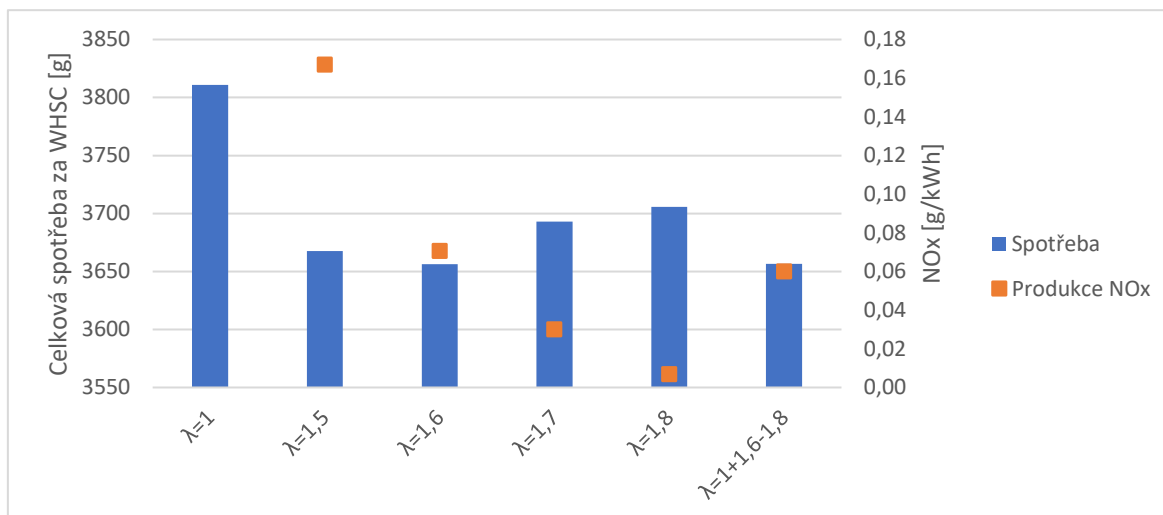
**TABULKA 3 - VÝSLEDNÁ PRODUKCE EMISÍ  $\text{NO}_x$  A HC VE ZJEDNODUŠENÉM WHSC**

WHSC			Svíčka	Komůrka									
$\lambda$			1	1+1,5		1+1,6		1+1,7		1+1,8		1+1,6-1,8	
		limit	prekat	prekat	kat	prekat	kat	prekat	kat	prekat	kat	prekat	kat
$\text{NO}_x$	g/kWh	0,4	0,63	0,26	0,17	0,2	0,07	0,3	0,03	0,14	0,01	0,17	0,06
HC	g/kWh	0,13	0,22	0,51	-	0,54	-	0,49	-	0,55	-	0,70	-

Poznámky: prekat – hodnota před katalyzátorem, kat – hodnota za katalyzátorem

Model produkce emisí HC nebyl kalibrován, proto hodnoty jsou pouze orientační.

Nutnou podmínkou při výběru optimální strategie provozu s chudou směsí bylo splnění emisních limitů. Druhým důležitým parametrem bylo snížení spotřeby vůči provozu plynového motoru se zapalovací svíčkou a stechiometrické směsi. Nejvyššího snížení spotřeby o 4 % vůči konvenční verzi dosáhnou dvě varianty:  $\lambda=1+1,6$  a  $\lambda=1+1,6-1,8$ .



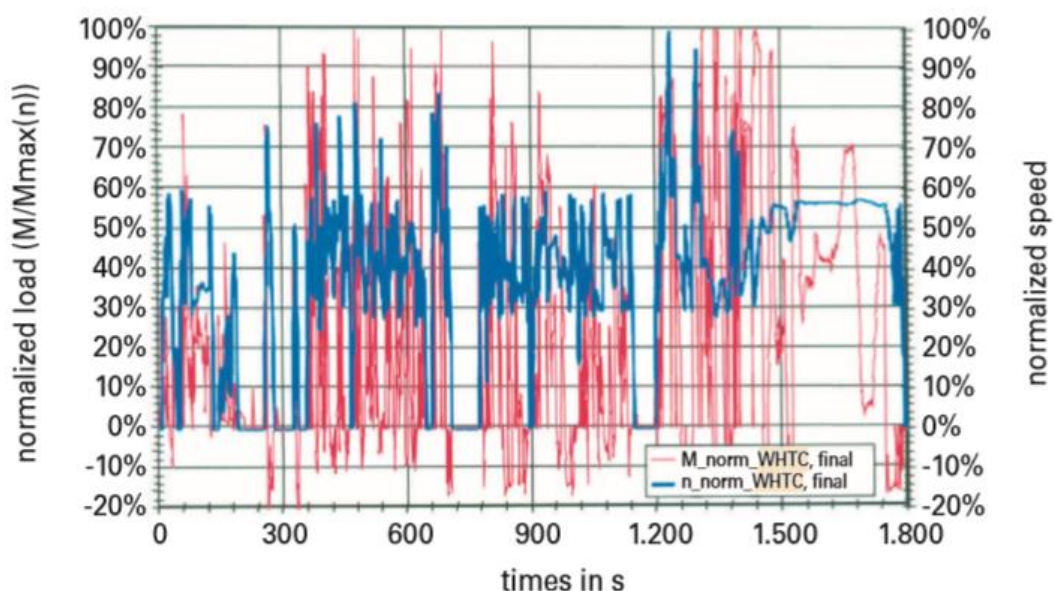
**GRAF 18- CELKOVÁ SPOTŘEBA A PRODUKCE NOx PODLE PROVOZNÍCH STRATEGIÍ**

Jak je z předchozího grafu patrné, mají obě tyto varianty shodnou celkovou spotřebu paliva za WHSC, liší se však v produkci emisí NO<sub>x</sub>, která je v případě druhé zmiňované varianty nižší ve srovnání s první možností. Pro stacionární cyklus jako je WHSC jsou tedy možné obě varianty. Pokud se vezmou v úvahu možná nepřesnost výpočtu a fakt, že se výpočet proběhl pro zjednodušený WHSC, volím variantu s nejnižší spotřebou paliva a zároveň nižší produkcí emisí oxidů dusíku, což je z hlediska bezpečnosti optimální řešení. Pro další výpočty nestacionárních emisních cyklů jsem na základě výsledků WHSC zvolil strategii stechiometrické a chudé koncepce při využití více chudostí směsi, variantu  $\lambda=1+1,6-1,8$ .

## 3.3 Komůrkový motor v emisním cyklu WHTC

### 3.3.1 Emisní cyklus WHTC

WHTC neboli World Heavy-Duty Transient Cycle je nestacionární emisní cyklus spadající do skupiny emisních cyklů pro užitková vozidla (WWHD). WHTC je definován pomocí průběhu otáček motoru a jeho zatížení v čase, jejich závislost je zobrazena na následujícím grafu. Vzhledem k tomu, že je WHTC nestacionární cyklus, je náročnější na splnění emisních limitů než WHSC. Navíc obsahuje i režim, který simuluje brzdění motorem a zatížení motoru je záporné. Otáčky i zatížení motoru jsou udávány procentuálně a přepočít otáček probíhá z provozního spektra otáček motoru.



GRAF 19- PRŮBĚH OTÁČEK MOTORU A ZATÍŽENÍ PŘI WHTC [14]

Pro stanovení emisních limitů opět jsem opět vyšel z emisní normy Euro VI (EC č.595/2009 včetně regulací EU č.582/2011 a č.64/2012). Je to norma vztahující se na vozidla kategorie M1, M2, N1, N2 s hmotností přesahující 2610 kg. Limity emisí jsou uvedené v následující tabulce, kde se zážehových motorů týkají limity na posledním řádku označené WHTC (P.I.), což je verze pro zážehové motory .

TABULKA 4 - EMISNÍ LIMITY PŘEDEPSANÉ NORMOU EURO VI [14]

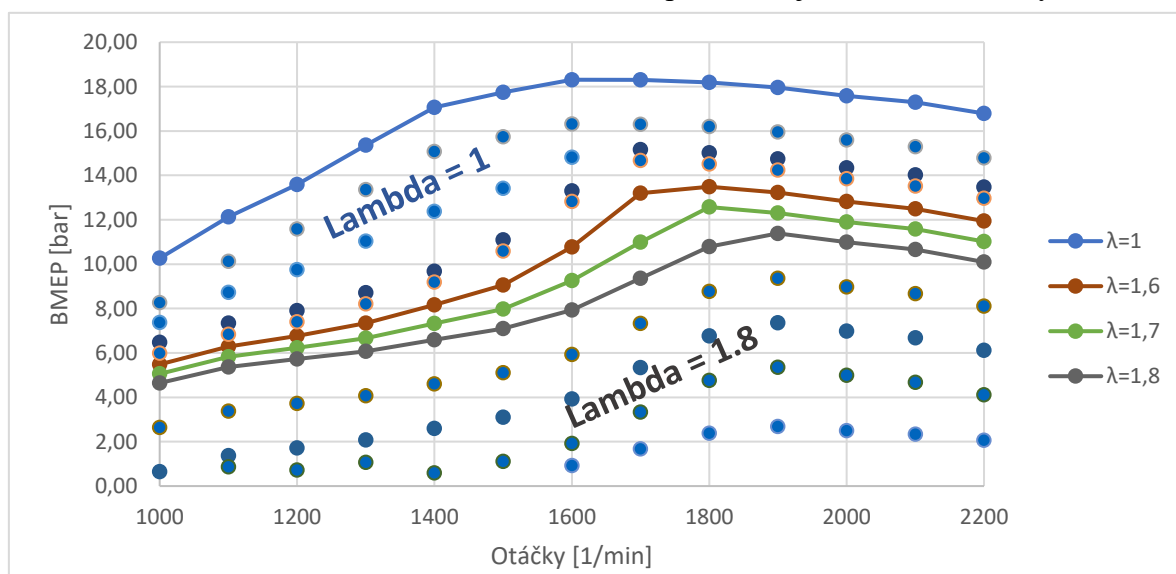
	CO	THC	NMHC	CH4	NOx <sup>1)</sup>
	mg/kWh				
WHSC (C.I.)	1.500	130			400
WHTC (C.I.)	4.000	160			460
WHTC (P.I.)	4.000		160	500	460

### 3.3.2 Výpočet WHTC

Pro simulační výpočet emisního cyklu WHTC byl použit quasi-stacionární model, který pro simulaci nestacionárního cyklu používá mapy závislosti příslušného motoru. Při tomto výpočtu pracoval model se mapami spotřeby, produkce emisí a dalších veličin v závislosti na otáčkách motoru a BMEP. Quasi-stacionární je tento výpočtový model proto, že mapy zadané do tohoto modelu vznikly proměřením jednotlivých bodů, které jsou v ustáleném stavu. Při výpočtu dále dochází k aproximaci mezi jednotlivými ustálenými stavy, tím pádem ve výpočtu nejsou zohledněny účinky způsobené přechodovými stavy, který se projeví zejména při rychlých změnách zatížení a otáček motoru. K určitému zpřesnění výpočtu a započítání vlivu těchto rychlých změn režimů se do modelu zadává moment setrvačnosti klikového mechanismu a ten dále setrvačnost motoru zohledňuje ve výsledcích.

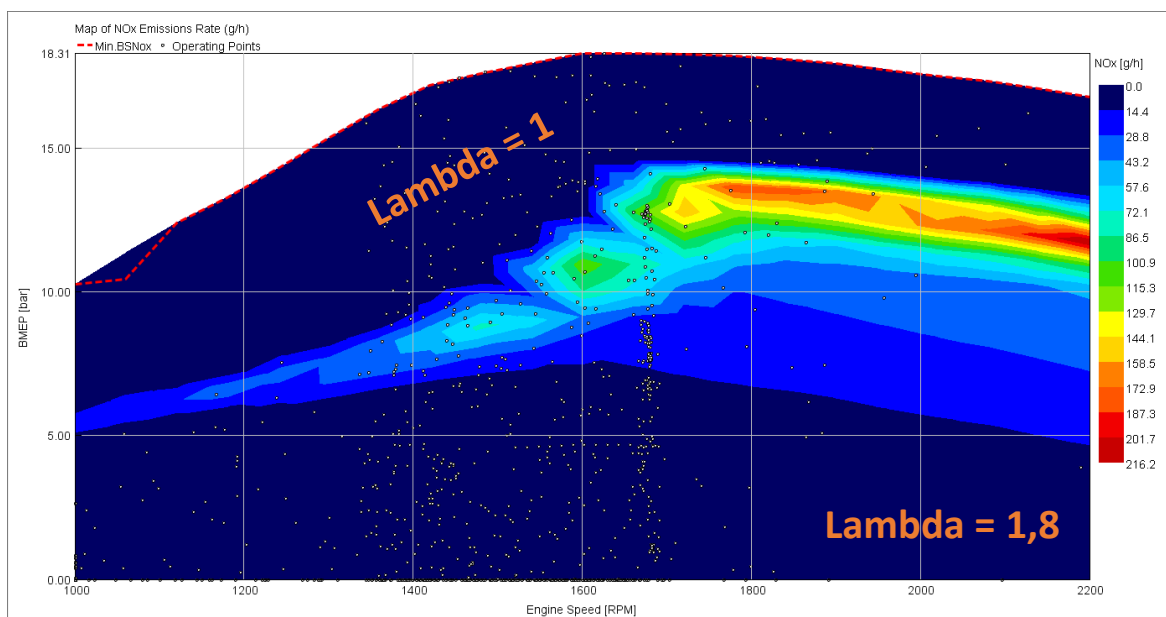
#### 3.3.2.1 Výpočet úplné charakteristiky

Pro zadání datových map veličin motoru při výpočtu WHTC jsem musel jednotlivé mapy vytvořit. Jejich výpočet probíhal tak, že jsem z výsledků vnější charakteristiky stechiometrické koncepce s komůrkovým zapalováním zkopíroval hodnoty BMEP s krokem 100 otáček v provozním rozmezí 1000-2200 min<sup>-1</sup>. Další body byly vypočítány pomocí tabulky, kde se BMEP snižovalo s krokem 2 bar, což bylo docíleno regulací škrticí klapky podle požadovaného BMEP v *Case setup*. Při výpočtu úplné charakteristiky s využitím chudé koncepce byly navíc přidány body vnějších charakteristik od  $\lambda = 1,6$  do 1,8. Body s nižším zatížením, než je na vnější charakteristice při  $\lambda=1,8$ , byly proměřovány opět s krokem 2 bary při této chudosti směsi. Na následujícím grafu je úplná charakteristika simulace motoru s kombinací stechiometrické a chudé koncepce, která je tvořena 143 body.



GRAF 20- BODY ÚPLNÉ CHARAKTERISTIKY VARIANTY  $\lambda = 1 + 1,6-1,8$

Pro provoz se stechiometrickou směsí je předpokládáno užití trojcestného katalyzátoru, proto byla pro všechny provozní body s  $\lambda=1$  do map  $\text{NO}_x$  zadána hodnota 10 ppm. Jedná se o jistou formu zjednodušení, která zohledňuje omezenou chemickou účinnost katalyzátoru. Na grafu Graf 21 je patrný přechod ze stechiometrické směsi na chudou směs se součinitelem přebytku vzduchu 1,6. Přechodová oblast je ohraničena světle modrou oblastí, která indikuje zvýšení produkce  $\text{NO}_x$ , kdy dojde při ochuzení směsi k výraznému snížení účinnosti redukční části trojcestného katalyzátoru.



GRAF 21 - MAPA PRODUKCE EMISÍ  $\text{NO}_x$  VARIANTY  $\lambda=1+1,6-1,8$  A JEDNOTLIVÉ BODY WHTC

### 3.3.3 Vyhodnocení WHTC a volba optimální varianty

Propočítal jsem čtyři varianty provozních strategií, první je čistě referenční a představuje konvenční zážehový plynový motor se zapalovací svíčkou využívající stechiometrické směsi. Zbylé tři varianty vychází ze strategií použitých v předchozích kapitolách pro splnění emisních limitů v cyklu WHSC. Nejdříve jsem zkusil strategií používající stechiometrické směsi a chudé směsi v rozmezí  $\lambda=1,6-1,8$ , toto řešení vyhovělo z hlediska emisního limitu  $\text{NO}_x$  a došlo ke znatelnému snížení spotřeby paliva. Proto jsem se rozhodl vyzkoušet rozšířit tuto variantu o provozní režim využívající směsi se součinitelem přebytku vzduchu až 1,5. Tato strategie sice dosáhla dalšího snížení spotřeby, ale s hodnotou 0,82 g/kWh výrazně nespĺnila předepsaný emisní limit 0,46 g/kWh. Proto jsem se rozhodl vyzkoušet ještě mezivariantu, která využívala chudé koncepce v rozmezí  $\lambda=1,55$  a 1,8. Došlo u ní také ke zlepšení spotřeby vůči první variantě, ale stejně jako druhá varianta, nespĺnila limit emisí  $\text{NO}_x$  předepsaný EU6.

Přehled výsledků uvažovaných strategií provozu je v tabulce Tabulka 5, kde je zvýrazněna výsledná zvolená strategie pro WHTC. Jedná se o variantu  $\lambda=1+1,6-1,8$ , která jako jediná splnila emisní limity emisí oxidů dusíku a dosáhla 2,32% snížení spotřeby vůči konvenční verzi motoru. Je nutné ale upozornit, že quasi-stacionární model, ve kterém výpočet WHTC probíhal, používá pro výpočty interpolací mezi mapovými body v ustálených stavech. Je proto pravděpodobné, že výsledky simulace mohou být optimističtější než výsledky reálné a rezerva v případě zvolené varianty není velká. V budoucnu tak při skutečných měřeních na motoru Zetor po konverzi může být nutné pro splnění emisních limitů více zúžit oblast chudé koncepce. Nicméně potenciál snížení spotřeby paliva při kombinaci stechiometrické a chudé koncepce nezanedbatelný.

**TABULKA 5 - POROVNÁNÍ PROVOZNÍCH STRATEGIÍ VE WHTC**

Varianta		NOx limit [g/kWh]	Prům. emise BSNOx [g/kWh]	% limitu	Spotřeba za cyklus [g]	Porovnání s výchozí variantou
Svíčka	$\lambda=1$	0,46	0,073	15,9	2890,3	0%
Komůrka	$\lambda=1+1,5-1,8$		0,819	178,0	2818,4	-2,55%
	$\lambda=1+1,55-1,8$		0,612	133,0	2820,7	-2,47%
	$\lambda=1+1,6-1,8$		<b>0,401</b>	<b>87,1</b>	<b>2824,7</b>	<b>-2,32%</b>

### 3.4 Emisní cykly pro non-road aplikace

Emisní legislativa týkající se vozidel, která nejsou určena pro silniční provoz (non-road mobile machinery), je rozdělena do několika skupin – Stage I-V. Stage V od reg.2016/1628 se zabývá všemi kategoriemi motorů a spadají do této skupiny vznětové i zážehové motory. [13] Traktory spadají do kategorií NRE, ATS a NRS a emisní testy jsou stejně jako pro nákladní vozidla předepsány dva NRSC a NRTC (stacionární a nestacionární)[15]. Emisní limity jsou předepsány v tabulce Tabulka 6, kde simulovaný plynový motor Zetor spadá do

**TABULKA 6 - EMISNÍ LIMITY PRO JEDNOTLIVÉ KATEGORIE NRMM STAGE V [13]**

Category	Ign.	Net Power	Date	CO	HC	NOx
		kW				
NRE-v/c-1	CI	P < 8	2019	8.00		7.50 <sup>a,c</sup>
NRE-v/c-2	CI	8 ≤ P < 19	2019	6.60		7.50 <sup>a,c</sup>
NRE-v/c-3	CI	19 ≤ P < 37	2019	5.00		4.70 <sup>a,c</sup>
NRE-v/c-4	CI	37 ≤ P < 56	2019	5.00		4.70 <sup>a,c</sup>
NRE-v/c-5	All	56 ≤ P < 130	2020	5.00	0.19 <sup>c</sup>	0.40



kategorie NRE-v/c-5. Limit  $\text{NO}_x$  0,40 g/kWh je platný pro NRSC i NRTC a pro stage V je nutné splnit předepsané limity v obou emisních cyklech.

NRSC je stacionární emisní cyklus spadající do normy ISO 8178, což je emisní norma pro motory určené k provozu mimo silnice. [16] V tabulce Tabulka 7 jsou uvedeny váhové faktory pro Typ C1, který je právě označován jako NRSC. Je to tedy osmibodový emisní cyklus, který je vyhodnocován analogicky jako WHSC.

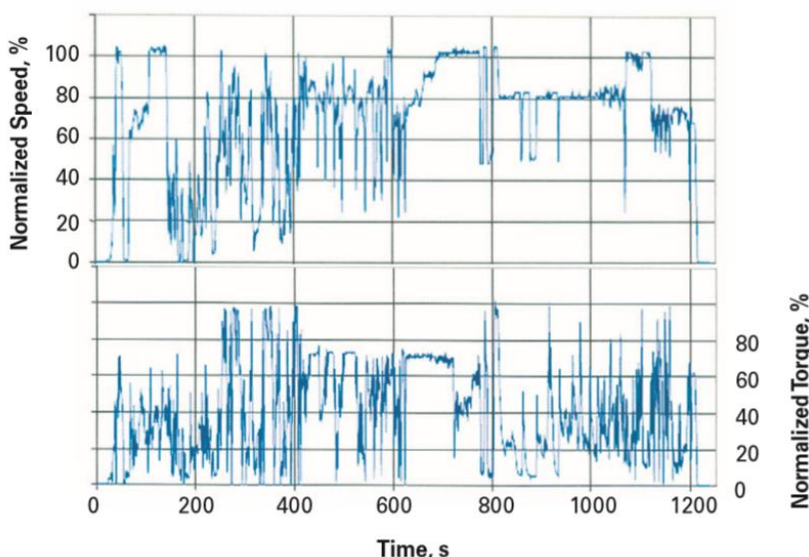
TABULKA 7 – ČÁST SPECIFIKACE EMISNÍ NORMY ISO 8178 – VÁHOVÉ FAKTORY [16]

Mode number	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Torque, %	100	75	50	25	10	100	75	50	25	10	0
Speed	Rated speed					Intermediate speed					Low idle
Off-road vehicles											
Type C1	0.15	0.15	0.15	-	0.10	0.10	0.10	0.10	-	-	0.15

Poznámky: *Rated speed* – otáčky motoru, pro které výrobce uvádí jmenovitý výkon

*Intermediate speed* – otáčky motoru, ve kterých je dosažen maximální moment

NRTC je nestacionární emisní cyklus vyvíjený společně organizací US EPA a autoritami Evropské unie, který je stejně jako WHTC dán předpisem závislostí zatížení a otáček motoru v čase. V porovnání s WHTC se otáčky i zatížení pohybují ve vyšší hladině a NRTC navíc počítá i s přeběhovými otáčkami, kdy dojde ke krátkodobému přesažení maximálních provozních otáček motoru. Naopak délka NRTC je pouze 1238 sekund v porovnání s 1800 sekundami WHTC. NRTC je měřen ve dvou variantách, se studeným a teplým startem, kde následně při vyhodnocení dochází dle legislativy daného státu k započítání vlivu provozu motoru se studeným startem (EU 10 %, USA 5 %).



GRAF 22 - PŘEDPIS EMISNÍHO CYKLU NRTC

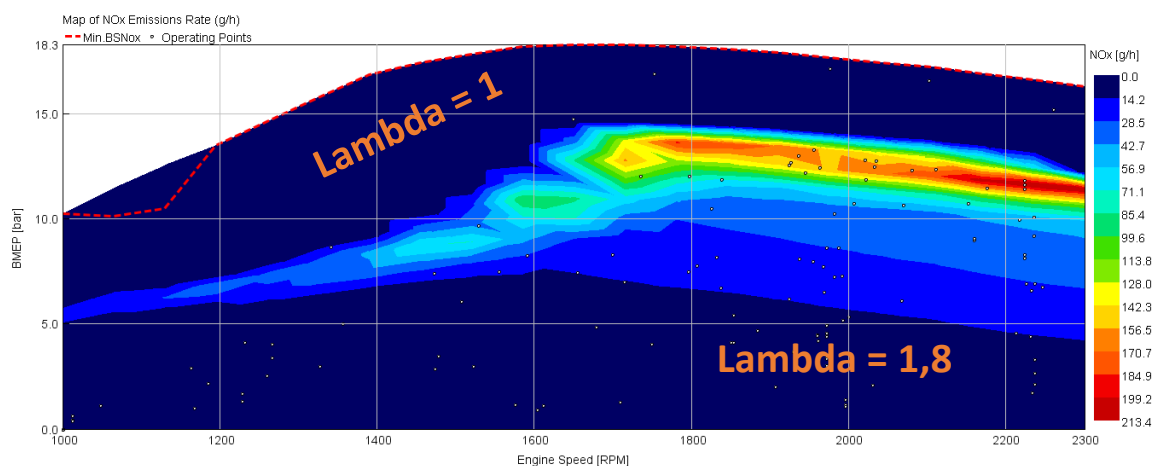
### 3.4.1 NRTC – výpočet a vyhodnocení

Při výpočtu NRTC v GT-Poweru jsem vycházel z původního modelu pro simulaci WHTC. V modelu jsem změnil délku trvání cyklu a jeho předpis, který byl použit z předpisu Evropské hospodářské komise EHK/OSN č.96 [15], který byl formou tabulky závislosti otáček a zatížení v čase zadán do GT-Poweru. Poslední úpravou bylo dopočítání map motoru pro stechiometrickou variantu motoru se zapalovací svíčkou a  $\lambda=1+1,6-1,8$ , protože původní mapy byly vypočítány pro rozsah otáček motoru v rozmezí 1000 až 2200  $\text{min}^{-1}$ . Stejným způsobem, jako při výpočtu úplné charakteristiky, byla propočítána různá zatížení motoru v otáčkách 2300  $\text{min}^{-1}$  a následně byly mapy v modelech rozšířeny.

TABULKA 8 – POROVNÁNÍ VÝSLEDNÉ A PŮVODNÍ STRATEGIE V NRTC

Varianta	Limit NO <sub>x</sub> [g/kWh]	Prům. emise BSNO <sub>x</sub> [g/kWh]	% limitu	Spotřeba za cyklus [g]	Porovnání s výchozí variantou
Svíčka $\lambda=1$	0,4	0,062	15,6	3749,5	0 %
Komůrka $\lambda=1+1,6-1,8$		0,590	147,7	3727,1	-0,60 %

Z výsledků simulace emisního cyklu NRTC v tabulce Tabulka 8 je zřejmé, že stejná strategie zvolená pro splnění emisní legislativy pro silniční užitková vozidla (emisní cykly WHSC, WHTC) nelze v oblasti vozidel pro non-road aplikaci uplatnit. Potenciál snížení spotřeby je proti WHTC téměř o 1,5 % nižší při současném překročení emisního limitu NO<sub>x</sub> o 48 %. Tato skutečnost je způsobena vzájemnými odlišnostmi těchto dvou nestacionárních emisních cyklů. Většina bodů WHTC se nachází, jak je vidět v grafu Graf 21, v oblastech s nízkou produkcí emisí oxidů dusíku (světle a tmavě modré). Naopak u NRTC (v grafu Graf 23) je velké množství bodů přítomno právě v oblasti nejvyšší produkce emisí NO<sub>x</sub> (žlutá až červená). Jedná převážně se o oblast, kde je motor provozován ve vysokých otáčkách a se



GRAF 23- MAPA PRODUKCE EMISÍ NO<sub>x</sub> VARIANTY  $\lambda=1+1,6-1,8$  A JEDNOTLIVÉ BODY NRTC

součinitelem přebytku vzduchu 1,6. Závěr z výsledků simulace emisního cyklu NRTC je takový, že pro splnění předepsaných emisních limitů je třeba zvolit jinou strategii využití chudé koncepce. Konkrétně buď zúžit rozsah chudostí směsi, nebo přepínat mezi stechiometrickou směsí a pouze jednou úrovní chudé směsi. Další možností je použití vnější recirkulace výfukových plynů (EGR), což by mělo ke snížení oxidů dusíku také přispět. Je však velmi pravděpodobné, že i když by teoreticky mohlo dojít při takovém opatření ke splnění emisních limitů, nejspíše bude dopad takového řešení na spotřebu minimální.

### **3.5 Výhody vyplachované komůrky a spalování chudé směsi v porovnání s konvenčním řešením**

Výhoda použití chudé koncepce se nejvíce projeví při provozu motoru v částečných zatíženích, kde motor může být provozován v chudé oblasti s vysokými přebytky vzduchu a v důsledku toho s nízkou spotřebou paliva. Tento poznatek je patrný při porovnání výsledků WHTC a NRTC, kde u NRTC nedojde ke splnění limitů Nox a zároveň dosáhne pouze 0,6% snížení celkové spotřeby vůči 2,3 % v případě WHTC.

Výhodou provozu motoru v chudé oblasti je taktéž fakt, že při extrémně chudé směsi a nízkém zatížení motoru jsou emise oxidů dusíku velice nízké. Komůrkové zapalování rovněž dovoluje změnu řízení motoru z konvenční kvantitativní regulace na smíšenou, což umožní omezit ztrátovou regulaci škrticí klapkou. Smíšená regulace pomocí škrticí klapky a postupného přechodu do chudé koncepce při nízkých zatíženích snížit ztráty způsobené škrcením při regulaci výkonu škrticí klapkou. Takto lze docílit zvýšení účinnosti motoru.[6] Při chudé směsi totiž není nutné pro stejná zatížení tolik škrtit průtok škrticí klapkou jako při provozu na stechiometrickou směs.

## 4 Závěr

Cílem této práce bylo ověřit pomocí vytvořeného simulačního modelu zážehového plynového motoru potenciál užití komůrkového zapalování místo konvenčního zážehu směsí svíčkou a provozu s využitím chudé koncepce. Na základě naměřených a dostupných dat byl sestaven a naladěn v GT-Poweru model přeplňovaného vznětového motoru Zetor a z něho byl dále odvozen model zážehového přeplňovaného plynového motor. Konverzí vznikly dvě verze zážehového modelu, jeden se zapalováním svíčkou a druhý se zapalovací komůrkou.

Tyto verze byly následně optimalizovány pro maximální výkonové parametry při dodržení maximálního spalovacího tlaku ve válcích, maximální teploty výfukových plynů a dalších omezujících parametrů. V případě komůrkového zapalování bylo nutné pro maximalizaci výkonu naladit regulaci plnicího tlaku zvlášť pro každou použitou úroveň bohatosti směsi ( $\lambda=1$  a 1,5-1,8).

Následně jsem v emisním cyklu WHSC ověřil několik strategií kombinace stechiometrické a chudé směsi vypočítal a porovnal se zapalováním svíčkou a stechiometrické směsí. Zkoušel jsem kombinace stechiometrické a jedné úrovně chudé směsi a pak také stechiometrické a více chudých úrovní. Z hlediska nižších emisí a nižší spotřeby (zejména při provozu v nízkých zatíženích) je vhodné použít druhou strategii.

Na základě výsledků WHSC jsem vybral určité strategie a vypočítal úplnou charakteristiku motoru pro obě verze zapalování a pro tři kombinace chudosti směsí. Dále jsem mapy motoru získané z úplné charakteristiky zadal do simulačního modelu emisního cyklu WHTC, ve kterém uspěla z hlediska splnění emisí  $\text{NO}_x$  pouze jedna varianta, kombinace stechiometrické a chudé směsi se součinitelem přebytku vzduchu 1,6-1,8. Tato varianta v cyklu WHTC docílila proti konvenčnímu řešení s čistě stechiometrickou směsí 2,32 % snížení celkové spotřeby paliva za emisní cyklus. V případě WHSC tato varianta dosáhla 4 % snížení spotřeby, tento výrazný rozdíl v kontrastu s WHTC je pravděpodobně způsoben vzájemnou odlišností obou emisních cyklů (stacionární x nestacionární, doba trvání emisního cyklu, rozdílné zatížení motoru).

Z předchozích kapitol je jasné, že může mít provoz motoru se spalováním velmi chudé směsí znatelný vliv na snížení spotřeby paliva vůči konvenčnímu provozu se stechiometrickou směsí. Zajímavé je, že stejná provozní strategie kombinace stechiometrické a chudé směsí nemusí vůbec vyhovovat po různé provozní režimy motoru. Tento poznatek je zřejmý při porovnání výsledků emisního cyklu WHTC a NRTC, kde strategie zvolená na základě

WHSC a použitá WHTC, v případě NRTC nevyhoví z hlediska emisních limitů  $\text{NO}_x$ . Je to způsobeno tím, že NRTC se čteněji pohybuje ve vyšších otáčkách při vyšším zatížení, takže motor se provozuje právě v přechodové oblasti ze stechiometrické na chudou směs. Což je nevýhodné, protože právě v této oblasti dochází k maximu produkce  $\text{NO}_x$  (Graf 23). K dalšímu snížení produkce emisí  $\text{NO}_x$  by mohl pomoci systém vnější recirkulace výfukových plynů (EGR), s jehož použitím tato simulace nepočítala.

Pro další postup prací v této problematice bych doporučil zvážení instalace EGR, nebo otestování jejího vlivu na emise  $\text{NO}_x$  při spalování chudé směsi v rámci simulace. Do budoucna je nutné prakticky vyřešit smíšenou regulaci motoru, kde bude motor řízen kombinovaně s použitím škrticí klapky a změny bohatosti směsi.

Dále by bylo vhodné ověřit dostatečnou chemickou účinnost oxidačního reaktoru třicestného katalyzátoru, aby byly při extrémně chudé směsi dodrženy emisní limity HC a CO.

Posledním doporučením pro další postup je možná výměna turbodmychadla za turbodmychadlo s variabilní geometrií lopatek. Toto řešení by pomohlo zlepšit výkonové parametry v nižších otáčkách motoru a při ochuzení směsi.

Obecně lze doporučit provoz s chudou koncepcí v situacích, kdy je motor často provozován v částečných zatíženích, pak je možné dosáhnout výrazné úspory paliva, což se týká především osobních a užitkových silničních vozidel. Toto doporučení nemusí platit pro některé užitkové pracovní stroje, které naopak pracují většinu času s vyšší zátěží.

## 5 Použitá literatura

- [1] PROF. ING. JAN MACEK, DrSc. *Spalovací motory*. 2012. ISBN 978-80-01-05015-6.
- [2] GSCHEIDLE, Rolf. *Průručka pro automechanika*. 2002. ISBN 80-85920-83-2.
- [3] DOC. ING. MICHAL TAKÁTS, CSc. *Měření emisí spalovacích motorů*. B.m.: Vydavatelství ČVUT, 1997.
- [4] ING. BOHUMIL MAREŠ, Ph.D. *Příslušenství spalovacích motorů - Škodliviny ve výfukových plynech spalovacích motorů* [online]. Dostupné z: [https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2212048\\_PSM/PSM\\_Skodliviny.pdf](https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2212048_PSM/PSM_Skodliviny.pdf)
- [5] KETTNER, Maurice, Markus ROTHE, Amin VELJI, Ulrich SPICHER, Dieter KUHNERT a Reinhard LATSCHE. A new flame jet concept to improve the inflammation of lean burn mixtures in SI engines. *SAE Technical Papers* [online]. 2005, (724). ISSN 26883627. Dostupné z: doi:10.4271/2005-01-3688
- [6] VAVRA, Jiri, Zbynek SYROVATKA, Oldrich VITEK, Jan MACEK a Michal TAKATS. Development of a Pre-Chamber Ignition System for Light Duty Truck Engine. *SAE Technical Papers* [online]. 2018, **2018-April**, 1–12. ISSN 01487191. Dostupné z: doi:10.4271/2018-01-1147
- [7] SYROVATKA, Zbynek, Michal TAKATS a Jiri VAVRA. Analysis of Scavenged Pre-Chamber for Light Duty Truck Gas Engine. *SAE Technical Papers* [online]. 2017, **2017-Sept**(September). ISSN 01487191. Dostupné z: doi:10.4271/2017-24-0095
- [8] BAUMGARTNER, Laura Sophie, Sebastian WOHLGEMUTH, Sebastian ZIRNGIBL a Georg WACHTMEISTER. Investigation of a Methane Scavenged Prechamber for Increased Efficiency of a Lean-Burn Natural Gas Engine for Automotive Applications. *SAE International Journal of Engines* [online]. 2015, **8**(2), 921–933. ISSN 19463944. Dostupné z: doi:10.4271/2015-01-0866
- [9] GAMMA TECHNOLOGIES, LLC. *GT-SUITE Overview* [online]. [vid. 2020-04-03]. Dostupné z: <https://www.gtisoft.com/gt-suite/gt-suite-overview/>
- [10] GAMMA TECHNOLOGIES, LLC. *GT-Power Engine simulation software* [online]. [vid. 2020-04-15]. Dostupné z: <https://www.gtisoft.com/gt-suite-applications/propulsion-systems/gt-power-engine-simulation-software/>
- [11] GAMMA TECHNOLOGIES, LLC. *GT-SPACECLAIM (CAD model building and*

- preparation*) [online]. [vid. 2020-04-15]. Dostupné z: <https://www.gtisoft.com/gt-suite/productivity-tools/gt-spaceclaim-cad-model-building-and-preparation/>
- [12] JOHN B. HEYWOOD. *Internal combustion engine fundamentals*. 1988. ISBN 9781260116106.
- [13] DIESELNET.COM. *Non-road emission cycles* [online]. 2020. Dostupné z: <https://dieselnet.com/standards/eu/nonroad>
- [14] DELPHI INNOVATION FOR REAL WORD. 2016 | 2017 Worldwide Emissions Standards Heavy duty Vehicles EURO. 2017, 104.
- [15] EHK. *(EHK/OSN) č. 96* [online]. 2014 [vid. 2020-06-15]. Dostupné z: [https://esipa.cz/sbirka/sbsrv.dll/sb?DR=SB&CP=42014X0322\(01\)](https://esipa.cz/sbirka/sbsrv.dll/sb?DR=SB&CP=42014X0322(01))
- [16] DIESELNET.COM. *ISO 8178* [online]. 2020 [vid. 2020-07-01]. Dostupné z: <https://dieselnet.com/standards/cycles/iso8178>

## 6 Seznam obrázků

Obrázek 1- Transformace energií ve spalovacím motoru [1].....	13
Obrázek 2 - Konstrukční provedení a umístění vyplachované komůrky v hlavě motoru [7] .....	16
Obrázek 3 - Graf hmotnostního podílu metanu v komůrce[7] .....	18
Obrázek 4 - Tabulka základních technických údajů a 3D model motoru Zetor 1605.....	21
Obrázek 5- Konverze 3D geometrie do 1D .....	22
Obrázek 6- Monitor průběhu tlaků ve válci v GT-Power a ovládací rozhraní nastavení CA50 a Burn duration .....	28
Obrázek 7- Nastavení Geometrického modelu tření .....	31
Obrázek 8 - Nastavení plnicího tlaku pomocí tabulky .....	33
Obrázek 9 - Původní a zjednodušený model plynového motoru Zetor .....	34
Obrázek 10- Umístění škrticí klapky .....	37
Obrázek 11 - World Heavy Duty Steady-state cycle [14].....	49

## 7 Seznam tabulek

Tabulka 1- Přehled omezujících parametrů pro různé bohatosti směsi.....	40
Tabulka 2- Emisní limity předepsané normou Euro VI[14].....	49
Tabulka 3 - Výsledná produkce emisí NOx a HC ve zjednodušeném WHSC.....	51
Tabulka 4 - Emisní limity předepsané normou Euro VI [14].....	53
Tabulka 5 - Porovnání provozních strategií ve WHTC.....	56
Tabulka 6 - Emisní limity pro jednotlivé kategorie NRMM Stage V [13].....	56
Tabulka 7 – Část specifikace Emisní normy ISO 8178 – váhové faktory [16].....	57
Tabulka 8 – Porovnání výsledné a původní strategie v NRTC .....	58



## 8 Seznam grafů

Graf 1 - Emise zážehového motoru před katalyzátorem v závislosti na přebytku vzduchu při konvenčním zapalování svíčkou [4] .....	15
Graf 2-Wiebeho (Vibeho) funkce.....	23
Graf 3- Zdvihová křivka sacího ventilu (zdroj: GT-Power).....	24
Graf 4- Mapa kompresoru ČZ C14-63 (GT-power).....	26
Graf 5 - Indikátorový diagram pro 1300 min <sup>-1</sup> .....	27
Graf 6 – Porovnání třecích ztrát: Měření Zetor x Simulace Avia .....	30
Graf 7 - Porovnání třecích modelů: Chen Flynnův Avia a Zetor a Geometrický model Zetor .....	32
<b>GRAF 8 - GRAFY POROVNÁNÍ NAMĚŘENÝCH HODNOT MOTORU S DATY SIMULAČNÍHO MODELU .....</b>	<b>35</b>
Graf 9 - Vnější charakteristiky při $\lambda=1,5$ a RŮZNÝCH STRATEGIÍCH regulace plnicího tlaku .....	41
Graf 10- Citlivostní analýza BSFC a Točivého momentu ve 2200 1/min.....	42
Graf 11- Porovnání změny velikosti kompresoru a turbíny turbodmychadla .....	43
Graf 12 - Vnější charakteristiky pro různé velikosti kompresoru a turbíny .....	44
Graf 13- Omezující parametry zážehového plynového motoru Zetor ( $\lambda=1$ ).....	45
Graf 14- Porovnání zážehového plynového a vznětového motoru Zetor .....	45
Graf 15 - Graf vnějších charakteristik motoru Zetor pro různé bohatosti směsi.....	47
Graf 16 - Graf účinnosti třicestného katalyzátoru.[4].....	48
Graf 17 - Vnější charakteristika a body WHSC pro plynový komůrkový motor Zetor .....	50
Graf 18- Celková spotřeba a produkce NOx podle provozních strategií .....	52
Graf 19- Průběh otáček motoru a zatížení při WHTC [14] .....	53
Graf 20- Body úplné charakteristiky varianty $\lambda = 1 + 1,6-1,8$ .....	54
Graf 21 - Mapa produkce emisí NOx varianty $\lambda=1+1,6-1,8$ a jednotlivé body WHTC .....	55
Graf 22 - Předpis emisního cyklu NRTC .....	57
Graf 23- Mapa produkce emisí NOx varianty $\lambda=1+1,6-1,8$ a jednotlivé body NRTC .....	58