

TECHNICKÁ UNIVERSITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ

KATEDRA STROJŮ PRŮMYSLOVÉ DOPRAVY

Obor:
KONSTRUKCE STROJŮ A ZAŘÍZENÍ

Zaměření:
PÍSTOVÉ SPALOVACÍ MOTORY

**SACÍ POTRUBÍ PŘEPLŇOVANÉHO
ZÁŽEHOVÉHO MOTORU S INJEKTORY
PLYNNÉHO PALIVA**

Martin Mertlík

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.

Konzultant diplomové práce: Ing. Milan Nýdrle
Ing. Hynek Drozda

Rozsah práce:

Počet stránek 45

Počet obrázků 34

Počet tabulek 1

květen 2005



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení **Martin Mertlík**
studijní program **M2301 Strojní inženýrství**
obor **2302T010 Konstrukce strojů a zařízení**
zaměření **Pístové spalovací motory**

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje diplomová práce na téma:

SACÍ POTRUBÍ PŘEPLŇOVANÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU S INJEKTORY PLYNNÉHO PALIVA

Zásady pro vypracování:

(uveďte hlavní cíle diplomové práce a doporučené metody pro vypracování)

1. Obecný rozbor problematiky vnější tvorby směsi se zaměřením na sekvenční vícebodovou injeckci plynného paliva do sacího potrubí přeplňovaného zážehového motoru.
2. Vytvořte simulační modely (SW-Fluent) pro směsování plynného paliva (zemní plyn) v proudu nasávaného vzduchu válci. Model aplikujte na jednoduchou úpravu stávajícího sacího potrubí motoru ML636ENE, který je vyvíjen v laboratoři KSD-TUL.
3. Analýzou výsledků vytvořte optimální návrh tvaru nového sacího potrubí s cílem dosažení max. plnění válce směsí a min. ovlivněním od sacích zdvihů ostatních válců pro řádový šestiválec.
4. Cílem je konstrukční návrh optimálního tvaru sacího potrubí šestiválcového přeplňovaného zážehového motoru použitelného v rámci programu VCJB.

Prohlášení

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Datum:

Podpis:

Poděkování:

Na tomto místě bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Celestýnu Scholzovi, Ph.D za nasměrování práce a poskytnutí podkladů a konzultantovi diplomové práce Ing. Milanu Nýdrlemu za rady při práci v programu FLUENT a GAMBIT.

Za podporu během sepisování této práce a velkou porci trpělivostiděkuji mé rodině a přítelkyni.

Prohlášení o původnosti DP:

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

Liberec, 27.5.2005

Podpis:

Anotace:

Diplomová práce se zabývá návrhem sacího potrubí přeplňovaného zážehového motoru určeného pro vnější tvorbu směsi paliva (CNG) se vzduchem. Zahrnuje simulaci samotné tvorby směsi. Simulace je nutná pro vytvoření co nejoptimálnějšího umístění vefukovačů a tvaru sacího traktu. Cílem je maximální plnění a co nejmenší ovlivnění od ostatních válců.

Annotation:

Diploma work is engaged in design of inlet manifold of forced induction SI engine, which is intended for external creation of mixture (CNG and air). DW includes simulation of creation of mixture, which is necessary for the best possible placing of injection valve and the most optimal form of inlet manifold.

Obsah:

1. Úvod	10
2. Způsoby vnější tvorby směsi vzduchu a CNG	11
2.1 Směšovače	11
2.2 Jednobodová injektáž	12
2.3 Injektáž plynu s rozdělovačem	12
2.4 Sekvenční vícebodová injektáž (SGI)	13
2.4.1 Obecný popis základních prvků SGI.....	14
3 Model sacího potrubí	18
3.1 Stručná charakteristika motoru ML 636 ENE:	18
3.2 Okrajové podmínky (OP).....	21
3.3 Jednotlivé OP modelu sacího potrubí:	22
3.3.1 OP na vstupu do modelu	22
3.3.2 OP na vstupu zemního plynu do sacího traktu	22
3.3.3 OP na výstupu směsi z modelu.	25
3.4 Stručný postup v programu FLUENT	31
3.4.1 Kontrola sítě výpočtového modelu a definování jednotek.....	31
3.4.2 Definování samotného proudění.....	31
3.4.3 Zadání tekutiny a okrajových podmínek	31
4. Výsledky výpočtu a jejich analýza	32
4.1 Hmotnostní tok zemního plynu pro jednotlivé válce	32
4.2 Proudění v sacím potrubí	36
5. Návrh řešení	39
5.1 Hmotnostní tok zemního plynu pro jednotlivé válce s použitím injektoru se dvěma ventily	39
6. Závěr	43
7. Seznam použité literatury:	44
8. Seznam příloh	45

Seznam použitých symbolů a označení

A_{GEO}	...geometrický průřez ventilu injektoru	[m ²]
ED	...délka vefuku přepočtená na úhel pootočení klikového hřídele	[° KH]
H_u	...výhřevnost paliva	[J kg ⁻¹]
L_T	...teoretické množství vzduchu potřebné k dokonalé oxidaci 1 kg paliva	[kg kg ⁻¹]
M_{CH_4}	...molární hmotnost metanu	[g mol ⁻¹]
M_e	...kroutící moment motoru	[N m ⁻¹]
M_P	...hmotnostní tok zemního plynu	[kg s ⁻¹]
M_V	...hmotnostní tok vzduchu	[kg s ⁻¹]
M_{P1V}	...hmotnostní tok paliva do 1 válce	[kg s ⁻¹]
M_{V1V}	...hmotnostní tok vzduchu do 1 válce	[kg s ⁻¹]
P_e	...efektivní výkon motoru	[kW]
Q	...průtočné množství	[m ³ s ⁻¹]
R	...universální plynová konstanta	[J mol ⁻¹ K ⁻¹]
T_1	...teplota zemního plynu na vstupu do injektoru	[K]
i	...počet válců	[-]
m_{1P}	...hmotnost zemního plynu na cyklus a válec	[kg]
m_{1V}	...hmotnost vzduchu na cyklus a válec	[kg]
n	...otáčky motoru	[min ⁻¹]
p_1	...tlak zemního plynu na vstupu do injektoru	[Pa]
p_2	...tlak zemního plynu na výstupu z injektoru	[Pa]
p_{SP}	...tlak vzduchu v sacím potrubí	[Pa]
$p_{výst}$...tlak vzduchu na výstupu z modelu	[Pa]
t_v	...doba otevření sacího ventilu	[s]
η_c	...celková účinnost	[-]
κ	...Poissonova konstanta	[-]
λ	...součinitel přebytku vzduchu	[-]
μ_v	...průtokový součinitel injektoru	[-]
μ_s	...průtokový součinitel na výstupu z modelu	[-]
ρ	...hustota vzduchu	[kg m ⁻³]
ω	...úhlová rychlost	[rad s ⁻¹]

Seznam zkratk

CNG	...compressed natural gas (stlačený zemní plyn)
ECU	...electronic control unit (elektronická řídicí jednotka)
KH	...klikový hřídel
OP	...okrajová podmínka
SO	...otevření sacího ventilu
SZ	...zavření sacího ventilu

1. Úvod

V posledních letech dochází k rozvoji využití tzv. alternativních paliv, která mají oproti klasickým palivům řadu výhod. Nejvýraznější z nich je nižší zatížení životního prostředí škodlivými emisemi z výfukových plynů a tím snažší splnění emisních limitů. Mezi alternativní paliva, která v posledních letech zaznamenávají velký rozvoj patří zemní plyn.

Zemní plyn je sice stejně jako ropa fosilním palivem, ale produkce škodlivin je výrazně nižší než u nafty nebo benzínu, což vyplývá z chemického složení. Zemní plyn je tvořen především metanem. Procentuální podíl metanu, který závisí na místě původu, se pohybuje kolem 95 %. Dále je zemní plyn tvořen dusíkem, oxidem uhličitým a vyššími uhlovodíky. Větší rovnoměrnost rozložení palivové směsi a vyšší bezpečnost patří mezi další pozitiva zemního plynu oproti klasickým palivům.

Nepřímé nevýhody zemního plynu jsou spojeny zejména s nedostatečnou infrastrukturou pro distribuci paliva a také s vyššími pořizovacími náklady.

Možnosti uskladnění zemního plynu a metody tvoření směsi plynu se vzduchem:

V automobilech je zemní plyn uskladněn dvěma způsoby:

- a) stlačený zemní plyn (compressed natural gas – CNG) jehož tlak se v nádrži pohybuje kolem 25 MPa;
- b) zkapalnělý zemní plyn (liquified natural gas – LNG) jehož teplota musí být nižší než -162°C .

Směs zemního plynu a vzduchu je tvořena několika způsoby. První možností je použití směšovače s jednoduchou regulací dodávky paliva. Dalšími způsoby jsou injektáž paliva pomocí rozdělovače nebo palivové rampy do jednotlivých větví sacího potrubí. Uvedené systémy směšování patří mezi nepřímé tvorby směsi zemního plynu se vzduchem. Další možností je přímá tvorba směsi, čili injektáž paliva přímo do válce.

Diplomová práce se zabývá vícebodovou injektáží stlačeného zemního plynu do sacího potrubí motoru ML 636 ENE. Konkrétně návrhem sacího potrubí a umístěním vefukovačů tak, aby bylo dosaženo maximální naplnění válce.

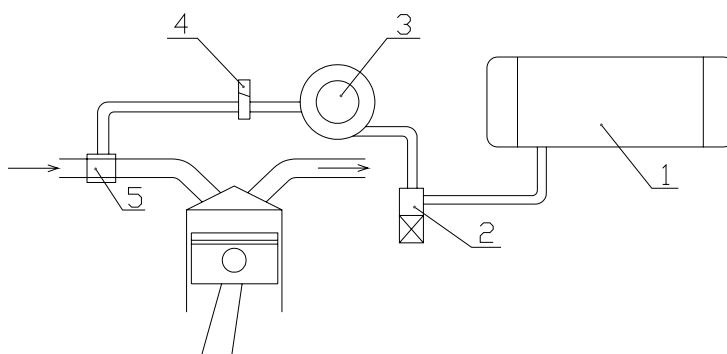
2. Způsoby vnější tvorby směsi vzduchu a CNG

2.1 Směšovače

Princip:

Palivo proudí vysokotlakým potrubím přes provozní ventil do regulátoru, kde se tlak upraví na požadovanou hodnotu. Dále palivo proudí nízkotlakou částí přes škrťací ventil, kde je řízeno množství dodávaného paliva, do směšovače.

Škrťací ventil je ovládán elektronickou řídicí jednotkou, která vyhodnocuje informace o aktuálním provozním stavu motoru. Zjišťuje hodnotu součinitele přebytku vzduchu z lambda sondy, polohu škrťací klapky, podtlak v sacím potrubí a teplotu chladící kapaliny.



Obr. 2.1 Schéma tvorby směsi pomocí směšovače

1-nádrž; 2-provozní ventil; 3-regulátor; 4-škrťací ventil; 5-směšovač

Tento způsob tvoření směsi se podobně jako u benzínových motorů ukázal jako nevhodný. Důvodem je především omezená možnost regulace dodávky paliva a z ní vyplývající nevýhody jako nižší účinnost nebo vyšší podíl škodlivin ve výfukových plynech. Použití systému se směšovačem je pro přeplňované motory nespolehlivé. V tomto případě musí regulátor zahrnovat vazbu na tlak v sacím potrubí, aby zajistil stejnou hodnotu tlaku na svém výstupu.

2.2 Jednobodová injektáž

Princip:

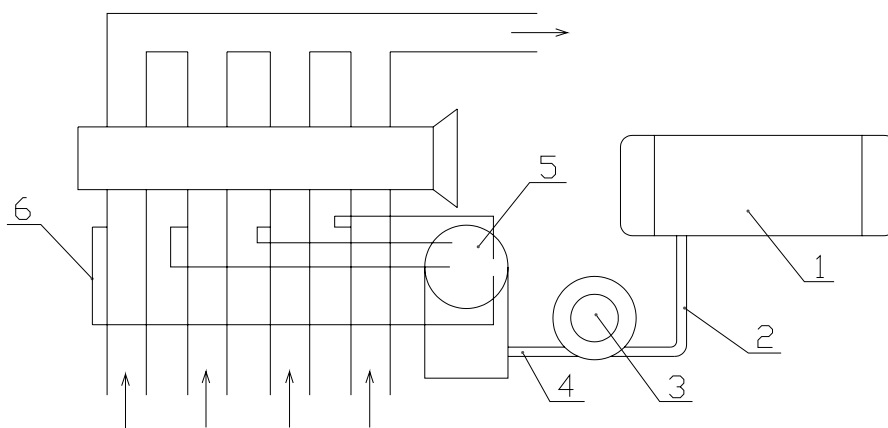
Palivo z nádrže postupuje do regulátoru, který sníží tlak plynu na požadovanou hodnotu. Z regulátoru palivo proudí do injektoru, který je umístěn před škrtkicí klapku. Injektor je ovládán elektronickou řídicí jednotkou.

Dávkování paliva je sice přesnější než v předchozím případě, ale použití pouze jednoho centrálního injektoru neumožňuje přesnost zvýšit na požadovanou úroveň.

2.3 Injektáž plynu s rozdělovačem

Princip:

Z nádrže plyn postupuje vysokotlakým potrubím do regulátoru, ve kterém se tlak redukuje na požadovanou hodnotu. Dále plyn proudí nízkotlakým potrubím do rozdělovače, jehož součástí jsou ventily. Počet ventilů odpovídá počtu válců. Ovládání ventilu je řízeno ECU. Z rozdělovače plyn pokračuje do jednotlivých větví sacího potrubí, kde se palivo promísí se vzduchem.



Obr. 2.2 Schéma tvorby směsi pomocí rozdělovače

1-nádrž, 2-vysokotlaké potrubí, 3-regulátor, 4-nízkotlaké potrubí, 5-rozdělovač,
6-vedení k jednotlivým větvím sání

System vefukování plynu s rozdělovačem je oproti předcházejícím dvěma výhodnější. Ventily jsou ovládané ECU, která vyhodnocuje veličiny potřebné k přesnému dávkování paliva.

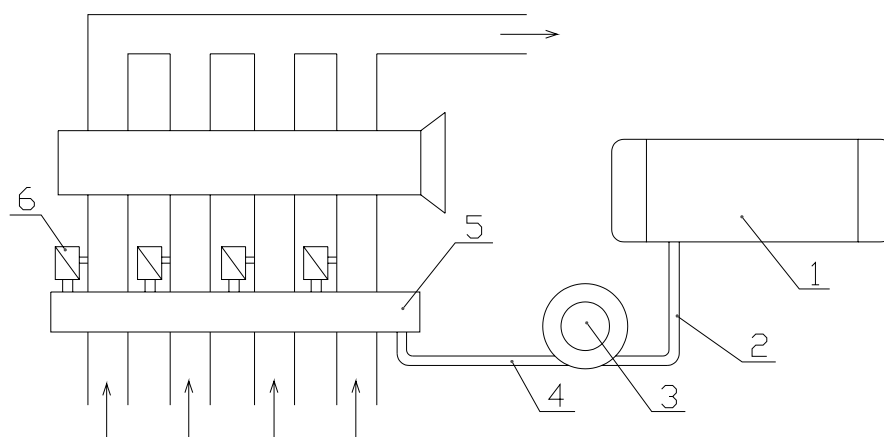
Výhody injektáže plynu s rozdělovačem jsou účinnost, nižší spotřeba paliva oproti předcházejícím systémům a z toho vyplývající nižší emise škodlivin.

Správná činnost rozdělovače souvisí s čistotou paliva, proto je nutná vícenásobná filtrace plynu.

2.4 Sekvenční vícebodová injektáž (SGI)

Princip:

Z nádrže plyn postupuje vysokotlakým potrubím do regulátoru, ve kterém nastává úprava tlaku. Dále plyn proudí nízkotlakým potrubím do palivové rampy, ze které vedou odbočky k jednotlivým injektorům, jenž zajišťují dodávku paliva do jednotlivých větví sacího potrubí. Protože sekvenční vícebodová injektáž je předmětem diplomové práce, popis jednotlivých prvků bude podrobnější



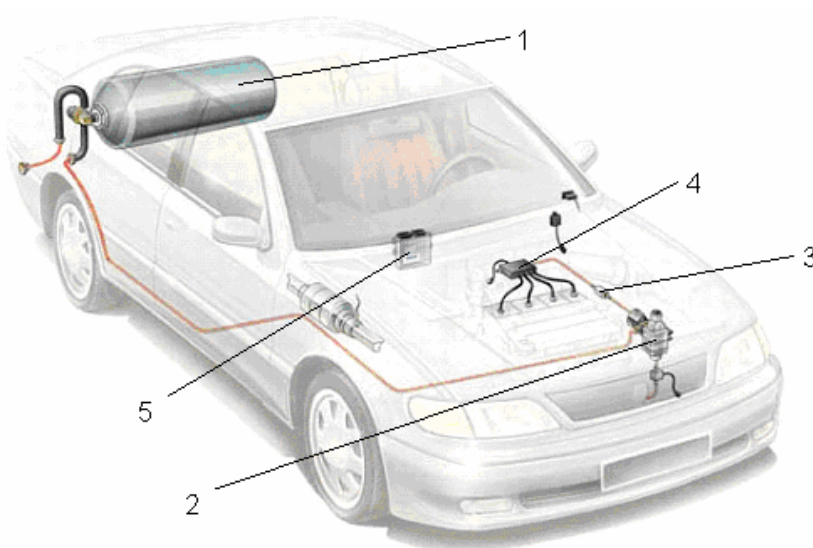
Obr. 2.3 Schéma sekvenčního vícebodového vstřikování

1-nádrž, 2-vysokotlaké potrubí, 3-regulátor, 4-nízkotlaké potrubí,
5-palivová rampa, 6-injektory

Vícebodová injektáž paliva je posledním vývojovým stupněm nepřímého vefukování. Je nejvhodnější z hlediska přesnosti dodávaného množství, z čehož vyplývá i snížení emisí škodlivin a zvýšení účinnosti motoru.

Poslední tři systémy lze použít pro přeplňované motory. Jejich použití je otázkou požadované velikosti vefukovacího tlaku, jehož hodnota musí reagovat na tlak v sacím potrubí.

2.4.1 Obecný popis základních prvků SGI



Obr. 2.4 Uspořádání základních prvků sekvenční vícebodové injektáže v automobilu [www.landirengo.it]

1 – nádrž, 2 – regulátor, 3 – filtr, 4 – palivová rampa s injektory paliva,
5 – ECU

Nádrž slouží k uskladnění stlačeného zemního plynu a je vybavena ventily pro doplňování paliva, ruční uzavírání v případě údržby a také ventily pro zajištění bezpečnosti. Objem paliva se udává jako přepočítaný ekvivalentní objem vody. Tlak v nádrži se pohybuje kolem 25 MPa. Maximální přípustný tlak v nádrži je zhruba o 5 MPa vyšší a představuje rezervu pro případné ohřátí plynu.

Vzhledem k vysokému provoznímu tlaku je vyžadovaná vysoká pevnost nádrže, z čehož vyplývá velká hmotnost. To je důvod proč do hry vstupují i jiné materiály než kovy např. kombinace kovu a spojitého vlákna vyztuženého pryskyřicí nebo celokompozit (nekovová vložka a spojitě vyztužené vlákno).

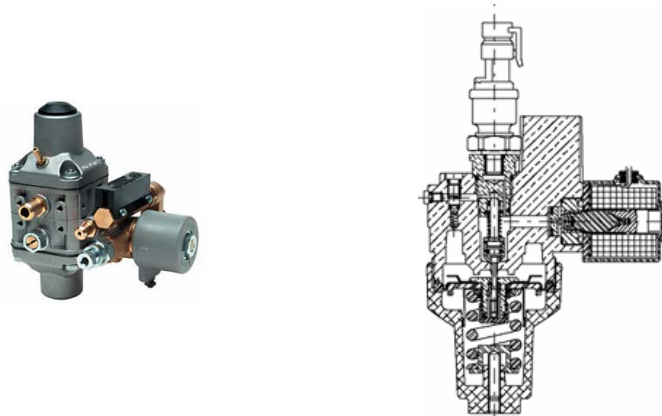


Obr. 2.5 Nádrž stlačeného zemního plynu [www.engva.com]

Regulátor pro CNG snižuje tlak paliva přiváděného z nádrže na hodnotu potřebnou pro plnění motoru. Jedná se o konstantní přetlak vzhledem k sacímu potrubí. Provedení může být od jednostupňového až po třístupňové, což je odvislé od počtu kroků potřebných pro redukci tlaku paliva. Regulátor obsahuje elektromagneticky ovládané redukční ventily, pojistný ventil, tlakový snímač a filtr.

Provozní parametry potřebné k vhodnému výběru regulátoru:

- vstupní tlak plynu
- rozmezí tlaků vystupujícího z regulátoru
- rozmezí operačních teplot
- nominální průtočné množství plynu
- filtrační kapacita



Obr. 2.6 Regulátor tlaku a řez regulátorem

[www.landirengo.it, www.teleflex.com]

Filtr, který zabraňuje přístupu nečistot dále do systému, je umístěný mezi regulátorem a palivovou rampou. Obsahuje nábojnici s garantovanou filtrační kapacitou. Nutný údaj je maximální provozní tlak paliva.

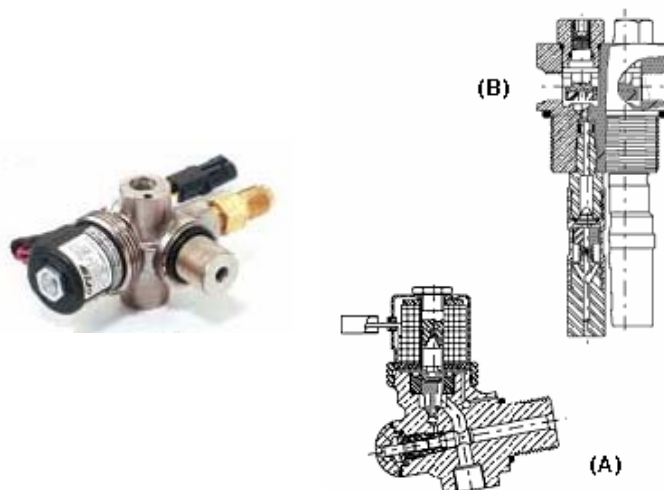


Obr. 2.8 Filtr [www.landirengo.it]

Palivová rampa a injektory CNG palivo je akumulované v rampě a injektory je dopravováno do sacího potrubí. Vstřikovače jsou řízeny elektronickou řídicí jednotkou. Tlak a teplota paliva jsou snímány v liště injektoru. Vefukovače jsou ovládány způsobem „peak and hold“.

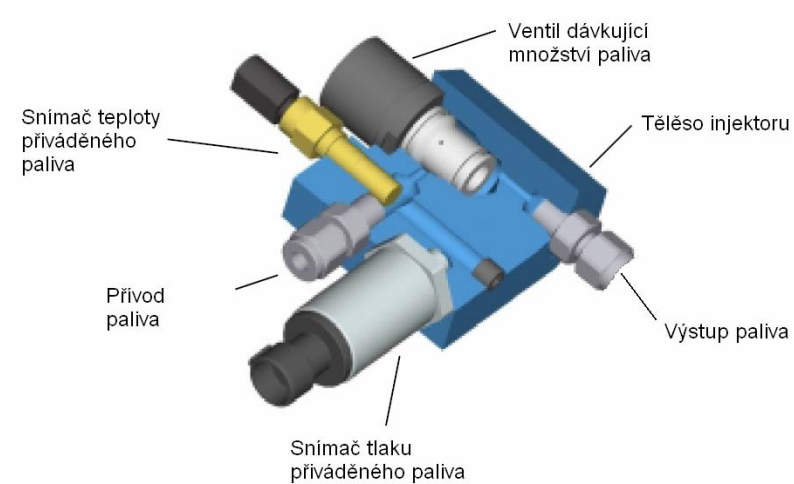
Provozní parametry injektoru:

- vstupní tlak
- průtočný součinitel
- průřez injektoru
- rozmezí operačních teplot
- čas potřebný k otevření a uzavření ventilu



Obr. 2.9 Injektor CNG a jeho řez
[www.landirengo.it, www.teleflex.com]

Na následujícím obrázku je zobrazeno konstrukční uspořádání jednotlivých prvků injektoru.



Obr. 2.10 Řez injektorem [www.nrel.gov]

Elektronická řídicí jednotka (ECU), vyhodnocuje signály ze snímačů otáček, polohy škrtkové klapky, tlaku v sacím potrubí a z lambda sondy. Tedy údaje důležité pro přesnou dávku paliva s ohledem na okamžité provozní podmínky



Obr. 2.10 Elektronická řídicí jednotka [www.landirengo.it]

3 Model sacího potrubí

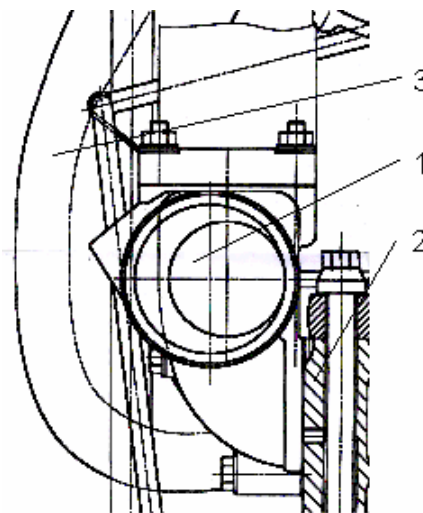
3.1 Stručná charakteristika motoru ML 636 ENE:

Vyvinutý motor je přeplňovaný, zážehový šestiválec s chladičem stlačeného vzduchu. Pořadí zapalování po 120° KH v následujícím pořadí 1 – 5 – 3 – 6 – 4 – 2.

Kompresní poměr $\varepsilon = 10$.

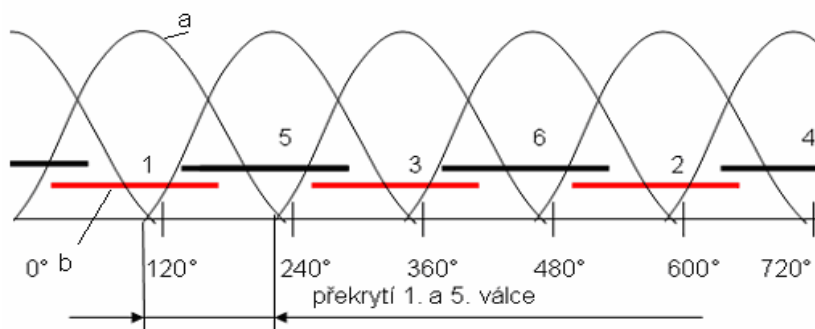
Jednoduchá úprava sacího potrubí představuje vhodné umístění vefukovačů. Vefukovač je připojen tak, aby:

- a) respektoval zástavbu motoru viz **obr. 3.1**
- b) zároveň umožňoval maximální plnění válce směsí



Obr. 3.1 Umístění sacího potrubí motoru ML 636 ENE;
1 – sací potrubí, 2 – hlava válců, 3 – výfukové potrubí

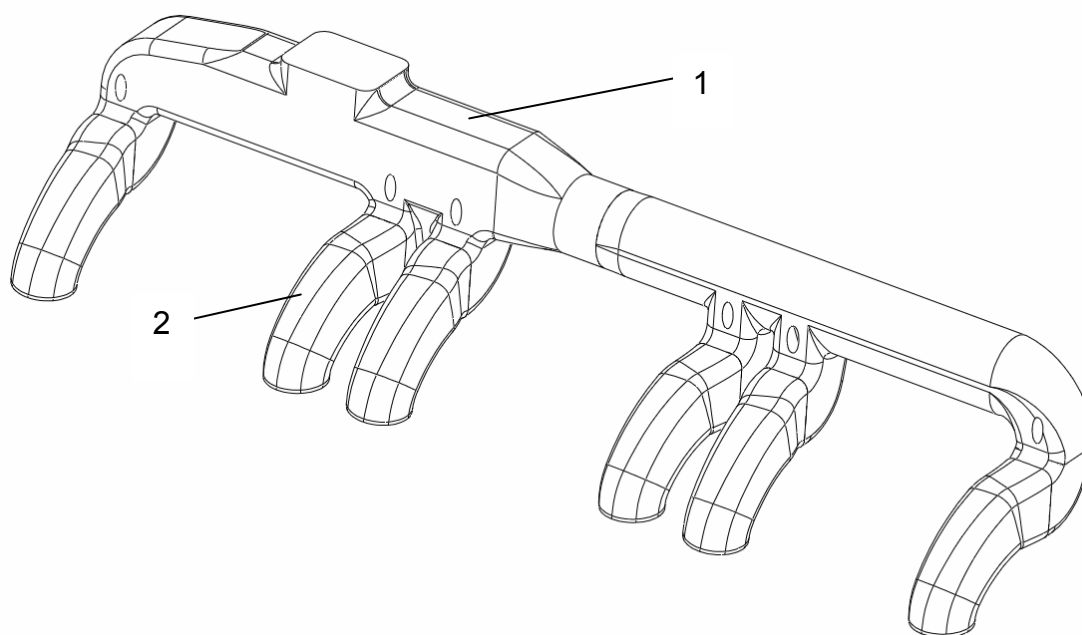
Druhý požadavek je závislý na ovlivnění dodávky paliva do příslušného válce ostatními válci. Sací potrubí je původně pro vznětový motor a spolu ze skutečností, že se jedná o šestiválec (dochází k částečnému překrytí sacích zdvihů viz **obr. 3.2**) je možné očekávat výsledné ovlivnění ostatními válci. V první řadě je nutné vložit vefukovač resp. jeho koncovku co nejbližší k ventilu.



Obr. 3.2 Překrytí sacích zdvihů;

a – průběh zdvihu sacího ventilu, b – délka vefuku CNG ve °KH

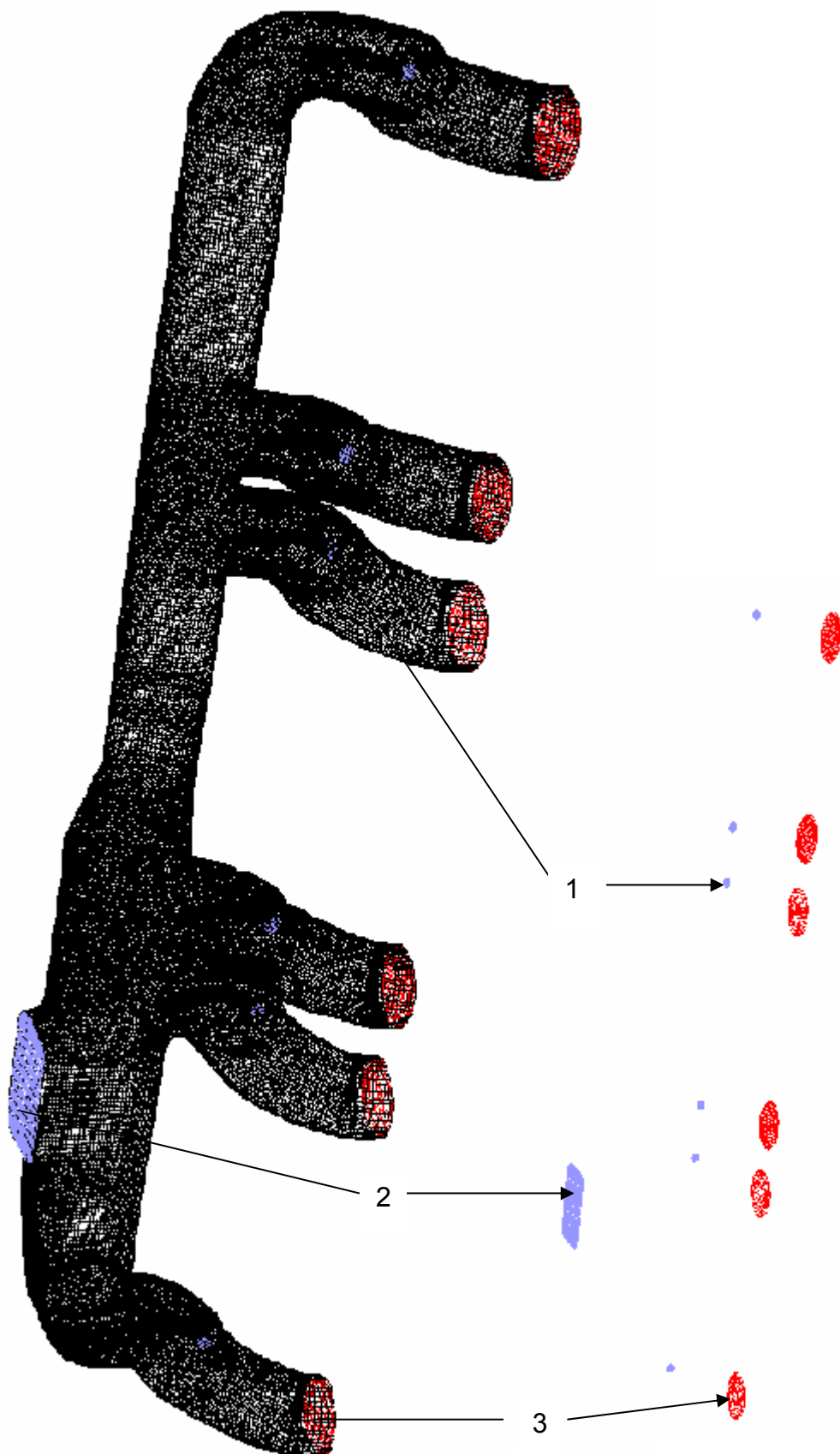
Model určený k výpočtu v prostředí FLUENT je výhodné vytvořit jako dutinu sacího potrubí (1) viz **obr. 3.3**. K modelu jsou připojeny i dutiny (2) jednotlivých sacích kanálů v hlavě válců.



Obr. 3.3 Model určený k simulaci ve FLUENTu

1 – dutina sacího potrubí, 2 – dutiny sacích kanálů v hlavě válců

Na **obr. 3.4** je vytvořená síť modelu sacího potrubí. Model byl importován ze 3D modeláře ProE Wildfire do programu Gambit. Síť resp. počet elementů je kompromisem délky a přesnosti výpočtu. Pro simulaci je důležitá kvalita elementů a jejich tvar.



Obr. 3.4 Síť modelu vytvořená v programu Gambit včetně OP.
1 – OP vstupu CNG, 2 – OP Vstupu vzduchu, 3 – OP Výstupu směsi

3.2 Okrajové podmínky (OP)

Hlavním důvodem simulace je získat průběh toku CNG v proudu nasávaného vzduchu, proto je nutné stanovit OP modelu a určit délku výpočtu. Z toho vyplývá, že je potřeba určit při jakém režimu bude výpočet probíhat. Výpočet je velmi časově náročný, a proto je zvolen jeden provozní stav motoru a to pro otáčky $n = 1400 \text{ min}^{-1}$ a maximální moment $M_e = 1000 \text{ N.m}$.

Délka výpočtu je vypočtena z otáček motoru a pootočení KH $\alpha = 720^\circ$, během kterého proběhne sací zdvih u všech 6-ti válců. OP jsou stanoveny z naměřených (**tab. 3.1**) nebo vypočítaných parametrů. Hodnota či průběh OP neodpovídají přesně skutečnosti. Je tomu tak ze dvou důvodů. Za prvé průběh zadávané hodnoty musí být popsán matematickou funkcí. A za druhé časovou závislost některých fyzikálních veličin nelze, např. kvůli stlačitelnosti tekutiny, v programu FLUENT zadat.

Nutná zjednodušení okrajových podmínek, jejichž rozbor včetně zdůvodnění je uveden dále, jdou proti přesnosti výpočtu.

Tabulka hodnot potřebných pro následující výpočty:

Parametr	Hodnota	Parametr	Hodnota
M_e (N.m)	1000	SO	7° před HÚ
P_e (kW)	146,6	SZ	45° za DÚ
H_u (J.kg ⁻¹)	50000000	Délka otevření SV	232°
η_c (-)	0,35	T_1 (K)	320
n (min ⁻¹)	1400	A_{GEO} (mm ²)	5,4
i (-)	6	p_1 (MPa)	0,93
p_{SP} (MPa)	0,155	μ_V (-)	0,85
κ (-)	1,33	μ_S (-)	1
M_{CH_4} (g.mol ⁻¹)	16,042	L_T (kg.kg ⁻¹)	17,2
R (J.mol ⁻¹ .K ⁻¹)	8,317		

Tab. 3.1

3.3 Jednotlivé OP modelu sacího potrubí:

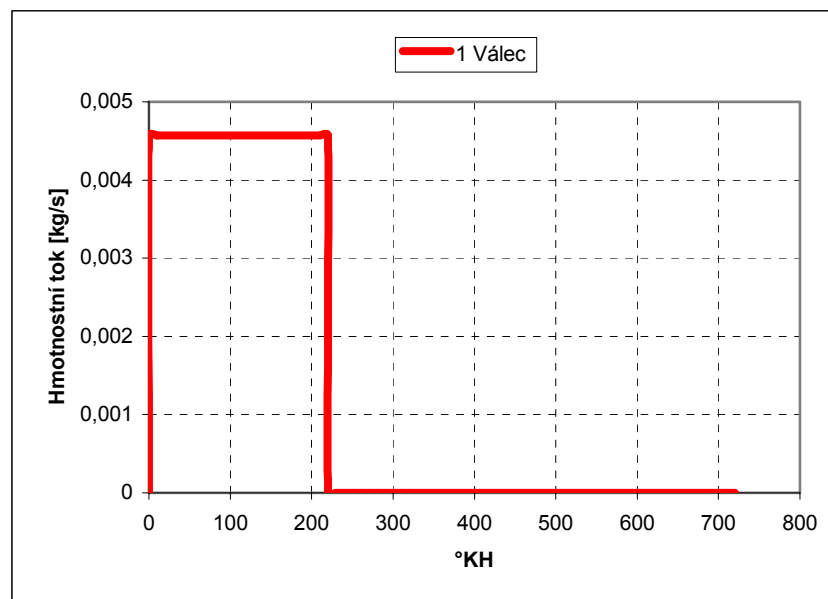
Znázornění míst, kde jsou OP zadávané viz **obr. 3.4**

3.3.1 OP na vstupu do modelu

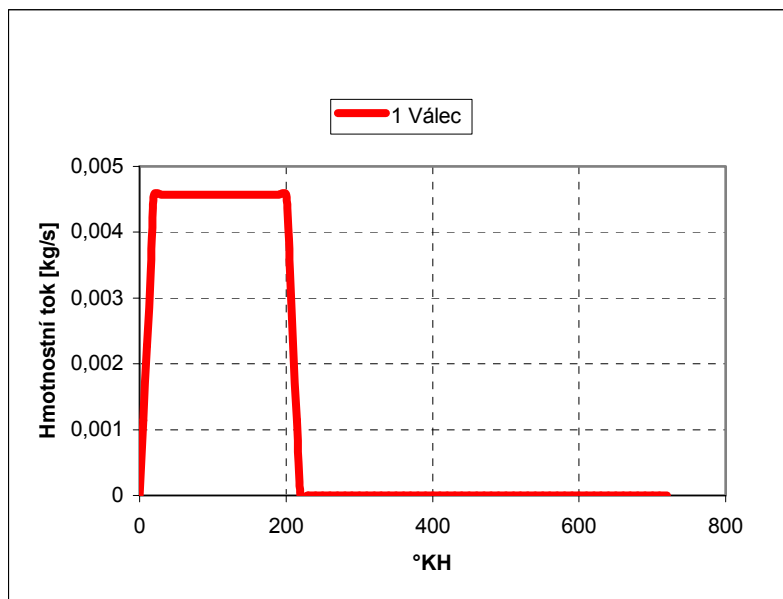
Je zadán tlak vzduchu: $p_{SP} = 155\,000\text{ Pa}$, jedná se o naměřenou hodnotu za turbodmychadlem a mezichladičem, která má mírně kolísavý charakter. Pro potřeby výpočtu je však zanedbatelný, protože odchylka nepřesahuje 1 %.

3.3.2 OP na vstupu zemního plynu do sacího traktu

Je počítáno s průběhem hmotnostního toku. Ve FLUENTu je tento údaj zadán jako skoková změna viz **obr. 3.5**, což přesně neodpovídá, ale odchylka od reálného průběhu je zanedbatelná. Reálný průběh je zobrazen na **obr. 3.6**. Rychlost otevírání a uzavírání ventilu udává výrobce. Pohybuje se kolem 2,5 ms. Podle otáček motoru je tato hodnota přepočítána na úhel pootočení KH.



Obr. 3.5 Hmotnostní tok paliva zadávaný do FLUENTu



Obr. 3.6 Skutečný průběh hmotnostního toku paliva

Výpočet průtočného množství na jeden válec:

Vychází se z následujícího vztahu pro výpočet hmotnostního toku paliva na cyklus:

$$M_P = \frac{P_e}{H_u \cdot \eta_C} \quad (3.1)$$

$$M_P = 0,00838 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Dále je nutné získat hmotnostní tok paliva během jednoho cyklu na jeden válec:

$$M_{P1V} = \frac{720^\circ \cdot M_P}{ED \cdot i} \quad (3.2)$$

Ve vztahu (4.2) neznáme délku otevření ventilu injektoru ED, kterou lze vypočítat z příslušné rovnice pro průtok plynu ventilem:

$$M_{P1V} = \mu_V \cdot A_{GEO} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_1^2}{r \cdot T_1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (3.3)$$

Ze vztahu (3.2) a (3.3) je získána rovnice, ze které je vypočítaná délka otevření ventilu ED :

$$ED = \frac{720^\circ \cdot M_p}{i \cdot \mu_v \cdot A_{GEO} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_1^2}{r \cdot T_1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}}$$

(3.4)

kde r – relativní plynová konstanta se vypočítá ze vztahu

$$r = \frac{R}{M_{CH_4}} \quad (3.5)$$

$$r = 519 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Dosazením (4.5) do (4.4):

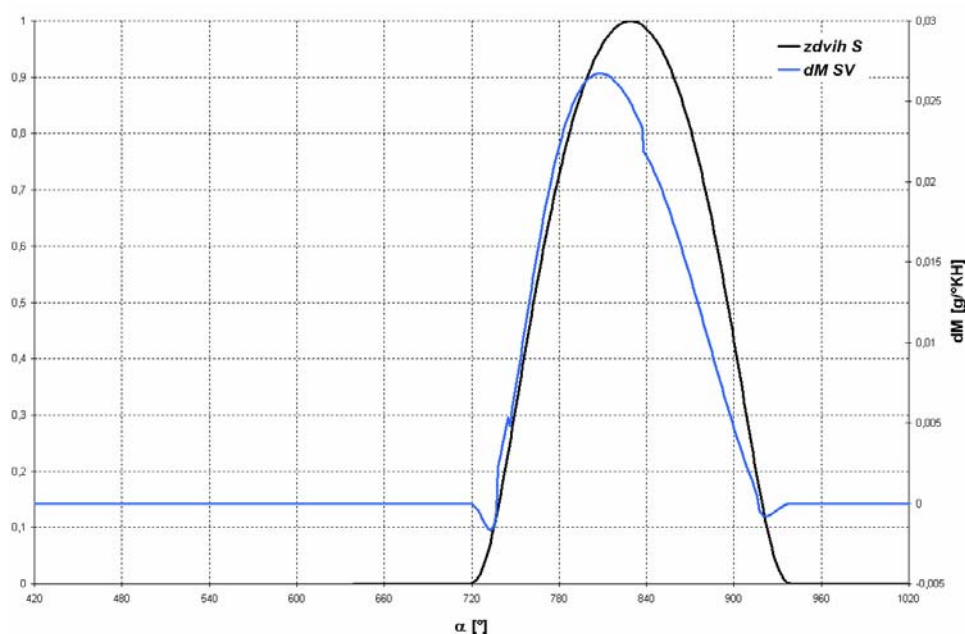
$$ED = 220^\circ \text{KH}$$

Dosazením hodnoty ED do vztahu (3.1) je vypočítán hmotnostní tok paliva na jeden válec:

$$M_{P1V} = 0,00457 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

3.3.3 OP na výstupu směsi z modelu.

V posledním případě by bylo nejvhodnější zadat také průtočné množství vzduchu vystupujícího z modelu. Z průběhu zdvihu sacího ventilu vyplývá, že hmotnostní tok nebude konstantní a bude funkcí pootočení KH. Zadání tohoto průběhu není v možnostech programu Fluent. Kompromisním řešením je časový průběh tlaku vzduchu na výstupu z modelu. Nejprve je nutné zjistit reálný průběh hmotnostního toku náplně do válce. Ten je zjištěn z programu TLAK.xls.



Obr. 3.7 Průběh hmotnostního toku náplně válce získaný v programu Tlak.xls

Vstupní parametry byly předem nastaveny pro motor ML 636 s vnější samostatnou tvorbou směsi vzduch-metan. Z obrázku je zřejmé, že průběh je možné zjednodušeně zapsat pomocí goniometrických funkcí: sinus nebo kosinus.

Jako u předcházející OP je třeba vypočítat hmotnostní tok vzduchu na cyklus:

$$M_V = \lambda \cdot L_T \cdot M_P \quad (3.6)$$

Ze vztahu (3.6) je získán hmotnostní tok vzduchu na válec a cyklus:

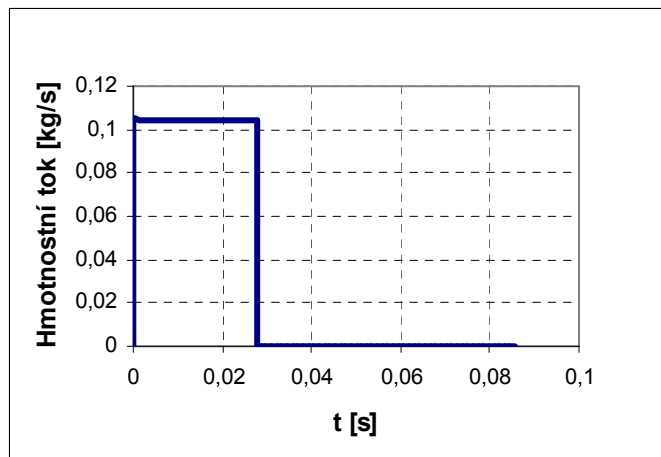
$$M_{V1V} = \frac{720^\circ \cdot M_V}{232^\circ \cdot i} \quad (3.7)$$

kde úhel 232° představuje délku otevření sacího ventilu.

$$M_{V1V} = 0.104 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

V dalším kroku je vypočítána celková hmotnost vzduchu pro příslušný válec:

$$m_{1V} = M_{V1V} \cdot t_V \quad (3.8)$$



Obr. 3.8 Ideální průběh hmotnostního toku vzduchu

kde t_V je doba otevření sacího ventilu

$$t_V = \frac{232^\circ}{180^\circ} \cdot \frac{\pi}{\omega} \quad (3.9)$$

za úhlovou rychlost ω je dosazen vztah (3.10)

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} \quad (3.10)$$

Ze vztahu (3.9) a (3.10) je vypočten čas t_V , který je dosazen do vzorce (3.8):

$$t_V = 0,0276 \text{ s}$$

$$m_{1V} = 0,002882 \text{ kg}$$

V dalším kroku je potřeba získat hmotnostní tok vzduchu jako časovou závislost, čemuž nejlépe odpovídá funkce sinus. Je sice možné podle vzorců mechaniky tekutin získat příslušnou časovou závislost, ale zde je potřeba řada zjednodušení. U funkce sinus je nutné vypočítat potřebné konstanty, které se získají z rovnosti celkového množství nasátého vzduchu.

$$m_{V1} = C_2 \cdot \int_0^{0,0276} \sin(\omega \cdot C_1 \cdot t) \cdot dt \quad (3.11)$$

Konstanta C_1 je vypočtena z následujícího vzorce:

$$C_1 = \frac{180^\circ}{232^\circ} \quad (3.12)$$

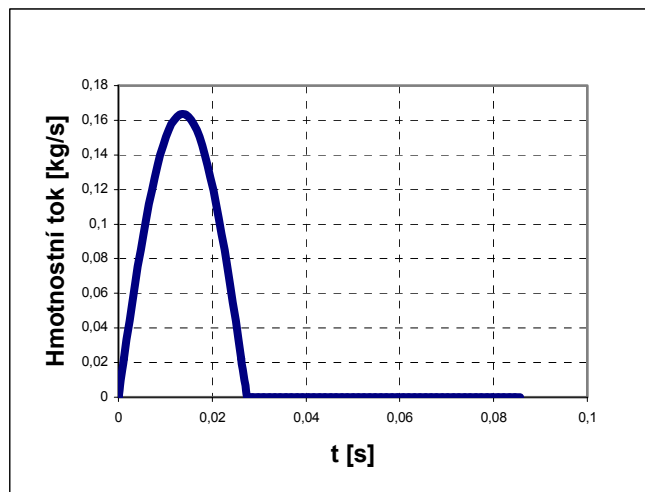
Ze vztahů (3.8) a (3.11) je získaná rovnice, ze které je vypočtena konstanta C_2 :

$$C_2 = \frac{M_{V1V} \cdot t_V}{\int_0^{0,0276} \sin(\omega \cdot C_1 \cdot t) \cdot dt} \quad (3.13)$$

$$C_2 = 0,16375 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Funkční závislost hmotnostního toku na čase je tedy:

$$M_{V1}(t) = C_2 \cdot \sin(\omega \cdot C_1 \cdot t)$$



Obr. 3.9 Hmotnostní tok vzduchu vyjádřen funkcí sinus

Následuje přepočítání na tlak:

Model je navržen tak, aby byl, při zachování přesnosti výpočtu, co nejjednodušší. To zahrnuje i vstup náplně do válce, který není ukončen ventilem, ale plochou viz **obr. 3.4**. Výsledkem čehož je nízký tlakový spád na výstupu a konstantní hustota vzduchu, lze tedy použít rovnici pro průtok kapaliny:

$$Q(t) = \mu_S \cdot S \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot [p_{SP} - p_{VYST}(t)]} \quad (3.14)$$

Výpočet průtoku z hmotnostního toku vzduchu:

$$Q(t) = \frac{M_{1V}(t)}{\rho} \quad (3.15)$$

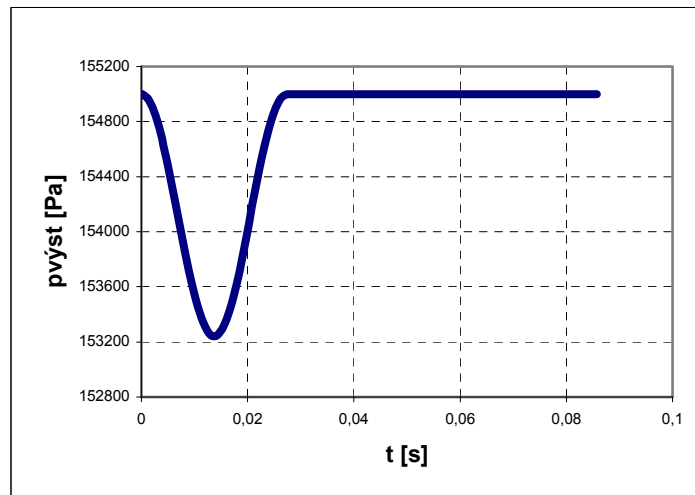
Hustota vzduchu v sacím potrubí je vypočtena ze stavové rovnice ideálního plynu:

$$\rho = \frac{p_{SP}}{r \cdot T} \quad (3.16)$$

$$\rho = 1,69 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Ze vztahů (3.14) a (3.15) získáme průběh výstupního tlaku z modelu:

$$p_{\text{VÝST}}(t) = p_{\text{SP}} - \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{M_{1V}(t)}{\rho \cdot \mu \cdot S} \right)^2 \quad (3.17)$$



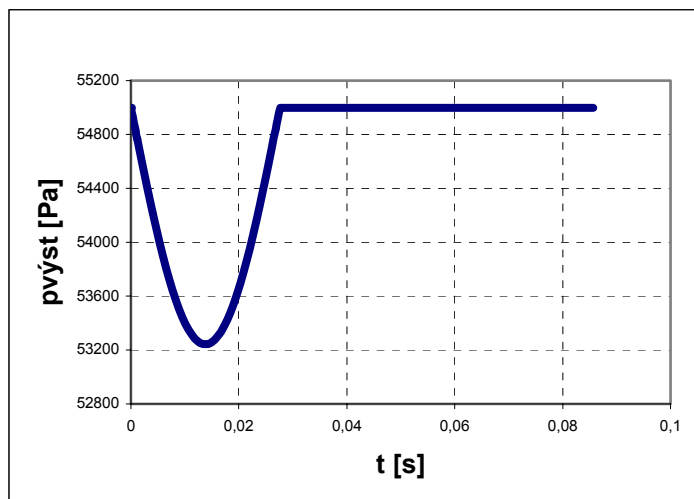
Obr. 3.10 Průběh tlaku na výstupu vyjádřená vztahem (3.17)

Do programu FLUENT je zadána hodnota přetlaku na výstupu tzn.:

$$p'_{\text{VÝST}}(t) = p_{\text{VÝST}}(t) - p_A \quad (3.18)$$

$$p_A = 10^5 \text{ Pa}$$

Pro zadání průběhu přetlaku do FLUENTu je potřeba vytvořit program závislosti tlaku na čase. Buď se může použít vztah (3.17) nebo převod na funkci sinus. V tomto případě byla použita druhá varianta, která umožní jednodušší programování.



Obr. 3.11 Průběh tlaku na výstupu vyjádřen funkcí sinus

Při zadávání okrajových podmínek v posledních dvou bodech se musí respektovat posunutí sacích zdvihů o 120° , čili musí se zadat příslušný časový posun pro jednotlivé válce.

Do programu Fluent je funkční závislost tlaku na čase vyjádřená v této formě:

Průběh tlaku pro 1. válec:

```
DEFINE_PROFILE(vystup_1, thread, position)
{
float t, pressure;
face_t f;
t = RP_Get_Real("flow-time");

if (0 < t && t <= 0.02679)
    {pressure = 55000-1419,414*sin(146.6*(t+0.00083)*180/232);}

if (0.02679 < t)
    {pressure = 55000;}
}
```

Stejným způsobem je definován průběh tlaku i pro ostatní válce pouze s rozdílem ve fázovém posunu.

3.4 Stručný postup v programu FLUENT

V následujících odstavcích je stručně popsán postup simulace proudění v modelu sacího potrubí, která má ukázat průběh směšování vzduchu se zemním plynem. Dále pak určit na kolik je skutečně postup směsi do válce ovlivněn sacími zdvihy ostatních válců.

3.4.1 Kontrola sítě výpočtového modelu a definování jednotek

V první řadě je nutné provést kontrolu dutiny sacího potrubí, kde se zjistí případné chyby. Pokud je model v pořádku je provedeno tzv. vyčištění modelu, které zahrnuje i opravu problematických elementů sítě.

Dále je potřeba definovat jednotky v jakých byla dutina vytvořena, tedy milimetry.

3.4.2 Definování samotného proudění

V dalším kroku je zapotřebí zadat fyzikální podstatu proudění. V tomto případě se jedná o třídímenzionální, nestacionární proudění, které pro simulaci využívá příslušných energetických rovnic.

3.4.3 Zadání tekutiny a okrajových podmínek

V tomto bodě se definují látky tvořící směs, tedy vzduch a metan a jejich vlastnosti, které jsou součástí databáze programu FLUENT. U okrajových podmínek je nutné zadat hodnoty, které jsou buď spočítané v podkapitole **3.2** nebo získané měřením.

4. Výsledky výpočtu a jejich analýza

V této kapitole jsou uvedeny výsledky simulace zejména v grafické podobě. Aby bylo možné zjistit kolik zemního plynu se fakticky dostane do válce resp. jaké množství vystoupí z modelu, je vhodné simulací získat hmotnostní tok zvolenou plochou. Jako nejvhodnější se jeví plocha, kde směs vystupuje z dutiny sacího kanálu, která je již v modelu definovaná.

Další vhodnou metodou je možnost využití animace, kdy se ukáže pohyb zemního plynu v modelu sání. Jedná se o podpůrný způsob analýzy, protože je možné pouze sledovat pohyb příslušné tekutiny bez jakýchkoliv číselných výstupů.

4.1 Hmotnostní tok zemního plynu pro jednotlivé válce

Na **obr. 4.1** je znázorněn průběh hmotnostního toku zemního plynu do prvního válce. V programu EXCEL je vypočítána celková hmotnost zemního plynu na cyklus a válec - m_{1P} .

Postup výpočtu m_{1P} :

Výpočet času, za který se KH pootočí o 1° :

$$t_1 = \frac{1^\circ}{180^\circ} \cdot \frac{\pi}{\omega} \quad (4.1)$$

$$m_{1P-1} = M_{P1V-1} \cdot t_1 \quad (4.2)$$

kde M_{P1V-1} představuje příslušnou hodnotu hmotnostního toku odpovídající pootočení KH o 1° .

Hmotnost na cyklus a válec je tedy:

$$m_{1P} = \sum_{i=1}^{720} m_{1P-i} \quad (4.3)$$

Pro 1. válec je celková hmotnost paliva získaná simulací:

$$m_p = 0,111696 \text{ g}$$

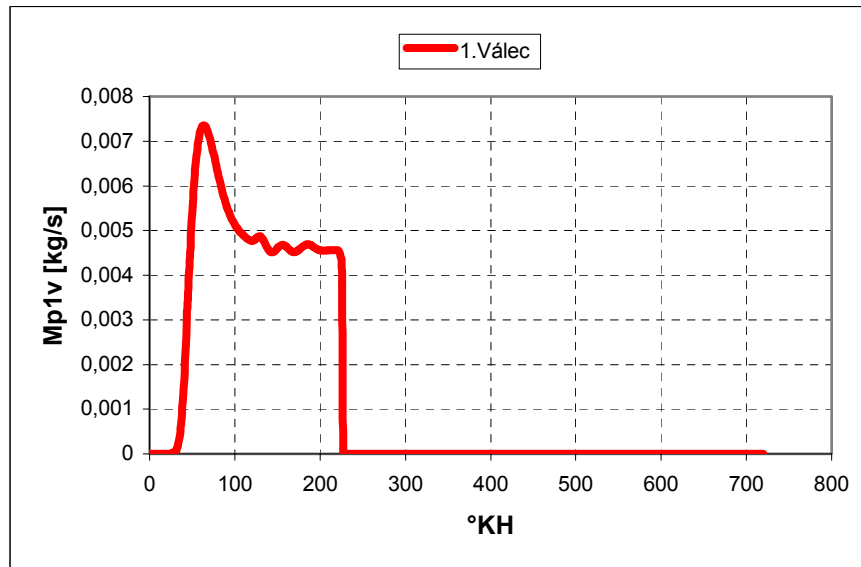
Hmotnost paliva zjištěná z naměřených hodnot:

$$m'_P = \frac{M_P \cdot 2 \cdot 60 \cdot 1000}{n \cdot i} \quad (4.4)$$

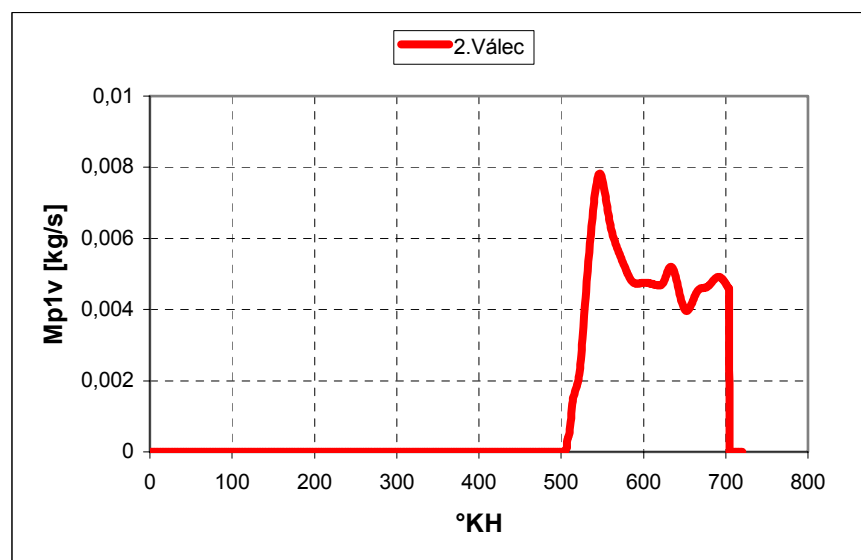
$$m'_P = 0,11971 \text{ g}$$

Porovnání hmotností m_P a m'_P :

$$\left(1 - \frac{m_P}{m'_P}\right) \cdot 100\% = 6,67\%$$



Obr. 4.1 Hmotnostní tok zemního plynu výstupní rovinou v závislosti na pootočení KH. (1. válec)



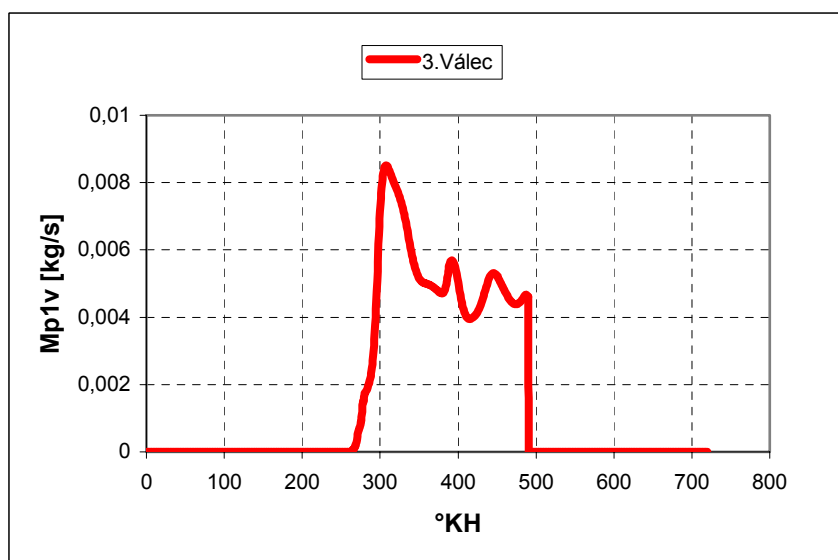
Obr. 4.2 Hmotnostní tok zemního plynu výstupní rovinou v závislosti na pootočení KH. (2. válec)

Pro 2. válec je celková hmotnost paliva získaná simulací:

$$m_p = 0,11264 \text{ g}$$

V porovnání s $\dot{m}_p = 0,11971 \text{ g}$:

$$\left(1 - \frac{m_p}{\dot{m}_p}\right) \cdot 100\% = 5,9\%$$



Obř. 4.3 Hmotnostní tok zemního plynu výstupní rovinou
v závislosti na pootočení KH. (3. válec)

Pro 3. válec je celková hmotnost paliva získaná simulací:

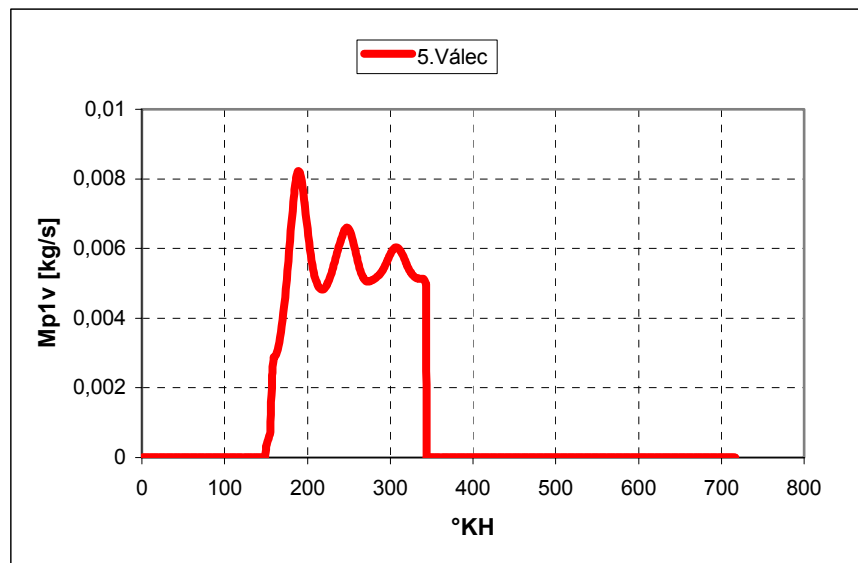
$$m_p = 0,11217 \text{ g}$$

V porovnání s $\dot{m}_p = 0,11971 \text{ g}$:

$$\left(1 - \frac{m_p}{\dot{m}_p}\right) \cdot 100\% = 6,3\%$$

Pro 4. válec je grafický výstup i následný výpočet nepřesný, protože v době spuštění simulace bylo vefukování téměř uprostřed. Hmotnostní tok 4. válce při startu modelování proudění nabíhal, což neodpovídá skutečnosti. Z toho vyplývá, že celková hmotnost zemního plynu proudícího do válce bude značně menší než u ostatních válců.

Následuje výpočet hmotnosti u 5. válce



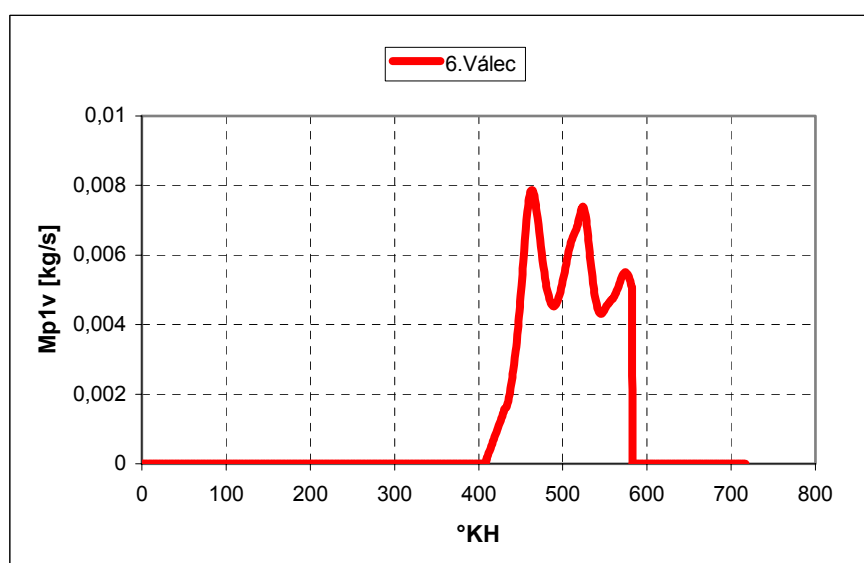
Obr. 4.4 Hmotnostní tok zemního plynu výstupní rovinou v závislosti na pootočení KH. (5. válec)

Pro 5. válec je celková hmotnost paliva získaná simulací:

$$m_p = 0,11348 \text{ g}$$

V porovnání s $m'_p = 0,11971 \text{ g}$:

$$\left(1 - \frac{m_p}{m'_p}\right) \cdot 100\% = 5,2\%$$



Obr. 4.5 Hmotnostní tok zemního plynu výstupní rovinou v závislosti na pootočení KH. (6. válec)

Pro 5. válec je celková hmotnost paliva získaná simulací:

$$m_p = 0,11271 \text{ g}$$

V porovnání s $m'_p = 0,11971 \text{ g}$:

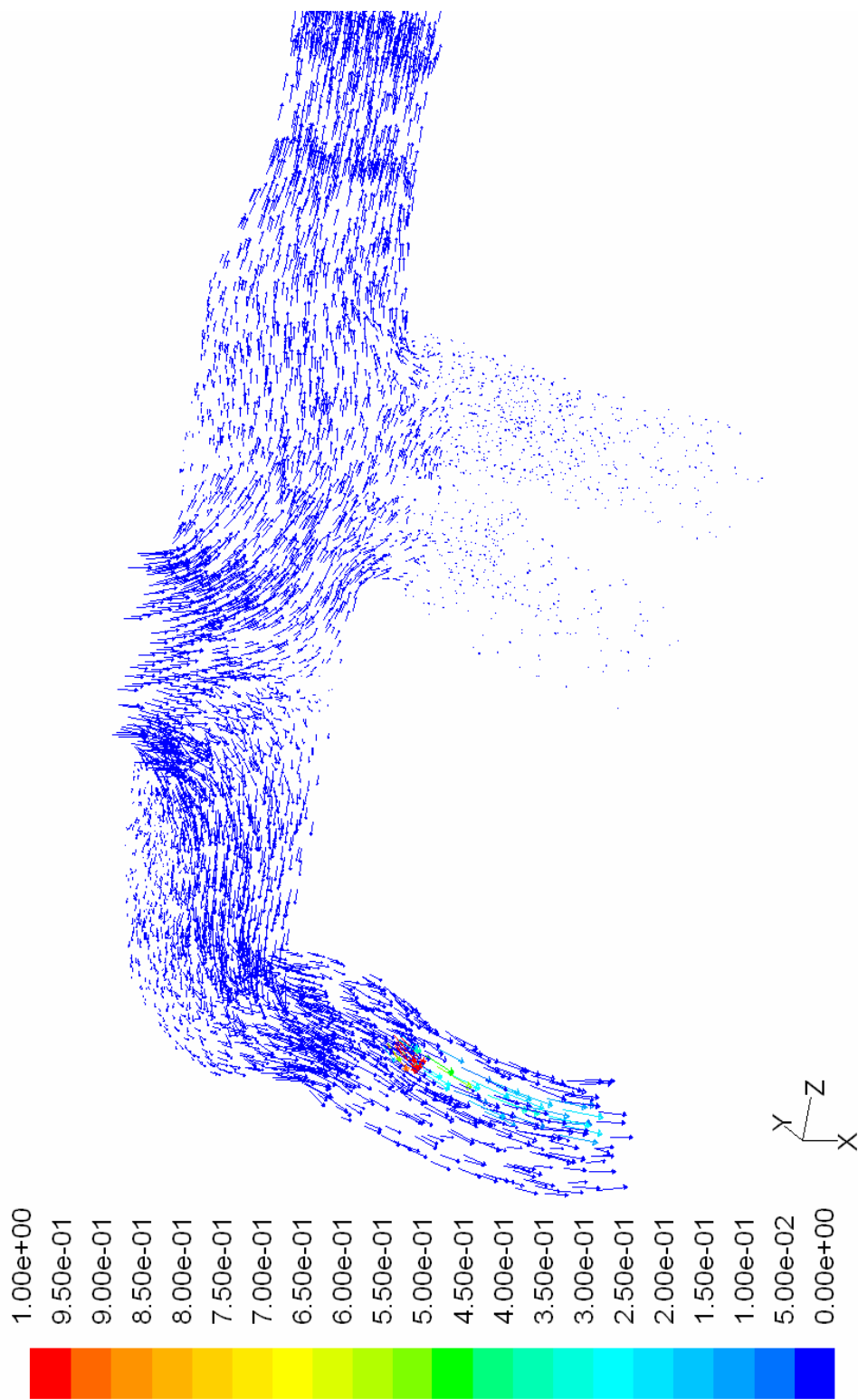
$$\left(1 - \frac{m_p}{m'_p}\right) \cdot 100\% = 5,35\%$$

Z grafů a výpočtů vyplývá, že pro uvedené podmínky výpočtu se celá dávka paliva nedostane do válce. Kolem 6% zemního plynu zůstane v sacím kanále hlavy válců, což dokazuje animace pohybu zemního plynu v modelu. Kvůli návrhu nejvhodnějšího řešení je nutné ukázat proudění vzduchu a zemního plynu v modelu.

4.2 Proudění v sacím potrubí

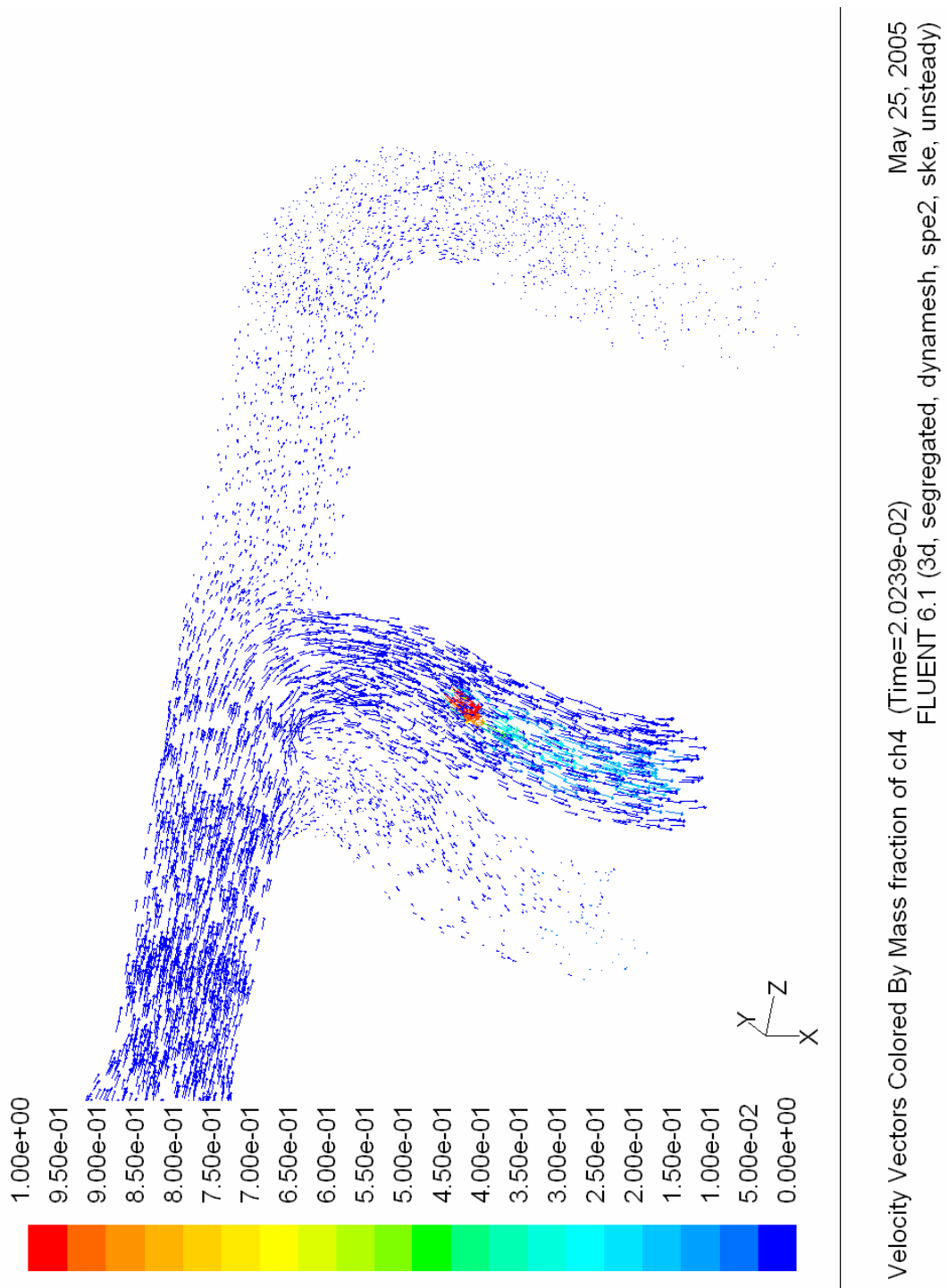
V této podkapitole je graficky znázorněno proudění v sacím potrubí a v jednotlivých sacích kanálech hlavy válců. Protože není možné ukázat proudění během celého cyklu byl vybrán tzv. kritický úhel pootočení klikového hřídele, jako reprezentativní. Úhel je roven 170° , v tomto okamžiku probíhá sací zdvih u prvního válce a zároveň se rozbíhá sací zdvih u pátého válce. Lze tedy předpokládat, že dojde takovým tlakovým změnám v sacím potrubí, které mohou směr proudění směsi do obou válců ovlivnit.

Následující obrázky znázorňují vektory rychlosti vzduchu a zemního plynu. Barvy vektorů jsou odstupňovány podle hmotnostního podílu zemního plynu. Červená barva představuje 100 % zemního plynu, modrá barva 100 % vzduchu.



Velocity Vectors Colored By Mass fraction of ch4 (Time=2.0239e-02)
 FLUENT 6.1 (3d, segregated, dynamesh, spe2, ske, unsteady)
 May 25, 2005

Obr. 4.6 Proudění v přední části modelu



Obr. 4.7 Proudění v zadní části modelu

Obrázky 4.6 a 4.7 ukazují, že vektory rychlosti u prvního i pátého válce nemění směr. Aby bylo možné vyvodit obecný závěr, je nutné zobrazit vektory rychlosti během celého cyklu, což rozsah této práce neumožňuje. Pro další postup byla vytvořená animace, která potvzuje, že ke změně směru proudění během celého cyklu nedojde.

5. Návrh řešení

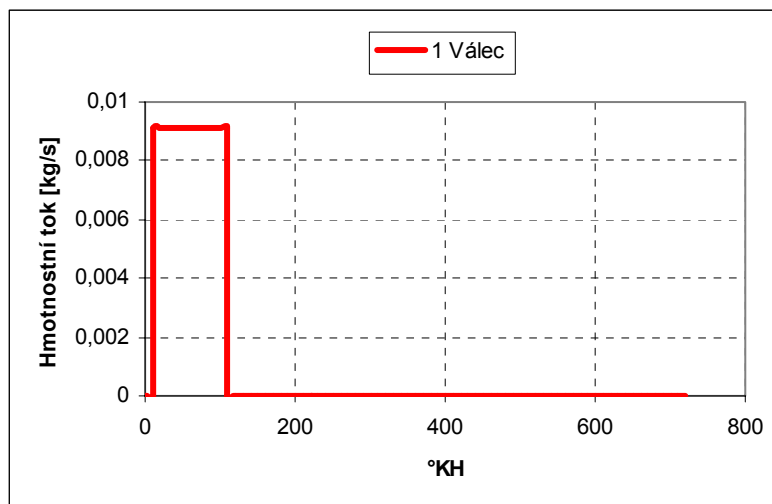
Analýza výpočtu v kapitole 4. ukázala, že dodávka paliva není ovlivněna sacími zdvihy ostatních válců. Hlavním problémem je délka injektáže, která je díky malému geometrickému průřezu A_{GEO} , příliš vysoká. Proto se zhruba 6% paliva nedostane do příslušného válce. Místo změny sacího potrubí je navrženo použití injektoru se dvěma ventily, který byl vyvinut na KSD.

Použitím injektoru se dvěma ventily se celkový průřez A_{GEO} zdvojnásobí, čímž se zmenší délka vefuku.

S využitím vztahů (4.1 až 4.4) získáme hodnotu ED

$$ED = 110^\circ$$

Na **obr. 5.1** je znázorněn průběh hmotnostní toku pro simulaci v programu FLUENT.



Obr. 5.1 Průběh hmotnostního toku

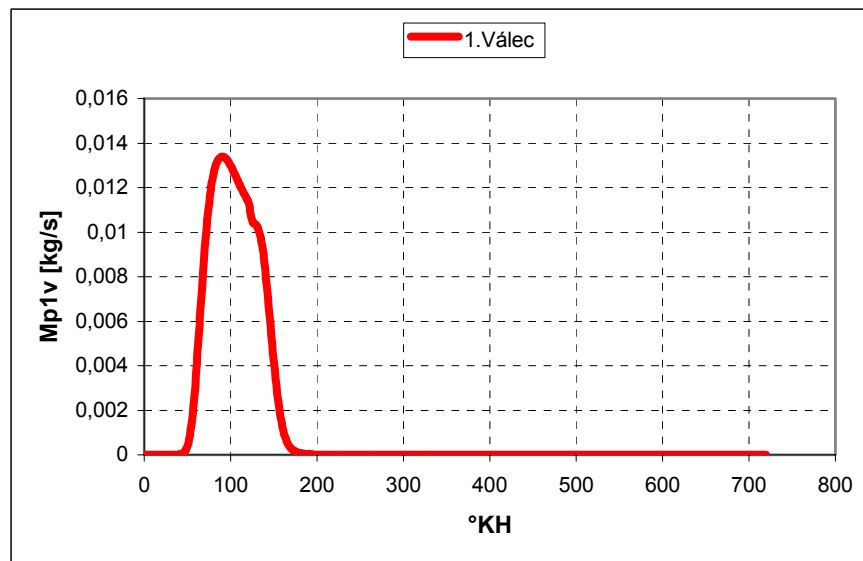
5.1 Hmotnostní tok zemního plynu pro jednotlivé válce s použitím injektoru se dvěma ventily

Znázornění výsledků simulace a výpočet hmotnosti paliva na cyklus a válec je stejné jako v podkapitole 6.1.

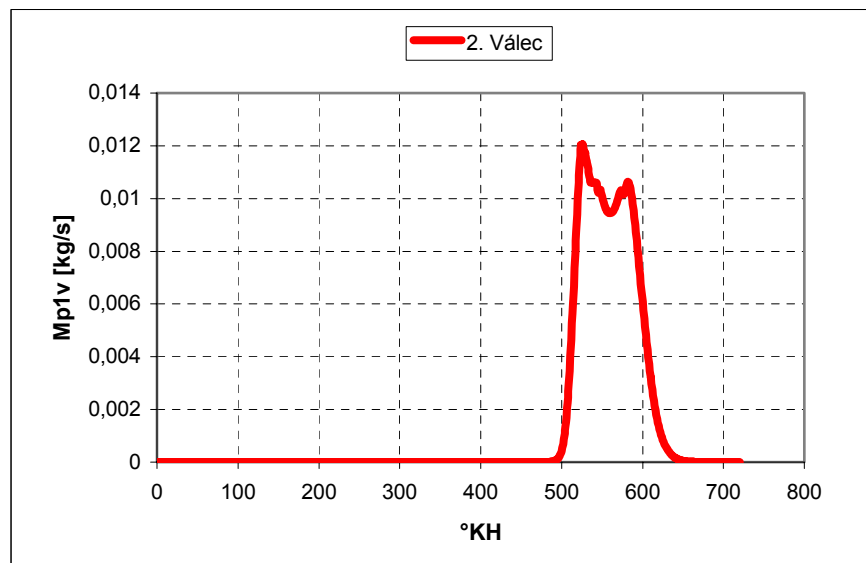
Podle vztahů (6.1 až 6.4) je pro první válec hmotnost $m_P = 0,119261$ g

V porovnání s $m'_P = 0,11971$ g :

$$\left(1 - \frac{m_P}{m'_P}\right) \cdot 100\% = 0,35\%$$



Obr. 6.6 Hmotnostní tok zemního plynu výstupní rovinou v závislosti na pootočení KH.



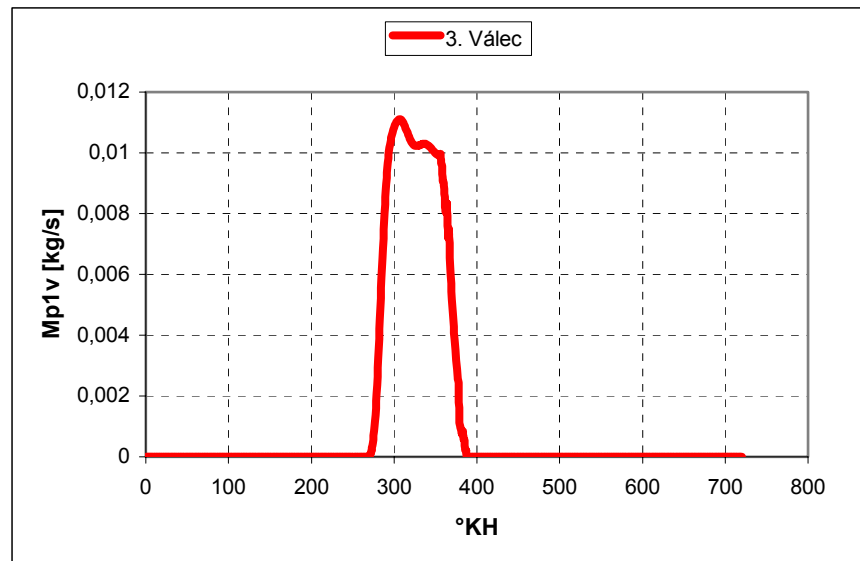
Obr. 6.7 Hmotnostní tok zemního plynu výstupní rovinou v závislosti na pootočení KH.

Pro 5. válec je celková hmotnost paliva získaná simulací:

$$m_p = 0,11912 \text{ g}$$

V porovnání s $m_p = 0,11971 \text{ g}$:

$$\left(1 - \frac{m_p}{m_p}\right) \cdot 100\% = 0,43\%$$



Obř. 6.8 Hmotnostní tok zemního plynu výstupní rovinou v závislosti na pootočení KH.

Pro 5. válec je celková hmotnost paliva získaná simulací:

$$m_p = 0,11891 \text{ g}$$

V porovnání s $m'_p = 0,11971 \text{ g}$:

$$\left(1 - \frac{m_p}{m'_p}\right) \cdot 100\% = 0,65\%$$

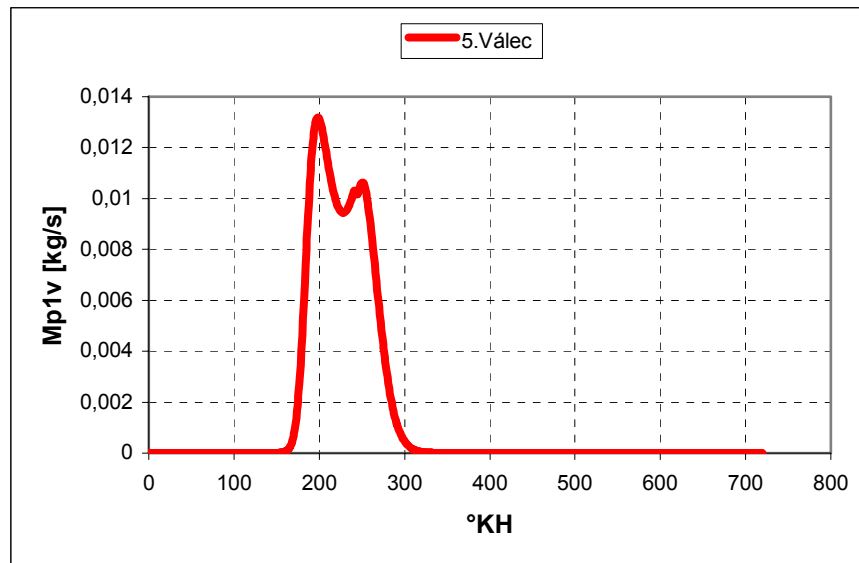
Pro 4. válec je situace stejná jako v případě použití jednoho injektoru. Délka výpočtu neumožňuje přesný výpočet dodávky paliva do válce.

Pro 5. válec je celková hmotnost paliva získaná simulací:

$$m_p = 0,119261 \text{ g}$$

V porovnání s $m'_p = 0,11971 \text{ g}$:

$$\left(1 - \frac{m_p}{m'_p}\right) \cdot 100\% = 0,35\%$$



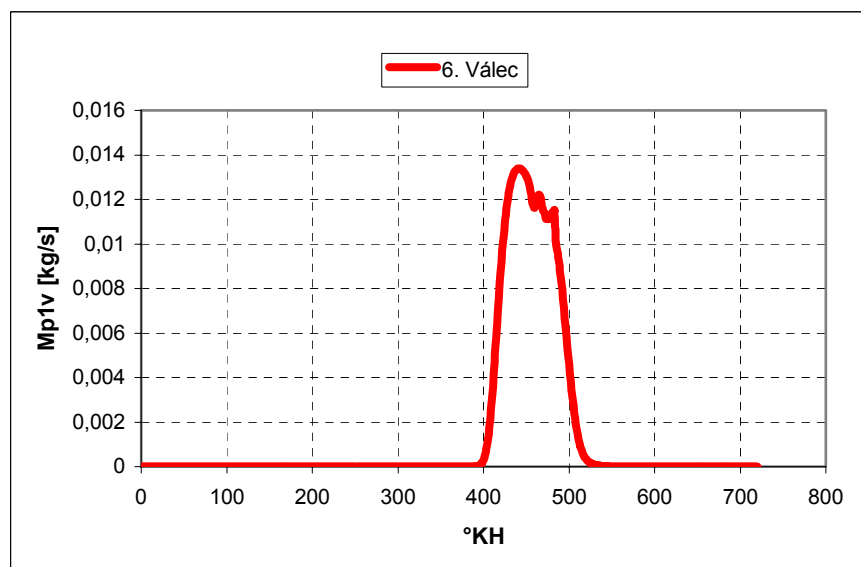
Obr. 6.9 Hmotnostní tok zemního plynu výstupní rovinou v závislosti na pootočení KH.

Pro 5. válec je celková hmotnost paliva získaná simulací:

$$m_p = 0,11919 \text{ g}$$

V porovnání s $m'_p = 0,11971 \text{ g}$:

$$\left(1 - \frac{m_p}{m'_p}\right) \cdot 100\% = 0,43\%$$



Obr. 6.10 Hmotnostní tok zemního plynu výstupní rovinou v závislosti na pootočení KH

6. Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout sací potrubí s injektory plynného paliva u zážehového přeplňovaného motoru ML 636 ENE. Injektory umístit s ohledem na zástavbu motoru a minimální ovlivnění vefuku sacími zdvihy ostatních válců. Splnění druhé podmínky lze zjistit pomocí programu FLUENT, který umožňuje simulovat průběh proudění.

Aby bylo možné simulaci uskutečnit bylo třeba vytvořit model v programu ProE Wildfire, který je tvořen dutinou sacího potrubí a dutinami sacích kanálů v hlavě válců. Model byl zasíťován a importován z programu GAMBIT. Síť byla kompromisem délky a přesnosti výpočtu. Ve FLUENTu byly zadány okrajové podmínky, získané měřeními a výpočtem. První podmínkou byl tlak vzduchu na vstupu do modelu, druhou hmotnostní tok zemního plynu na vstupu do sacího potrubí a poslední průběh tlaku směsi na výstupu z modelu. Byla určena délka simulace trvající 2 otáčky motoru, tedy jeden cyklus, kdy proběhnou sací zdvihy všech 6-ti válců. Hlavní výstupní hodnotou získanou modelováním proudění byl hmotnostní tok zemního plynu proudícího do válce.

Analýzou výsledků bylo zjištěno, že pro daný injektor nebylo možné dosáhnout maximálního naplnění válce zemním plynem. Odchylka celkové hmotnosti na válec a cyklus se pohybovala kolem 6 %, což bylo dáno dlouhou dobou vefuku ED.

Návrh řešení obsahoval použití dvou injektorů, čímž byla zkrácena délka vefuku na polovinu. Výsledky simulace byly daleko přijatelnější. Odchylka se pohybovala kolem 0,5 %.

Směr proudění směsi do válce nebyl sacími zdvihy ostatních válců ovlivněn. Návrh sacího potrubí zahrnoval nálitky pro umístění koncovek vefukovačů, tak aby byla akceptována zástavba motoru. Místo změny jednotlivých větví sacího potrubí bylo navrženo použití injektoru se dvěma ventily, aby se zkrátila doba vefuku.

7. Seznam použité literatury:

- [1] Vlk, F.: Alternativní pohony motorových vozidel, Prof. Ing. František Vlk, DrSc. Nakladatelství a vydavatelství, Brno 2004
- [2] Nýdrle, M.- Drozda, H.: Směšování plyných paliv ve spalovacím prostoru motoru, KOKA 2004, Brno
- [3] Štěrbá, P.- Kryžický O., Jak na LPG, Computer press, Praha 2002
- [4] Kameš, J.: Alternativní pohony automobilů, BEN – Technická literatura, Praha 2004
- [5] Beroun S.- Scholz, C.: Základy teorie vozidel a pístových spalovacích motorů, Technická univerzita v Liberci, Liberec 1999
- [6] Blair, G.P.: Design and simulation of Four-Stroke Engines, SAE Int.1991
- [7] Technická dokumentace firmy TEDOM
- [8] Fluent 6.1 Documentation

Odkazy na adresy webových stránek:

www.landirengo.it

www.cleanairpower.com

www.nrel.gov

www.engva.com

www.teleflex.com

www.agautogas.com

8. Seznam příloh

Výkres přední části sacího potrubí

Výkres zadní části sacího potrubí

CD ROM