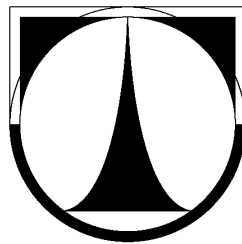


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ



Disertační práce

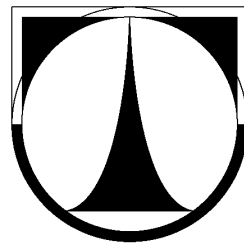
Analýza proudění u dvoudobých spalovacích motorů

2016

Ing.VÍT POUCHA

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ



Doctoral thesis

Flow analysis of two stroke engines

2017

Ing.VÍT POUCHA

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě chci poděkovat vedoucímu diplomové práce Doc. Ing. Lubomíru Mocovi za vedení při vzniku této práce, kolegům z firmy TEDOM za poskytnutí pomoci při měření, a zejména své přítelkyni Zdeňce za všeobjímající podporu, bez níž by tato práce nikdy nevznikla.

ANOTACE

Analýza proudění u dvoudobých spalovacích motorů

Tato disertační práce shrnuje poznatky z numerických výpočtů simulujících výměnu obsahu válce dvoudobého motoru pomocí metody CFD. Pro reálný dvoudobý motor byl sestaven simulační model, jehož funkce byla experimentálně ověřena.

Početní model nestacionárního děje, jehož základem je zjednodušená geometrie, byl aplikovaný na několik různých režimů motoru. Práce blíže zkoumá vliv turbulentních modelů na konečné výsledky simulace. Hodnotícím kritériem výpočtu byly hodnoty účinností popisující dokonalost vypláchnutí válce novou náplní.

Pro ověření simulací se experimentální část zabývá vyhodnocením kvality výměny obsahu válce ze vzorku plynů, které byly získané pomocí odběrného ventilu umístěného v hlavě válce.

ANNOTATION

Flow analysis for two-stroke internal combustion engines

This doctoral thesis summarizes the findings of the numerical calculations simulating the replacement of the contents of the cylinder two-stroke engine using CFD methods. Specific two-stroke engine was compiled simulation model, whose function has been experimentally verified.

Numerical model of unsteady flow, based on a simplified geometry was applied to several different modes of the engine. Work explores the influence of turbulence models on the final results of the simulation. Evaluation criterion for calculating the values of efficiency describing cylinder scavenging. To verify simulations with experimental part deals with the evaluation of quality content exchange from the sample gas, which were obtained by using a sampling valve located in the cylinder head.

OBSAH:

1	Úvod	- 9 -
2	Výměna obsahu válce dvoudobých motorů	- 11 -
2.1	Základní popis, terminologie a teorie	- 11 -
2.1.1	Terminologie	- 13 -
2.1.2	Teoretické modely vyplachování	- 15 -
2.1.3	Zonální model vyplachování	- 17 -
2.2	Soudobé způsoby vyplachování válce	- 19 -
2.2.2	Souproudé vyplachování	- 20 -
3	.Současný stav problematiky	- 21 -
3.1	Experimentální hodnocení vyplachování válce	- 21 -
3.1.1	Optické metody měření rychlostí ve válci	- 21 -
3.1.2	Jedno-cyklové zkušební motory	- 24 -
3.1.3	Metoda přímého odběru plynu z válce	- 25 -
3.1.4	Metoda se značkovacími plyny	- 26 -
3.2	Výpočetní metoda CFD	- 27 -
4	Cíle disertační práce	- 28 -
5	Řešení výměny obsahu válce	- 29 -
5.1	Popis a charakteristika zkoušeného motoru	- 29 -
5.2	Řešení výměny obsahu válce CFD simulací	- 32 -
5.2.1	Teoretické základy pro nastavení softwaru Fluent	- 32 -
5.2.2	Vytvoření geometrie pro výpočetní síť	- 43 -
5.2.3	Tvorba výpočtové sítě	- 44 -
5.2.4	Počáteční a okrajové podmínky	- 48 -
5.2.5	Volba řešiče a nastavení výpočtů	- 51 -
5.2.6	Varianty simulací a průběh výpočtů	- 53 -
5.3	Výsledky a zhodnocení simulace	- 54 -
5.3.1	Srovnání průběhů významných veličin	- 54 -

5.3.2	Výpočet cyklu s kompletním objemem výfuku.....	- 55 -
5.3.3	Porovnání turbulentních modelů	- 57 -
5.3.4	Výsledky simulací pro různé otáčky a zatížení.....	- 61 -
6	Experimentální část	- 63 -
6.1	Teorie a princip odběru vzorku z válce	- 63 -
6.2	Odběrný ventil	- 66 -
6.2.1	Konstrukce ventilu.....	- 66 -
6.2.2	Elektronické řízení ventilu	- 67 -
6.2.3	Průtokové vlastnosti ventilu.....	- 68 -
6.3	Měřicí zařízení	- 70 -
6.3.1	Analyzátor výfukových plynů.....	- 70 -
6.3.2	Indikační zařízení	- 70 -
6.3.3	Měření průtoku vzduchu.....	- 71 -
6.3.4	Měření průtoku odběrným ventilem.....	- 71 -
6.3.5	Měření spotřeby paliva.....	- 71 -
6.3.6	Dynamometr.....	- 71 -
6.3.7	Snímače teplot, tlaků a vlhkosti.....	- 72 -
6.4	Příprava měření, úpravy motoru	- 73 -
6.4.1	Úprava hlavy válce.....	- 73 -
6.4.2	Umístění snímačů	- 74 -
6.4.3	Průběh měření	- 75 -
6.4.4	Zhodnocení a výsledky experimentu.....	- 77 -
6.5	Porovnání experimentu s výpočtem	- 79 -
7	Závěr disertační práce	- 81 -
7.1	Zhodnocení výsledků vzhledem k cílům práce	- 81 -
7.2	Náměty pro další práci	- 82 -
8	Seznam použité literatury	- 83 -
9	Seznam vlastních publikací	- 85 -

Seznam použitých zkratk a symbolů

V_z	[m ³]	zdvihový objem
m_D	[kg]	hmotnost náplně doručená dmychadlem
m_N	[kg]	hmotnost náplně ve válci na konci výplachu
m_s	[kg]	hmotnost spalin ve válci na konci výplachu
$Q_{m,skut}$	[kg]	skutečný hmotností tok ventilem
M	[kg.mol ⁻¹]	molární hmotnost
M_N	[kg.mol ⁻¹]	molární hmotnost čerstvé náplně
M_s	[kg.mol ⁻¹]	molární hmotnost spalin
p	[Pa]	tlak
Δp	[Pa]	tlakový spád na odběrném ventilu
T	[K]	teplota vzdušiny
η_v	[-]	plnicí účinnost
η_{kval}	[-]	kvantitativní účinnost vyplachování
η_{kvant}	[-]	kvalitativní účinnost vyplachování
$\eta_{kval,SIM}$	[-]	kvalitativní účinnost zjištěná simulací
$\eta_{kvant,SIM}$	[-]	kvantitativní účinnost zjištěná simulací
$\eta_{kval,EXP}$	[-]	kvalitativní účinnost zjištěná měření
$\eta_{kvant,EXP}$	[-]	kvantitativní účinnost zjištěná měření
n_N	[mol]	látkové množství náplně
n_s	[mol]	látkové množství spalin

$n_{N,výfuk}$	[mol]	látkové množství náplně ve výfuku
$n_{S,výfuk}$	[mol]	látkové množství spalin ve výfuku
$n_{N,válec}$	[mol]	látkové množství spalin ve válci
$n_{S,válec}$	[mol]	látkové množství spalin ve válci
$X_{O_2,u}$	[mol.m ³]	mol. koncentrace O ₂ ve výfuku
$X_{O_2,N}$	[mol.m ³]	mol. koncentrace O ₂ v náplni
$X_{O_2,S}$	[mol.m ³]	mol. koncentrace O ₂ ve spalinách
S_{ef}	[m ²]	efektivní průřez odběrného ventilu
W_{teor}	[m.s ⁻¹]	teoretická rychlost
W_{krit}	[m.s ⁻¹]	kritická rychlost
R	[J.kg ⁻¹ .mol ⁻¹]	univerzální plynová konstanta
r	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná plynová konstanta
X_0	[%]	obj. koncentrace plynu v sání
X_1	[%]	obj. koncentrace plynu ve vzorku
X_2	[%]	obj. koncentrace plynu ve spalinách
X_3	[%]	obj. koncentrace plynu ve výfuku
$X_{O_2,válec,SIM}$	[%]	obj. koncentrace O ₂ ve vzorku válce, ze sim.
$X_{O_2,výfuk,SIM}$	[%]	obj. koncentrace O ₂ ve výfuku, simulace
$X_{O_2,válec,EXP}$	[%]	obj. koncentrace O ₂ ve vzorku válce změřená
$X_{O_2,výfuk,EXP}$	[%]	obj. koncentrace O ₂ ve výfuku změřená

1 Úvod

Dnešní život bez kolových dopravních prostředků si jen málokdo z nás dovede představit. I přes nástup a rychlý rozvoj elektrických pohonů a palivových článků je stále klasický pístový spalovací motor nejčastějším zdrojem hnací síly u většiny motorových vozidel. Největší četnost pak připadá na spalovací motory se čtyřdobým pracovním cyklem, které v minulosti zastínily motory dvoudobé. Dvoudobé motory měly výhody, ke kterým patřila především jednoduchost a vyšší měrný výkon, který byl na druhé straně znevýhodněn vyšší měrnou spotřebou. Postupem času, kdy začala být sledována i ekologie provozu motorů, přibylo jako další negativum vyšší obsah škodlivin ve výfukových plynech, a to především vyššímu podílu nespálených uhlovodíků. Dvoudobé motory proto zůstaly v pohonech malých motocyklů, sekaček a motorových pil.

S aplikováním vnitřní tvorby směsi, která eliminuje vysokou měrnou spotřebu paliva, a úsporným dávkováním ztrátového mazacího oleje společně s katalyzátory, dvoudobý motor v některých oblastech opět konkuruje motorům čtyřdobým i za cenu ztráty jednoduchosti konstrukce. Skoro až dvojnásobný litrový výkon oproti čtyřdobým motorům přidává dvoudobým motorům na zajímavosti.

V současnosti se výrobou moderních dvoudobých motorů zabývá mnoho známých i méně známých výrobců. Příkladem může být italská Aprilia, která pro své maloobjemové skútry vyvinula technologii přímého vstřikování pod názvem DI-Tech. Při použití tohoto systému se uvádí 80% snížení emisí NO_x a CO se 60% snížením spotřeby paliva oproti klasickým dvoudobým motorům. Yamaha nabízí jako pohony lodí a člunů motory s vysokotlakým systémem přímého vstřikování HPDI (High Pressure Direct). Na obr. 1 je dvoudobý motor ROTAX využívaný pro pohon sněžných skútrů.

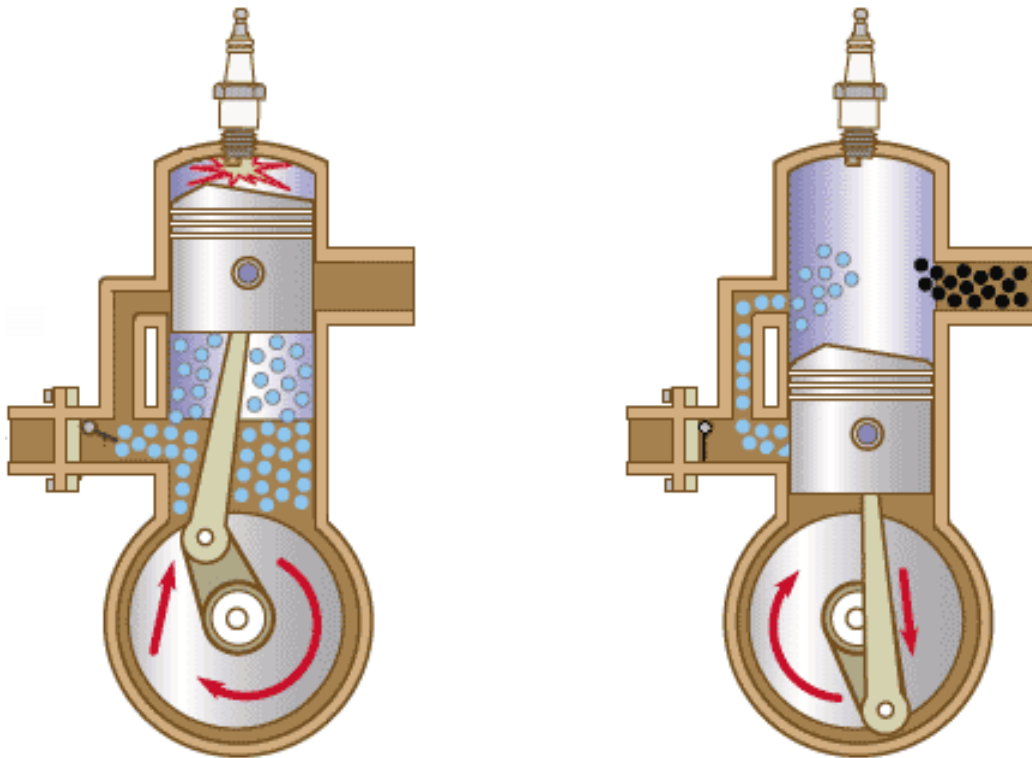


Obr. 1: Dvoudobý motor ROTAX

Díky stálému využití těchto motorů, ať už jako pohonů motorových pil, zahradních strojů nebo v hnacích agregátech vodních a sněžných skútrů, je získávání teoretických i experimentálních poznatků o dvoudobých motorech nutností. Tato práce by měla alespoň malou měrou přispět k dalšímu poznání a zdokonalení těchto technicky zajímavých motorů.

2 Výměna obsahu válce dvoudobých motorů

2.1 Základní popis, terminologie a teorie



Obr. 2: Schéma dvoudobého motoru [11]

Výměna obsahu válce – odstranění zplodin hoření a naplnění válce čerstvou náplní, je u dvoudobých spalovacích motorů děj, který se musí uskutečnit v poměrně krátkém čase, výrazně kratším než u motorů čtyřdobých. U nejrozšířenějších dvoudobých motorů s rozvodem řízeným pístem začíná celý pochod v okamžiku otvírání otvoru výfukového kanálu. Poměr tlaku ve válci na počátku výfuku k tlaku ovzduší bývá zpravidla větší, než je poměr kritický a proto spaliny unikají z válce kritickou rychlostí. V další fázi volného výfuku, kdy tlak ve válci klesá, vytékají spaliny rychlostí menší než kritickou. Odkrytím plnicích otvorů nastává fáze vyplachování.

Vzduch, popřípadě směs vzduchu s palivem, vniká do válce a s vířením a částečným mísením se spalinami je vytlačuje ven z válce. Tlak vstupujícího media by měl být na počátku vyplachování vyšší než tlak zplodin hoření. Stlačení plnicí vzdušiny obstarává dmychadlo tvořené zpravidla klikovou skříní samotného motoru. Po uzavření vyplachovacích průřezů při pohybu pístu z dolní úvratě zůstává

jistou dobu otevřen výfukový kanál, ze kterého ještě mohou unikat spaliny či čerstvá náplň. Tato část pochodu výměny způsobuje neúčinnou ztrátu čerstvé náplně a nazývá se dodatečné vyprazdňování. Celý cyklus výměny válce je ukončen uzavřením výfukového kanálu a následným stlačováním. Činný zdvih pístu je tedy o výšku výfukového kanálu kratší. Po ukončení výměny obsahu zůstává ve válci jisté množství čerstvé náplně i zbytků spalin. Indikovaný výkon motoru je tím větší, čím větší je hmotnostní naplnění válce čerstvou náplní. U motorů jejichž náplň je tvořena směsí vzduchu a paliva způsobuje ztráta v období dodatečného vyprazdňování zvýšení měrné spotřeby paliva a tím i zmenšení celkové účinnosti motoru.

Výměna obsahu válce je značně složitým pochodem, který ovlivňuje mnoho činitelů, a proto je jeho sledování komplikovanou záležitostí. Je známo mnoho teorií popisujících děj výměny obsahu válce na základě fyzikálních rovnic, které dávají přibližný náhled na tuto problematiku. V dnešní době je situace při řešení termodynamických dějů usnadňována použitím výpočetní techniky a sofistikovaných numerických CFD simulací.

2.1.1 Terminologie

Pro určování jakosti výměny náplně válce slouží několik porovnávacích účinností.

Poměr celkové hmotnosti vzduchu m_D , dopravené dmychadlem do válce, k součinu zdvihového objemu V_Z a hustoty okolního vzduchu ρ_{amb} značí **objemová účinnost** η_V . V anglicky psaných publikacích odpovídá označení „*delivery ratio*“.

$$\eta_V = \frac{m_D}{V_Z \cdot \rho_{amb}} \quad (1)$$

Tento součinitel vyjadřuje dokonalost funkce plnicího dmychadla. U motorů s vyplachováním z klikové skříně se hodnota pohybuje v mezích 0,6 — 0,9.

Poměr hmotnosti čerstvé náplně m_N , která zůstala ve válci po ukončení vyplachování k hmotnosti vzduchu, odpovídající součinu hustoty okolního vzduchu ρ_{amb} a zdvihového objemu V_Z udává **plnicí účinnosti** η_P . Obdobná anglickému „*charging efficiency*“.

$$\eta_P = \frac{m_N}{V_Z \cdot \rho_{amb}} \quad (2)$$

Tato účinnost se pohybuje od 0,5 do 0,9. Závisí nejen na vhodnosti uspořádání a řešení plnicích a výfukových průřezů, ale i na dokonalosti provedení ostatních součástí podílejících se na vyplachování.

Poměr účinností η_P/η_V je **kvantitativní účinnost** η_{kvant} . Udává poměr čerstvé náplně, která zůstala ve válci k celkovému množství vzduchu přivedenému k vyplachování.

$$\eta_{kvant} = \frac{\eta_P}{\eta_V} = \frac{m_N}{m_D} \quad (3)$$

Charakterizuje ztrátu čerstvé náplně a je měřítkem dokonalosti vyřešení celého motoru a vyplachovacího systému. Bývá v rozmezí 0,4 — 0,7.

Zavedený anglický název je „*trapping efficiency*“.

Jak se objem naplnil čerstvou náplní, vyjadřuje **kvalitativní účinnost** η_{kval}

$$\eta_{kval} = \frac{m_N}{m_N + m_S} \quad (4)$$

Je to poměr hmotnosti čerstvé náplně m_N , která zůstala ve válci po ukončení vyplachování a součtu hmotností čerstvé náplně m_N a spalin m_S , které zůstaly ve válci.

Anglická obdoba „*scavenging efficiency*“

2.1.2 Teoretické modely vyplachování

Pro popis vyplachování se používá několik modelů. Základními jsou model dokonalého vypláchnutí a model dokonalého mísení. Oba tyto modely probíhají za předpokladu konstantní teploty a tlaku se zanedbáním přestupu tepla mezi plyny a stěnami válce.

2.1.2.1 Dokonalé vypláchnutí

Čerstvá náplň před sebou vytlačuje spaliny bez jakéhokoliv smísení. V tomto modelu dochází k dokonalému vypláchnutí válce.

$$0 < \eta_V \leq 1 \Rightarrow \eta_{kval} = \eta_V, \quad \eta_{kvant} = 1 \quad (5)$$

$$\eta_V > 1 \Rightarrow \eta_{kval} = 1, \quad \eta_{kvant} = 1/\eta_V \quad (6)$$

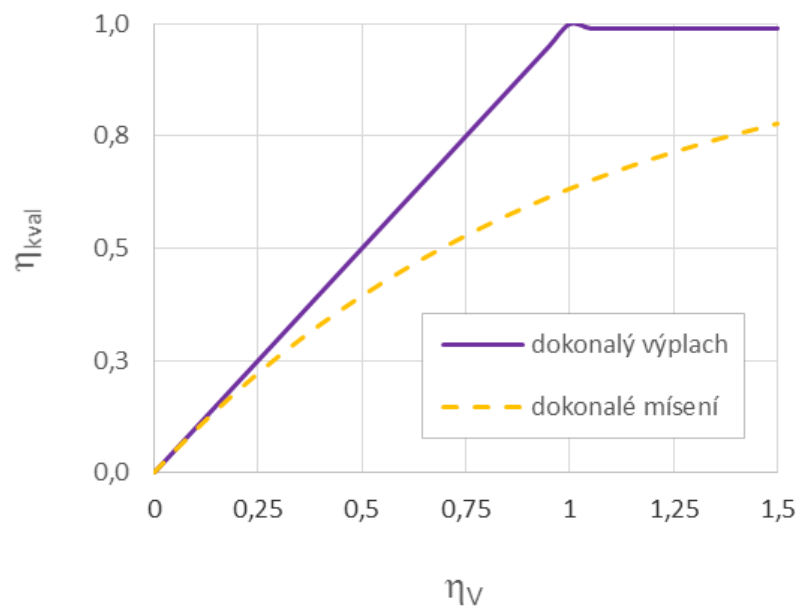
2.1.2.2 Dokonalé mísení

Čerstvá náplň se úplně smísí se zbytky zplodin hoření a odtéká výfukovým kanálem. Výplach se děje pouze ředěním spalin.

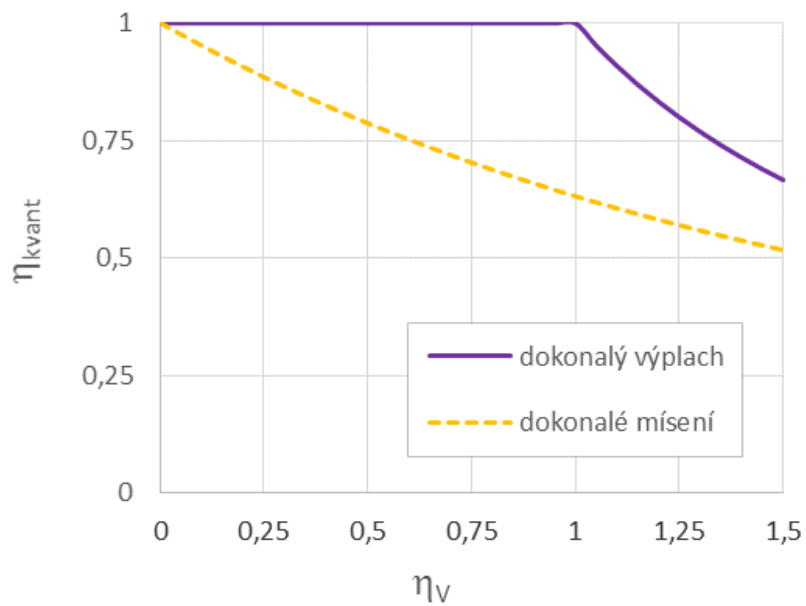
$$\eta_{kval} = 1 - e^{-\eta_V} \quad (7)$$

$$\eta_{kvant} = \frac{1 - e^{-\eta_V}}{\eta_V} \quad (8)$$

Grafy na obrázcích 3 a 4 zobrazují závislosti kvantitativní a kvalitativní účinnosti pro tyto teoretické modely.



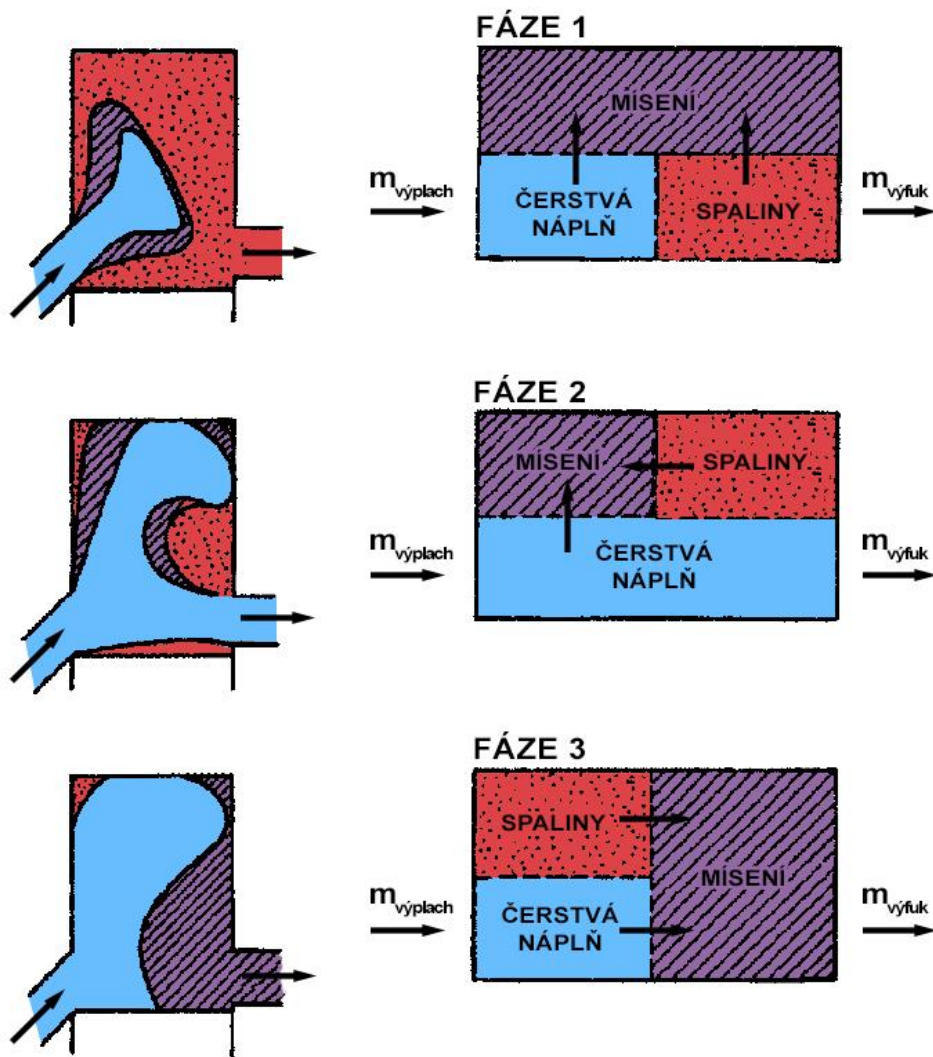
Obr. 3: Závislost kvalitativní účinnosti teoretických modelů



Obr. 4: Závislost kvantitativní účinnosti teoretických modelů

2.1.3 Zonální model vyplachování

Tento model dělí spalovací prostor do tří zón a cyklus do tří fází. Jedná se o zónu čerstvé náplně, zónu spalin a zónu směsi obou předešlých. V průběhu fáze 1 vstupuje do válce čerstvá směs a vytlačuje spaliny. Mísení čerstvé náplně a spalin dochází pouze v mísící zóně tj. v okolí proudu čerstvé náplně. Z válce odchází pouze spaliny. Ve druhé fázi uniká část čerstvé směsi tzv. zkratovým proudem do výfuku a mísení probíhá v okolí vyplachovacího proudu. V třetí fázi opouští válec již homogenní směs spalin a čerstvé směsi. [27]



Obr. 5: Zonální model [27]

Na obr. 5 je vidět schéma modelu podle Bensona. Tento model uvažuje následující teoretické předpoklady [27]:

1. Konstantní tlak ve válci.
2. Konstantní teploty v každé zóně.
3. Přestup tepla mezi zónami je zanedbán.
4. Poměr množství čerstvé směsi vstupující do mísicí zóny k množství čerstvé směsi vstupující do válce je konstantní.
5. Podíl množství spalin a množství čerstvé směsi vstupující do mísicí zóny je konstantní.
6. Obě plynné složky mají shodnou molární hmotnost a shodné tepelné vlastnosti.

2.2 Soudobé způsoby vyplachování válce

Podle uspořádání kanálů a vedení vyplachovacího proudu můžeme vyplachování dělit na několik druhů. U dvoudobých motorů existuje mnoho konstrukčních uspořádání kanálových nebo ventilových rozvodů se symetrickým i nesymetrickým časováním. Dnes jsou používány především motory s *protiproudým* a *souproudým* vyplachováním.

2.2.1.1 Protiproudé vyplachování

Protiproudé vyplachování můžeme dělit na vyplachování *vratné*, *příčné* a *kombinované*

2.2.1.2 VRATNÉ VYPLACHOVÁNÍ (obr. 6a)

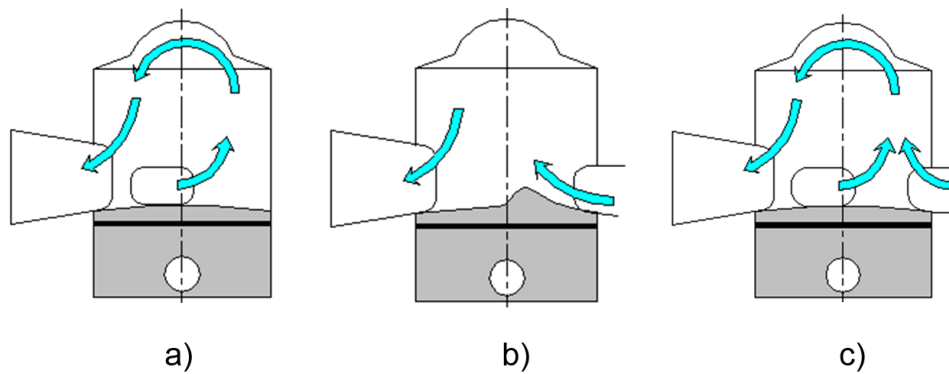
U tohoto vyplachování leží kanály na jedné straně válce a vyplachovací proud se vede na protilehlou stranu, kde se obloukovitě obrací, obtéká kompresní prostor a po druhé straně se opět vrací k výfukovým otvorům.

2.2.1.3 PŘÍČNÉ VYPLACHOVÁNÍ (obr. 6b)

Vyplachovací kanály a výfukové kanály leží vzájemně na protilehlých stěnách válce. Tento způsob se vyznačuje malou stabilitou vyplachovacího proudu a je náchylný ke zkratovému vyplachování. Proto je zde nutné nasměrování strmě k hlavě válce popřípadě usměrnění proudu pomocí deflektoru, který je součástí pístu.

2.2.1.4 KOMBINOVANÉ VYPLACHOVÁNÍ (obr. 6c)

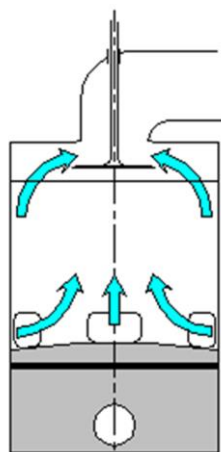
Kombinované vyplachování je spojením dvou předešlých způsobů. Vyplachovací kanály ležící na straně výfukových jsou doplněny kanálem směřujícím vzhůru k hlavě válce umístěným naproti kanálu výfukovému.



Obr. 6: Varianty protiproudého vyplachování

2.2.2 Souproudé vyplachování

Výfuk i vyplachování jsou řízeny každý samostatným orgánem a rozvod je tak vždy nesymetrický. Nejčastější uspořádání je s vyplachovacími kanály umístěnými na obvodu válce, které jsou nasměrované vzhůru ke kompresnímu prostoru válce. Vyplachovací kanály mohou být připojeny na válec tangenciálně a tak dochází k rotaci přiváděné vzdušiny, což příznivě působí na tvoření směsi. Výfukové otvory jsou v hlavě válce a rozvodovým orgánem je talířový ventil nebo rotační šoupátko. Schéma provedení motoru se souproudým vyplachováním je na obr. 7.



Obr. 7: Příklad souproudého vyplachování

3. Současný stav problematiky

Jedním z důležitých procesů u dvoudobých motorů je výměna obsahu válce. To, jak se válec naplnil čerstvou směsí, nebo pouze vzduchem v případě vnitřní tvorby směsi, kolik zbytkových spalin zůstalo ve válci, značně ovlivňuje parametry dvoudobého motoru. Následující kapitola stručně popisuje nejznámější metody pro hodnocení kvality výměny válce s experimentálním i početním přístupem.

3.1 Experimentální hodnocení vyplachování válce

3.1.1 Optické metody měření rychlostí ve válci

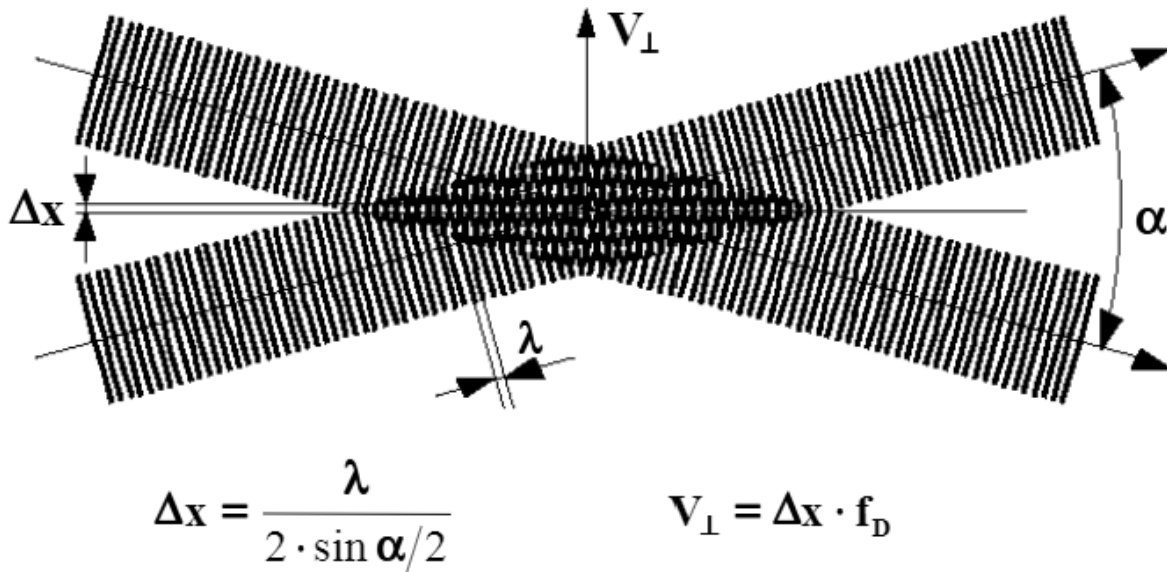
Klasické experimentální metody poskytují většinou souhrnné hodnoty, ale nedávají žádné detailní kvantitativní informace o sledovaném proudovém poli. Tyto detailní informace jsou cenné především pro porovnání s výsledky numerických simulací proudění a dalších termodynamických dějů. Naměřené hodnoty slouží též jako počáteční nebo okrajové podmínky pro tyto výpočty.

Měření rychlostních polí musí probíhat za vysokých a rychle se měnících teplot, přičemž do měřicího prostoru mohou zasahovat pohybuující se části motoru. Velké uplatnění zde proto nacházejí neinvazivní optické metody pro měření rychlostí využívající výhodných vlastností laserového paprsku. Přibližně od počátku 80. let to je laserová dopplerovská anemometrie (LDA) a od 90. let pak také *Particle Image Velocimetry* (PIV). Pro měření rychlosti proudu tekutiny je pro obě metody třeba zajistit dostatečné sycení proudu tzv. značkovacími částicemi. Rychlost tekutiny se měří právě prostřednictvím těchto částic. Pro vzduch se pro sycení vzduchu částicemi používají atomizéry silikonového oleje nebo vodního roztoku glycerinu, kondenzační generátory mlhy nebo kouře, zařízení pro rozptylování pevných částic oxidu titaničitého, nitridu bóru, a další. Používaná velikost částic je řádově 1 μm . [2]

Těmito metodami je možné sledovat tekutinu nejen ve válci, ale i v kanálech dvoudobých motorů. Tyto metody jsou jednoznačně přínosné, avšak poměrně náročné a nákladné na přípravu experimentálního motoru a nejsou vhodné pro celkové hodnocení kvality výměny obsahu válce

3.1.1.1 Laserová dopplerovská anemometrie (LDA)

Laserová dopplerovská anemometrie vychází z principu Dopplerova jevu, zjednodušeně lze však její princip vyložit pomocí tzv. interferenčních proužků, vznikajících v místě průniku dvou laserových paprsků.



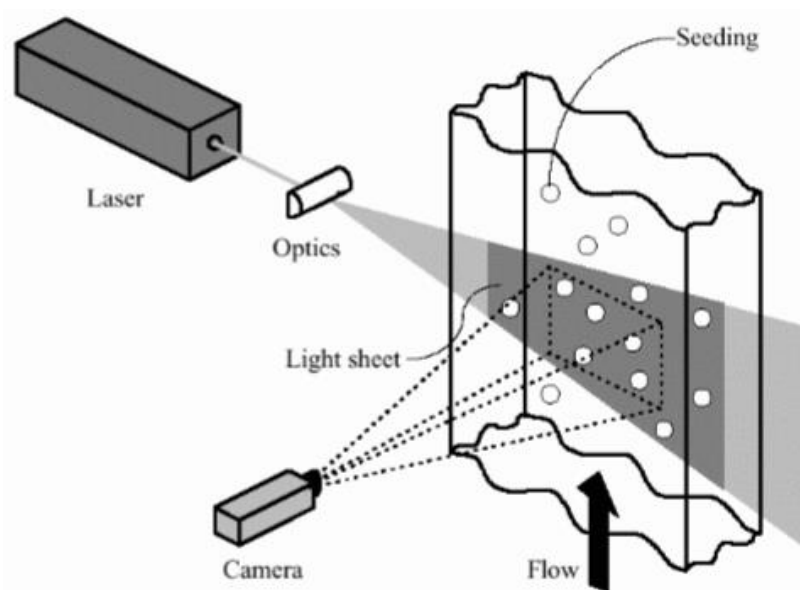
Obr. 8: Schéma principu LDA [2]

Vzdálenost proužků Δx je úměrná vlnové délce světla λ podle vztahu na obr.:8. Částice procházející měřicím objemem odráží světlo ve frekvenci f_D přímo úměrné složce rychlosti kolmé k ose obou laserových paprsků. Aparatura LDA měří frekvenci f_D pro každou částici, která projde měřicím objemem, a jednotlivé naměřené rychlosti V_{\perp} se statisticky vyhodnocují. V případě dostatečného sycení proudu lze dosáhnout takového počtu měření a je možné určit turbulentní složky flukтуаčních rychlostí. LDA tedy poskytuje kompletní informaci o rychlosti měřené v malém objemu.

Podle použitého zařízení lze provádět měření jedné, dvou nebo i tří složek vektoru rychlosti současně. Lze měřit i rychlosti blízké nebo i rovné nule. [2]

3.1.1.2 Metoda Particle Image Velocimetry

Metoda *Particle Image Velocimetry* je relativně nová měřicí metoda. Během 80. let doznal její vývoj tak, že v roce 1988 firma TSI přišla s prvním komerčním zařízením pro měření metodou PIV. V současnosti patří spolu s firmou *Dantec Dynamics* k hlavním světovým výrobcům tohoto měřicího zařízení. Základní princip je patrný z obr. 9. [2]



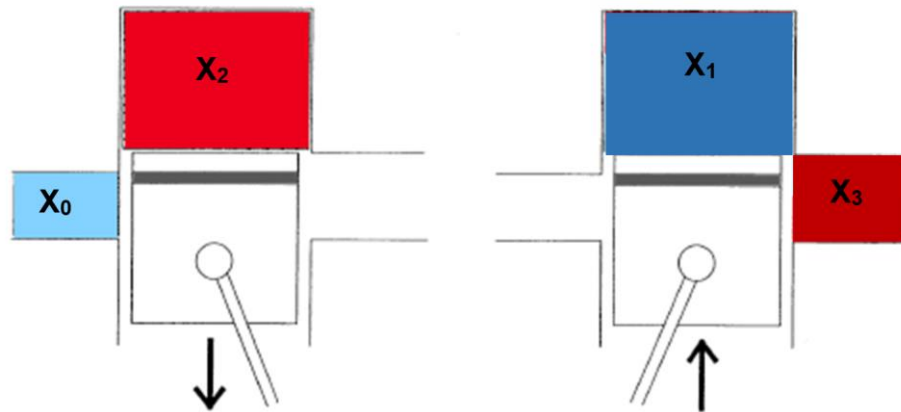
Obr. 9: Princip metody PIV [2]

Pomocí laseru a optiky s válcovou čočkou se z laserového paprsku vytvoří rovinná osvětlená plocha, tzv. laserový nůž. Kolmo k rovině laserového nože je umístěna kamera, kterou jsou zachyceny ve dvou krátce po sobě následujících okamžicích t_1 a t_2 (obvykle dané záblesky pulzního laseru zachyceny polohy značkovacích částic). Z vyhodnocené vzdálenosti d , jakou částice urazí mezi dvěma časovými okamžiky t_1 a t_2 , je možné určit rychlost.

Měřením metodou PIV lze tedy získat obraz okamžitého rychlostního pole (2 složky rychlosti) v určité rovinné oblasti dané laserovým nožem. Stereoskopické varianty uspořádání PIV umožňují vyhodnotit v této rovinné oblasti i třetí složku rychlosti kolmou k měřicí rovině. [2]

3.1.3 Metoda přímého odběru plynu z válce

Tato přímá metoda využívá rozboru náplně odebrané z válce před procesem spalování a po jeho dokončení nebo odběru vzorku spalin z výfukového potrubí. Z válce je vzorek odebrán pomocí ventilu umístěného v hlavě válce.



Obr. 11: Princip odběru vzorku

Podle schématu na obr. 11 lze přepsat rovnici pro kvalitativní účinnost [19]:

$$\eta_{kval} = \frac{X_1 - X_2}{X_0 - X_2} \quad (9)$$

A pro kvantitativní účinnost platí [19]:

$$\eta_{kvant} = \frac{X_0 - X_3}{X_0 - X_2} \quad (10)$$

X_0 , X_1 , X_2 , X_3 jsou procentuální koncentrace prvků v čerstvé směsi, ve směsi po ukončení vyplachování, ve spalinách válce a výfukových plynech.

3.1.4 Metoda se značkovacími plyny

Tato celkem jednoduchá metoda je založena na přimíchávání značkovacího plynu do čerstvé směsi, který má následující předpoklady:

1. Značkovací plyn se musí s ohledem na vyplachování chovat totožně jako ostatní složky ve válci.
2. Nesmí mít vliv na spalování ani v malých koncentracích.
3. Část značkovacího plynu, který zůstane po ukončení vyplachování ve válci, může být znehodnocen, část uniklá výfukem musí zůstat zachována.
4. Vzorkovací plyn by měl být snadno kvantitativně vyhodnocen.

Účinnost vypláchnutí se může vyhodnotit porovnáním koncentrací značkovacího plynu měřených ve dvou místech. Možné je sledování v sání, ve výfuku nebo ve válci před zážehem po uzavření výfukového kanálu.

Pro porovnání koncentrací ve výfuku a v sání můžeme pro kvantitativní účinnost psát [19]:

$$\eta_{kvant} = 1 - \frac{X_{Z,výfuk}}{X_{Z,sání}} \quad (11)$$

Kde $X_{Z,výfuk}$ je koncentrace značkovacího plynu ve výfuku a $X_{Z,sání}$ je koncentrace značkovacího plynu v sání.

S výhodou může být jako značkovací plyn použit kyslík. U stechiometrické a bohaté směsi čerstvé náplně lze předpokládat úplné využití kyslíku na spalování. Zbytkový obsah kyslíku ve výfuku pochází z nedokonalého vyplachování [19].

3.2 Výpočetní metoda CFD

Computational Fluid Dynamics (CFD) je moderní metoda jak získat představu o proudění tekutin, přenosu tepla a hmoty, průběhu chemických reakcí a dalších souvisejících jevů v definovaném prostředí. Pro použití CFD je třeba nejprve vytvořit model (virtuální prototyp zkoumaného systému), na který jsou následně aplikovány matematické postupy tak, aby byly ze zadaných okrajových a počátečních podmínek získány vybrané údaje o dějích probíhajících v celé zkoumané oblasti při respektování fyzikálních zákonů. Tato metoda přináší uspokojivé výsledky při optimalizacích a výzkumu dvoudobých spalovacích motorů. Dnes lze vybírat z celé řady CFD programů. U nás k nejrozšířenějším patří ANSYS Fluent či ANSYS CFX. Jako další Star-CD od firmy CD-Adapco. V neposlední řadě i rozšiřující se nadstavby CAD modelářů jako je Creo či Inventor z produkce PTC. K nekomerčním volně dostupným patří rozšířený OpenFoam, nebo Salome pro operační systém Linux.

Řešení úloh pro hodnocení vnitřních fyzikálních dějů v motoru se provádí jako méně náročné stacionární úlohy nebo jako komplexní nestacionární výpočty se simulací pohybu pístu.

Stacionární úloha poskytne náhled na správnost uspořádání a tvar kanálů či spalovacího prostoru. Běžné je určení ztrátových součinitelů nebo návrh úhlů vyústění kanálů do válce podle vizualizace proudnic ustáleného děje.

V nestacionárních simulacích celého cyklu se řeší motor jako celek i s vlivem časování rozvodu, účinkem klikové skříně, ale i s výfukovým potrubím, které velmi zásadně ovlivňuje chování dvoudobého motoru. Pro úsporu času se často objemy proudících vzdušin redukuje a nahrazují okrajovými podmínkami z experimentů.

Některých případech se simulují všechny komponenty. Tyto úlohy jsou pak vzhledem k velikosti početní sítě náročné na čas i techniku.

4 Cíle disertační práce

Hlavním cílem této disertační práce je aplikování numerických metod nestacionárního děje při výměně náplně dvoudobého motoru.

Práce se blíže zabývá zpracováním geometrie, přípravou výpočtové sítě, výběrem turbulentního modelu a nastavením řešiče zvoleného CFD programu. Simulace jsou provedeny pro několik režimů reálného motoru a výstupy jsou využity pro stanovení kvality výplachu válce novou náplní. Tato hodnotící kritéria jsou důležitá pro porovnávání dvoudobých motorů, jejich výzkum a rovněž pro optimalizaci parametrů v praxi. Tyto výsledky jsou nepostradatelnými pro výpočty např. v jednorozměrných simulacích, které využívá software jako GT-Power či Wave. Ve zmíněných, dnes běžně rozšířených programech, jsou tyto parametry často odhadovány a dochází tak k nežádoucím chybám ve výsledcích.

V experimentální části je cílem provést soubory měření na konkrétním typu motoru. Výsledky budou ověřovat hodnoty získané z numerických výpočtů.

Cíle se mohou rozdělit na následující dílčí kroky:

- a) Vytvoření početní sítě pro stabilní a rychle konvergující simulace.
- b) Volba vhodného řešiče a analýza turbulentních modelů typu RANS.
- c) Numerická simulace několika režimů motoru pro určení kvalitativní a kvantitativní účinnosti výměny obsahu válce motoru.
- d) Navržení zařízení pro odběr vzorku plynů z válce pro motor JAWA 593
- e) Experimentální stanovení velikosti vyplachovacích účinností a ověření s výpočtů ze simulací.

5 Řešení výměny obsahu válce

5.1 Popis a charakteristika zkoušeného motoru

Analyzovaným motorem je motocyklový jednoválcový kapalinou chlazený motor, který byl používán jako hnací agregát motocyklu JAWA 593, obr. 12.

Je to zástupce nejrozšířenějšího typu mobilního motoru s vyplachováním z klikové skříně a dnes s nejvíce používaným uspořádáním kanálového rozvodu.

Koncepčně je motor navržen pro motocykl určený k cestování případně do terénu. Je zde proto upřednostňována pružnost a průběh točivého momentu před maximálním dosažitelným výkonem.

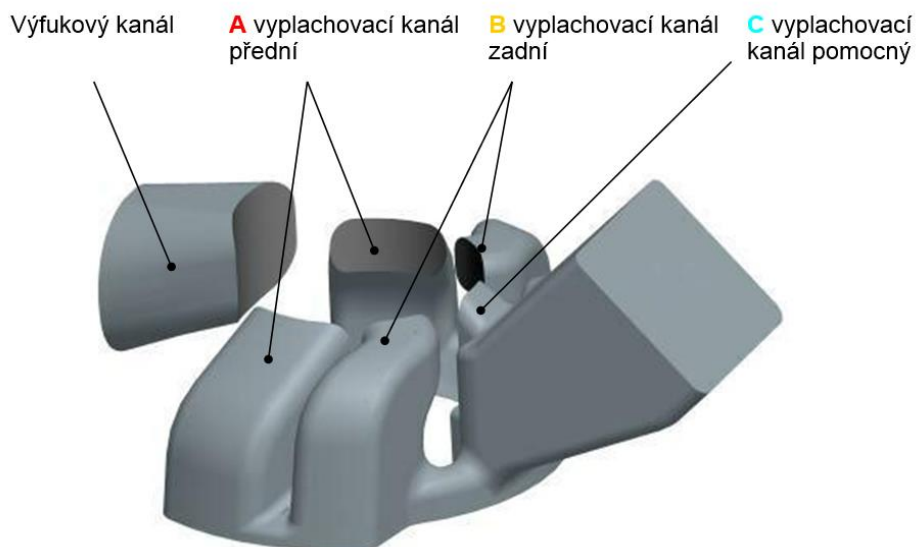


Obr. 12: Motocyklový motor JAWA 593

Tab. 1: Hlavní parametry motoru

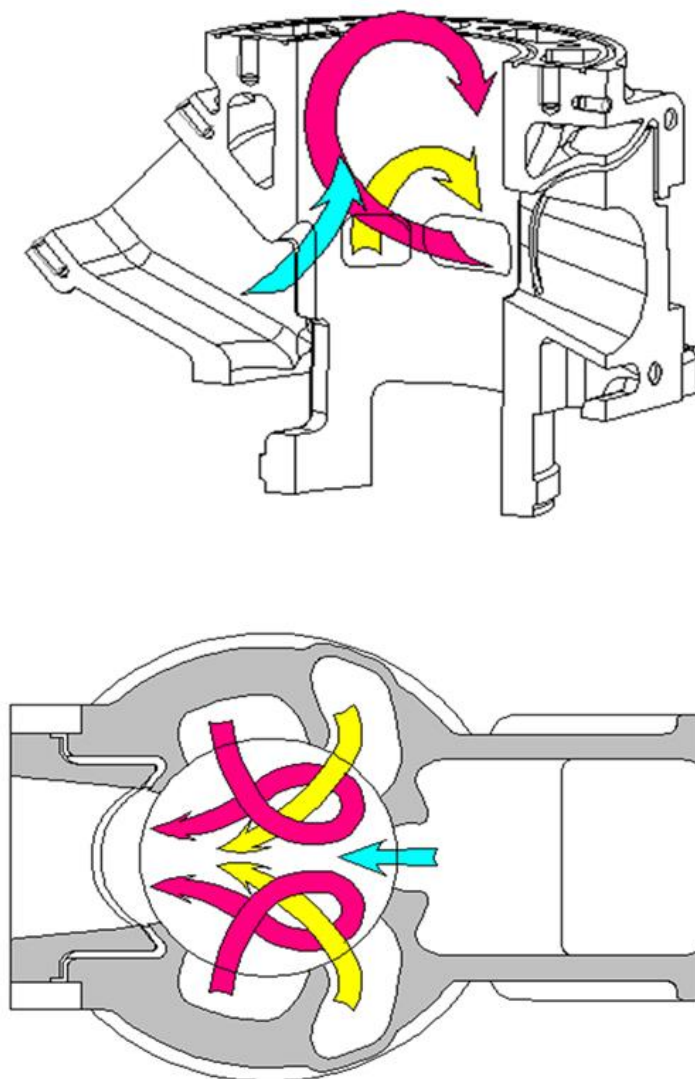
Hlavní parametry motoru Jawa 593	
vrtání (mm)	70
zdvih (mm)	64
kompresní poměr (-)	11:1
zdvihový objem (cm ³)	250
jmenovitý výkon / otáčky (kW/min ⁻¹)	17 / 6000
točivý moment / (Nm/min ⁻¹)	28 / 4500
časování výfuku (°)	173
časování výplachu (°)	122
výfuk otevírá - zavírá (°)	93,5 - 266,5
výplach otevírá - zavírá (°)	118 - 241
délka ojnice (mm)	125
rezonanční délka výfuku (mm)	735
max. průměr komory výfuku (mm)	90

Výměna obsahu válce je zajištěna kombinovaným vyplachováním se šesti symetricky umístěnými kanály. Vratné vyplachování zajišťuje dvojice předních kanálů usměřujících tok čerstvé náplně k protilehlé straně. Tento proud je doplněn tokem z dvojice středních kanálů a usměrnění proudů směrem vzhůru ke kompresnímu prostoru obstarává zadní pomocný kanál.



Obr. 13: Systém uspořádání kanálů

Na obr. 14 je vyobrazeno schéma proudů z jednotlivých kanálů.



Obr. 14: Směry vyplachovacích proudů [V3]

5.2 Řešení výměny obsahu válce CFD simulací

Pro výpočet byl zvolen program Fluent 6.1 a pro vytvoření výpočtové sítě program Gambit.

5.2.1 Teoretické základy pro nastavení softwaru Fluent

V následující kapitole jsou teoreticky popsány jednotlivé teoretické rovnice a modely, které využívá zvolený program Fluent.

5.2.1.1 Základní rovnice

Pro řešení přenosu hybnosti při proudění je použita rovnice kontinuity a rovnice zachování hybnosti. Pokud je proudění stlačitelné, nebo zahrnuje přenos tepla, řeší se dále rovnice zachování energie. Další bilanční rovnice mohou být použity, pokud dochází ke směšování, chemickým reakcím či hoření.

Rovnice kontinuity:

Jde o rovnici popisující zákon zachování hmoty v proudící tekutině. Obecně řečeno jde o matematickou formulaci podmínky, že celková změna hmoty v kontrolním objemu je rovna hmotě procházející přes stěnu kontrolního objemu [1].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (12)$$

Rovnice přenosu hybnosti:

Navier – Stokesova rovnice je vztahem popisujícím zachování hybnosti v kontrolním objemu a její základ je v druhém Newtonově zákoně. Lze ji psát ve dvou tvarech – s nebo bez zahrnutí vnitřního tření tekutiny. Vnitřní tření tekutiny zahrnuje a je určena pro pohyb ve směru x – pro další souřadnicové systémy lze analogicky odvodit pouze změnou indexů.

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (13)$$

Rovnice přenosu energie:

Tento vztah popisuje změnu energie obsaženou v kontrolním objemu. Na jedné straně je zde celková změna energie a na druhé tepelný tok stěnou kontrolním objemu sečtený s prací vykonanou na kontrolním objemu [1].

$$\frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \text{div}(\rho i \mathbf{v}) = -p \cdot \text{div}(\mathbf{v}) + \text{div}(k_a \cdot \text{grad}(T)) + \phi_a + S_i \quad (14)$$

5.2.1.2 Turbulentní modely

Turbulence je deterministicky náhodný pohyb částic tekutiny. Turbulentní proudění se skládá z různě velkých turbulentních vírů. Velké víry obsahují většinu energie a postupně se rozpadají na menší. Kaskáda je ukončena disipací energie nejmenších vírů v teplo. Modelování turbulence je klíčový problém ve většině CFD simulací. Prakticky všechny inženýrské aplikace jsou turbulentní, a proto vyžadují model turbulence. Neexistuje žádný model turbulence, který by byl všeobecně použitelný, pro všechny případy. Volba turbulentního modelu závisí na způsobu toku, požadované přesnosti řešení, dostupné výpočetní technice a množství času pro simulaci. Pro použití nejvhodnějšího modelu pro konkrétní případ je nutné pochopit možnosti a omezení jednotlivých modelů. Rovnice kontinuity a Navier-Stokesova rovnice mohou být pomocí CFD řešeny přímou numerickou simulací (Direct Numerical Simulation–DNS). Ta má ale obrovské výpočetní nároky zvláště pro složitější proudění v zařízeních. Avšak ve většině případů není nutné řešit všechny velikosti fluktuací. Existují další metody. Metoda velkých vírů (Large Eddy Simulation – LES), filtruje malé fluktuace a řeší pouze část turbulentního spektra a metody časového středování (Reynolds Averaged Navier-Stokes – RANS) časově středují veličiny turbulentního proudění pomocí Reynoldsovy rovnice. Existují různé varianty představující přechodné stádium mezi uvedenými metodami.

Metody RANS modelují všechny velikosti turbulentních vírů a řeší tedy časově zprůměrované hodnoty proudění, což výrazně snižuje výpočetní nároky, a zároveň obvykle poskytují požadovanou úroveň přesnosti. Simulace je

provedena pomocí Navier-Stokesových rovnic středovaných podle Reynoldse, v nichž je třeba nahradit dvojně korelace fluktuací rychlosti modelem turbulence. Existují rozdílné RANS modely, které zjednodušují problém přidáním různých dalších transportních rovnic. Modely typu $k-\varepsilon$, $k-\omega$ a další zavádí navíc turbulentní viskozitu. Model RSM naopak turbulentní viskozitu nepoužívá, ale jako konstitutivní rovnice jsou použity přímo transportní rovnice pro šest složek Reynoldsových napětí. Výsledkem simulace je střední proudové pole, které je stacionární. Model turbulence musí aproximovat i největší turbulentní nestacionární vírové struktury jako funkce stacionárního pole, proto jsou modely složitější a méně univerzální než LES, a proto je pro danou aplikaci nutné se rozhodnout, který je nevhodnější.

Pro časově závislé proudění se používají metody URANS (Unsteady-RANS), které předpokládají, že turbulentní časové měřítko je mnohonásobně menší než časové měřítko středního proudu. Průměrovaný časový krok je tedy vyšší než turbulentní časové měřítko, ale mnohem menší, než časové měřítko středního proudu. Tyto modely jsou proto schopné zachytit nestability, jako je uvolňování vírů, ale nejsou obecně schopné zachytit turbulentní nestability. Výpočet tedy řeší sekvenci stacionárních stavů.

Výpočty získané pomocí metod RANS by však měly být vždy doplněny ověřovacím experimentem nebo alespoň kvalitativním srovnáním s publikovanými výsledky experimentů na podobných úlohách. Tyto metody principiálně nelze použít pro modelování nestabilit jakéhokoliv druhu. Důvodem je neschopnost těchto metod modelovat vývoj malých poruch v čase a prostoru. Metodami RANS nelze tedy spolehlivě modelovat přechod do turbulence, ani odtržení mezní vrstvy.

Reynoldsova rovnice a Reynoldsovo středování

Metody RANS používají k popisu turbulentního proudového pole pravděpodobnostně-statistický přístup. Tento přístup je založen na průměru souboru dat. Operaci středování souboru hodnot (ensemble averaging) získaných při opakované realizaci procesu definoval Reynolds. Souborové

středování je nejobecnější. Pokud jde o stacionární turbulenci je nevhodnější středování časové.

Reynolds vyšel z předpokladu, že okamžité hodnoty veličin popisující turbulentní proudění lze rozložit na část časově středovanou a fluktuální složku:

$$\Phi = \bar{\Phi} + \Phi' \quad (15)$$

Φ' Fluktuální složka veličin

$\bar{\Phi}$ Časivě středovaná složka veličiny

Platí:

$$\bar{\Phi} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \Phi(t) dt \quad (16)$$

$$\bar{\Phi}' = 0 \quad , \quad (17)$$

$$\frac{\partial \bar{\Phi}'}{\partial x} = 0 \quad , \quad (18)$$

$$\overline{uv} = \bar{u}\bar{v} + \overline{u'v'} \quad (19)$$

Dosazením rychlosti a tlaku do rovnice kontinuity a Navier-Stokesovy rovnice a jejich středování se získají jejich středované formy:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i) = 0 \quad , \quad (20)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (21)$$

Středovaná Navier-Stokesova rovnice se také nazývá Reynoldsova rovnice. Její poslední člen je tenzor napětí, jehož vznik souvisí s fluktuacemi rychlosti, a nazývá se tenzor Reynoldsových napětí. Tato napětí existují jen při turbulentním proudění. Ve zcela vyvinutém turbulentním proudění je až na vazkou podvrstvy tenzor Reynoldsových napětí minimálně o dva řády větší než tenzor středního vazkého napětí odpovídající hranaté závorce v rovnici.

Boussinesquova hypotéza

Jednou z klasických metod modelování Reynoldsových napětí je Boussinesquova hypotéza o turbulentní viskozitě, podle které jsou Reynoldsova napětí úměrná středním gradientům rychlosti analogicky, jak je tomu u vazkých napětí (Newtonův zákon). Konstantou úměrnosti je turbulentní viskozita:

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (22)$$

Pro kinetickou energii k

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (23)$$

Turbulentní viskozita je vlastnost proudění, je obecně funkcí polohy a času. Boussinesquova hypotéza je použita v modelech Spalart-Allmaras, k - ε a k - ω . Její výhodou jsou nízké výpočetní nároky pro určení turbulentní viskozity. Spalart-Allmaras řeší pouze jednu dodatečnou transportní rovnici (zastupující turbulentní viskozitu). Modely k - ε a k - ω řeší dvě dodatečné transportní rovnice (pro kinetickou energii turbulence a disipaci kinetické energie, případně specifickou disipaci energie ω) a turbulentní viskozita je vypočtena jako funkce k a ε nebo k a ω .

Program Fluent nabízí několik turbulentních modelů RANS:

Spalart-Allmaras

Spalart-Allmaras je jednoduchý jednorovnicový model, který používá Boussinesquovu hypotézu a řeší transportní rovnici pro turbulentní viskozitu. Byl navržen speciálně pro letecké aplikace, kde se řeší obtékání stěn. Tento model dává dobré výsledky pro mezní vrstvy vystavené velkému tlakovému gradientu. Nedá se použít jako obecný model, protože není kalibrován pro běžné průmyslové aplikace a produkuje velké chyby pro volné smykové proudění.

Modely k-ε (Standard, RNG, Realizable)

Modely k-ε jsou dvourovnicové modely turbulence, proto umožňují určení délkového i časového měřítká řešením dvou samostatných transportních rovnic. Tyto dvourovnicové modely jsou historicky nejpoužívanější modely turbulence pro průmyslové výpočty. Všechny tři modely k-ε: Standard, RNG a Realizable, řeší transportní rovnice pro k a modelují Reynoldsova napětí pomocí turbulentní viskozity podle Boussinesquovy hypotézy. Hlavní rozdíl mezi nimi je ve způsobu stanovení turbulentní viskozity, v turbulentních Prandtlových číslech řídících turbulentní difuzi k a ε v podmínkách generace a zániku v rovnici pro ε .

Standard k-ε model:

Je to jeden z nejznámějších a v inženýrské praxi velmi často používaných modelů. Jeho popularita pro simulaci přenosu hybnosti a tepla v průmyslových aplikacích je dána jeho robustností, ekonomičností výpočtu a dostatečnou přesností pro široký rozsah typů turbulentního proudění.

Jedná se o semi-empirický model a odvozené rovnice modelu se značně spoléhají na úvahy a empirii. Hlavním předpokladem je, že proudění je plně turbulentní a efekt molekulární viskozity je zanedbatelný. Proto je model Standard k-ε použitelný jen při vysokých Reynoldsových číslech. Tento model má nadměrnou difuzi pro mnoho situací: velké zakřivení proudu, víry, rotaci, odtržení proudění a nižší Reynoldsova čísla. Proto se z tohoto modelu postupem času vyvinuly další modifikace, které využívají jeho výhod a snaží se odstranit jeho nedostatky.

Kinetická energie turbulence k a disipace kinetické energie ε vystupují v následujících transportních rovnicích:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad , \quad (24)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (25)$$

těchto rovnicích G_k představuje vznik kinetické energie turbulence, Y_M představuje příspěvek stlačitelné turbulence k celkovému rozptylu energie, $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$ jsou konstanty, σ_k a σ_ε jsou turbulentní Prandtlova čísla pro k a ε a S_k a S_ε jsou uživatelem definované podmínky.

Pro turbulentní viskozitu:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (26)$$

C_μ je konstanta modelu.

Konstanty byly stanoveny z experimentů pro základní typy turbulentního proudění. Tyto defaultní hodnoty jsou široce přijímány, ale v případě potřeby je lze změnit.

RNG k- ε model:

Model RNG byl odvozen pomocí statistické metody tzv. renormalizačních grup (renormalization group method – RNG). Je podobný modelu standard, ale zahrnuje několik vylepšení. Má další člen v rovnici pro Prandtlovo číslo ε , který zlepšuje přesnost při velkých rychlostech deformace. Zahrnuje účinek vírů na turbulenci a zvyšuje tak přesnost pro vířivé proudění. Obsahuje analytický vzorec pro turbulentní Prandtlova čísla a analyticky odvozenou diferenciální rovnici pro efektivní viskozitu. Tyto vlastnosti činí model RNG přesnější a spolehlivější pro širší rozsah typů proudění, než standard k- ε .

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad , \quad (27)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (28)$$

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (29)$$

$$\begin{aligned} \eta &\equiv Sk/\varepsilon, \\ \eta_0 &= 4,38, \\ \beta &= 0,012. \end{aligned}$$

Realizable k-ε model

Tento model je nejnovější z výše uvedených modelů k-ε. Oproti modelu standard má dvě důležité odlišnosti. Obsahuje jinou formulaci pro turbulentní viskozitu a modifikovanou transportní rovnici pro ε, která je odvozena z exaktní rovnice pro transport střední kvadratické fluktuace vířivosti. Výraz „Realizable“ znamená, že tento model plní určité matematické překážky u Reynoldsových napětí v souladu s fyzikou turbulentního proudění. Stejně jako model RNG, tak model Realizable přináší značné vylepšení oproti modelu standard pro proudění s velkým zakřiveným proudem, víry či rotací. Provedené studie ukazují, že model Realizable poskytuje nejlepší výkon oproti ostatním modelům k-ε, a proto je jeho použití z těchto modelů nejvíc doporučováno. [1].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad , \quad (30)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (31)$$

$$C_1 = \max \left[0,43; \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (32)$$

$$\eta = Sk/\varepsilon \quad , \quad (33)$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad . \quad (34)$$

Modely k- ω (Standard, SST)

Modely k- ω jsou dvourovnicové modely a podobně jako modely k- ϵ řeší dvě dodatečné diferenciální rovnice. Rovnice pro specifickou disipaci energie má oproti rovnici pro ϵ několik výhod. Nejvýznamnějším z nich je, že rovnici lze integrovat bez dalších podmínek přes viskózní podvrstvu. Modely k- ω obvykle lépe predikují záporný tlakový spád, mezní vrstvy a odtržení proudění. [1].

Standard k- ω model:

Tento model ve FLUENTu je modifikací Wilcoxova modelu k- ω , který zahrnuje modifikace pro nízká Reynoldsova čísla, stlačitelnost a smykové proudění. Slabým místem Wilcoxova modelu je jeho citlivost při řešení hodnot a ve volném proudu mimo smykové vrstvy. Model Standard toto částečně odstraňuje, přesto to může mít značný efekt při řešení volného smykového proudění. Model je poměrně přesný v blízkosti stěny a se vzdáleností od stěny jeho přesnost klesá. Dá se říci, že je jeho přesnost opačná oproti modelu k- ϵ . Model Standard k- ω je empirický model založený na řešení transportních rovnic pro kinetickou energii turbulence a specifickou disipaci energie. [1].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k + S_k \quad (35)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (36)$$

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (37)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (38)$$

Γ_k a Γ_ω - jsou efektivní difuzivity pro k a ω

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (39)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (40)$$

5.2.1.3 Výpočetní algoritmy pro tlak – rychlost:

FLUENT nabízí řadu algoritmů pro výpočet tlakového a rychlostního pole. Základní rozdělení je na **segregovaný (Segregated)** a **sdužený (Coupled)** algoritmus. Segregovaný algoritmus obsahuje přístupy SIMPLE, SIMPLEC a PISO. Sduženým algoritmem je Coupled. Hlavní rozdíl spočívá v tom, že Segregated algoritmus řeší rovnice odděleně. Tato semi – implicitní metoda ústí v pomalou konvergenci. Naproti tomu Coupled algoritmus řeší rovnice dohromady – je tedy rychlejší a lépe konverguje. Dává robustnější a efektivnější řešení v případě ustáleného proudění a je nutný pro neustálené proudění, je-li kvalita sítě malá. Je však náročnější na operační paměť počítače, a to zhruba 1,5krát.[1]

5.2.1.4 Diskretizační schéma

Nestacionární úlohy mohou být počítané pomocí časově explicitního nebo implicitního diskretizačního schématu.

Explicitní schéma: hodnoty bilancovaných veličin v následujícím časovém kroku se počítají přímo z předchozího časového kroku. Tato metoda výpočtu je velmi rychlá, ale je nutné při výpočtu nastavit dostatečně jemný časový krok, aby nedocházelo k divergenci výsledků. Výpočet pomocí explicitního schématu je tedy podmíněčně stabilní – závisí na velikosti časového kroku.

Implicitní schéma vede k nutnosti řešení rozsáhlé soustavy lineárních rovnic. Je možné zvolit také metodu řešení těchto rovnic (Jacobiho, Gauss-Seidelova metoda, atd.) a zvolit počet iterací řešení této soustavy. Počet iterací se také řídí pomocí minimálního rezidua, kterého je dosaženo během iterací. Výpočet pomocí tohoto schématu dovoluje použít větší časový krok, než v případě explicitního schématu, aniž by v průběhu časového vývoje došlo k divergenci. Tato metoda je ovšem náročnější na výpočetní techniku i čas. [1]

5.2.1.5 Konvergence

7.3.5.1 Reziduály

Při simulaci proudění pomocí programu FLUENT je velmi důležité získat konvergentní řešení. Mírou konvergence jsou reziduály, které představují maximum rozdílu dvou odpovídajících si veličin ve stejném bodě sítě ve dvou po sobě následujících iteracích. Reziduály jsou vyhodnocovány pro všechny počítané veličiny v každém kroku iterace a zobrazovány pro vybrané veličiny.[1]

7.3.5.2 Relaxační faktory

Z důvodu nelinearity diferenciálních rovnic není obecně možné získat hodnoty všech proměnných řešením původně odvozených aproximačních diferenčních schémat. Konvergence lze však dosáhnout užitím relaxace, která redukuje změny každé proměnné v každé iteraci. Jednoduše řečeno, nová hodnota $\xi_{P,i+1}$ v konečném objemu obsahujícím bod P závisí na staré hodnotě z předešlé iterace $\xi_{P,i}$, nové hodnotě z aktuální iterace $\xi_{P,i+1,vyp}$ (resp. vypočtené změně $\Delta\xi_P = \xi_{P,i+1,vyp} - \xi_{P,i}$) a relaxačním parametrem α a následovně $\xi_{P,i+1} = \alpha \xi_{P,i+1,vyp} + (1-\alpha) \xi_{P,i}$. Tyto relaxační parametry se mohou nastavit pro všechny počítané proměnné. Zvláště pro rychlosti se nastavují velmi malé, řádově desetiny až setiny. Přitom je vhodné během výpočtu tyto hodnoty měnit a tím urychlovat konvergenci, tzn. jestliže změny reziduálů jsou velké při přechodu od jedné iterace k druhé, nastaví se malý relaxační faktor a tím se tlumí nelinearity, pokud se změny reziduálů stávají konstantní, je vhodné relaxační faktory zvětšit [1].

5.2.2 Vytvoření geometrie pro výpočetní síť

Pro vytvoření výpočetní geometrie byly odlity negativy kanálů hmotou Lukopren N1522, viz.: obr.15. Následnou digitalizací pomocí 3D scanneru a úpravou těchto dat vznikla geometrie, viz.: obr. 14.



Obr. 15: Kaučukové odlitky kanálů



Obr. 16: Geometrie pro výpočet

5.2.3 Tvorba výpočtové sítě

5.2.3.1 Zjednodušení geometrie

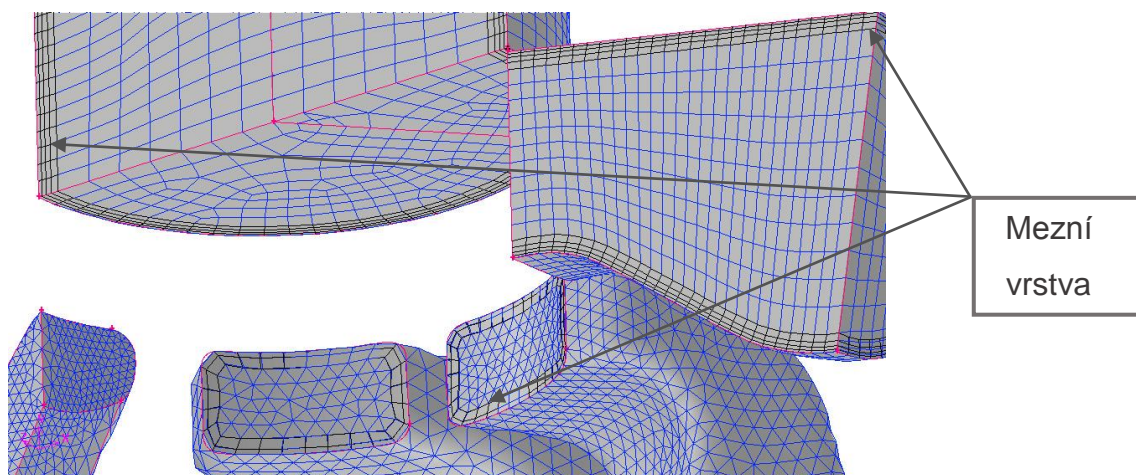
Výpočtový model je oproti skutečnosti zjednodušen za účelem snížení počtu elementů a snazšího vytvoření kvalitní výpočtové sítě a tím i snížení časových nároků na celý výpočet. V modelu jsou zahrnuty samotné kanály se zjednodušeným spalovacím prostorem a pracovním válcem. Odpadá tak propojení mezi jednotlivými kanály, prostor klikové skříňe a výfukového potrubí. I přes tato zjednodušení tyto modely postačují pro posouzení kvality vypláchnutí válce a tedy i tvarů i umístění kanálů.

Z důvodu symetričnosti úlohy je model a následná síť poloviční.

5.2.3.2 Mezní vrstva

Proudění v blízkosti stěn je charakterizováno poměrně vysokým nárůstem rychlosti. Tyto velké gradienty bývají obvykle jedním z hlavních příčin chyb simulace. Aby se těmto chybám předcházelo, je nutné v oblasti při stěnách provádět lokální zjemnění ve směru kolmém na stěnu.

Geometrie kanálů a válce byla opatřena mezní vrstvou s velikostí první vrstvy 0,3 mm. Další dvě vrstvy byly generovány s přírůstkovým faktorem 1,25. Zadní pomocný kanál nebyl z důvodu složitější geometrie opatřen mezní vrstvou. Zjemnění sítě u stěny v tomto případě bylo dosaženo zmenšením elementů.

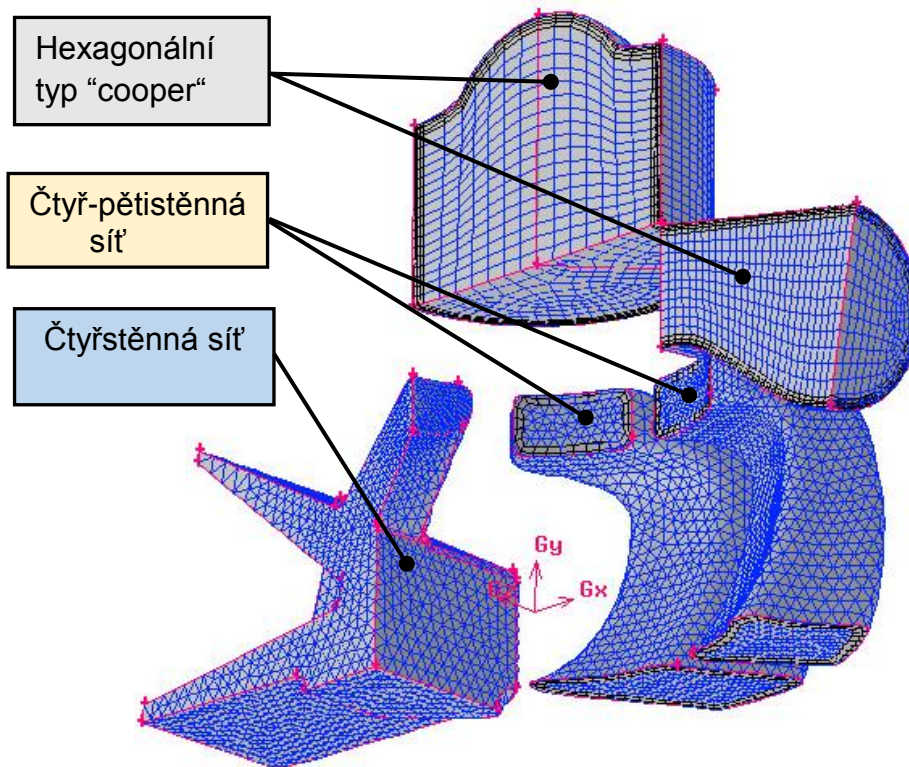


Obr. 17: Definování mezní vrstvy

5.2.3.3 Sít' jednotlivých objemů

Plochy importovaných objemů většinou obsahují množství malých plošek, které mohou vést ke komplikacím při generování sítě. Je proto vhodné tyto plochy vzájemně spojit. Tato operace se provádí v poslední fázi práce s modelem, neboť po těchto úpravách se objem stává tzv. virtuálním objemem, který nedovoluje další možné operace jako je dělení nebo spojování těchto objemových prvků.

Sít' objemu válce a výfukového kanálu je tvořena z šestibokých prvků, jejich výhodou je dobrá kvalita ovlivňující rychlost a stabilitu výpočtu. Pro aplikaci dynamické sítě simulující pohyb pístu, metoda „layering“, je tento typ sítě nutný. Vyplachovací kanály jsou z důvodu složitosti tvořeny hybridní sítí tvořenou čtyřstěny a pětistěny.



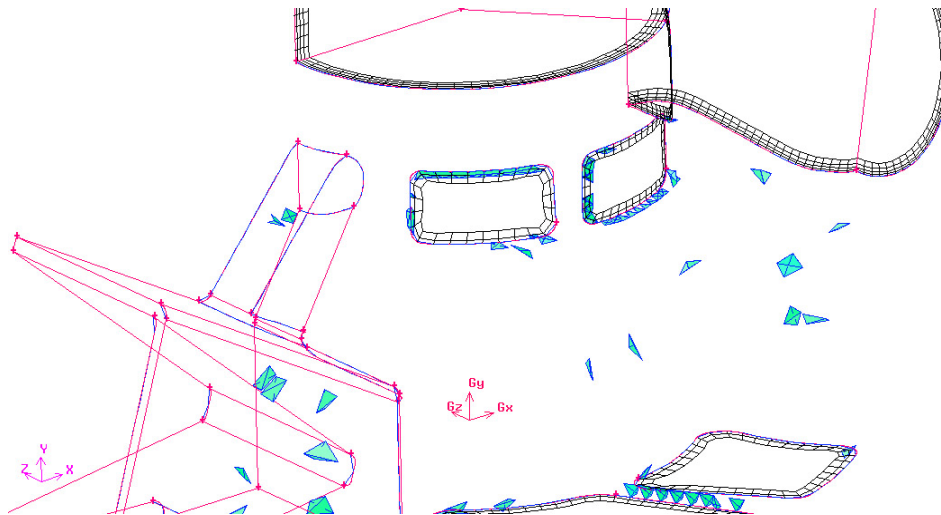
Obr. 18: Výpočetní sít'

5.2.3.4 Kvalita a velikost sítě

Pro určení kvality vytvořené sítě rozeznáváme několik kritérií, z nichž nejvýznamnější jsou „velikost buněk, s ohledem na modelovaný děj a požadavek na přesnost výpočtu, vhodnosti uspořádání buněk v prostoru (zhuštění v místech zajímavých z hlediska proudění) a kvalita buněk. Ta je nejčastěji posuzována podle takzvaného zkosení buněk, anglicky *Skewness ratio*, která se určí podílem optimálního objemu buňky (V_{opt}) s jejím reálným objemem (V_{real}).

Tento poměr by u žádné z buněk neměl přesáhnout hodnotu 0,9. Přesáhnutí této hodnoty může znamenat problémy s konvergencí výpočtu.

Vytvořená síť obsahuje 53 201 elementů s nejméně kvalitním prvkem, který má poměr zkosení 0,88. Obr. 19 zobrazuje prvky s poměrem zkosení o hodnotě 0,75 a jejich počet je 0,18% z celkového počtu buněk.



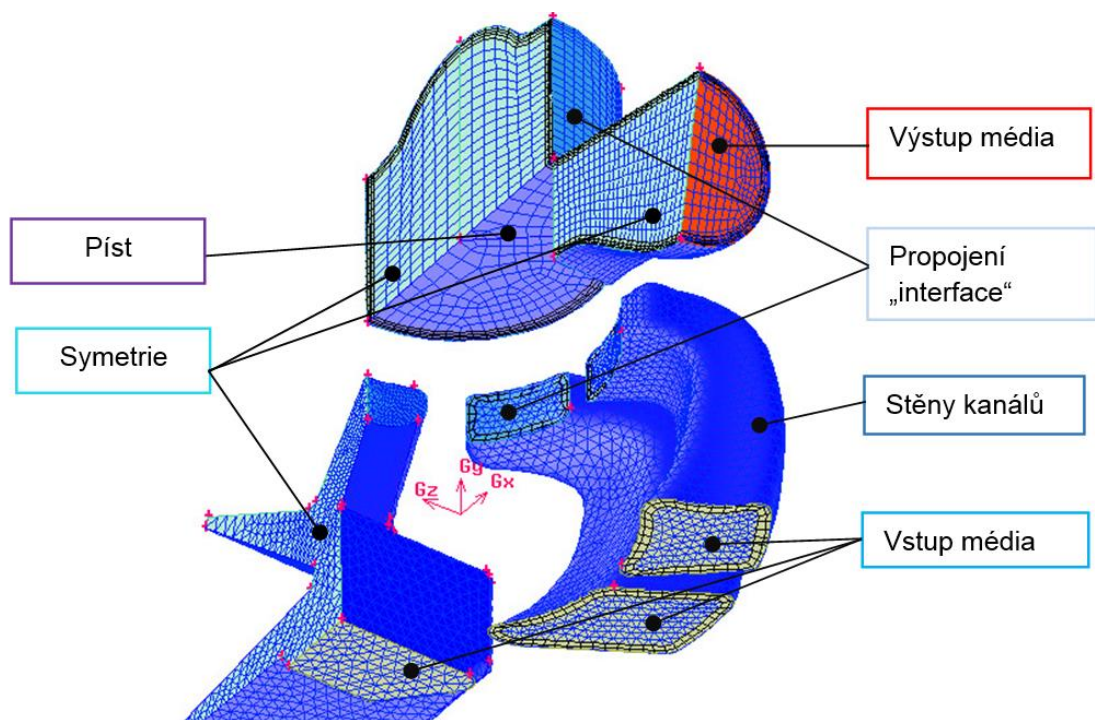
Obr. 19: Kvalita sítě

5.2.3.5 Nastavení geometrie okrajových podmínek

Dalším krokem je přiřazení vlastností všem plochám modelu viz obr.:20.

Průřezy, jimiž vstupuje médium, přiřadíme vlastnost „pressure inlet“. K této ploše bude přiřazena podmínka proměnlivého tlaku. Podobně i pro výstup média z výfukového kanálu „pressure outlet“. Plochy, které jsou ve vzájemném kontaktu, musí být spárovány jako tzv. „interface“ plochy. Dále je potřebné přiřadit symetrické plochy, stěny a plochu nahrazující dno pístu.

Pro iniciaci výpočtu je též nutné pojmenovat jednotlivé objemy (válec, výfukový kanál a objem vyplachovacích kanálů).



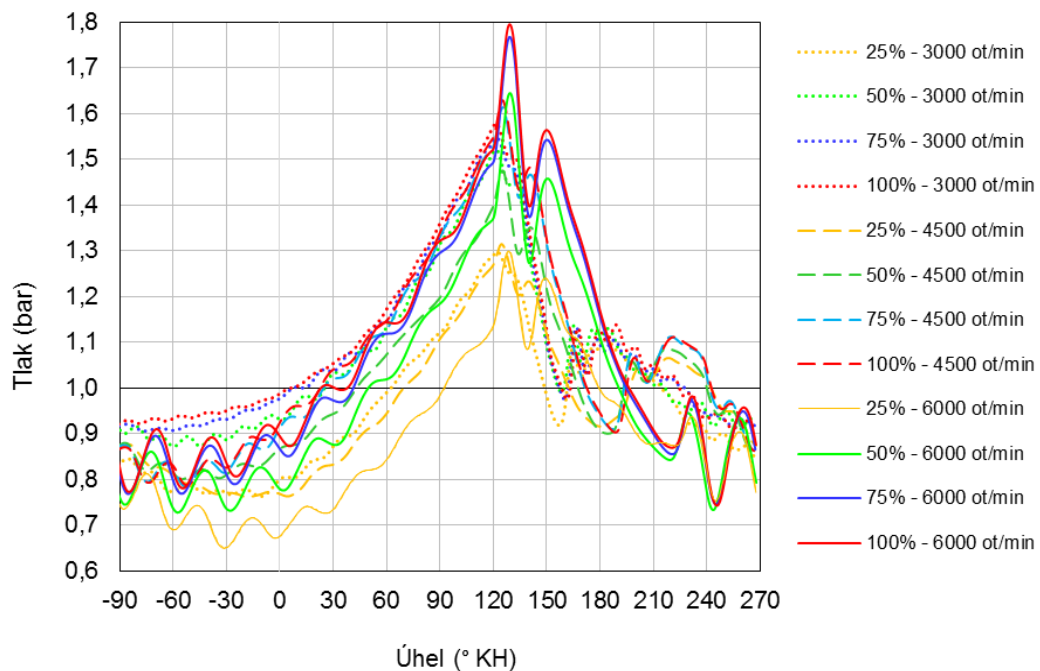
Obr. 20: Definování ploch

5.2.4 Počáteční a okrajové podmínky

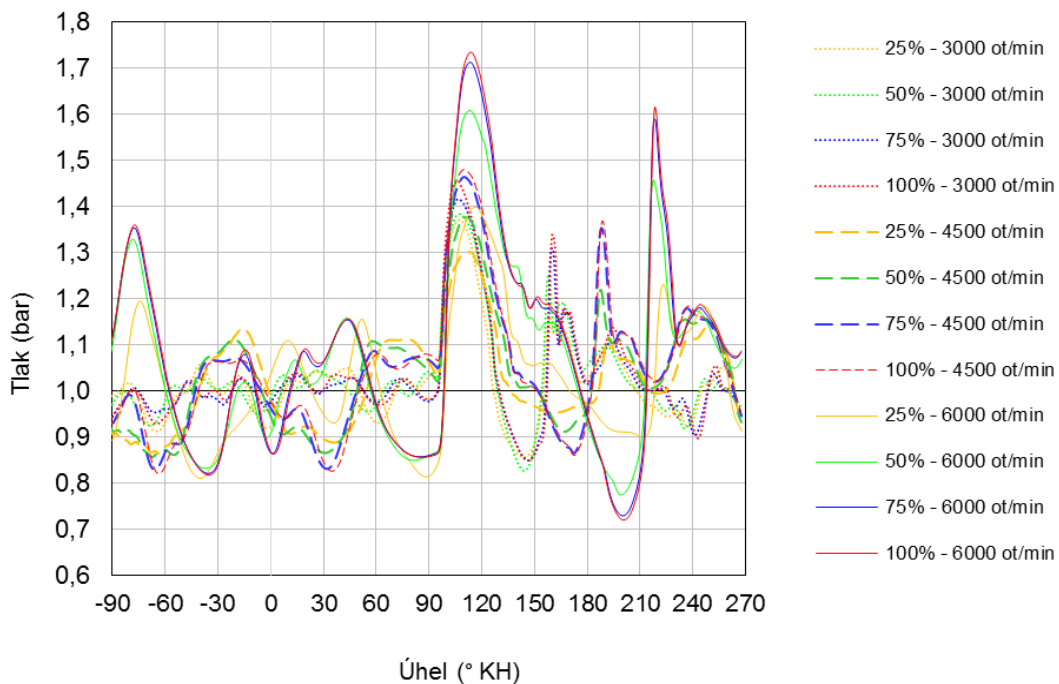
Pro zadání počátečních podmínek využijeme výsledky z měření, které je blíže popsáno v kapitole 6 experimentální měření. Půjde o zadání tlakových poměrů na vstupních i výstupních průřezech, počáteční teploty a tlaků ve válci a všech kanálech.

5.2.4.1 Průběhy tlaků

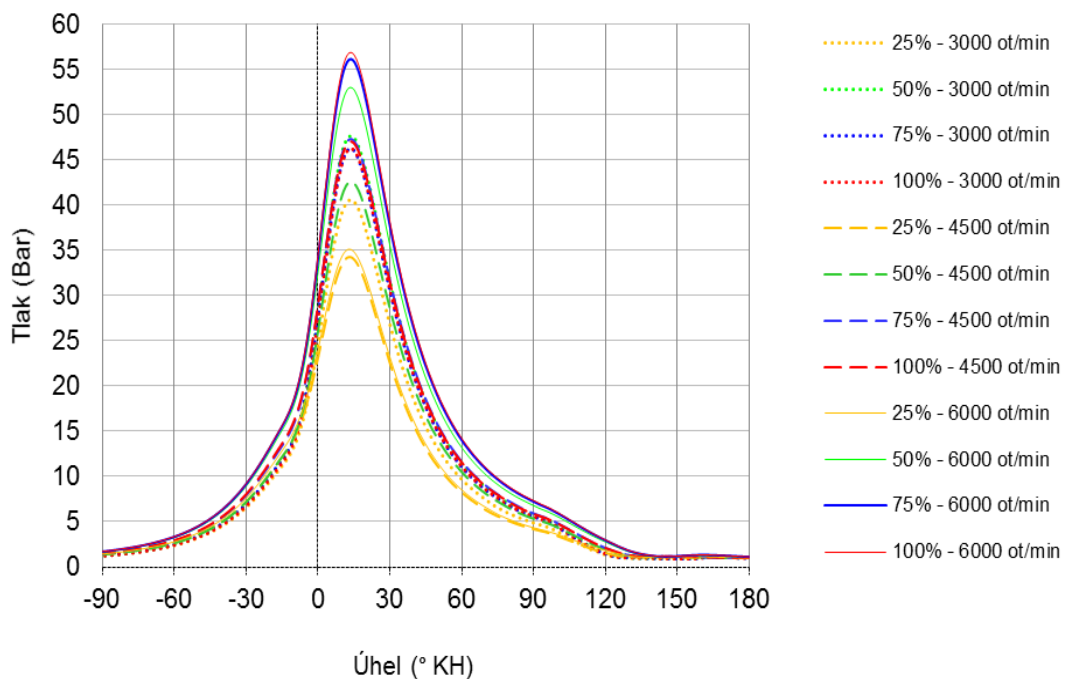
Vstupní tlak v plnicích kanálech je závislý na tlaku v klikové skříni. Ten je proměnlivý v závislosti na změně objemu v klikové skříni a tedy i na otáčení klikového hřídele. Proměnnost parametrů se ve Fluentu provádí naprogramováním matematické funkce v programovacím jazyce C. Program je pak načten jako tzv. UDF soubor (*User definition file*). Jako nejrychlejší způsob náhrady průběhů tlaku v klikové skříni jsem zvolil proložení dané křivky několika úsečkami. Program pak obsahuje rovnice přímk těchto úseček a časové intervaly, jimiž jsou úsečky ohraničeny. UDF soubor pracuje s časovou závislostí, a proto je závislost pootočení kliky převedena na čas. Zdrojový kód UDF souboru je uveden v příloze.



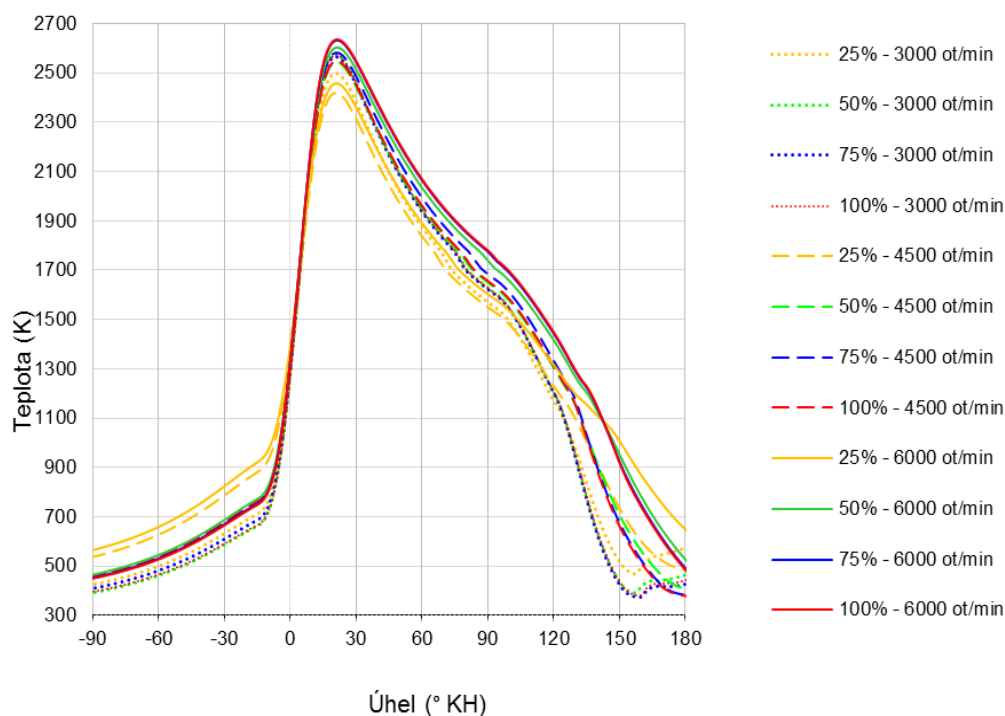
Obr. 21: Průběh tlaků ve vylachovacích kanálech



Obr. 22: Průběh tlaku ve výfukovém kanále



Obr.23: Průběh tlaku ve válci



Obr. 24: Průběh teplot ve válci

Z výše uvedených grafů jsou patrné rozdílné počáteční podmínky pro jednotlivé stavy, které je nutno respektovat. V případě průběhu tlaku ve výfukovém kanálu je markantní rozdíl průběhů tlaků pro jednotlivé otáčkové režimy. Je to z důvodu laděného rezonančního výfuku, který je optimalizován tak, aby ve jmenovitých otáčkách podporoval vyplachování odraženými tlakovými vlnami. Před uzavřením výfukového průřezu pomáhá zpětná vlna naplnit válec uniklou čerstvou směsí při nedokonalém zkratovém proudu. U tlakových poměrů ve vyplachovacích kanálech jsou obdobně rozdílné průběhy, které jsou dané charakterem klikové skříně jako plnicího dmychadla.

Pro všechny jednotlivé stavy byl vygenerován samostatný UDF soubor. Přehled názvů těchto souborů a hodnot počátečních veličin je uveden v příloze.

5.2.4.2 Počáteční podmínky poměru spalin ve výfukovém kanálu

V ustáleném režimu, před otevřením výfukového kanálu, tedy před počátkem vyplachování je ve výfukovém kanále určitý poměr spalin s uniklou čerstvou směsí z nedokonalého výplachu. Z důvodu zmenšení výpočetní sítě se neuvažuje celý objem výfukového potrubí, které do jisté míry ovlivňuje stav poměru spalin ve výfukovém kanále. Z tohoto důvodu je vhodné stanovit tuto počáteční podmínku popř. zjistit vliv na výsledky simulace při uvažování rozdílných poměrů spalin čerstvé náplně v objemu výfukového kanálu.

5.2.5 Volba řešiče a nastavení výpočtů

5.2.5.1 Volba řešiče

Pro dané výpočty byl zvolen implicitní sdružený řešič (coupled implicit).

Je doporučený pro rychlé proudění stlačitelných plynů a dával oproti ostatním řešičům nejstabilnější řešení.

5.2.5.2 Turbulentní model

Volba turbulentních modelů je obecně nejednoznačná, avšak pro tento druh výpočtu nejlépe vyhovuje některý z modelů RANS.

Pro jeden bod z vybraných otáčkových režimů budou spočteny a následně porovnány turbulentní modely k-epsilon standart, k-epsilon RNG, k-epsilon Realizable a k-omega standart.

Konstanty všech turbulentních modelů byly ponechány v implicitních hodnotách.

5.2.5.3 Model mísení více složek

Výpočet byl proveden se zjednodušujícím předpokladem interakce pouze dvou plynných složek, které spolu vzájemně chemicky nereagují. Ve výpočtu uvažujeme výskyt pouze čerstvé náplně, jako zástupce jedné ze složek a jakou druhou složku spaliny, produkt předešlé chemické reakce stechiometrického spalování.

K tomuto účelu ve Fluentu slouží funkce „Species transport“. Oběma složkám, čerstvé náplni a spalinám, jsou nadefinovány termodynamické vlastnosti závislé na teplotě.

5.2.5.4 Nastavení pohyblivé sítě válce

K simulování zdvihu pístu ve válci motoru byla využita metoda „layering“ umožňující dynamickou změnu sítě. Tato metoda je založena na postupném odebrání či přidávání vrstev výpočtových buněk. U trojrozměrných úloh pracuje pouze se šesti hranými elementy.

Pro výpočet se vkládají hodnoty zdvihu, délky ojnice a úhlu klikové hřídele v počátku výpočtu. Výška vrstvy buněk je konstantní a je nastavena na hodnotu 1 mm.

5.2.5.5 Nastavení rychlosti a přesnosti řešiče

Pro všechny veličiny byla nastavena přesnost druhého řádu.

Výpočet a rychlost konvergování jednotlivých časových kroků je ovlivněna zadáním *Courantova čísla*. Tato hodnota je závislá na rychlosti proudění a v těchto případech se hodnota pohybovala v rozmezí 2 až 13.

Velikost časového kroku je automaticky nastavena podle otáček motoru.

Počet iterací pro jednotlivé časové kroky byla volena s ohledem na hodnoty reziduálů, tak aby se pohybovaly pod hranicí 10^{-3} .

5.2.5.6 Iniclace okrajových podmínek výpočtu

Pro každý výpočet jsou nastaveny pro jednotlivé objemy (válec, výfukový kanál a vyplachovací kanály) počáteční hodnoty tlaků, teplot a poměru spalin. Tento příkaz je ve Fluentu nazván „Patch“ je součástí inicializace výpočtu.

Jednotlivé hodnoty jsou rovněž u vedeny v tabulce 7 v příloze.

5.2.6 Varianty simulací a průběh výpočtů

Bylo připraveno 26 jednotlivých modelů pro výpočet. Všechny varianty jsou shrnuty v příloze č.2 i s hodnotami počátečních podmínek.

5 variant náleželo pro stanovení počátečních podmínek a výběru početního modelu a 12 variant odpovídajících různým otáčkovým a zatěžujícím režimům.

Přené nastavení programu je uvedeno v příloze č.1.

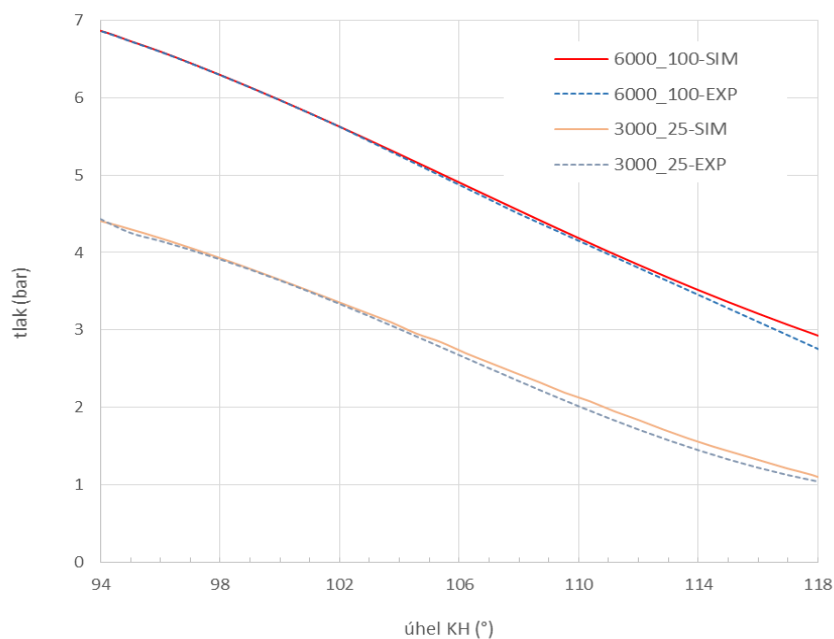
Výpočty byly provedeny na 2 notebookech o výkonech 2GHz/ 8 GB RAM a 2,2GHz/16 GB RAM.

Doba jedné simulace se pohybovala mezi 4 a 6 hodinami.

5.3 Výsledky a zhodnocení simulace

5.3.1 Srovnání průběhů významných veličin

Pro dosažení přesných výsledků byl ověřen průběh některých simulovaných veličin společně s naměřenými veličinami. Na obr. 25 jsou vybrány 2 případy simulovaných režimů a srovnání průběhu tlaků v závislosti na pootočení klikového hřídele od počátku volného výfuku do počátku otevírání vyplachovacích kanálů.



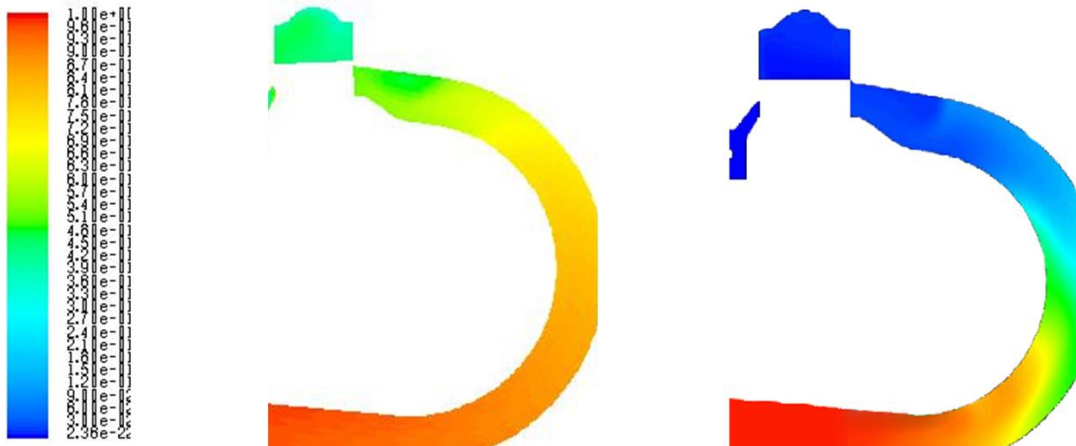
Obr. 25: Porovnání průběhů tlaků

U všech simulovaných stavů bylo provedeno srovnání tlakových rozdílů simulace a experimentu. Odchyly byly s podobným průběhem a nepřesáhly tříprocentní mez. Obdobná srovnání u hodnot průtoku vzduchu motorem vykazovala větší odchyly od reálného měření, a to v režimech vyšších otáček. K této skutečnosti přispělo zjednodušení výpočetní geometrie. Odchyly průtoků byly do osmi procent.

5.3.2 Výpočet cyklu s kompletním objemem výfuku

K určení počáteční podmínky poměru spalin ve výfukovém kanále, jak bylo nastíněno v kapitole 5.2.4.2. byly provedeny 2 výpočty pro dva simulované režimy s celkovým objemem výfukového potrubí.

Jak naznačuje obr. 26, jsou po několika cyklech na konci vyplachování ve výfukových kanálech rozdílné stavy poměrů. Je možné předpokládat, že poměry spalin a čerstvé náplně ve výfukovém kanále budou pro každý režim různé. Pro režim 3000 ot/min a 25% zatížení je ve výfukovém kanálu 50% spalin a 50% čerstvé náplně. Režim 6000 ot/min a stoprocentní zatížení vykazuje na konci cyklu téměř stoprocentní zaplnění kanálu čerstvou náplní.



Obr. 26: Poměry spalin ve výfukovém potrubí

Pro zjištění citlivosti volby této počáteční podmínky byly provedeny simulace 2 extrémních případů, se 100 % a s nulovým procentem spalin v objemu kanálu pro 2 režimy.

Tab. 2 uvádí vypočtené hodnoty zůstatkových spalin ve válci m_s a čerstvé náplně m_n , která zůstala ve válci po ukončení vyplachování.

Je zřejmý určitý nezanedbatelný vliv, který ovlivňuje výsledky simulace.

Tab. 2: Výsledky pro stanovení podmínky ve výfuku

režim	ot/min /%	3000/25		6000/100	
spaliny ve výfuku	%	100	0	100	0
m_N	mg	142	143	228	219
m_S	mg	148	139	57	50
$\eta_{kval,SIM}$	-	0,49	0,51	0,80	0,81
$\eta_{kvant,SIM}$	-	0,95	0,95	0,81	0,78

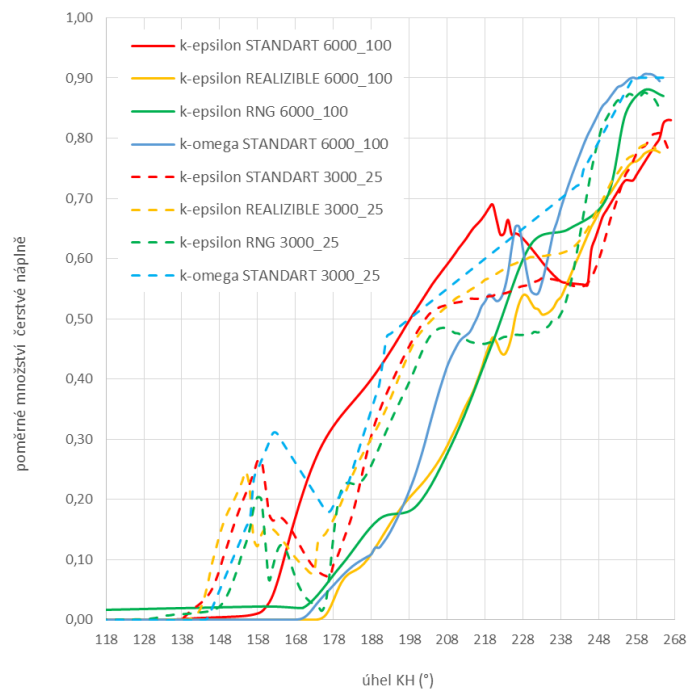
Nedá se s určitostí stanovit jedna univerzální počáteční podmínka pro všechny režimy.

Následující výpočty byly počítány s těmito zjednodušujícími předpoklady:

Pro režimy s větším zatížením bylo použito okrajového 100% podílu čerstvé náplně ve výfuku, a pro režimy s nižším zatížením bylo použito okrajového 50% podílu čerstvé náplně v objemu výfukového kanálu.

5.3.3 Porovnání turbulentních modelů

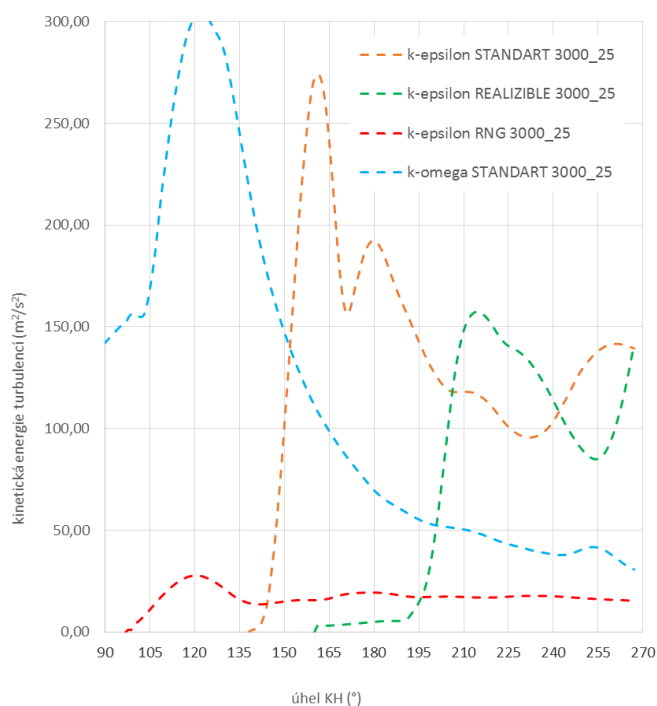
Pro 2 režimy simulace byly spočteny čtyři turbulentní modely, které nabízí program Fluent. Na obr. 27 je vyobrazena závislost množství čerstvé náplně ve výfukovém průřezu na úhlu klikového hřídele pro různé turbulentní modely. Je tedy zřejmé, že výběr turbulentního modelu může zásadně ovlivnit konečné výsledky výpočtu



Obr. 27: čerstvé náplně ve výfukovém průřezu

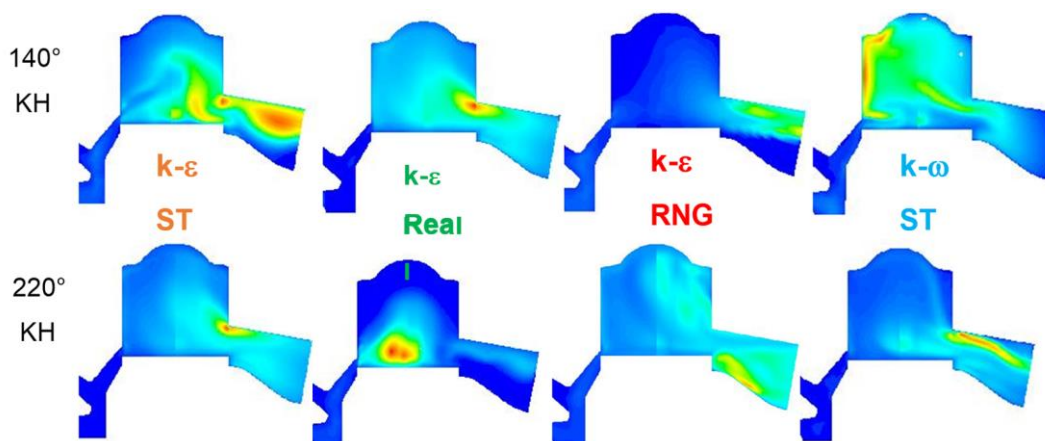
V grafu na obr. 28 jsou patrné rozdílné průměrné kinetické energie turbulencí jednotlivých turbulentních modelů pro simulaci 100% zátěže při 6000 otáčkách za minutu.

Podle průběhu intenzity turbulencí ve válci je zřejmé, že se jednotlivé simulační modely pro tento režim značně odlišují. U modelu k-omega je ztelnější rozdíl intenzity turbulence v části vyplachování, pohybuje-li se píst z horní úvratí směrem k dolní, a v části při uzavírání vyplachovacích kanálů, kdy jsou hodnoty výrazně nižší. Model k-epsilon REALIZIBLE se projevuje silnější intenzitou ve fázi po zavírání vyplachovacích kanálů.



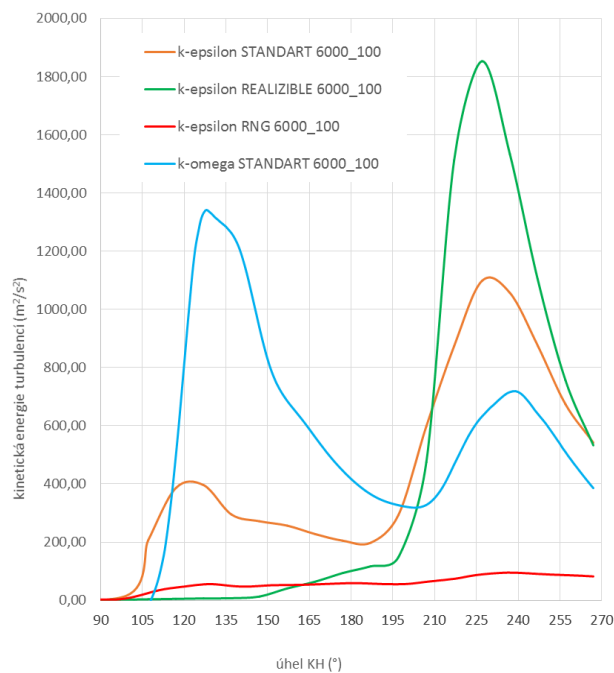
Obr. 28: Průběh intenzit turbulencí ve válci

Obr. 29 zobrazuje vizualizaci intenzit turbulencí v podélném řezu válcem ve dvou úhlech KH.



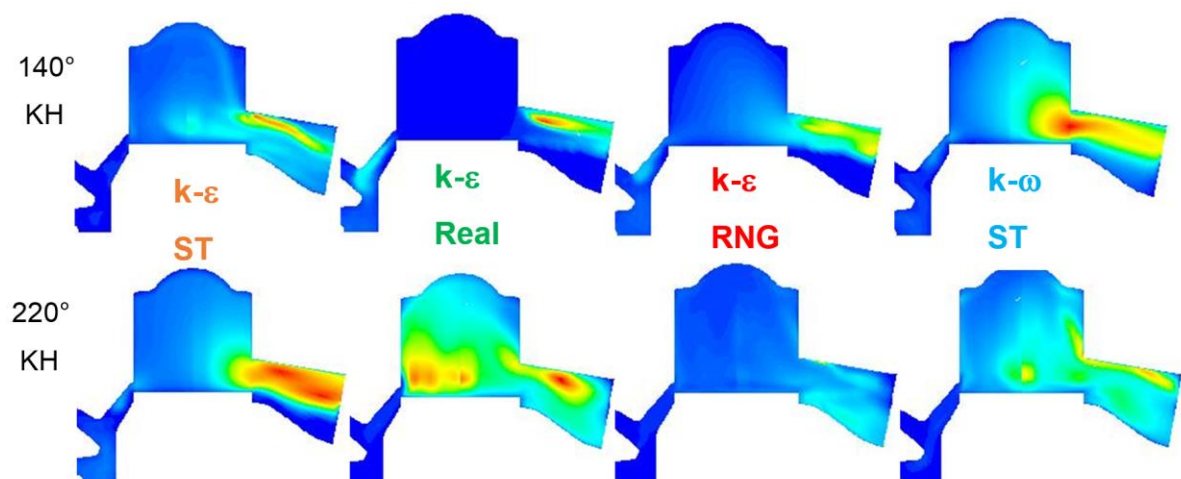
Obr. 29: Vizualizace intenzit turbulencí

Obr. 30 vyobrazuje průběh intenzit turbulencí ve válci pro úhel KH. Oproti předchozímu stavu je intenzita řádově větší. Je to z důvodu jiných tlakových poměrů ve válci a rychlosti pohybu pístu. Ve srovnání s méně zatěžujícím stavem mají průběhy podobné tendence vyjímaje modelu k-epsilon standard.



Obr. 30: Průběh průměrných intenzit turbulencí

Obdobná vizualizace na obr. 31 pro intenzity turbulencí je pro režim otáček 6000 za minutu a stoprocentního zatížení. Z těchto simulací je zřejmé, že modely k-omega zohledňují turbulence v blízkosti stěn. K-epsilon REALIZIBLE vyniká vířením u vyústění vyplachovacích kanálů při jejich zavírání. Naproti tomu model K-epsilon RNG v obou případech vykazoval nízké intenzity.



Obr. 31: Vizualizace intenzit turbulencí

Pro výběr nejvhodnějšího modelu bylo využito hodnot získaných z experimentálního měření. Jako přímé hodnotící veličiny byly použity hodnoty koncentrace kyslíku ze vzorku pocházejícího z náplně válce po ukončení vyplachování a ze vzorku spalin ve výfukovém potrubí. Pro srovnání byly spočteny ekvivalentní hodnoty koncentrací z hmotností čerstvé směsi m_N a spalin m_S , které jsou výsledky simulace. Princip hodnocení kvality vyplachování pomocí vzorkovacího plynu je objasněn v následující kapitole, kde je uvedena experimentální část práce.

V tabulce 3 jsou shrnuty výsledky ze simulací a experimentu pro jednotlivé režimy. Pro oba stavy nejvíce vyhovoval model k-epsilon standard.

Tab. 3: Výběr turbulentního modelu

otáčky (1/min)		6000				3000			
zatížení (%)		100				25			
typ turb.modelu		k-epsilon STANDARD	k-epsilon REALIZIBLE	k-epsilon RNG	k-omega STANDARD	k-epsilon STANDARD	k-epsilon REALIZIBLE	k-epsilon RNG	k-omega STANDARD
Výsledky experimentálního měření									
m_N	mg	228	184	192	215	127	149	147	139
m_S	mg	57	52	51	43	173	133	136	139
$X_{O_2, \text{Válec, SIM}}$	%	16,8	16,3	16,6	17,5	8,9	11,1	10,9	10,5
$X_{O_2, \text{Výfuk, SIM}}$	%	4,0	7,4	6,7	4,9	0,8	0,2	0,7	1,5
$\eta_{\text{kval, SIM}}$	-	0,80	0,78	0,79	0,83	0,42	0,53	0,52	0,50
$\eta_{\text{kvant, SIM}}$	-	0,81	0,65	0,68	0,77	0,96	0,99	0,97	0,93
Výsledky z experimentálního měření									
$X_{O_2, \text{Válec, EXP}}$	%	17,04				10,00			
$X_{O_2, \text{Výfuk, EXP}}$	%	4,12				1,12			
$\eta_{\text{kval, EXP}}$	-	0,82				0,48			
$\eta_{\text{kvant, EXP}}$	-	0,80				0,95			

5.3.4 Výsledky simulací pro různé otáčky a zatížení

Hodnotícími ukazateli pro kvalitu výměny obsahu válce dvoudobých motorů jsou hmotnosti čerstvé náplně, která zůstala ve válci po ukončení výměny a hmotnosti zbytkových spalin.

Tab. 4 uvádí tyto hodnoty pro jednotlivé režimy. Z těchto hodnot jsou dále vypočteny kvalitativní a kvantitativní účinnosti. Průběh těchto účinností je znázorněn v následujících grafech.

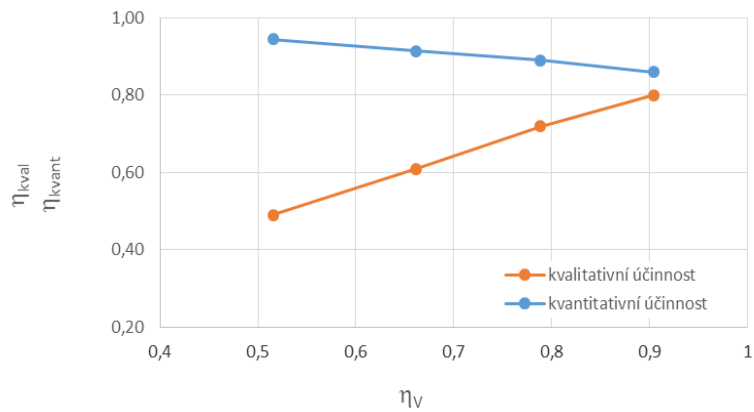
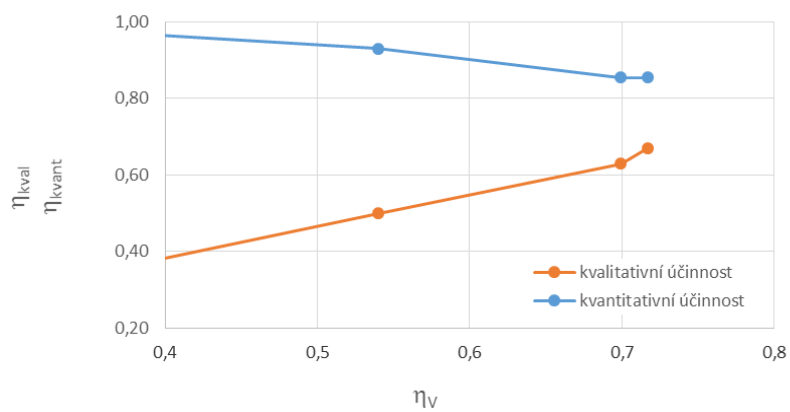
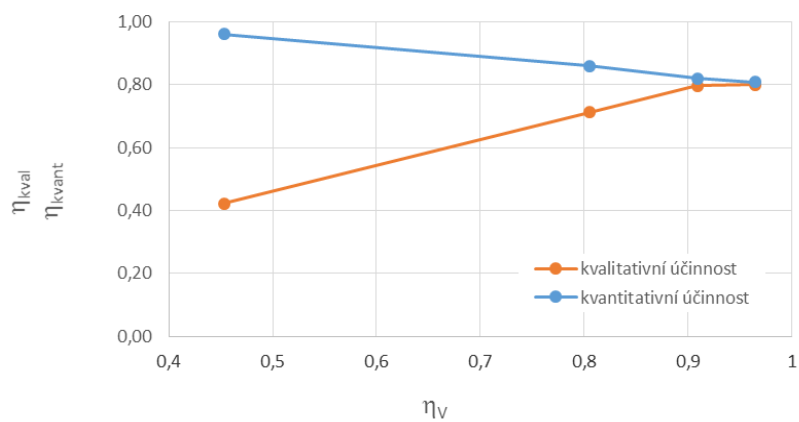
Tab. 4: Výsledky simulace

otáčky	min ⁻¹	3000				4500				6000			
zatížení	%	25	50	75	100	25	50	75	100	25	50	75	100
m_N	mg	146	179	209	228	116	152	182	190	131	210	225	234
m_S	mg	151	115	89	84	189	140	107	94	178	66	57	58
$X_{O_2, \text{Válec, SIM}}$	%	10,3	12,8	14,7	15,3	8,0	10,9	13,2	14,0	8,9	15,9	16,7	16,8
$X_{O_2, \text{Výfuk, SIM}}$	%	1,2	1,8	2,5	3,2	0,7	1,4	3,0	3,0	0,8	2,8	3,6	4,0
$\eta_{\text{kval, SIM}}$	-	0,49	0,61	0,70	0,73	0,38	0,52	0,63	0,67	0,42	0,76	0,80	0,80
$\eta_{\text{kvant, SIM}}$	-	0,95	0,91	0,88	0,85	0,97	0,93	0,86	0,86	0,96	0,87	0,83	0,81

Z průběhu účinností v grafech je zřejmé, že kvalitativní účinnost roste s objemovou účinností. Kvalita připravené náplně je horší právě nedostatečným zásobováním válce novou náplní.

Naproti tomu kvantitativní účinnost je u nižších hodnot objemové účinnosti lepší. Je to způsobeno nižším únikem čerstvé náplně zkratem do výfuku.

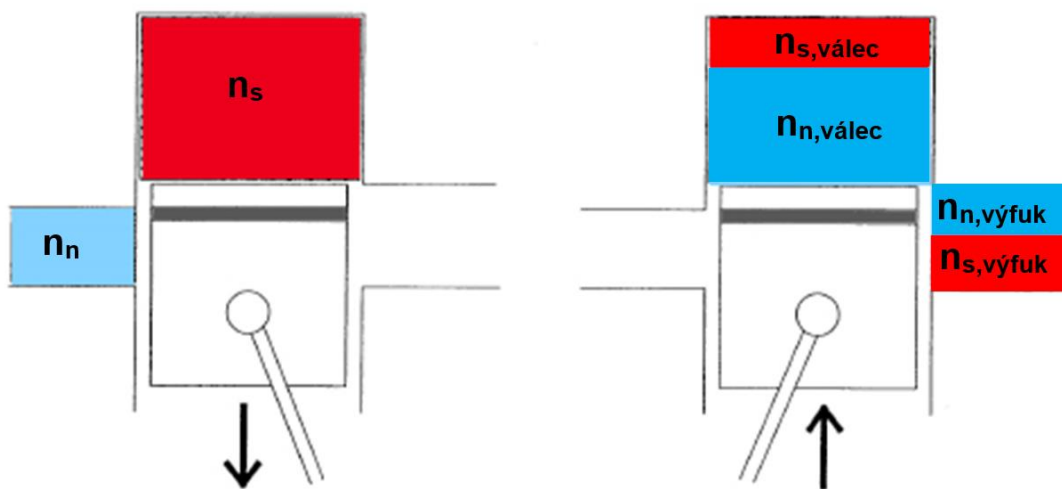
Pro všechny otáčkové režimy je průběh těchto závislostí obdobný.

Obr. 32: $\eta_{kval}, \eta_{kvant}$ pro 3000 ot/minObr. 33: $\eta_{kval}, \eta_{kvant}$ pro 4500 ot/minObr. 34: $\eta_{kval}, \eta_{kvant}$ pro 6000 ot/min

6 Experimentální část

6.1 Teorie a princip odběru vzorku z válce

Schéma na obr. 35 ukazuje obsah válce ve dvou okamžicích cyklu vyplachování. V levé části schématu, před otevřením výfukového kanálu, a v pravé po jeho uzavření, tj. po ukončení výměny obsahu válce. Zjednodušující předpoklad uvažuje dokonalé promísení složek ve válci. [11]



Obr. 35: princip odběru vzorku [11]

Pro tyto stavy můžeme psát rovnice (41) a (42) které vyjadřují rovnováhu množství doručené čerstvé směsi n_N a rovnováhu produktů hoření n_S [11]:

$$n_N = n_{N,válec} + n_{N,výfuk} \quad (41)$$

$$n_S = n_{S,válec} + n_{S,výfuk} \quad (42)$$

Kde $n_{N,válec}$ je látkové množství čerstvé směsi obsažené ve válci po ukončení vyplachování a $n_{N,výfuk}$ je čerstvá směs, která unikla výfukovým

otvorem. Látkové množství produktů, které zůstaly nedokonalým vypláchnutím ve válci je $n_{S,válec}$ a $n_{S,výfuk}$ jsou odchozí spaliny ve výfukovém kanále.

Do vztahu pro kvalitativní a kvantitativní účinnost z (4) a z (3), můžeme dosadit za hmotnosti součiny molárních hmotností a látkových množství pro jednotlivé složky [11]:

$$\eta_{kval} = \frac{m_N}{m_N + m_S} = \frac{M_N \cdot n_{N,válec}}{M_N \cdot n_{air,válec} + M_S \cdot n_{S,válec}} \quad (43)$$

Za zjednodušujícího předpokladu stejných molárních hmotností vzduchu a produktů hoření M_N a M_S se rovnice (17) zjednoduší na tvar:

$$\eta_{kval} = \frac{n_{N,válec}}{n_{N,válec} + n_{S,válec}} \quad (44)$$

Pro molární koncentraci kyslíku O_2 v objemu před uzavřením výfukového kanálu $x_{O_2,u}$ platí rovnice:

$$x_{O_2,u} = \frac{n_{N,válec}}{n_{N,válec} + n_{S,válec}} \cdot x_{O_2,N} + \frac{n_{S,válec}}{n_{N,válec} + n_{S,válec}} \cdot x_{O_2,S} \quad (45)$$

Po dosazení do rovnice (19) dostáváme finální rovnosti:

$$x_{O_2,u} = \eta_{kval} \cdot x_{O_2,N} + (1 - \eta_{kval}) \cdot x_{O_2,S} \quad (46)$$

Za předpokladu stechiometrického spalování je $X_{O_2,S} = 0$, pak:

$$\eta_{kval} = \frac{x_{O_2,u}}{x_{O_2,N}} \quad (47)$$

Analogicky lze postupovat pro určení kvantitativní účinnosti z koncentrace kyslíku ve výfuku:

$$\eta_{kvant} = 1 - \frac{x_{O_2,výfuk}}{x_{O_2,N}} \quad (48)$$

6.2 Odběrný ventil

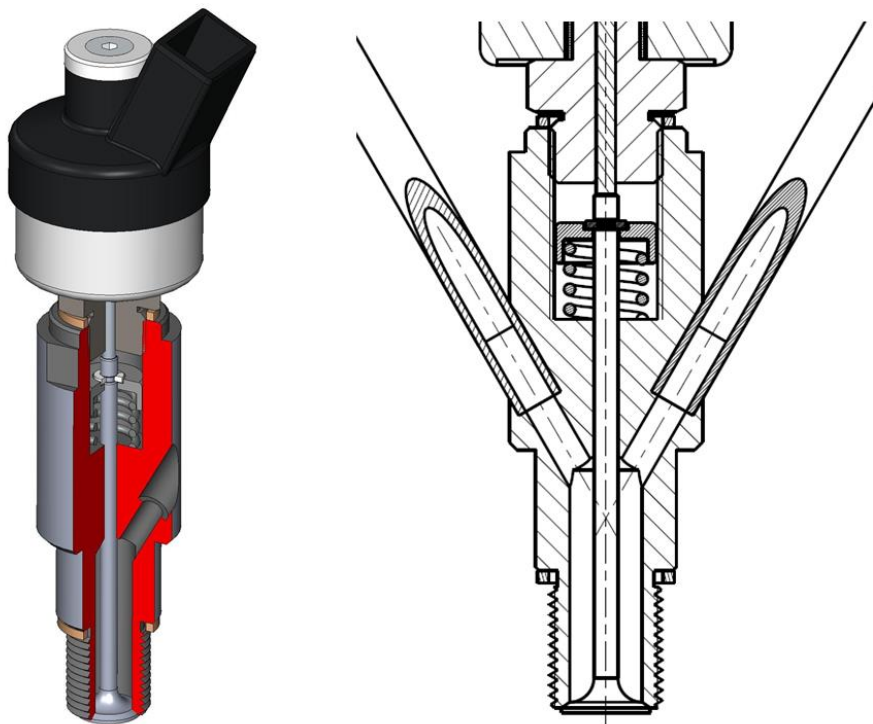
Pro vyhodnocení obsahu válce podle vzorku náplně byl navržen a ověřen odběrný ventil umístěný v hlavě válce zkušební motoru. Hlavním požadavkem byla možnost odběru dostatečného množství náplně i v nejvyšších otáčkách.

6.2.1 Konstrukce ventilu

Odběrný ventil je konstruován jako sedlový, jehož pohyblivou částí je talířek s válcovou stopkou obdobný talířovému ventilu rozvodu čtyřdobých motorů.

Výhodou je velký průtočný průřez při malém zdvihu a též dobré těsnicí vlastnosti. Ventil je ovládán pomocí solenoidového elektromagnetu.

Exponované části ventilu jsou vyrobeny z žárupevné oceli. Odběrný ventil je pak uchycen do připravené zkušební hlavy závitem M14x1,25 a utěsněna měděným těsněním. Řez kompletním ventilem zobrazuje obr. 36 Úplná výkresová dokumentace je uvedena v příloze.

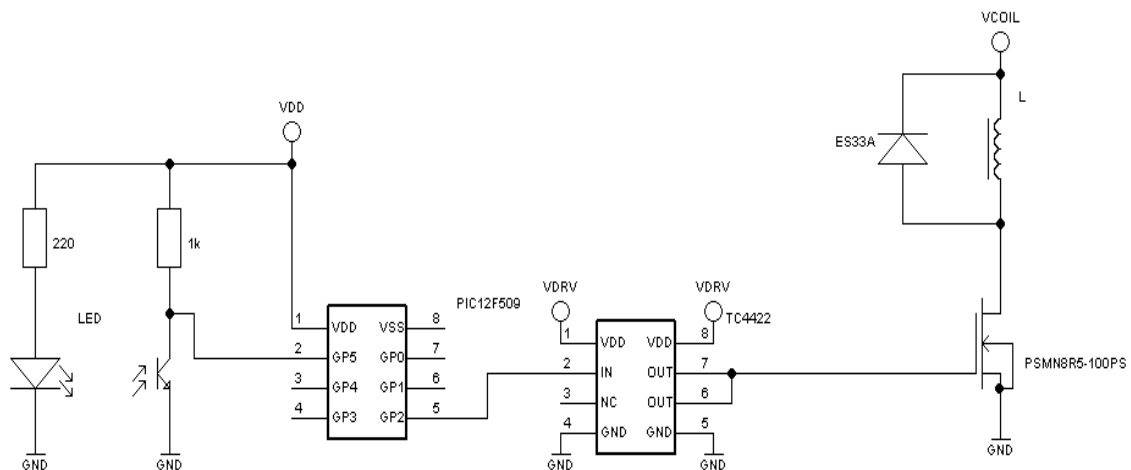


Obr. 36: konstrukce odběrného ventilu

6.2.2 Elektronické řízení ventilu

Ovládání odběrného ventilu je řízeno elektronicky v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele. Hlavním úkolem tohoto řízení je možnost nastavit počátek otevření, délku otevření ventilu a periodu odběru. Pro tento účel byla zhotovena řídicí jednotka a řídicí program.

Poloha klikového hřídele je snímána přerušováním světelného paprsku mezi LED a fototranzistorem clonou. Vzniklé napěťové pulzy zpracovává mikrokontrolér PIC12F509, který prostřednictvím budiče TC4422 a MOS tranzistoru PSMN8R5-100PS spíná proud cívkou ventilu.



Obr. 37: Schéma řídicí jednotky

6.2.3 Průtokové vlastnosti ventilu

Průtokové vlastnosti odběrného ventilu byly experimentálně ověřeny.

Odběrný ventil byl podroben měření průtoku a byly zjištěny efektivní průřezy pro jednotlivé zdvihy ventilu.

Pro kritickou rychlost proudění můžeme psát následující rovnici:

$$w_{teor} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot r \cdot T \cdot \left[\Delta p^{\frac{2}{k}} - \Delta p^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (49)$$

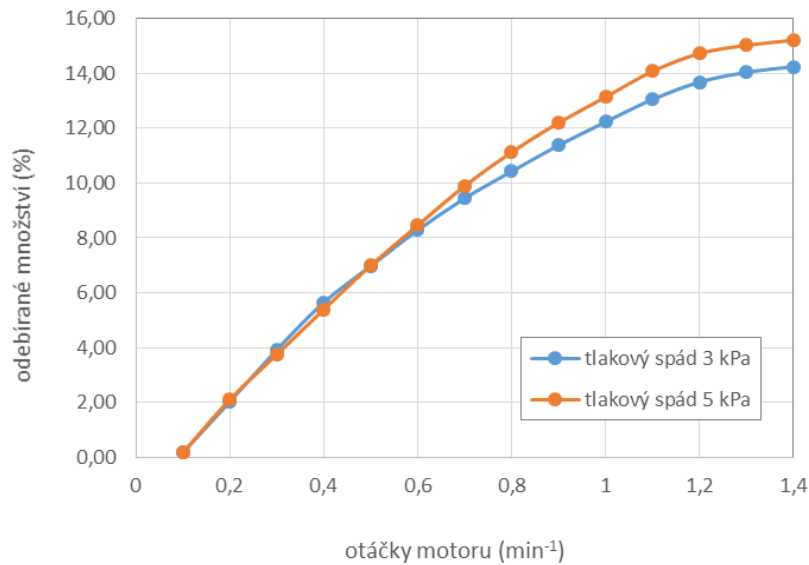
Pak efektivní průřez můžeme vyjádřit z rovnice (24) :

$$Q_m = S_{ef} \cdot w_{teor} \cdot \rho \quad (50)$$

Kde Q_m je skutečný změřený průtok (kg/s), ρ (kg/m³) je hustota proudícího média.

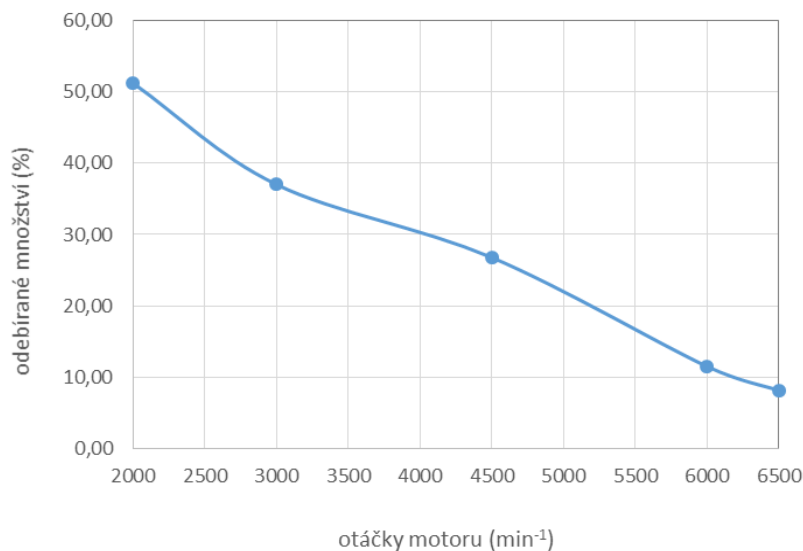
Na obr. 38 jsou zobrazeny závislosti průřezů pro 2 různé tlakové spády pro srovnání s křivkou teoretického geometrického průřezu, který neuvažuje průtokové ztráty.

Ve zdvích přesahujících 1 mm je přírůstek efektivní plochy malý a není nutné zvyšovat zdvih ventilu.



Obr. 38: Závislost efektivního průřezu na zdvihu ventilu

Ke zjištění odebíraného množství, které je ventil schopen v daných otáčkových režimech odebrat, byla provedena zkouška a měření průtoku ventilem. Pro každý pracovní bod byla nastavena délka otevření ventilu pro největší odebírané množství vzorku v daných otáčkách. Ventil je schopen odebrat 8-50 % hmotnosti náplně válce. Graf na obr. 39 ukazuje závislost odebíraného množství na otáčkách.



Obr. 39: Odebraný podíl v závislosti na otáčkách motoru

6.3 Měřicí zařízení

6.3.1 Analyzátor výfukových plynů

Pro měření objemových koncentrace kyslíku v odebraném vzorku z hlavy válce byl použit přenosný analyzátor HORIBA PG 350, druhý analyzátor z řady PG 250 od stejného výrobce byl využit pro měření objemových koncentrací kyslíku ve výfukových plynech. Výfuk byl k tomuto účelu upraven a v jeho zadní části připraven otvor s návarkem pro připojení vyhřívané hubice analyzátoru.

6.3.2 Indikační zařízení

Ke zjištění okrajových podmínek pro výpočet byly změřeny průběhy tlaků v klikové skříni, ve výfukovém kanálu a rovněž ve válci. Pro měření bylo použito zařízení DEWETRON DEWE – 800.

Snímač polohy klikové hřídele byl umístěn na straně zapalování. Ozubený kotouč byl pomocí jednoduché redukce připevněn na setrvačnick magnetu zapalování.

Ke zjištění průběhu teploty ve válci byl využit vestavěný modul softwaru tohoto zařízení. Modul obsahuje výpočet teploty z uvolněného tepla.

Pro stanovení tohoto průběhu byly využity zkušenosti z oblasti simulace dvoudobých motorů v programu GT-power. Pro motory podobné konstrukce nejlépe vyhovuje průběh daný Wiebeho exponentem s hodnotou 1,95. (úhlem 50% shoření směsi o hodnotě 8° a s úhlem 24° pro dobu shoření 10 až 90 % paliva).

6.3.3 Měření průtoku vzduchu

6.3.3.1 Měření průtoku v sání motoru

Pro měření průtoku vzduchu nasávaného motorem byl použit průtokoměr firmy ABB typ Sensyflow FMT 700-P. Tento termální hmotnostní měřicí přístroj je určen pro rozsah průtoků od 0 do 2400 kg/h. Hodnoty průtoků jsou zobrazovány přímo na displeji převodníku.

Připojovací průměr je 150 mm. Tento průměr byl redukován na průměr 100 mm a přes pryžové koleno bylo provedeno napojení na originální komoru tlumiče sání, která je osazena filtrační mikro vložkou.

6.3.4 Měření průtoku odběrným ventilem

Průtok ventilem zkoušky dosažitelného odběru byl měřen bublinkovým průtokoměrem Iso-TechSystem DMF – 02 s přesností +/- 2% z rozsahu.

6.3.5 Měření spotřeby paliva

Pro stanovení směšovacího poměru byla měřena spotřeba paliva z hmotnostního úbytku za daný časový úsek.

Pro tento účel byla použita digitální váha VIBRA CJ 820CE a digitální kalibrované stopky Hanhart delta E200.

6.3.6 Dynamometr

Pro měření byla použit hydraulický dynamometr SCHENCK U1 – 20H. Jeho maximální brzděný výkon je 200kW a max. dovolené otáčky 10 000 ot/min. Měření momentu bylo pomocí tenzometrického snímače.

Řízení zátěže bylo rovněž změněno na ovládání servomotorem. Spojení motoru s rotorem dynamometru bylo uskutečněno přes výstupní hřídel převodovky motocyklu pomocí kloubového hřídele. Ovládání šoupátka motoru bylo mechanické manuální přímo na rámu dynamometru.

6.3.7 Snímače teplot, tlaků a vlhkosti

6.3.7.1 Snímače teploty

Pro měření teplot jsou použity termočlánky typu K od firmy MAVIS. Jde o zapouzdřenou variantu s průměrem pouzdra 4,5 mm, který je v místě měření uchycen šroubením M10x1.

Výfukové potrubí bylo pro potřebu měření opatřeno příslušnými návarky. Pro měření v místě přepouštěcích kanálů byl válec opatřen otvorem se závitem. Teplota tělesa odběrného ventilu byla měřena peckovým termočlánkem vsunutým do připraveného otvoru.

Teplota nasávaného vzduchu byla sledována sdruženým čidlem aparátu COMETER společně s vlhkostí nasávaného vzduchu. Snímač byl připevněn do stěny komory tlumiče.

6.3.7.2 Snímače tlaků

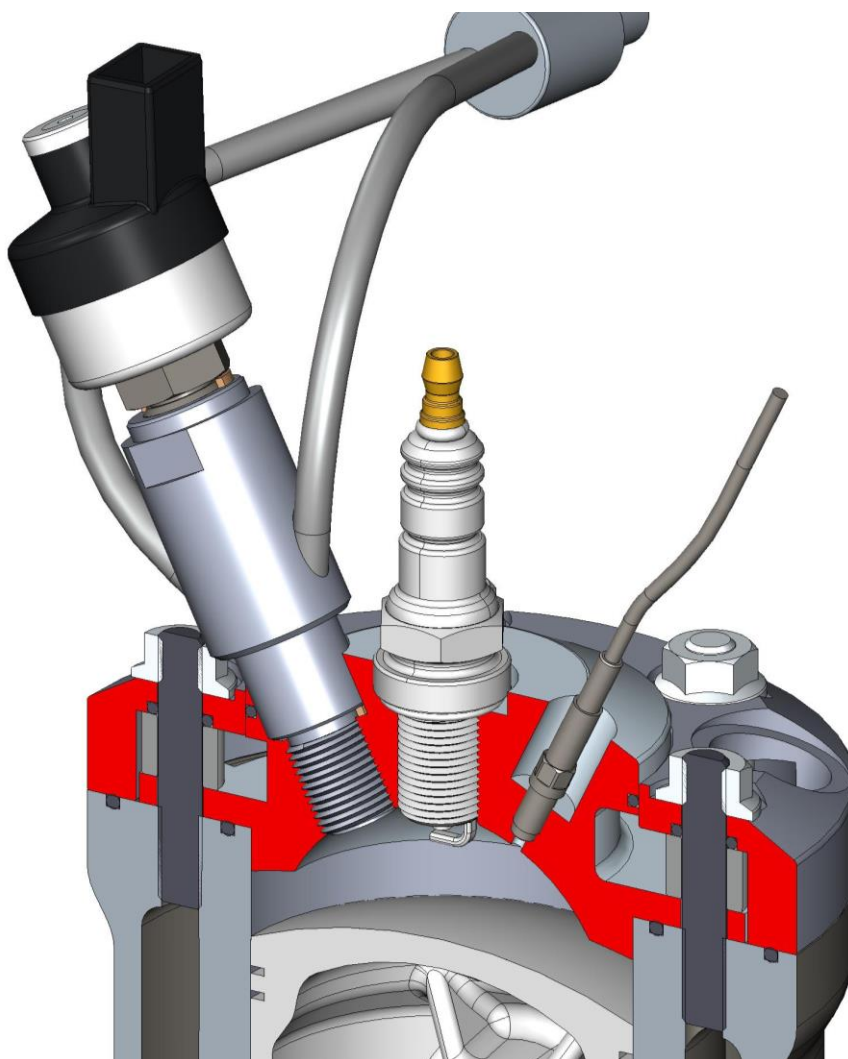
Indikovaný tlak ve válci byl měřen piezoelektrickým snímačem KISTLER typového označení 6052 C. Jeho umístění je patrné z obr. 38 v kap.6.4.2.

Nízkotlakou indikaci ve válci a výfuku zajišťují senzory KISTLER 4043A. Čidlo pro snímání průběhu tlaku ve výfukovém potrubí bylo umístěno na přírubě výfukového kanálu.

6.4 Příprava měření, úpravy motoru

6.4.1 Úprava hlavy válce

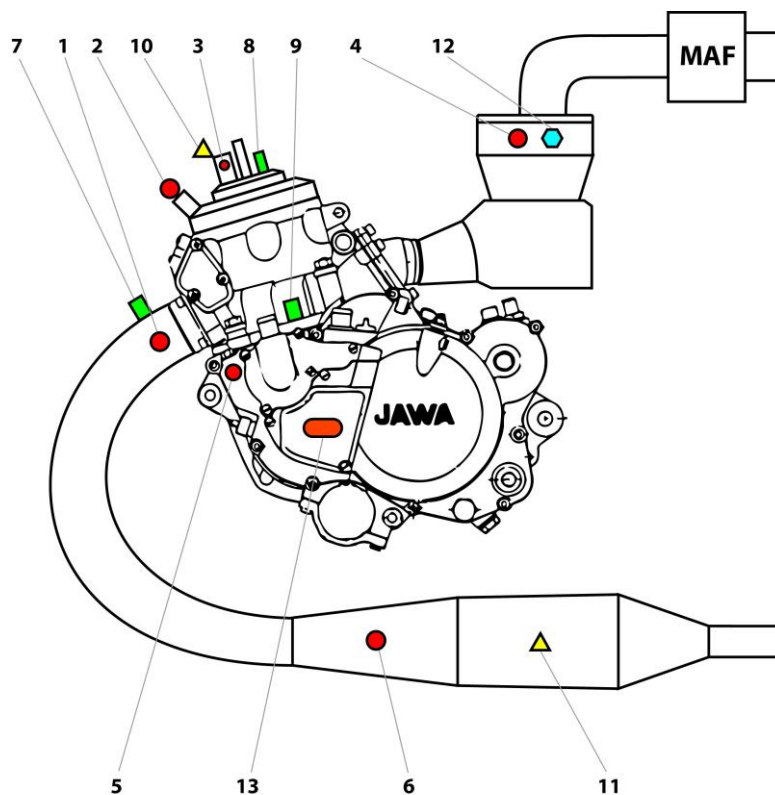
Pro experiment byla navržena a vyrobena dvoudílná hlava válce. Díly jsou obrobena z duralové slitiny. Vnitřní díl byl zkonstruován s ohledem na umístění odběrného ventilu a vysokotlakého čidla indikačního zařízení. Vnější díl je pouze kryt vodního pláště. Utěsnění obou dílů je pomocí o-kroužku. Obr. 40 zobrazuje řez hlavou.



Obr. 40: Detail zkušební hlavy s odběrným ventilem

6.4.2 Umístění snímačů

Pro experimentální měření potřebných hodnot, byl motor osazen čidly podle uvedeného schématu na obr. 41.



Obr. 41: Umístění snímačů

Tab. 5: Umístění senzorů

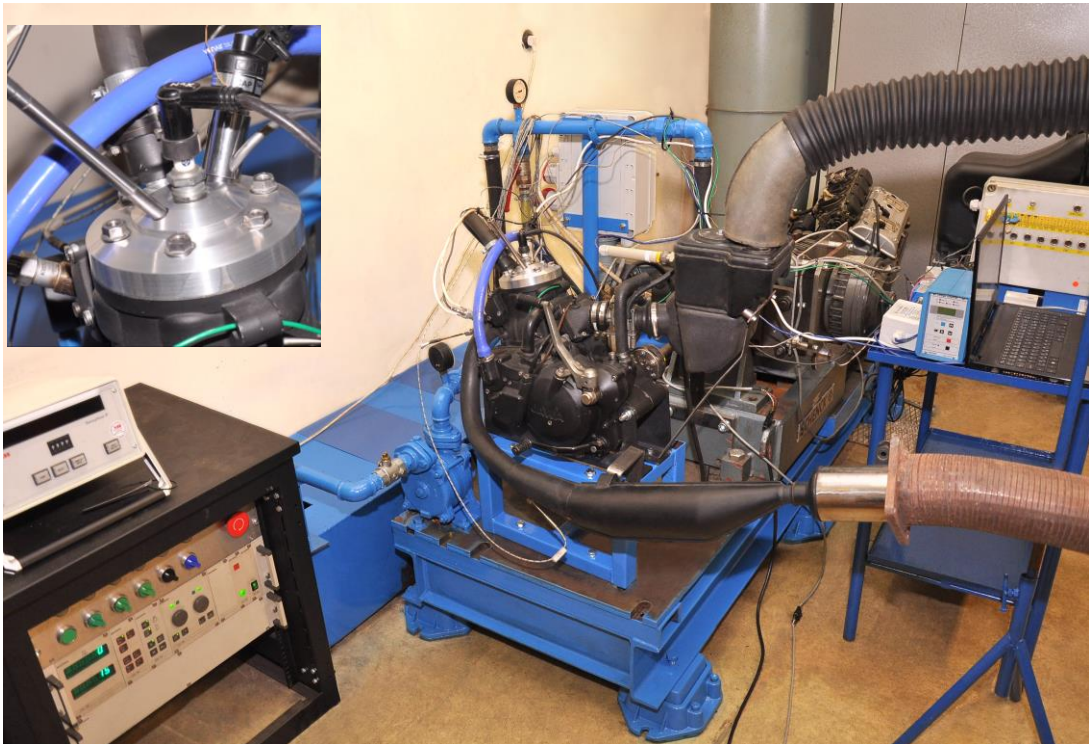
číslo poz.	označení místa	označení
1	Teplota ve výfukovém kanále	T1
2	Teplota chladicí kapaliny	T2
3	Teplota odběrného ventilu	T3
4	Teplota nasávaného vzduchu	T4
5	Teplota v klikové skříni	T5
6	Teplota v difuzoru výfuku	T6
7	Tlak ve výfukovém kanále (indikace)	p1
8	Tlak ve válci (indikace)	p2
9	Tlak v klikové skříni (indikace)	p3
10	Analzátor - z odběrného ventilu	X
11	Analzátor - z výfuku	X
12	Vlhkost nasávaného vzduchu	φ
13	Snímač polohy KH pro ventil a indikaci	

6.4.3 Průběh měření

Měření bylo provedeno na brzdovém stanovišti vývojové zkušebny firmy TEDOM. Toto stanoviště je vybaveno hydrodynamickou brzdou SHCHENCK U1-20H.

Odběr vzorku z válce byl v jednotlivých ustálených režimech odebírán každou třicátou otáčku. Pro každý režim byl vzorek kontinuálně odebírán po dobu jedné minuty. V příloze je uveden záznam s průměrnými hodnotami ze 4 měření pro každý režim.

Obr. 42 zachycuje brzdové stanoviště s měřicím zařízením a sběrem dat.



Obr. 42: Brzdové stanoviště s měřicí technikou

Obr. 43 zobrazuje detail uchycení motoru na rámu dynamometru a rozmístění snímačů teplot a tlaků.

Obr. 44 je detailem zkušební hlavy s čidlem tlaku indikace, odběrným ventilem a tělesem termostatu.



Obr. 43: Detail motoru na brzdovém stanovišti

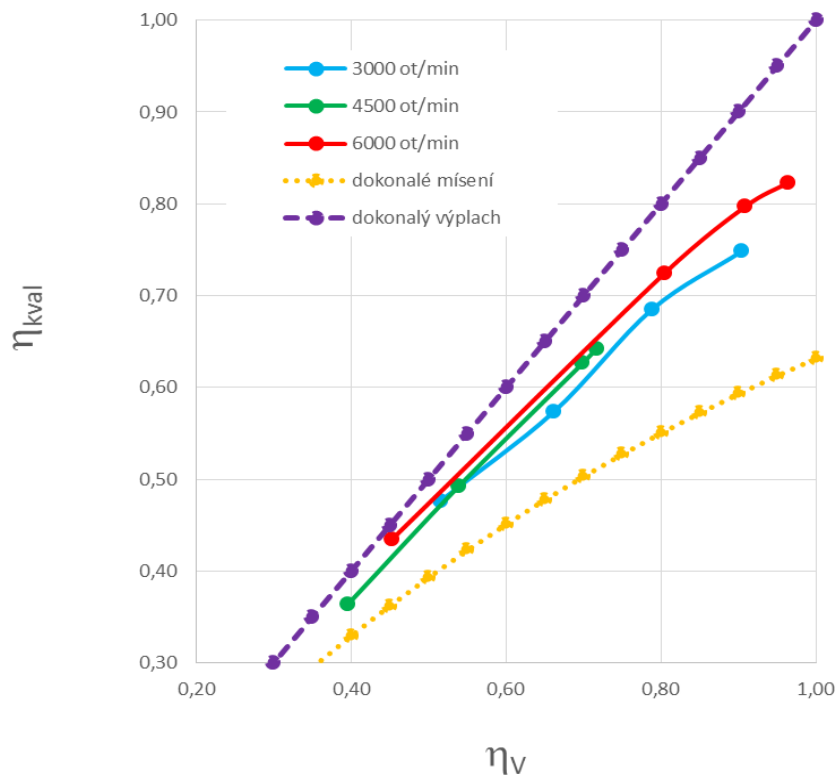


Obr. 44: Detail zkušební hlavy válce s odběrným ventilem

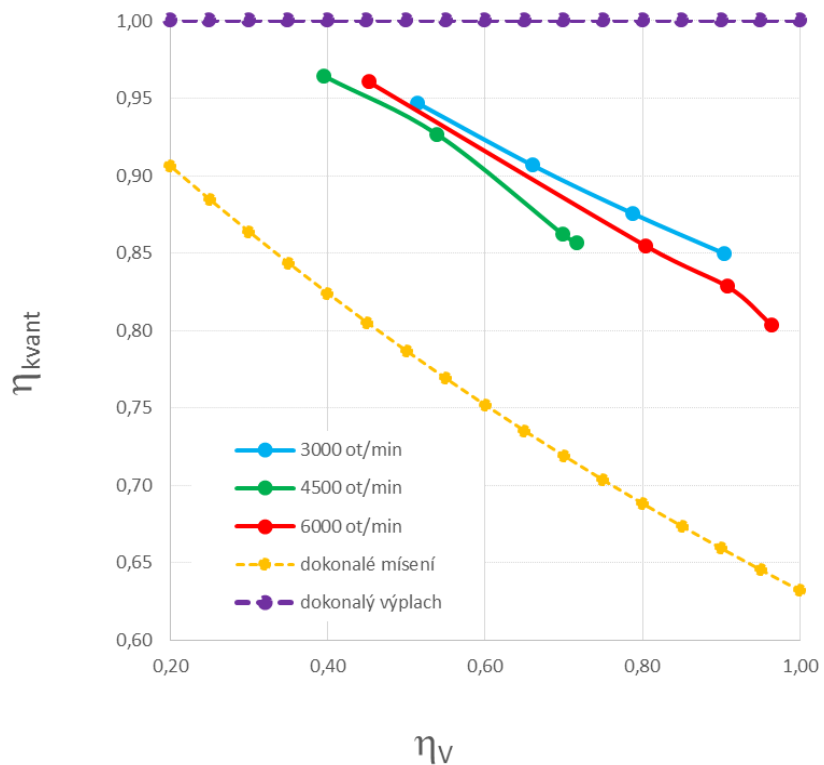
6.4.4 Zhodnocení a výsledky experimentu

V experimentální části práce byly změřeny základní parametry motoru a analyzovány vzorky plynů z odběrného ventilu a výfuku, které byly použity pro porovnání s výsledky ze simulačních výpočtů. Pro stanovení okrajových podmínek bylo pro daný motor nainstalováno indikační zařízení.

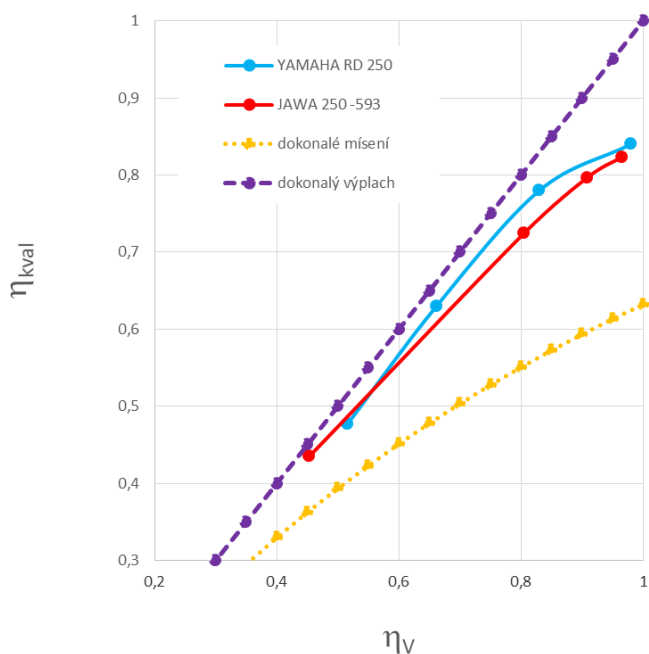
Všechna data z měření jsou shrnuta v příloze č. 2. Pro shrnutí a zobrazení výsledků jsou v následujících grafech uvedeny průběhy kvalitativní a kvantitativní účinnosti pro jednotlivé otáčkové režimy. Na obr. 45 a 46 jsou též křivky teoretických modelů dokonalého mísení a dokonalého výplachu. Znárodněné průběhy se výrazně neodlišují od podobných motorů se stejným typem vyplachování.



Obr. 45: Průběh kvalitativní účinnosti



Obr. 46: Průběh kvalitativní účinnosti



Obr. 47: Srovnání s motorem YAMAHA RD250 pro 6000 ot/min

6.5 Porovnání experimentu s výpočtem

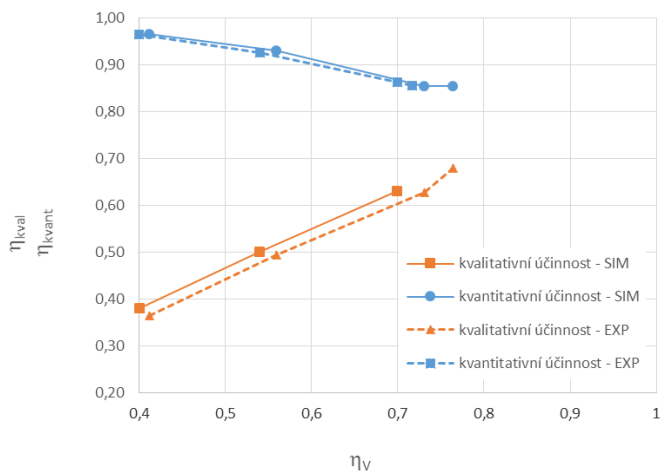
Jako porovnávací hodnoty byly zvoleny koncentrace kyslíku z odebíraného vzorku plynů z válce a koncentrace kyslíku z výfukového potrubí. Jsou to přímo měřené veličiny získané z experimentu. Pro porovnání byly vypočteny ekvivalentní hodnoty koncentrací z hmotností spalin a čerstvé náplně válce zjištěných ze simulací.

V grafech na obr. 48, 49, 50 jsou srovnány i hodnoty kvalitativních a kvantitativních účinností pro motor JAWA 593.

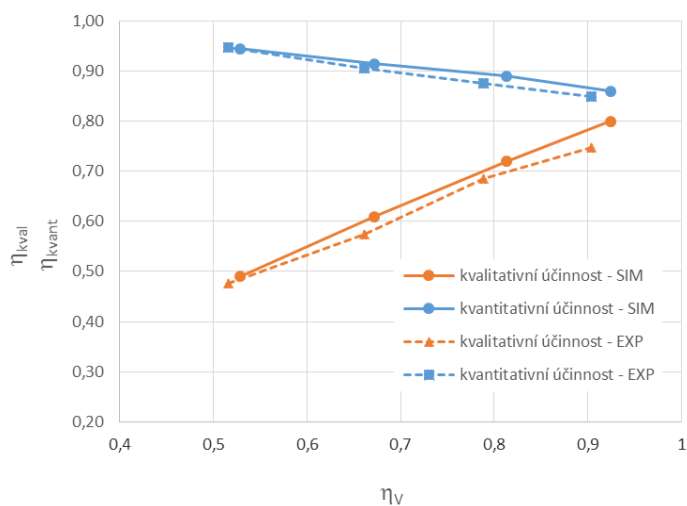
Zjištěné hodnoty ze simulací a experimentu jsou shrnuty do tabulky 6.

Tab. 6: Porovnání experimentu a simulace

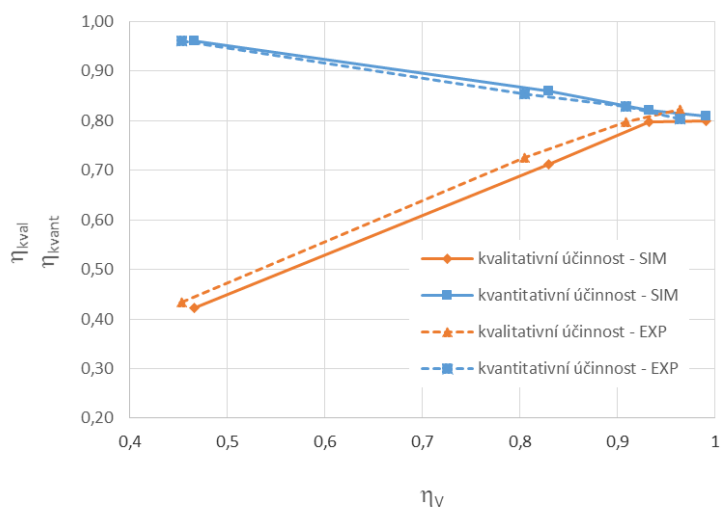
otáčky	min ⁻¹	3000				4500				6000			
zatížení	%	25	50	75	100	25	50	75	100	25	50	75	100
m _N	mg	146	179	209	228	116	152	182	190	131	210	225	234
m _S	mg	151	115	89	84	189	140	107	94	178	66	57	58
X _{O₂,Válec,SIM}	%	10,3	12,8	14,7	15,3	8,0	10,9	13,2	14,0	8,9	15,9	16,7	16,8
X _{O₂,Výfuk,SIM}	%	1,2	1,8	2,5	3,2	0,7	1,4	3,0	3,0	0,8	2,8	3,6	4,0
η _{kval,SIM}	-	0,49	0,61	0,70	0,73	0,38	0,52	0,63	0,67	0,42	0,76	0,80	0,80
η _{kvant,SIM}	-	0,95	0,91	0,88	0,85	0,97	0,93	0,86	0,86	0,96	0,87	0,83	0,81
Výsledky z experimentálního měření													
X _{O₂,Válec,EXP}	%	10,0	11,9	14,2	15,5	7,5	10,2	13,0	13,3	9,0	15,0	16,5	17,0
X _{O₂,Výfuk,EXP}	%	1,1	2,0	2,6	3,2	0,8	1,5	2,9	3,0	0,8	3,1	3,6	4,1
η _{kval,EXP}	-	0,48	0,57	0,69	0,75	0,36	0,49	0,63	0,68	0,43	0,72	0,80	0,82
η _{kvant,EXP}	-	0,95	0,91	0,88	0,85	0,96	0,93	0,86	0,86	0,96	0,85	0,83	0,80
ΔX _{O₂,Válec,EXP/SIM}	%	2,7	7,7	3,4	-1,3	5,6	6,7	1,8	5,5	-1,5	6,1	1,2	-1,6
ΔX _{O₂,Výfuk,EXP/SIM}	%	2,9	-8,1	-3,7	3,1	-2,2	-6,1	5,1	0,9	-1,6	-8,6	1,3	-2,9



Obr. 48: Porovnání účinností pro 3000 ot/min



Obr. 49: Porovnání účinností pro 4500 ot/min



Obr. 50: Porovnání účinností pro 6000 ot/min

7 Závěr disertační práce

7.1 Zhodnocení výsledků vzhledem k cílům práce

Disertační práce se zabývá simulací výměny obsahu válce dvoudobého motoru. Hlavním cílem bylo vytvořit simulační model pro hodnocení kvality výměny obsahu válce.

Bylo vytvořeno 12 simulačních výpočtů pro různé režimy motoru, 6 simulací pro stanovení citlivosti počátečních podmínek a 8 výpočtů k výběru nejvhodnějšího turbulentního modelu.

Pro ověření funkčnosti simulačního modelu byly experimentálně zjištěny hodnoty pro porovnání údajů z výpočtu. K tomuto účelu byl navržen odběrný ventil vlastní konstrukce a elektronický systém řízení ventilu. Analýzou odebraného vzorku plynů z válce po ukončení výměny obsahu válce bylo možné porovnat výsledky ze simulačního modelu.

Nejzásadnější vliv na konečné výsledky se jeví použití různých turbulentních modelů. Výsledky ukazují poměrně dobrou shodu výsledků s experimentem při aplikaci modelu k-epsilon standard, který nabízí software Fluent. Výjimkou jsou režimy 50% zatížení, kde byly zjištěny větší odchylky od naměřených hodnot. Upřesnění příčin těchto nedostatků může být jedním z námětů pro další výzkumné práce. Uvedený stav nebyl podrobně analyzován.

V příloze č. 1 jsou uvedeny přesné parametry nejvhodnějšího nastavení numerického výpočtu pro všechny režimy motoru.

Při řešení bylo přikročeno k několika zjednodušujícím předpokladům z důvodu snížení časové náročnosti výpočtů. I přes tato zjednodušení poskytují simulace výsledky v dobré shodě se skutečností a lze je využívat v technické praxi jako operativní pomůcku při vývoji a zlepšování dvoudobých motorů, což prokazují i autorovy zkušenosti a výsledky v oblasti motocyklového sportu.

7.2 Náměty pro další práci

Ze získaných poznatků lze vyvodit, že uvedeným postupem práce a výběrem parametrů numerického modelu je možné s dostatečnou přesností popsat výměnu obsahu válce u konkrétního dvoudobého motoru. V každém režimu motoru jsou zcela odlišné podmínky z hlediska fyzikálních dějů. Uvedený model je poměrně univerzální a řeší dobře většinu z nich.

Jednoznačně lze doporučit další analýzy turbulentních modelů pro užší rozsah provozních podmínek motoru k nabytí dalších poznatků.

Dalším podobným námětem může být analýza řešeného problému na motoru jiné velikosti nebo motoru s jiným druhem vyplachování.

8 Seznam použité literatury

- [1] KOZUBKOVÁ, Milada. *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX* [online]. 1. vydání. Ostrava, 2008 [cit.2017-01-01]. Ostrava: Vysoká škola Báňská - Technická univerzita Ostrava. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Kozubkova-Fluent.pdf>.
- [2] HATSCHBACH, P.: Využití metody PIV při vývoji spalovacích motorů [online]. 2013 [cit.2017-01-01]. Dostupné z:<
<URLdocplayer.cz/10457054-Vyuziti-metody-piv-pri-vyvoji-spalovacich-motoru.html>>
- [3] MACEK, J : Spalovací motory I, ČVUT, Praha 2003, 1997,111s. ISBN 80-01-02085-1
- [4] TAKÁTS, M. : Měření emisí spalovacích motorů, ČVUT, Praha 1997,111s. ISBN 80-01-01632-3
- [5] J.B. Heywood. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, New York,1988.
- [6] VYKOUKAL, R. : Dvoudobé motory vozidlové, SNTL, Praha 1957
- [7] KOŽOUŠEK, J. : Teorie spalovacích motorů, SNTL, Praha 1971
- [8] HUSÁK, Pavel. *Motocykly s dvoudobým motorem*. Praha: SNTL, 1978.
- [9] Fluent Inc. *Fluent 6.1.18 – Acoustics Module Manual* . [Online]. c2003.poslednírevize 6.1.2005 [cit.2017-01-01]. Dostupné z: <URL:http://sp1.vsb.cz/DOC/Fluent_6.1/html/ug/ /main_pre.htm>.
- [10] BLAIR, Gordon P. *The basic design of two-stroke engines*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1990, xiv, 672 p. ISBN 15-609-1008-9.
- [11] J.B. Gandhi. Measurement of the scavenging efficiency of a direct-injection engine. Unpublished, 1998. [cit.2017-01-01].

- [12] JENNINGS, Gordon. *Two-stroke tuner's handbook*. Tucson, AZ: HP Books, 1986c1973, iv, 156 s. ISBN 09-126-5641-7.
- [13] Molnár, V.: Počítačová dynamika tekutin [online], 2009, poslední revise 6. 10. 2012. Dostupné z: <<http://www.cfd.sk/cfd-book/>>
- [14] HOFMANN, Karel. *Proudění ve spalovacích motorech*. 2. vyd. Brno: VUT Brno, 1992, 97 s. ISBN 80-214-0409-4.
- [15] URUBA, Václav. *Turbulence*. Vyd. 1. V Praze: České vysoké učení technické, 2009, 130 s. ISBN 978-80-01-04330-1.
- [16] NOVOSAD, Z. *Sací potrubí zážehového závodního motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 67 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.
- [17] Two-stroke engine and method for operating the same - Andreas Stihl AG & Co. KG [online]. Dostupné z: <http://www.freepatentsonline.com/6880503.html>
- [18] SLOVÁK, M. *Dvoudobý jednoválcový motocyklový motor s výfukovými ventily*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 76 s.
- [19] DIXON, John C. *The high-performance two-stroke engine*. Calif.: Haynes North America, 2005, 290 s. ISBN 18-442-5045-8.
- [20] Richard R. Booy. .Evaluating Scavenging Efficiency of Two-Stroke Cycle Gasoline Engines.. *SAE Paper*, 670029, 1967.
- [21] T. Asanuma and S. Yanagihara. Gas sampling valve for measuring scavenging efficiency in high-speed two-stroke engines. *SAE Paper*, 70:420.433, 1962.
- [22] Volumetric Efficiency: *Scavenge flow systems* [online]. Dostupné z: <http://www.jhis.co.uk/ICE/Help/VolumetricEfficiency.html>
- [23] BLAIR. Design and simulation of two-stroke engines. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1996, xxiii, 623 p. ISBN 15-609-1685-0.
- [24] COOMBS, Matthew a Pete SHOEMARK. *Motorcycle basics techbook*. 2nd ed. Newbury Park, Calif., USA: Haynes North

- America, c2002, 1 v. (various pagings). Techbook. ISBN 18-596-0515-X.
- [25] Rich's Taylor's Porting Service: *2-Stroke engine porting service* [online]. 2013 Dostupné z: http://richstaylorporting.com/modern_2-strokePorting.html
- [26] VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2004, 2 sv. (355 s., s. 356-661). ISBN 80-239-1601-7.
- [27] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Vyd. 3. přeprac. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, 284 s. Učební texty vysokých škol, Vysoké učení technické v Brně. ISBN 80-214-2409-5.
- [28] BLEJCHAŘ, Tomáš. *Turbulence-Modelování proudění - CFX*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2010. Dostupné z: www.338.vsb.cz/PDF/Turbulence_ESF_v4.pdf
- [29] BOJKO, Marian. *3D Proudění – ANSYS Fluent*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2010. Dostupné z: www.338.vsb.cz/PDF/3D-Proudeni-ANSYS-Fluent.pdf
- [30] R.S. Benson. A new gas dynamic model for the gas exchange process in two-stroke loop and cross scavenged engines. *Int. J. Mech. Sci.*, 19:693.711, 1977.

9 Seznam vlastních publikací

- [V1] MOC, L. – POUCHA, V.: Cylinder charge exchange of two stroke engine. In Sborník XXXIX. International scientific Conference of Czech and Slovak University Departments and Institutions dealing with the research of two stroke engines (KOKA 2008) – ISSN -1210 - 3306
- [V2] BEROUN, S. – POUCHA, V. – SCHLOZ, C.: Analýza proudění u dvoudobých spalovacích motorů. Kolokvium Herbertov 2010
- [V3] Poucha, V. *Výměna obsahu válce dvoudobého motoru*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, 2009. 67 s. Vedoucí diplomové práce Doc.Ing. Lubomír Moc, CSc

Seznam příloh

Příloha č.1 - Nastavení hlavních parametrů výpočtu

Příloha č.2 - Soupis variant simulací a okrajových podmínek

Příloha č.3 - Data z měření

Příloha č.4 - Vizualizace vyplachování

Příloha č.5 - Výsledek měření průtokových součinitelů

Příloha č.6 – Vyplachovací křivka – podklad pro simulaci v GT Poweru

Příloha č.7 - Výkresová dokumentace hlavních sestav

Příloha č. 1: Nastavení hlavních parametrů výpočtu

Nastavení Fluent							
Pro režimy 3000, 4500, 6000 ot/min, 25,50,75,100% zatížení, modely k určování vyplachovacích účinností							
Řešič	Sdružený						
	implicitní						
	Nestacionární						
Turbulentní model, konstanty	k-epsilon		$C_{1\epsilon}$	$C_{2\epsilon}$	C_{μ}	σ_k	σ_ϵ
	Standard		1,44	1,92	0,09	1	0,85
Model směšování	2 složky, bez chem. reakcí, tep. difuze	A	Čerstvá náplň				
		B	Spaliny				
Operační podmínky	Operační tlak	p=101325 Pa					
Okrajové podmínky	Vstup	UDF					
	Výstup	UDF					
	Stěny	Přestup tepla					
	Složky mísení	viz tabulka počátečních podmínek					
Relaxační parametry	Kinetická energie turbulencí	0,6					
	Poměr disipační energie	0,6					
	Turbulentní viskozita	1					
Diskretizační schémata	Tok	2. řád					
	Kinetická energie turbulencí	2. řád					
	Poměr disipační energie	2. řád					
Courantovo číslo	5 až 10						
Nastavení iterací	Počet iterací v časovém kroku	200	200	230			
	Časový krok - podle otáček	$5,5 \cdot 10^{-5}$ s	$4,3 \cdot 10^{-5}$ s	$2,7 \cdot 10^{-5}$ s			
	přesnost	$1 \cdot 10^{-3}$					
Nastavení Fluent							
Pro režimy 3000, 6000 ot/min, 25%, 100% model pro ověření počátečních podmínek ve výfuku							
Řešič	Sdružený						
	implicitní						
	Nestacionární						
Turbulentní model, konstanty	k-epsilon		$C_{1\epsilon}$	$C_{2\epsilon}$	C_{μ}	σ_k	σ_ϵ
	Standard		1,44	1,92	0,09	1	0,85
Model směšování	2 složky, bez chem. reakcí, tep. difuze	A	Čerstvá náplň				
		B	Spaliny				
Operační podmínky	Operační tlak	p=101325 Pa					
Okrajové podmínky	Vstup	UDF					
	Výstup	UDF					
	Stěny	Přestup tepla					
	Složky mísení	viz tabulka počátečních podmínek					
Relaxační parametry	Kinetická energie turbulencí	0,6					
	Poměr disipační energie	0,6					
	Turbulentní viskozita	1					
Diskretizační schémata	Tok	2. řád					
	Kinetická energie turbulencí	1. řád					
	Poměr disipační energie	1. řád					
Courantovo číslo	8						
Nastavení iterací	Počet iterací v časovém kroku	300		350			
	Časový krok - podle otáček	$5,5 \cdot 10^{-5}$ s		$2,7 \cdot 10^{-5}$ s			
	přesnost	$1 \cdot 10^{-3}$					

Příloha č. 2: Soupis simulací a počátečních podmínek

Popis modelu					válec			výfukový kanál			vyplachovací kanály		
	ozatžení - otáčky	účel simulace	ozn.UDF souboru	turb. model	p(bar)	T (K)	spaliny	p(bar)	T (K)	spaliny	p(bar)	T (K)	spaliny
1	25% - 3000	počáteční stav ve výfuku	25_3000	k-ε STD	4,5	1550	1	0,98	600	0,5	1,13	381	0
2	100%-6000	počáteční stav ve výfuku	100_6000	k-ε STD	6,95	1750	1	1	450	0	1,33	353	0
3	25% - 3000	počáteční stav ve výfuku	25_3000	k-ε STD	6,95	1750	1	0,98	600	0,5	1,33	353	0
4	25% - 3000	počáteční stav ve výfuku	25_3000	k-ε STD	6,95	1750	1	1	450	0	1,33	353	0
5	100%-6000	počáteční stav ve výfuku	100_6000	k-ε STD	6,95	1750	1	0,98	600	0,5	1,33	353	0
6	100%-6000	počáteční stav ve výfuku	100_6000	k-ε STD	6,95	1750	1	1	450	0	1,33	353	0
7	25% - 3000	porovnání turbuletních modelů	25_3000	k-ε STD	4,5	1550	1	0,98	600	0,5	1,13	381	0
8	25% - 3000	porovnání turbuletních modelů	25_3000	k-ε RNG	4,5	1550	1	0,98	450	0,5	1,13	381	0
9	25% - 3000	porovnání turbuletních modelů	25_3000	k-ε REAL	4,5	1550	1	0,98	600	0,5	1,13	381	0
10	25% - 3000	porovnání turbuletních modelů	25_3000	k-ω STD	4,5	1550	1	0,98	600	0,5	1,13	381	0
11	100%-6000	porovnání turbuletních modelů	100_6000	k-ε STD	6,95	1750	1	1	450	0	1,33	353	0
12	100%-6000	porovnání turbuletních modelů	100_6000	k-ε RNG	6,95	1750	1	1	450	0	1,33	353	0
13	100%-6000	porovnání turbuletních modelů	100_6000	k-ε REAL	6,95	1750	1	1	450	0	1,33	353	0
14	100%-6000	porovnání turbuletních modelů	100_6000	k-ω STD	6,95	1750	1	1	450	0	1,33	353	0
15	25% - 3000	hodnocení vyplachování	25_3000	k-ε STD	4,5	1550	1	0,98	450	0,5	1,13	381	0
16	50% - 3000	hodnocení vyplachování	50_3000	k-ε STD	5,4	1600	1	0,98	450	0,5	1,38	373	0
17	75% - 3000	hodnocení vyplachování	75_3000	k-ε STD	5,5	1600	1	0,98	883	0	1,38	365	0
18	100% - 3000	hodnocení vyplachování	100_300	k-ε STD	5,5	1600	1	0,98	838	0	1,38	360	0
19	25% - 4500	hodnocení vyplachování	25_4500	k-ε STD	3,9	1550	1	0,95	450	0,5	1,12	403	0
20	50% - 4500	hodnocení vyplachování	50_4500	k-ε STD	5	1650	1	0,95	450	0,5	1,20	384	0
21	75% - 4500	hodnocení vyplachování	75_4500	k-ε STD	5,4	1680	1	0,95	600	0	1,33	374	0
22	100% - 4500	hodnocení vyplachování	100_4500	k-ε STD	5,6	1680	1	0,95	879	0	1,33	374	0
23	25% - 6000	hodnocení vyplachování	25_6000	k-ε STD	4,1	1600	1	0,8	450	0,5	0,70	370	0
24	50% - 6000	hodnocení vyplachování	50_6000	k-ε STD	6,4	1700	1	0,8	450	0,5	1,20	356	0
25	75% - 6000	hodnocení vyplachování	75_6000	k-ε STD	6,85	1750	1	0,8	600	0	1,25	354	0
26	100% - 6000	hodnocení vyplachování	100_6000	k-ε STD	6,95	1750	1	1	600	0	1,33	353	0

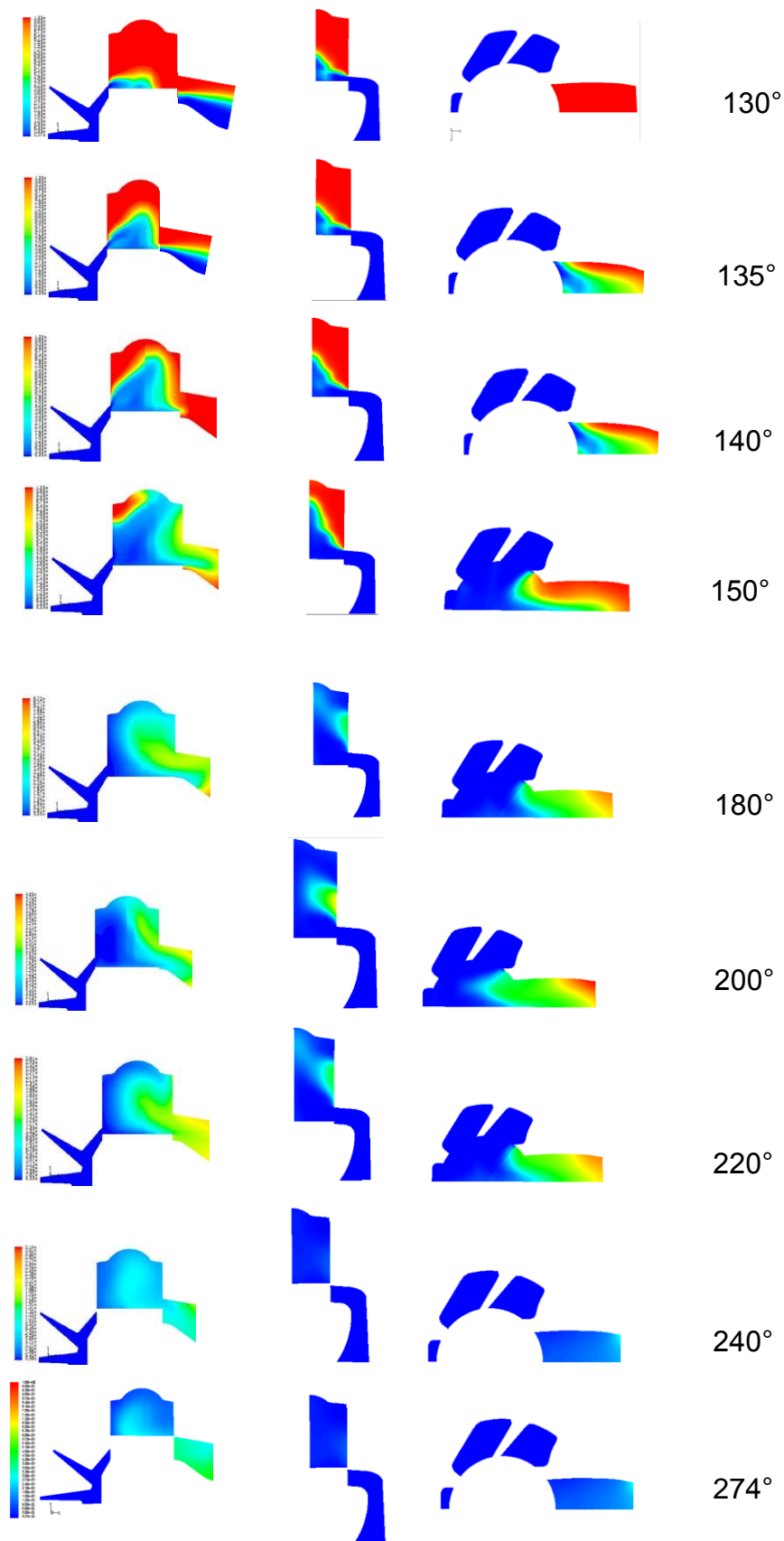
Příloha č. 3: Data z měření

Data měření dynamometru Schenck U1-20H							
Název měření		Měření Jawa 593 s odběrným ventilem					
	Datum	Tlak vzduch (kPa)	Rel. vlhkost	Teplota okolí (°C)	Motor-projekt		
	12.5.2015	99,8	33	25	593 Dis		
Palivo	Benzín - Verva 100						
oleje	převodovka: PP80-Castrol, palivo: Castrol TS - dávka čerpadlem						
chladiivo	Fridex, Velvana						
předstih	pevný 20 ° před HÚ						
příprava směsi	karb. Jikov 2930, hl.tryska 130, volnoběžná 50, jehla 3 zářez						
svíčky, zapalování	Denso IS 22, zapalování Magnetti Marelli OEM Jawa						
převodový poměr							
pozn.	Motor a příslušenství bylo podle shodné s originálním sériovým stavem, pouze hlava válce je nová pro účel měření. Geometrie spal. prostoru shodná s orig. stavem.						
	Číslo měření			1	2	3	4
	zkratka	jed.					
otáčky	n			3000	3000	3000	3000
otevření klapky	OK	%		25	50	75	100
výkon	P	kW		6,19	6,71	7,30	7,39
moment	Mt	Nm		19,71	21,36	23,23	23,53
teploty		°C					
teplota chladiiva	T2	°C		82,00	83,00	83,00	84,00
paliva	T2	°C		21,00	21,00	21,00	21,00
nasávaný vzduch	T4	°C		26,00	25,00	25,50	26,56
kliková skříň	T5	°C		107,64	99,60	91,62	87,04
výfuk kanál	T1	°C		623,04	604,30	610,40	565,30
výfuk komora	T6	°C					
Průtoky							
průtok vduchu		kg/h		25,17	32,00	38,44	44,21
průtok paliva		kg/h		1,89	2,72	2,94	3,25
průtok spalin		kg/h					
bohatost	λ	-		0,90	0,80	0,88	0,92
ventil							
teplota ventilu	T3	°C		76,80	78,20	79,50	80,10
Analyzátory							
O ₂ - výfuk		%		1,1	2,0	2,6	3,2
O ₂ -ventil		%		10,0	11,9	14,2	15,5
	η_v			0,52	0,66	0,79	0,90
	η_{kval}			0,48	0,57	0,69	0,75
	η_{kvant}			0,95	0,91	0,88	0,85

Data měření dynamometru Schenck U1-20H						
Název měření	Měření Jawa 593 s odběrným ventilem					
	Datum	tlak vzduch (kPa)	Rel. vlhkost	Teplota okolí (°C)	Motor-projekt	
	12.5.2016	99,8	35	24	593 Dis	
Palivo	Benzín - Verva 100					
oleje	převodovka: PP80-Castrol, palivo: Castrol TS - dávka čerpadlem					
chlادivo	Fridex , Velvana					
předstih	pevný 20 ° před HÚ					
příprava směsi	karb. Jikov 2930, hl.tryska 130, volnoběžná 50, jehla 3 zářez					
svíčky, zapalování	Denso IS 22, zapalování Magnetti Marelli OEM Jawa					
převodový poměr						
pozn.	Motor a příslušenství bylo podle shodné s originálním sériovým stavem, pouze hlava válce je nová pro účel měření. Geometrie spal. prostoru shodná s orig. stavem.					
Číslo měření			1	2	3	4
	zkratka	jed.				
otáčky	n		4500	4500	4500	4500
otevření klapky	OK	%	25	50	75	100
výkon	P	kW	9,38	12,31	13,24	13,41
moment	Mt	Nm	19,90	26,12	28,10	28,45
teploty		°C				
teplota chladiva	T2	°C	82,00	84,00	83,00	86,00
paliva	T2	°C	21,00	21,00	21,00	22,00
nasávaný vzduch	T4	°C	25,00	25,50	25,00	25,80
kliková skříň	T5	°C	129,60	109,78	100,80	100,67
výfuk	T1	°C	640,20	635,90	610,40	606,70
	T6					
Průtoky						
průtok vduchu		kg/h	29,00	39,44	51,21	52,50
průtok paliva		kg/h	2,20	3,07	3,83	3,95
průtok spalin		kg/h				
bohatost	λ	-	0,89	0,87	0,90	0,90
ventil						
teplota ventilu		°C	76,80	80,00	85,00	86,00
Analýzátory						
O2 - výfuk		%	0,8	1,5	2,9	3,0
O2		%	7,5	10,2	13,0	13,3
	η_v		0,40	0,54	0,70	0,72
	η_{kval}		0,36	0,49	0,63	0,64
	η_{kvant}		0,96	0,93	0,86	0,86

Data měření dynamometru Schenck U1-20H						
Název měření	Měření Jawa 593 s odběrným ventilem pro disertační					
	Datum	tlak vzduch (kPa)	Rel. vlhkost	Teplota okolí (°C)	Motor-projekt	
	13.5.2016	97,5	38	25	593 Dis	
Palivo	Benzín - Verva 100					
oleje	převodovka: PP80-Castrol, palivo: Castrol TS - dávka čerpadlem					
chladiivo	Fridex , Velvana					
předstih	pevný 20 ° před HÚ					
příprava směsi	karb. Jikov 2930, hl.tryska 130, volnoběžná 50, jehla 3 zářez					
svíčky, zapalování	Denso IS 22, zapalování Magnetti Marelli OEM Jawa					
převodový poměr						
pozn.	Motor a příslušenství bylo podle shodné s originálním sériovým stavem, pouze hlava válce je nová pro účel měření. Geometrie spal. prostoru shodná s orig. stavem.					
Číslo měření			1	2	3	4
	zkratka	jed.				
otáčky	n		6000	6000	6000	6000
otevření klapky	OK	%	25	50	75	100
výkon	P	kW	12,39	13,42	14,59	14,79
moment	Mt	Nm	19,71	21,36	23,23	23,53
teploty		°C				
teplota chladiiva	T2	°C	82,00	83,00	83,00	84,00
paliva	T2	°C	21,00	21,00	21,00	21,00
nasávaný vzduch	T4	°C	23,00	24,00	24,00	25,00
kliková skříň	T5	°C	96,86	82,75	80,47	79,88
výfuk	T1	°C	668,60	629,10	597,20	590,80
	T6					
Průtoky						
průtok vduchu		kg/h	44,3244	78,44	88,27	93,83
průtok paliva		kg/h	3,22555	6,05295	7,14753	7,41374
průtok spalin		kg/h				
bohatost	λ	-	0,931637726	0,878574266	0,837269208	0,858049504
ventil						
teplota ventilu		°C	85,00	84,00	87,00	88,00
Analyzátory						
O2 - výfuk		%	0,8	3,1	3,6	4,1
O2		%	9,0	15,0	16,5	17,0
		η_v	0,45	0,80	0,91	0,96
		η_{kval}	0,43	0,72	0,80	0,82
		η_{kvant}	0,96	0,85	0,83	0,80

Příloha č. 4: Podíl spalín a čerstvé směsi pro plné zatížení 6000 ot. / min

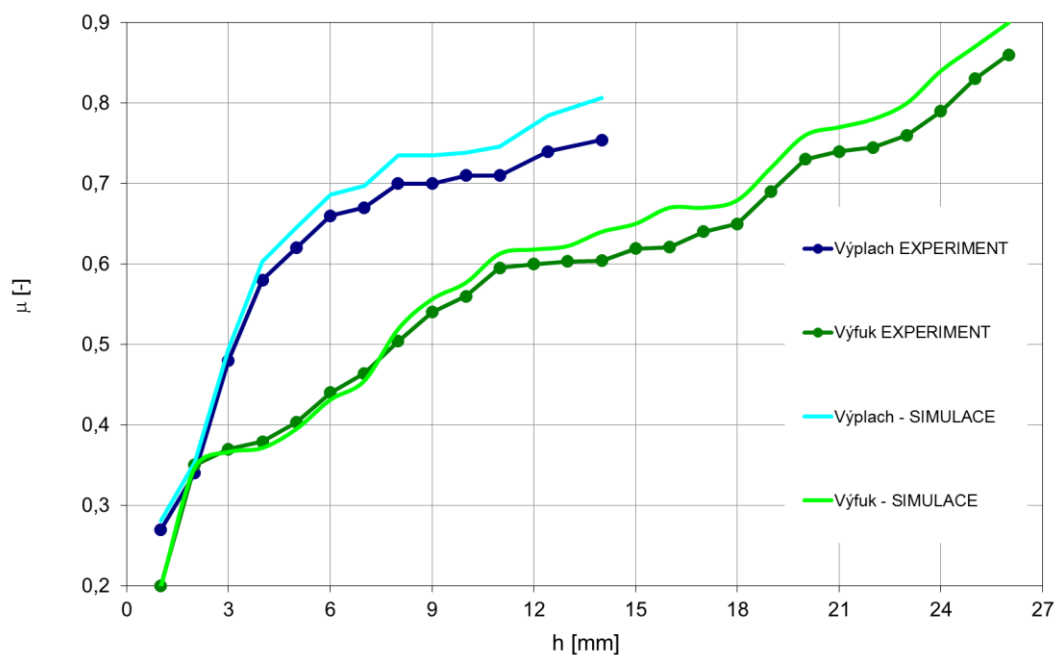


Příloha č. 5: Výsledky z měření průtokových součinitelů kanálů

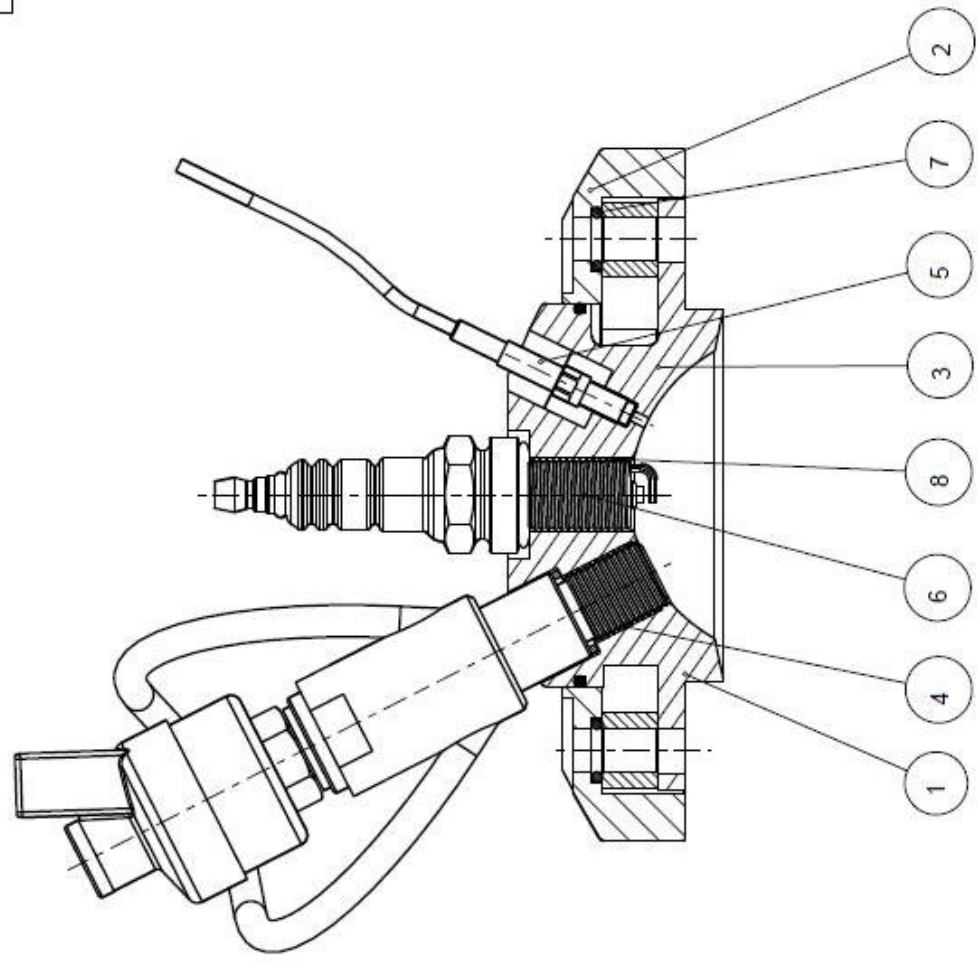
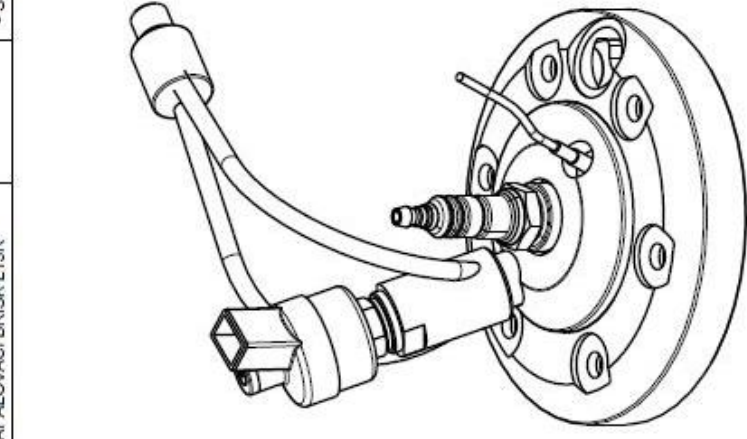
Válec analyzovaného motoru byl podroben stanovení průtokových součinitelů na zařízení firmy Škoda auto. Výsledky byly použity jako první verifikace početního modelu.



průtokový součinitel v závislosti na poloze pístu JAWA 593

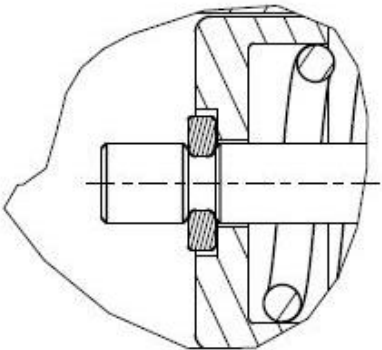
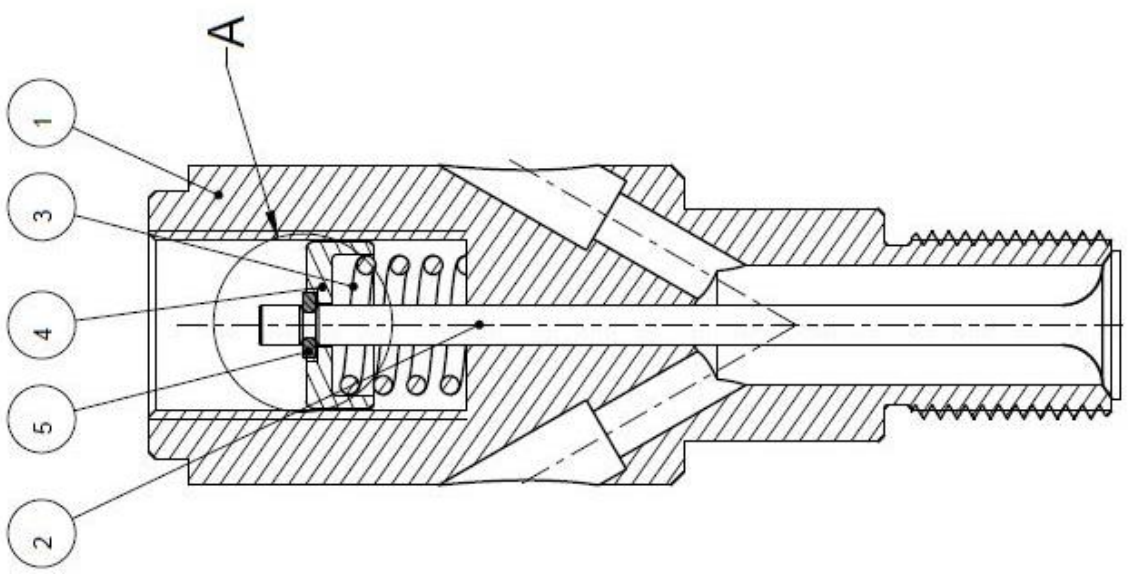


position	model name	name / dimension	norm	drawing number	weight [kg/pcs]
1	593_01	Spalovací prostor		DIS - 593_01	0.00 1
2	593_02	Plast		DIS - 593_02	0.00 1
3	593_16	Distance		DIS - 593_16	0.00 6
4	ASM_593_10	VENTIL UPLNY		DIS - ASM_593_10	0.21 1
5	KISTLER_6052C	Tlakovy snímač Kistler 6052C		- KISTLER_6052C	1
6	NOK68_2	O-kroužek 68x2	ISO 3601	norm. - NOK68_2	0.00 1
7	NOK8X2S	o-kroužek 8x2 SILIKON	ISO 3601	norm. - NOK8X2S	0.00 6
8	SVICKA	SVICKA ZAPALOVACI BRISK L15R		- SVICKA	1



- pozn.

PRESNOST ISO sestava		TOLEROVANI -		PROMITANI	
				cis. mmcd 0.0 kg mmcd	
revize		provedena zmena		datum podpis	
meritko		list - listu		nazev	
scale		staci - sh		Wesili	
format		A3		1-1	
c. seznamu		techologie		normalizace	
c. sestavy		starý vyřet		nový vyřet	
datum		03.01.2017			
nazev/name		TUL - KVM - DISERTACNI PRACE			
typ		SESTAVA HLAVY			
Cis. vyřesu/drawing number		- ASM_593_03 - REV00			



Pozice	číslo modelu	name / dimension	norma	číslo vykresu	minimální tloušťka
1	593_04	Telo ventilu	DIS-593_04		0.00
2	593_05	Ventil	DIS-593_05		0.00
3	593_13	Pružina	norm-593_13		0.00
4	593_14	Podložka	Dis-593_14		0.00
5	593_25	Pojistný kroužek	-593_25		0.00

- pozn.

PRESNOST ISO sestava		TOLEROVANI -		PROMITANI	
				cis. mmol. 0.2 kg hrub. mmol.	
revize	provedena zmena	datum	podpis		
meritko	lit. - listu	navrhil			
scale	stezi - sh	vykresil	POUCHA		
1:1	A3 1-1	prezkoušel			
c. seznamu	technolog	typ	Sestava telesa		
c. sestavy	normalizace	Cis. vykresu/drawing number			
stary vykres	schvalil				
novy vykres	datum	06.06.2015	DIS - ASM_593_11 - REV00		