



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

CFD simulace průtokových vlastností sacích
kanálů hlavy válce v programu Creo

CFD evaluation of intake port flow properties
of cylinder head with Creo

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
2020**

David HOFMAN

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Vedoucí práce: Ing. Petr Hatschbach, Csc.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Hofman** Jméno: **David** Osobní číslo: **466270**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

CFD simulace průtokových vlastností sacích kanálů hlavy válce v programu Creo

Název bakalářské práce anglicky:

CFD evaluation of intake port flow properties of cylinder head with Creo

Pokyny pro vypracování:

Vyzkoušejte možnosti simulace proudění a vyhodnocení průtokových vlastností sacích kanálů hlavy motoru pomocí Creo Flow Analysis. Proveďte měření průtokových a vírových vlastností sacích a výfukových kanálů hlavy experimentálního zážehového jednoválce. Získané výsledky i dostupné výsledky z literatury navzájem porovnejte a možnosti CFD simulace pomocí systému Creo zhodnoťte.

Seznam doporučené literatury:

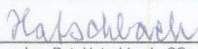
Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Petr Hatschbach, CSc., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **27.04.2020** Termín odevzdání bakalářské práce: **15.07.2020**

Platnost zadání bakalářské práce:


Ing. Petr Hatschbach, CSc.
podpis vedoucí(ho) práce



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


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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

29.04.2020
Datum převzetí zadání


Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora: David Hofman

Název práce: CFD simulace průtokových vlastností sacích kanálů hlavy válce v programu Creo

Anglický název: CFD evaluation of intake port flow properties of cylinder head with Creo

Rozsah práce:

- 55 stran
- 27 obrázků
- 11 tabulek
- 3 grafů

Akademický rok: 2019/2020

Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

Vedoucí práce: Ing. Petr Hatschbach, Csc.

Klíčová slova: Hlava válců, hmotnostní tok, průtokový součinitel, tumble, vírové číslo, CFD simulace, Creo Flow Analysis

Key words: Cylinder head, mass flow rate, flow coefficient, tumble, tumble number, CFD simulation, Creo Flow Analysis



Abstrakt

Následující bakalářská práce pojednává o měření a následném vyhodnocení průtokových a vírových vlastností sacích a výfukových kanálů hlavy motoru. Na to dále navazuje numerická simulace v programu Creo.

Na úvod autor seznamuje čtenáře se základní problematikou a názvoslovím v rámci spalovacích motorů. V experimentální části je pak popsán postup měření na aerodynamické trati a jeho vyhodnocení za pomoci výpočtů dle norem a příslušných vztahů. Hlavní část práce je věnována seznámení s numerickými simulacemi v oblasti mechaniky tekutin a následně samotné simulaci v modulu Flow Analysis. Výsledky simulace pak autor porovnává s experimentálním měřením a vyhodnocuje možnosti zmíněného modulu, včetně použitelnosti pro takový druh simulací.

Abstract

This bachelor thesis deals with measurement and evaluation of intake and exhaust port flow in a cylinder head as well as with further CFD analysis in Creo software.

At first the author introduces the very basics of internal combustion engines. That is followed by description of a measurement on a steady flow test rig and evaluation of obtained data. The main part focuses on the introduction of CFD and simulation of said problem in the Flow Analysis module. Simulation results are then compared with experimental results and the author further evaluates suitability of Flow Analysis module for such simulations.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou na téma: “ CFD simulace průtokových vlastností sacích kanálů hlavy válce v programu Creo ” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne:

.....

(podpis autora)



Poděkování

Mé poděkování patří Ing. Petru Hatschbachovi, Csc., za odborné vedení, cenné rady a vstřícnost při konzultacích a vypracování bakalářské práce.



Obsah

1 Úvod.....	12
2 Základní charakteristiky a dělení pístových spalovacích motorů	13
2.1 Způsob plnění válce	13
2.2 Motory s přirozeným sáním	13
2.3 Motory přeplňované.....	13
2.3.1 Motory s vyplachováním	14
2.3.2 Tvorba směsi.....	14
2.3.3 Vnější tvorba směsi.....	14
2.3.4 Vnitřní tvorba směsi	14
2.4 Způsob zapálení směsi.....	15
2.4.1 Zážehové motory.....	15
2.4.2 Vznětové motory	15
2.5 Způsob činnosti čtyřdobého motoru	15
2.5.1 Zážehový motor	15
2.5.1.1 Sání	15
2.5.1.2 Komprese.....	15
2.5.1.3 Hoření	15
2.5.1.4 Výfuk.....	15
2.5.2 Vznětový motor	16
2.5.3 Vedlejší účinky spalovacích motorů na životní prostředí.....	16
3 Hlava válců čtyřdobého zážehového motoru	17
3.1 Počet ventilů na hlavě a jejich vliv na proudění	17
3.1.1 Dvouventilová hlava	17
3.1.2 Čtyřventilová hlava	18
3.2 Pohyby náplně válce	18
3.2.1 Vtokový proud	18
3.2.2 Tečná rotace (Swirl)	18
3.2.3 Příčná rotace (Tumble)	19
3.2.4 Doplňkové pohyby náplně válců	19
3.2.4.1 Radiální vír	19
3.2.4.2 Koutový vír.....	19



3.3 Typy kanálů.....	20
3.3.1 Přímý kanál	20
3.3.2 Tangenciální kanál	20
3.3.3 Šroubový kanál	20
4 Měřicí trať a vyhodnocení průtoku.....	21
4.1 Výsledky experimentu	25
5 Měření a vyhodnocení tumble	27
5.1 Výpočet vírového čísla.....	27
6 Numerická simulace	30
6.1 Proudění tekutiny	30
6.1.1 Rovnice kontinuity (Zákon zachování hmoty)	30
6.1.2 Zákon zachování hybnosti	30
6.1.3 Navier-Stokesova rovnice	30
6.1.4 Modely viskozity	31
6.2 Turbulence.....	31
6.2.1 Vlastnosti turbulence	31
6.2.2 Standardní K- ϵ	32
6.2.3 RNG K- ϵ	33
6.3 Chování kapaliny u stěny	33
6.3.1 Logaritmický zákon stěny	33
6.3.2 Stěnové funkce	34
6.3.2.1 Standardní funkce stěny.....	34
6.3.2.2 Nonequilibrium.....	34
6.3.2.3 Sjedená funkce	34
7 Simulace v Creo Flow Analysis.....	35
7.1 Příprava modelu	36
7.2 Preprocessing	40
7.2.1 Nastavení modelu.....	40
7.2.2 Vytvoření výpočetní sítě	40
7.2.3 Nastavení fyzikálního modelu	42
7.2.4 Nastavení okrajových podmínek	43
7.3 Průběh simulace	44



7.4 Postprocessing.....	45
8 Vyhodnocení simulací a srovnání s experimentálními daty	48
8.1 Volba optimální sítě pro simulace	48
8.1.1 Jednotná síť	48
8.1.2 Zjemnění v hlavní výpočetní oblasti	48
8.1.3 Zjemnění v oblasti sedel ventilů	49
8.2 Porovnání výsledků.....	50
9 Závěr	52



Seznam použitých veličin

Značka	Veličina	Jednotka
A	Parametr pro součinitel průtoku	1
A_{in}	Invarianta iteračního výpočtu	1
A_{ref}	Referenční průřez	mm ²
C	Součinitel průtoku	1
d	Průměr clonky	mm
d_v	Průměr sedla ventilu	mm
D	Průměr clonkové trati	mm
\dot{m}_{teor}	Teoretický hmotnostní tok	kg.s ⁻¹
p	Absolutní statický tlak tekutiny	Pa
p_1	Tlak z odběru před clonkovým kotoučem	Pa
p_2	Tlak z odběru za clonkovým kotoučem	Pa
q_m	Hmotnostní průtok	kg.s ⁻¹
r	Měrná plynová konstanta vzduchu	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Re_D	Reynoldsovo číslo vztažené k D	1
T	Termodynamická teplota tekutiny	K
w_{teor}	Teoretická průtoková rychlost	m.s ⁻¹
β	Poměr průměrů d/D	1
ε	Součinitel expanze	1
κ	Adiabatický exponent vzduchu	1
δ	Chyba iterace	%
Δp	Rozdíl tlaků před a za clonkovým kotoučem	Pa
μ	Průtokový součinitel/dynamická viskozita (CFD)	1/Pa.s
μ_t	Turbulentní dynamická viskozita	Pa.s
μ_1	Dynamická viskozita vzduchu	μPa.s
$\mu\sigma$	Průtokové číslo	1
σ	Uzavírací číslo	1
ρ	Hustota vzduchu v referenčním průřezu/průměrná hustota tekutiny (CFD)	kg.m ⁻³
ρ_1	Hustota média před clonkovým kotoučem	kg.m ⁻³
\dot{B}	Tok momentu hybnosti	kg.m ² .s ⁻²
\dot{B}_T	Příčná složka toku momentu hybnosti	kg.m ² .s ⁻²
D_v	Vrtání válce	m
\dot{I}	Tok momentu setrvačnosti	kg.m ² .s ⁻¹
n_e	Otáčky klikového hřídele	s ⁻¹
r_I	Poloměr setrvačnosti rotující náplně	m
u_z	Střední pístová rychlost	m.s ⁻¹
ω	Úhlová rychlost náplně rotující jako pevné těleso	s ⁻¹
ω_e	Úhlová rychlost motoru	s ⁻¹
ω_T	Úhlová rychlost náplně rotující jako pevné těleso pro tumble	s ⁻¹

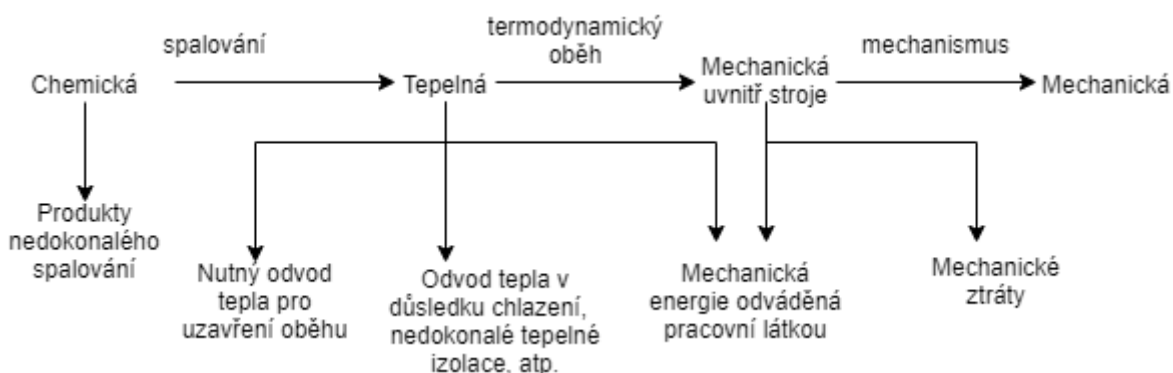


Z	Zdvih	m
TN	Vírové číslo tumblu	1
TN_r	Redukované vírové číslo tumblu	1
τ_{ij}	Tenzor smykového napětí (molekulární + turbulentní)	Pa
f	Objemové síly	$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
n	Povrchová normála	1
t	Čas	s
v	Rychlost tekutiny	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
v_σ	Rychlost sítě	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
$\Omega(t)$	Kontrolní objem	m^3
$\partial\Omega$	Hranice kontrolního objemu	m^2
δ_{ij}	Kroneckerovo delta	1
v'	Fluktuační rychlosti	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
$u'_i (i = 1,2,3)$	Složky fluktuační rychlosti	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
τ'_{ij}	Reynoldsovo turbulentní napětí	Pa
G_t	Generace kinetické energie turbulence	$\text{J}\cdot\text{s}^{-1}$
u^+	Bezrozměrná rychlost	1
u	Rychlost ve středu buňky	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
u_*	Třecí rychlost	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
τ_w	Tečné napětí na stěně	Pa
y^+	Bezrozměrná vzdálenost buňky od stěny	1



1 Úvod

Spalovací motor s vnitřním spalováním je tepelný stroj, který získává mechanickou energii transformací energie chemické na tepelnou pomocí spalování (odtud název spalovací motor). Spalovací motory pak rozlišujeme na motory pístové a motory reaktivní. V automobilovém průmyslu se vyjma experimentů používají motory pístové. V této práci se budu zabývat konkrétně pístovým čtyřdobým jednoválcovým motorem s přímočarým vratným pohybem pístu. [1]



Obr. 1 Schéma transformace energie ve spalovacích motorech [1]

Čtyřdobé pístové spalovací motory jsou dnes hojně rozšířeny v dopravě. Od motocyklů, osobních a nákladních automobilů až po výletní lodě. Lze je nalézt i v elektrárnách jako pohonné jednotky generátoru, zejména v rozvojových zemích, kde najde spalovací motor uplatnění díky své spolehlivosti a vysoké flexibilitě.

Takový rozsah, především četnost použití, vede k vysokým požadavkům na spalovací motory. Ať se jedná o spolehlivost, účinnost, výkon či hmotnost, všechny tyto aspekty motoru lze zlepšit pomocí správného návrhu sacích a výfukových kanálů v hlavě motoru. K dosažení požadovaného zlepšení je potřeba co nejlépe porozumět a popsat problematiku naplňování spalovací komory. K popisu využíváme charakteristických veličin, jako je průtokový součinitel, průtokové číslo či vírové číslo. Pomocí nich jsme schopni do jisté míry popsat, jak ovlivňuje sací/výfukový kanál nasávání/odvádění směsi a její následné promíchání v samotné spalovací komoře.

Užití CFD v rámci simulací vlastností hlavy válců je již v průmyslu dlouho zažitě, avšak až nyní je k dispozici modul Flow Analysis v programu Creo, který je dlouhodobě využíván především na poli koncernu Volkswagen, tedy i v české Škoda Auto. Z toho důvodu je nasnadě využití zmíněného modulu místo jiného software, jako například AVL FIRE, který je nyní na ČVUT FS používán. Pokud by se ukázal modul jako vyhovující, došlo by k usnadnění práce se simulacemi. Díky tomu by odpadla by nutnost model při každé úpravě



znovu exportovat a nastavovat od začátku simulaci, když by se jakákoli změna na modelu mohla v případě použití modulu jen propsat do již nakonfigurované simulace.

2 Základní charakteristiky a dělení pístových spalovacích motorů

Pístový spalovací motor přeměňuje tepelnou energii pracovní tekutiny na energii mechanickou, ve formě pohybu pístu. Ten pak převádí pohyb translační na rotační pomocí klikové hřídele. Existuje i motor rotační, zvaný Wanklův motor, kde píst koná rotační pohyb.

2.1 Způsob plnění válce

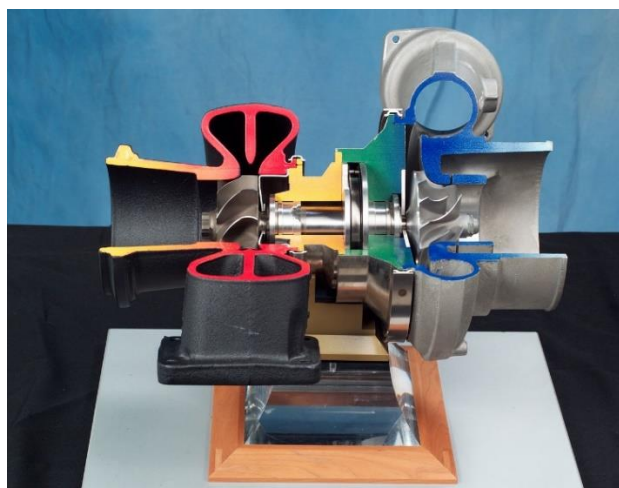
Jako palivo pro pístové spalovací motory se používají zejména uhlovodíky a oleje. V případě kapalných se jedná o benzín, naftu, petrolej, LNG (zkapalněný zemní plyn), mazut, bioetanol, či rostlinné oleje. Mezi plynnými najdeme propan-butan, zemní plyn, nebo vodík. [2]

2.1.1 Motory s přirozeným sáním

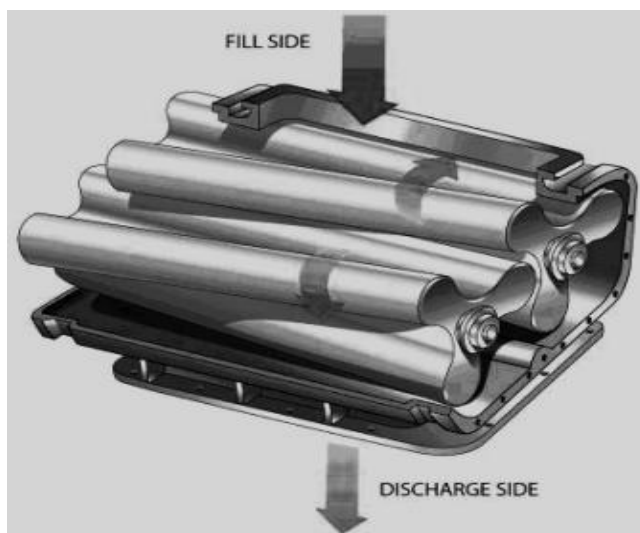
Takto plněné motory jsou jinak nazývané atmosférické motory. Plnění spočívá v nasání směsi do válce pomocí podtlaku, který ve válci vzniká pohybem pístu do dolní úvratě. Tento způsob se používá především u čtyřdobých zážehových motorů, avšak v dnešní době je na ústupu. [3]

2.1.2 Motory přeplňované

V běžné praxi se setkáme se dvěma možnostmi přeplňování spalovacích motorů. První a zároveň častější je použití turbodmychadla (Obr. 2 Turbodmychadlo [4]), které má dvě lopatková kola spojená hřídelí. První je kolo turbíny, která je roztáčena za pomoci výfukových plynů a druhé je kolo dmychadla, které přetlakově plní válec vzduchem. Druhou možností je použití mechanicky poháněného kompresoru (Obr. 3 Mechanicky poháněný Rootsův kompresor [5]), jenž je spojen s klikovou hřídelí za pomoci řemene. Díky tomu má okamžitou reakci při sešlápnutí plynu, působí však jako parazitická zátěž motoru.



Obr. 2 Turbodmychadlo [4]



Obr. 3 Mechanicky poháněný Rootsův kompresor [5]

2.1.3 Motory s vyplachováním

Jedná se o způsob používaný výhradně u dvoudobých motorů. Spálená náplň je doslova „vyplachována“ náplní čerstvou. Ta je do spalovacího prostoru dopravována za pomoci přetlaku vyvolaného dmychadlem, či kompresí pod pístem který vykonal pohyb do dolní úvratě.[3]

2.2 Tvorba směsi

Pro spalovací motory je důležité, aby směs nabývala požadovaných parametrů. Tím se rozumí, aby bylo palivo ve vzduchu homogenně rozmístěno a dosahovalo stechiometrického koeficientu pro nejvyšší možnou účinnost spalování.

2.2.1 Vnější tvorba směsi

Směs paliva se vzduchem vzniká, než se dostane do samotného spalovacího prostoru válce. Jednou z možností je použití karburátoru, kdy palivo musí být snadno odpařitelné, protože je nasáváno podtlakem ve formě malých kapiček. Ty se následně odpaří v sacím potrubí a kanálech hlavy motoru. Druhou možností je použití vstřikovacích trysek, které nejčastěji vstřikují palivo do samotných sacích kanálů v hlavě motoru. Palivo lze vstřikovat i do společného sacího potrubí, avšak tento způsob není doporučován pro použití ve výkonnějších motorech. [2]

2.2.2 Vnitřní tvorba směsi

Směs je tvořena přímo ve spalovacím prostoru válce, kam je pomocí vstřikovací trysky dopravena za vysokého tlaku, kde tak dochází k homogenizaci směsi. U obtížně odpařitelných paliv je vstřik proveden na konci kompresního zdvihu, kdy je vlivem komprese vzduch rozžhaven a palivo se tak lépe smísí se vzduchem.[2]



2.3 Způsob zapálení směsi

2.3.1 Zážehové motory

Směs je v horní úvrati zapálena pomocí vnějšího zdroje, kterým je nejčastěji elektrický výboj na zapalovací svíčke.[2]

2.3.2 Vznětové motory

Palivo je v horní úvrati vstříknuto do spalovací komůrky v pístu, kde vlivem vysoké teploty z komprese vzduchu dojde k jeho samovznícení.[2]

2.4 Způsob činnosti čtyřdobého motoru

2.4.1 Zážehový motor

2.4.1.1 Sání

Tato fáze začíná ještě před horní úvratí (HÚ). Díky tomu sací ventil dosáhne plného otevření ve chvíli, kdy se ve válci začne tvořit podtlak, zároveň musí být otevírání dostatečně pomalé, jinak by v rozvodech motoru mohly vzniknout rázy. Fáze sání končí až po dolní úvrati (DÚ), protože je možné následně využít kinetické energie pohybující se směsí. V případě vnitřní tvorby směsi je zároveň do válce vstříknuto palivo.

2.4.1.2 Komprese

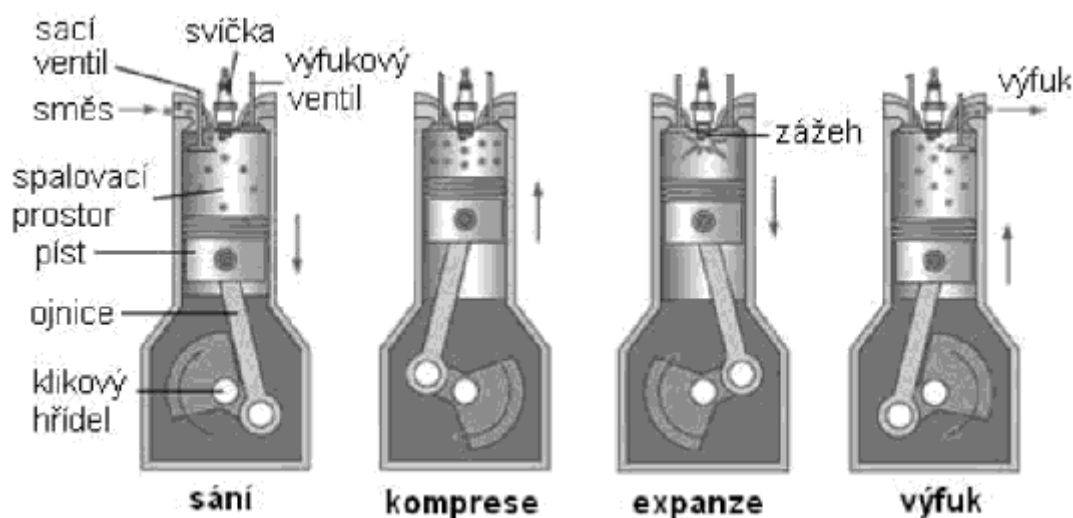
Komprese navazuje na fázi sání, tedy až po tom, co dojde k plnému uzavření sacích ventilů a píst se již pohybuje k HÚ. V této fázi dochází k největšímu odpařování a promíchávání paliva se vzduchem vlivem narůstající teploty a tlaku, které napomáhají odpařování. Těsně před dosažením HÚ, tj. předstih zhruba 15° , se směs zapálí elektrickou jiskrou zapalovací svíčky.

2.4.1.3 Hoření

Po zážehu následuje hoření směsi. Pro co nejvyšší účinnost je účelné, aby probíhalo co nejbližší HÚ, proto začíná tato fáze již před jejím dosažením. Z prudkého nárůstu teploty dojde i ke zvýšení tlaku ve válci na hodnoty okolo 5MPa, což má za důsledek pohyb pístu k DÚ, který tak koná práci.

2.4.1.4 Výfuk

Poslední fáze začíná ještě před dosažením DÚ. V tuto chvíli je ve válci oproti výfukovému potrubí přetlak zhruba 0,4MPa. Spaliny tak unikají vysokou rychlostí, proto pak není vyžadováno příliš velké množství práce pro vytlačení dalších spalin při návratu pístu do HÚ. Výfukové ventily jsou uzavřeny až po HÚ, protože je snaha ještě využít kinetickou energii spalin ve výfukovém potrubí pro lepší vypláchnutí válce, zároveň s tím začíná již fáze sání.



Obr. 4 Činnost čtyřdobého motoru

2.4.2 Vznětový motor

Cyklus je obdobný jako u zážehového motoru popsaného v 2.4.1. Zásadně se liší v absenci zapalovací svíčky, na jejímž místě se nachází vstříkovací tryska nasměrovaná na komůrku v pístu. Motor disponuje oproti zážehovému žhavicí svíčkou pro zapálení směsi při startu motoru, kdy by samotnou kompresí nedošlo k jejímu dostatečnému zahřátí a následnému samovznícení. Palivo je vstříknuto do válce až na konci druhé doby, kdy je píst v horní úvrati a je tak dosaženo nejvyšší komprese a teploty.

2.5 Vedlejší účinky spalovacích motorů na životní prostředí

Motor je tepelný stroj, který získává energii ze spalování a pracuje s omezenou účinností. Vzniká tak odpadní teplo a zreagovaná směs ve formě spalin, které ve větší koncentraci působí neblaze na živé organismy a mohou být za špatných rozptylových podmínek příčinou smogové situace.

Často bývají spalovací motory lokálně nejvyšším znečišťovatelem ovzduší (především v hustě obydlených oblastech), což má za následek zvýšenou míru respiračních onemocnění, nebo i změny genetického kódu (mutace), včetně nádorového bujení.

Dále se musí počítat s energií, kterou bylo potřeba vynaložit na výrobu dopravního prostředku s daným motorem a jeho následně obtížnou recyklaci, stejně tak jako s výrobním procesem, včetně těžby potřebných hornin, či ropy a s tím spojenými riziky. [1]

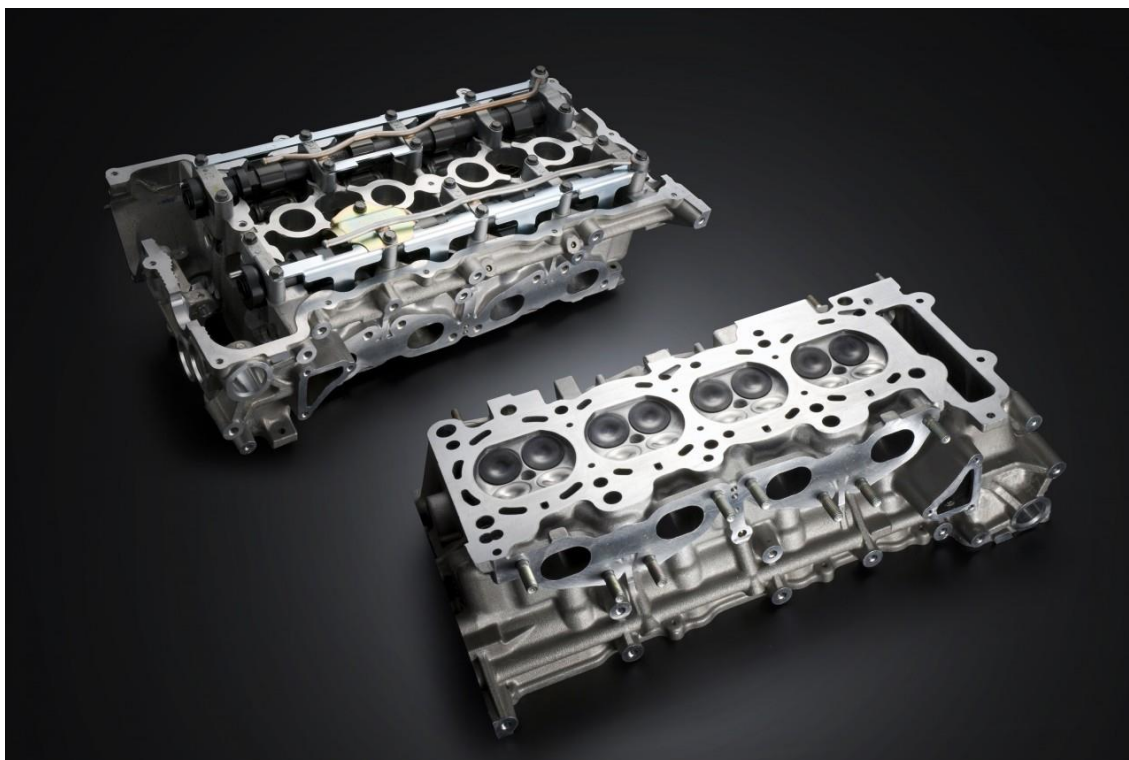


3 Hlava válců čtyřdobého zážehového motoru

Jedná se o jednu z hlavních a zároveň neobjemnějších částí motoru. Musí odolat teplotnímu a tlakovému namáhání za provozu, kdy je namáhána zejména dynamicky. Proto je nezbytné počítat s únavou materiálu.

Zastává následující funkce:

- Zabezpečuje výměnu náplně motoru
- Utěšňuje spalovací prostor
- Zabezpečuje chlazení spalovací komory, umístění a chlazení zapalovací svíčky, sacích a výfukových ventilů i kanálů, u motorů s přímým vstřikováním i vstřikovací trysky, v provedení OHC také vačkový hřídel
- Se dnem pístu vytváří vhodně tvarovaný spalovací prostor



Obr. 5 Hlava válců motoru Nissan SR20DET [8]

3.1 Počet ventilů na hlavě a jejich vliv na proudění

3.1.1 Dvouventilová hlava

Jedná se o nejlevnější variantu, která je zároveň jednodušší pro část návrhovou i výrobní. Je jednodušší docílit vířivého účinku jak šroubovým, tak tangenciálním kanálem oproti čtyřventilové hlavě. [9]



V případě nevířivých kanálů, nebo při srovnatelných vírových číslech se čtyřventilovou hlavou dosáhnout příznivějších hodnot průtokových součinitelů díky větší relativní velikost kanálů, tím pak nižších hydraulických ztrát. [9]

Aby byl zajištěn dostatečný průtok pro naplnění válce, musí být často ventil vyosen, což má za následek i vyosení spalovacího prostoru a je tak obtížnější dosáhnout optimálního spalování. [9]

Takovéto hlavy jsou pak doporučovány pro aplikace s nižšími výkonovými požadavky. Zároveň se snáze realizuje u jednotek nižších rozměrů, protože je vlivem technologií potřeba dodržet minimální tloušťku stěn, která by mohla být překážkou pro kompaktní čtyřventilové hlavy. [9]

3.1.2 Čtyřventilová hlava

Je komplikovanější a kvůli dvěma sacím kanálům je mnohem obtížnější vytvořit dostačující vířivý účinek. Oba kanály se navzájem ovlivňují, není tak možné brát výsledné proudění jako výsledek superpozice jednotlivých kanálů. [9]

Na druhou stranu jsou ventily menší a umožňují tak optimální návrh spalovacího prostoru, který tak může být umístěn v ose válce. Hlava je také kompaktnější a díky pravidelnějšímu tvaru odolnější vůči nepravidelné tepelné roztažnosti. [9]

I na úkor nižších průtokových součinitelů je dosaženo při plném otevření ventilů až o 20 % vyššího průtoku, což přirozeně předurčuje tento typ hlavy k použití u výkonnějších motorů. [9]

3.2 Pohyby náplně válce

3.2.1 Vtokový proud

Vzniká přirozeně během procesu plnění bez speciálně navržených sacích kanálů. Proudové pole je tvarováno nátokem kolem ventilu a rozšiřováním do prostoru válce, kde dochází ke vzniku prstencového víru. Vír je málo stabilní a dochází tak k jeho rychlému rozpadu. Konstrukčně je nutné umístit sací ventil ke stěně válce, což se pravděpodobně projeví sklonem roviny víru. [9]

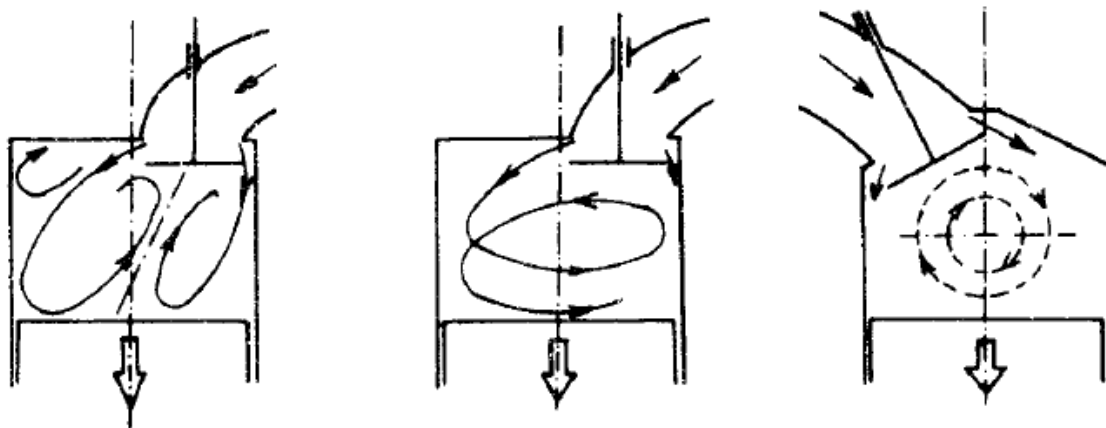
3.2.2 Tečná rotace (Swirl)

Vzniká za pomoci úpravy ventilu, jeho sedla a sacího kanálu, díky kterým je proud směřován do prostoru válce tak, aby vytvořil rotační moment hybnosti kolem osy válce. V průběhu komprese tento pohyb ztrácí na intenzitě, avšak dochází k jeho urychlení, a to především u vznětových motorů se spalovacím prostorem v pístu vlivem zmenšování poloměru rotace. [9]



3.2.3 Příčná rotace (Tumble)

Tento typ víru je válcový a kolmý k ose válce. Při jeho tvorbě hraje značnou roli geometrie sacích kanálů. Je také často používán v konstrukci s čtyřventilovou hlavou. Je stabilnější během komprese než tečný vír a s výhodou se používá u zážehových motorů se spalovacím prostorem v hlavě válců. [9]



Obr. 6 Pohyby náplně válců (1), zleva: Vtokový proud, Tečná rotace, Tumble [9]

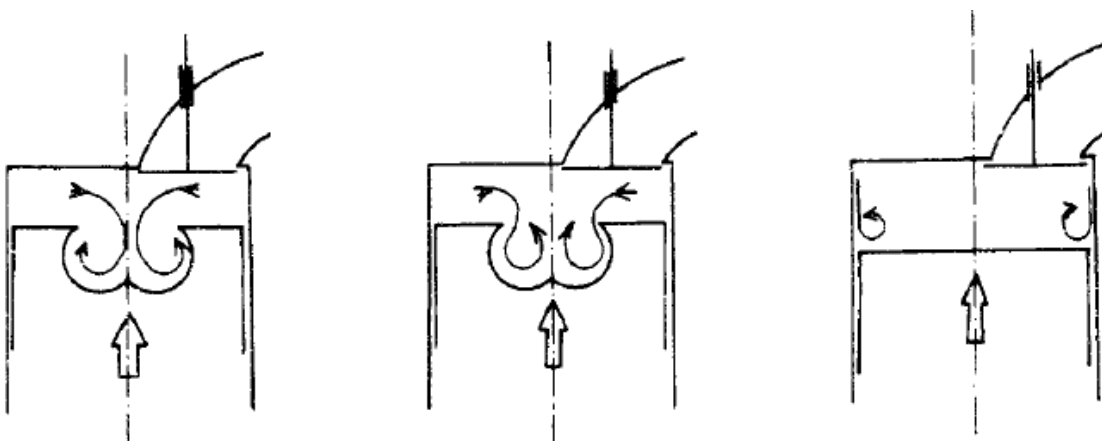
3.2.4 Doplňkové pohyby náplně válců

3.2.4.1 Radiální vír

Vzniká při kompresi, zejména u vznětových motorů se spalovacím prostorem v pístu, kdy je náplň více vytlačována od okrajů válce. Intenzita a tvar jsou vysoce závislé na tvarování a poloze spalovacího prostoru v pístu. Výhodou je narůstání jeho intenzity ke konci komprese, kdy pak snáz ovlivňuje průběh hoření. Při vysoké intenzitě může dokonce změnit směr rotace ve spalovacím prostoru (Obr. 7 uprostřed). [9]

3.2.4.2 Koutový vír

Je tvořen pohybem pístu směrem nahoru, kdy vzniká shrnutím a sbalením mezní vrstvy na stěně válce. [9]



Obr. 7 Pohyby náplně válců (2), zleva: Radiální vír, Obrácený radiální vír, Koutový vír [9]



3.3 Typy kanálů

3.3.1 Přímý kanál

Jedná se o kanál bez jakýchkoli úprav pro rozvíření náplně ve válci. Může být buď v poloze nevířivé (Obr. 8 vlevo), nebo v poloze vířivé (Obr. 8 druhý zleva). Nejjednodušší umístění kanálu je v poloze nevířivé, kdy osa kanálu i ventilu leží v rovině s osou válce, nezpůsobuje tak značné roztočení náplně. Volíme ho, chceme-li dosáhnout co nejvyššího naplnění válce.[9]

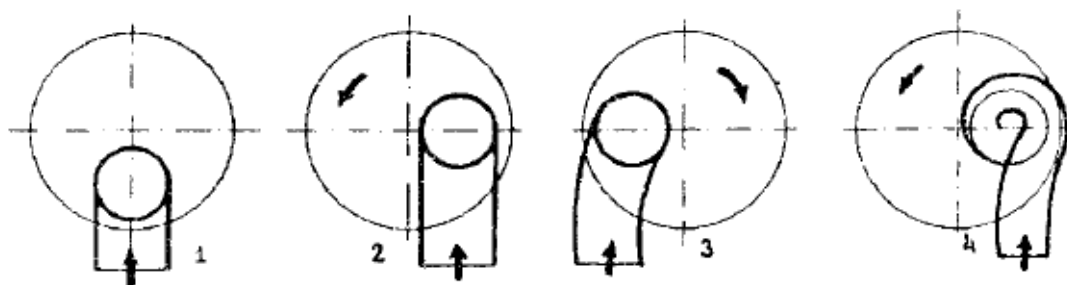
3.3.2 Tangenciální kanál

Rotace náplně je zde vyvozována výstupním impulsem, vznikajícím za pomoci nerovnoměrného výtoku po obvodu průtočného průřezu mezi ventilem a sedlem. Vírový účinek dosahuje výraznějších hodnot až při větším zdvihu ventilu, kdy je dosaženo vyšších průtočných rychlostí a odtrhávání proudu na vnitřních zakřivených plochách. [9]

Tangenciální kanály vykazují vysokou choulostivost na přesnost odlití kanálů, díky čemuž je častý vysoký rozptyl průtokových i vírových vlastností jednotlivých kanálů a následně i hlav. Dále se zde vyskytuje hysterezní smyčka, zejména v průběhu vírového čísla. Za příčinu je považováno odtržení a přilehnutí proudu vzduchu, které neodpovídají stejnému zdvihu ventilu při jeho otevírání a zavírání. [9]

3.3.3 Šroubový kanál

Je obtížnější na výrobu, protože musí být tvarován tak, aby již v něm došlo k rotačnímu impulsu. Ten dále pokračuje do válce, kde je pak výraznější tečná složka na obvodu náplně. Díky rotačnímu impulsu v kanálu dochází k rotaci náplně ve válci již při malých zdvizích ventilu. Celkově je tedy jejich schopnost vyvodit rotační energii náplně vyšší, avšak za cenu nižšího naplnění válce. Jsou také méně citlivé na přesnost licího procesu, což nám umožňuje dobře odhadnout jejich vlastnosti při samotném návrhu spirály. [9]



Obr. 8 Základní typy kanálů, zleva: přímý kanál v nevířivé poloze, přímý kanál ve vířivé poloze, tangenciální kanál, šroubový kanál [9]



Obr. 10 Měřící stanoviště s experimentálním jednoválcem

Parametr	Jednotky	Hodnota
Průměr clonkové trati	mm	51
Průměr clonky	mm	39,5
Vrtání válce	mm	74,5
Vnitřní průměr sedla sacího ventilu	mm	26,95
Vnitřní průměr sedla výfukového ventilu	mm	23
Počet sacích ventilů	1	2
Počet výfukových ventilů	1	2

Tab. 1 Technické parametry trati a měřené hlavy motoru



Hmotnostní tok

Hlavním parametrem pro výpočet průtokových součinitelů a čísel je hmotnostní tok, který se stanoví z rovnice pro součinitel průtoku, která po úpravě nabývá tvaru:

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_1} \quad (1)$$

Jelikož neznáme všechny proměnné, které se vyskytují ve výpočtovém vzorci, je nutné použít iterační výpočtovou metodu.

Součinitel průtoku je zde dán Reader-Harris/Gallagherovou rovnicí, ze které jsme z povahy našeho měření použili pouze prvních 5 členů.

$$C = 0,5961 + 0,0261 \cdot \beta^2 - 0,216 \cdot \beta^8 + 0,000521 \cdot \left(\frac{10^6 \cdot \beta}{Re_D} \right)^{0,7} + (0,0188 + 0,0063 \cdot A) \cdot \beta^{3,5} \cdot \left(\frac{10^6}{Re_D} \right)^{0,3} \quad (2)$$

Kde

$$A = \left(\frac{19000 \cdot \beta}{Re_D} \right)^{0,8} \quad \beta = \frac{d}{D} \quad (3)$$

Hustota média

Pro určení hustoty využijeme stavovou rovnici ideálního plynu, jejíž základní tvar (4) upravíme na tvar (5), ve kterém se již vyskytují nám známé veličiny.

$$pV = nRT \quad (4)$$

$$\rho_1 = \frac{p}{Tr} \quad (5)$$

Součinitel expanze

$$\varepsilon = 1 - (0,351 + 0,256 \cdot \beta^4 + 0,93 \cdot \beta^8) \cdot \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right) \quad (6)$$

Iterační výpočty

Vzhledem ke skutečnosti, že nejsme schopni vypočítat hmotnostní tok za pomoci matematické analýzy, musíme přistoupit k iteračnímu řešení. [7]

Invarianta



$$A_{in} = \frac{\varepsilon d^2 \sqrt{2\Delta p \rho_1}}{\mu_1 D \sqrt{1 - \beta^4}} \quad (7)$$

Kde

$$\mu_1 = -0,00003462 \cdot T^2 + 0,0682 \cdot T + 1,184 \quad (8)$$

Iterační rovnice

$$A_{in} = \frac{Re_D}{C} \quad (9)$$

Proměna v lineárním algoritmu

$$X_n = Re_D = C A_{in} \quad (10)$$

Součinitel průtoku (2) pro prvotní výpočet použijeme jako C v nekonečnu, tedy:

$$C = C_\infty = 0,5961 + 0,0261 \cdot \beta^2 - 0,216 \cdot \beta^8 \quad (11)$$

V další iteraci již bude možno použít Reader-Harris/Gallagherovu rovnici (2).

Hmotnostní tok pak díky použití iterace s invariantou získá následující tvar:

$$q_m = \frac{\pi}{4} \cdot \mu \cdot D \cdot X \quad (12)$$

Iterační výpočet opakujeme, dokud nedostaneme výsledek s požadovanou přesností, tedy dokud nebude chyba lineárního algoritmu menší než požadovaná. [7]

$$\delta = \left| \frac{X_n - X_{n-1}}{X_n} \cdot 100 \right| \quad (13)$$

Z předchozích výpočtů získáme jako výstup hmotnostní tok. Abychom dostali průtokový součinitel a číslo, musíme ještě vypočítat teoretický hmotnostní tok, kde využijeme následujících veličin.[7]

Teoretická průtoková rychlost

$$w_{teor} = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot r \cdot T_0 \cdot \left(1 - \left(\frac{p_0 - \Delta p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right)} \quad (14)$$

Referenční průřez, pro průtokový součinitel je lineární funkcí zdvihu ventilu (15) a pro průtokové číslo (16)

$$A_{ref,d} = n_v \cdot \pi \cdot d_v \cdot h \quad (15)$$

$$A_{ref,f} = n_v \cdot \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \quad (16)$$



Teoretický hmotnostní tok, kde za referenční průřez dosadíme dle požadovaného součinitele

$$\dot{m}_{teor} = A_{ref} \cdot \rho \cdot w_{teor} \quad (17)$$

Hustotu ρ vypočítáme s ohledem na stlačitelnost tekutiny jako:

$$\rho = \rho_0 \left(\frac{p_0 - \Delta p}{p_0} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad \rho_0 = \frac{p_0}{r \cdot T_0} \quad (18)$$

Průtokový součinitel

Je důležitým ukazatelem vhodnosti volby kanálů. Obecně je definován jako poměr skutečného a teoretického hmotnostního průtoku.

$$\mu = \frac{\dot{m}_{skut}}{\dot{m}_{teor,d}} \quad (19)$$

Průtokové číslo

$$\mu\sigma = \frac{\dot{m}_{skut}}{\dot{m}_{teor,f}} \quad (20)$$

Kde se zavádí uzavírací číslo σ :

$$\sigma = \frac{A_{ref,d}}{A_{ref,f}} = \frac{4 \cdot h}{d_v} = \frac{C_f}{C_d} \quad (21)$$

4.1 Výsledky experimentu

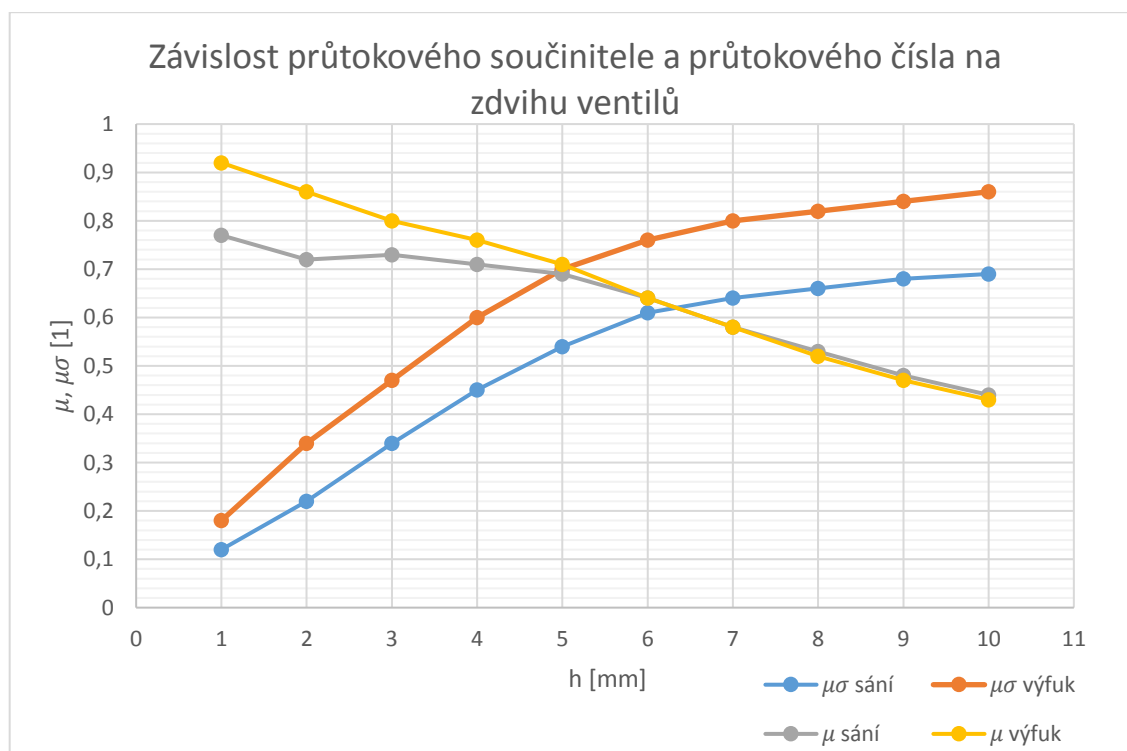
h [mm]	\dot{m}_{skut} [kg/s]	$\dot{m}_{teor,d}$ [kg/s]	$\dot{m}_{teor,f}$ [kg/s]	μ [1]	$\mu\sigma$ [1]
1	0,013	0,0177	0,1191	0,73	0,11
2	0,024	0,0353	0,1190	0,68	0,20
3	0,037	0,0530	0,1191	0,69	0,31
4	0,048	0,0707	0,1191	0,67	0,40
5	0,058	0,0883	0,1190	0,66	0,49
6	0,064	0,1060	0,1191	0,61	0,54
7	0,068	0,1239	0,1192	0,55	0,57
8	0,071	0,1413	0,1190	0,50	0,59
9	0,072	0,1590	0,1190	0,45	0,61
10	0,074	0,1767	0,1190	0,42	0,62

Tab. 2 Průtoky, průtoková čísla a součinitele pro sací kanál



h [mm]	m_{skut} [kg/s]	$m_{teor,d}$ [kg/s]	$m_{teor,f}$ [kg/s]	μ [1]	$\mu\sigma$ [1]
1	0,013	0,0143	0,0723	0,92	0,18
2	0,025	0,0286	0,0723	0,86	0,34
3	0,034	0,0429	0,0723	0,80	0,47
4	0,043	0,0572	0,0723	0,76	0,60
5	0,051	0,0714	0,0723	0,71	0,70
6	0,055	0,0858	0,0723	0,64	0,76
7	0,058	0,0999	0,0722	0,58	0,80
8	0,059	0,1144	0,0723	0,52	0,82
9	0,061	0,1286	0,0723	0,47	0,84
10	0,062	0,1428	0,0723	0,43	0,86

Tab. 3 Průtoky, průtoková čísla a součinitele pro výfukový kanál



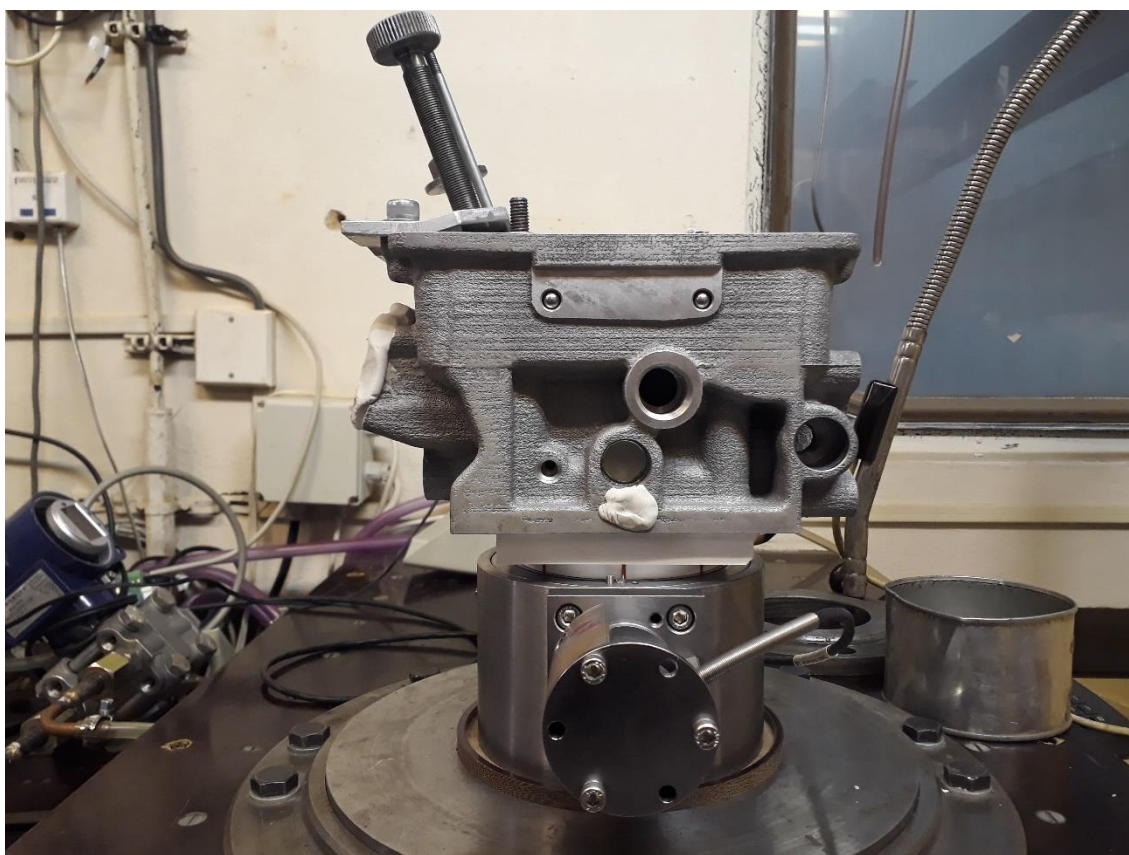
Obr. 11 Graf závislosti průtokového součinitele a průtokového čísla na zdvihu ventilů



5 Měření a vyhodnocení tumble

Měření proběhlo stejně jako v případě hmotnostního toku na aerodynamické trati v Těžkých laboratořích Fakulty strojní ČVUT v Praze, Pod Juliskou 4. Proměřeny byly tři varianty, a to proudění oběma kanály současně, proudění samostatně levým a pravým kanálem. U každé varianty se pro každý zdvih provedlo měření v osmi polohách, kdy se s válcovou hlavou otáčelo po směru hodinových ručiček vždy o 45°.

Jedná se o stacionární měření momentu za použití tumblemetru, tedy impulzního měniče víření s voštinou (Obr. 12). Byl umístěn ve vzdálenosti 0,6 násobku vrtání válce, tedy v našem případě se jedná o vzdálenost 44,7mm od hlavy motoru.



Obr. 12 Sestava pro měření tumble

5.1 Výpočet vírového čísla

Na ČVUT v Praze se používá metodika dle Thiena, kdy je vírové číslo definováno jako poměr úhlové rychlosti náplně vzhledem k úhlové rychlosti motoru. [6]

Tok momentu hybnosti

Jedná se společně s hmotnostním tokem o hlavní výpočetní parametr, získaný z experimentálního měření. V případě tumble nás zajímá jen jeho příčná složka, kterou určíme za použití integrálních metod pro data naměřená tumblemetrem.



Obecně lze za předpokladu pohybu náplně jako rotačního pohybu pevného tělesa uvažovat vztah pro tok momentu hybnosti jako:

$$\dot{B} = \dot{I} \cdot \omega = q_m \cdot r_I^2 \cdot \omega = q_m \cdot \frac{D_v^2}{8} \cdot \omega \quad (22)$$

Tedy můžeme pro úhlovou rychlost rotující náplně v prostoru válce pro tumble psát:

$$\omega_T = \frac{8 \cdot \dot{B}_T}{q_m \cdot D_v^2} \quad (23)$$

Dále lze předpokládat, že máme během měření konstantní rychlost axiálního proudu náplně ve válci. Za předpokladu, že střední píستová rychlost nabývá stejných hodnot lze psát:

$$u_z = 2 \cdot Z \cdot n_e \quad u_z = \frac{q_m}{\rho \frac{\pi \cdot D_v^2}{4}} \quad (24)$$

Pro úhlovou rychlost pak lze dosadit předchozí rovnice a pomocí úprav získáme následující vztah:

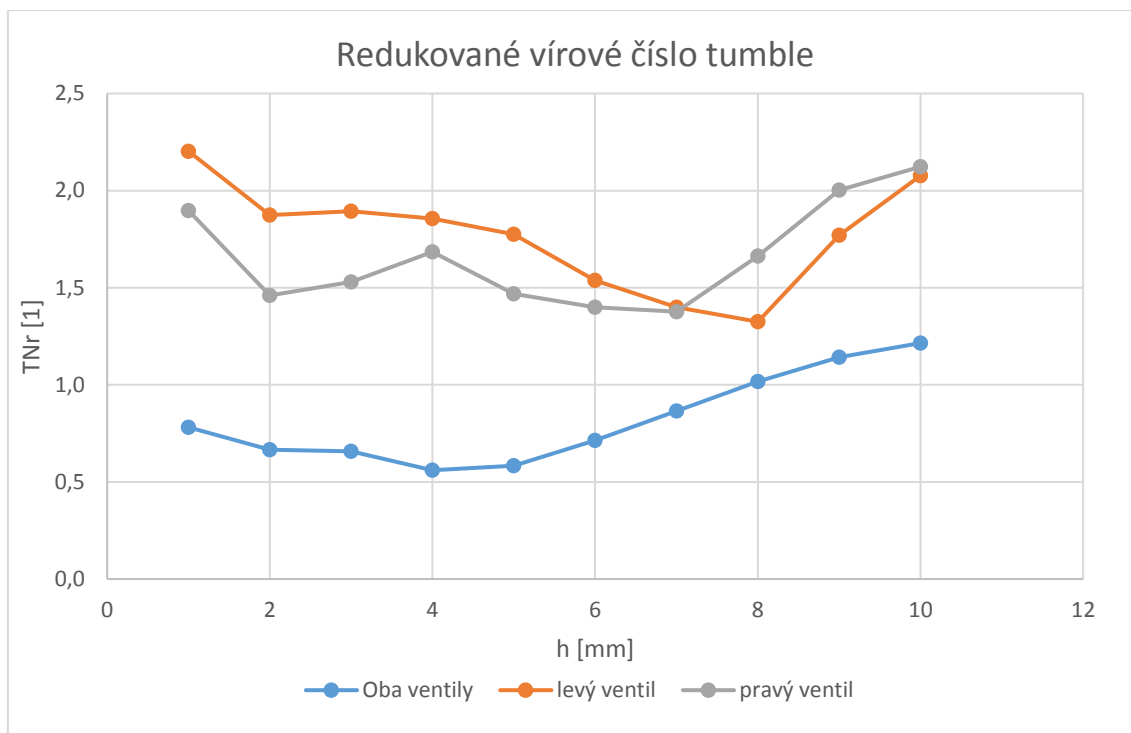
$$\omega_e = 2\pi \cdot n_e \quad \omega_e = \frac{4 \cdot q_m}{\rho \cdot D_v^2 \cdot Z} \quad (25)$$

Nyní můžeme dosadit do vztahu, pro výpočet vírového čísla tumblu, který po dosazení z předchozích rovnic zapíšeme jako:

$$TN = \frac{\omega_T}{\omega_e} = \frac{2 \cdot Z \cdot \rho \cdot \dot{B}_T}{q_m^2} \quad (26)$$

Pro porovnání vírových čísel bez závislosti na velikosti zdvihu, který se při stacionární zkoušce nijak neprojevív na velikosti toku momentu hybnosti, zavádíme redukovaná vírová čísla v následujícím tvaru:

$$TN_r = TN \cdot \frac{D_v}{Z} = \frac{2 \cdot D_v \cdot \rho \cdot \dot{B}_T}{q_m^2} \quad (27)$$



Obr. 13 Graf redukovaných vírových čísel tumble



6 Numerická simulace

6.1 Proudění tekutiny

Obdobně jako v jiných programech jsou i pro simulaci proudění tekutin v modulu Creo Flow Analysis použity základní rovnice.

6.1.1 Rovnice kontinuity (Zákon zachování hmoty)

Jedná se o aplikaci zákona zachování hmoty do problematiky mechaniky tekutin. Její integrální tvar můžeme získat dosazením obecné integrální bilance.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega(t)} \rho d\Omega + \int_{\partial\Omega} \rho(\bar{v} - \bar{v}_\sigma) \cdot n d\sigma = 0 \quad (28)$$

6.1.2 Zákon zachování hybnosti

Tvar pro tekutiny dostaneme z bilance hybnosti.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega(t)} \rho v d\Omega + \int_{\partial\Omega} \rho((\bar{v} - \bar{v}_\sigma) \cdot n) v dS = \int_{\partial\Omega} n \cdot \vec{\sigma} dS + \int_{\Omega} f d\Omega \quad (29)$$

Kde pro tekutiny platí

$$\vec{\sigma} = -p\vec{\delta} + \vec{\tau} \quad (30)$$

Dosazením pak získáme následující tvar

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega(t)} \rho v d\Omega + \int_{\partial\Omega} \rho((\bar{v} - \bar{v}_\sigma) \cdot n) v dS = \int_{\partial\Omega} \vec{\tau} \cdot n dS - \int_{\partial\Omega} \bar{p} n dS + \int_{\Omega} f d\Omega \quad (31)$$

Jednotlivé složky tenzoru napětí lze rozepsat jako

$$\tau_{ij} = (\mu + \mu_t) \left(\frac{du_i}{dx_j} + \frac{du_j}{dx_i} - \frac{2}{3} \frac{du_k}{dx_k} \delta_{ij} \right) \quad (32)$$

6.1.3 Navier-Stokesova rovnice

Jedná se o bilanci hybnosti pro Newtonské látky, která se získá z obecné Cauchyho rovnice. Modul Creo Flow Analysis používá Navier Stokesovu rovnici s časově středními hodnotami turbulentního proudění (Reynolds Averaged Navier-Stokes equation), získané pomocí Reynoldsovy rovnice, zde však znázorníme jen klasické provedení.

Cauchyho rovnice:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot u \right) = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau} + \rho f \quad (33)$$

Kde:

$$\nabla \cdot \vec{\tau} = \nabla \cdot \left(-\frac{2}{3} \mu \vec{\delta} \text{tr} \vec{\Delta} + 2\mu \vec{\Delta} \right) = \mu \left(\frac{1}{3} \nabla \nabla \cdot u + \nabla^2 u \right) \quad (34)$$

Dosazením upraveného výrazu do Cauchyho rovnice získáme tvar Navier-Stokesovy rovnice pro tekutiny.



$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot u \right) = -\nabla p + \mu \left(\frac{1}{3} \nabla \nabla \cdot u + \nabla^2 u \right) + \rho f \quad (35)$$

6.1.4 Modely viskozity

Modul Creo Flow Analysis používá ve výpočtu proudění tři výpočtové modely pro viskozitu. Prvním je konstantní dynamická viskozita, druhým konstantní kinematická viskozita a třetím modelem je Sutherlandův zákon pro dynamickou viskozitu.

6.2 Turbulence

K výpočtu turbulencí jsou v Creo Flow Analysis k dispozici dva výpočetní modely, založené na Eddy viscosity modelu. Eddy viscosity, neboli také turbulentní viskozita není parametrem dané tekutiny, ale je funkcí lokálních podmínek proudění.

Vzhledem k povaze turbulence je její přesná definice velmi obtížná, ba až nemožná, tedy než se o to pokoušet je lepším řešením, popsat základní vlastnosti turbulentního proudění.

6.2.1 Vlastnosti turbulence

Náhodnost

Turbulentní proudění je s vysokou přesností popsáno Navier-Stokesovými rovnicemi. Avšak sebemenší nepřesnost v počátečních podmínkách, či předpoklad tekutiny, jakožto kontinua, namísto molekulární struktury, může vést v čase k naprosto odlišnému chování i v makroskopickém měřítku. [10]

Difuzivita

V turbulentním proudění se kromě molekulární difuzivity uplatňuje i difuzivita turbulentní, která vede k mnohonásobně většímu promíchávání molekul, v technických aplikacích běžně o minimálně 2 řády, v případě větších měřítek, jako je například proudění v oceánu, se pak může jednat i o 7 řádů. [10]

Vířivost

Jak napovídá název proudění, nabývá vysokých hodnot vířivosti. Vírové struktury bývají nazývány koherentními víry, či strukturami a jsou základem turbulentního proudění. [10]

Spektrum měřítek.

Pro turbulence je charakteristický široký rozptyl v jejich velikosti. Shora je velikost omezena rozměry smykových oblastí a zdola v přímé souvislosti vazností tekutiny, díky níž podléhají víry disipaci. [10]

Prostorovost

Vírové útvary v turbulentním proudění vznikají s náhodou orientací a v náhodných místech (prakticky to může být kdekoli v rámci turbulentního pole). Až na výjimky, jako je proudění tenké vrstvy, kdy je pro tvorbu vírů velkých měřítek podmínka, že jejich osa musí být rovnoběžná s výškou proudící vrstvy. [10]



Disipativnost

Jak bylo již dříve zmíněno, turbulence je disipativním procesem, tedy kinetická energie tekutiny se postupně pomocí zmenšujících se vírů přeměňuje na energii tepelnou. To nám naznačuje další vlastnost turbulentního proudění, tedy nevratnost. [10]

Nelinearita

Již samotný vznik turbulentního proudění je podmíněn uplatněním nelinearit, tedy i další interakce struktur a jejich nárůst v rámci turbulentního pole je nelineární. [10]

6.2.2 Standardní K-ε

Model je používán zejména pro svou rychlost při zachování dostatečné přesnosti výsledku. Zásadní zde je předpoklad, že se jedná o plně turbulentní proudění a je tak efekt molekulární viskozity zanedbatelný. [11]

Využívá dvě transportní rovnice, a to pro kinetickou energii a pro disipaci turbulence. [11]

Pro turbulentní kinetickou energii k pak píšeme:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega(t)} \rho k d\Omega + \int_{\partial\Omega} \rho ((v - v_\sigma) \cdot n) k dS = \int_{\partial\Omega} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) (\nabla k \cdot n) dS + \int_{\partial\Omega} (G_t - \rho \varepsilon) dS \quad (36)$$

A pro disipaci turbulence ε :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega(t)} \rho \varepsilon d\Omega + \int_{\partial\Omega} \rho ((v - v_\sigma) \cdot n) \varepsilon dS \\ = \int_{\partial\Omega} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) (\nabla \varepsilon \cdot n) dS + \int_{\partial\Omega} \left(c_1 G_t \frac{\varepsilon}{k} - c_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \right) dS \end{aligned} \quad (37)$$

Kde:

$c_1 = 1,44$	konstanta modelu
$c_2 = 1,92$	konstanta modelu
$\sigma_k = 1$	Prandtlovo číslo turbulentní kinetické energie
$\sigma_\varepsilon = 1,3$	Prandtlovo číslo turbulentní disipace

Tab. 4 Konstanty modelu K-ε [12]

$$k = \frac{1}{2} (v' \cdot v') \quad (38)$$

$$\varepsilon = 2 \frac{\mu}{\rho} (S'_{ij} \cdot S'_{ij}) \quad (39)$$

$$S'_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x'_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x'_i} \right) \quad (40)$$

$$\tau'_{ij} = -\rho u'_i u'_j \quad (41)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (42)$$

$$G_t = \tau'_{ij} S'_{ij} = -\rho u'_i u'_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (43)$$



6.2.3 RNG K- ε

Tento model byl odvozen pomocí statistické metody tzv. renormalizačních grup (renormalization group method). Oproti standardnímu modelu je vylepšen ve smyslu zahrnutí účinku vírů v proudění, což má za následek zvýšení přesnosti výsledku. [13]

Transportní rovnici pro ε pak můžeme psát jako:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega(t)} \rho \varepsilon d\Omega + \int_{\partial\Omega} \rho ((v - v_\sigma) \cdot n) \varepsilon dS \\ = \int_{\partial\Omega} \alpha_\varepsilon (\mu + \mu_t) (\nabla \varepsilon \cdot n) dS + \int_{\partial\Omega} \left(c_1 G_t \frac{\varepsilon}{k} - c_2 (RNG) \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \right) dS \end{aligned} \quad (44)$$

V rovnici se pak nachází poupravený člen c_2 pro model RNG:

$$c_2(RNG) = c_2 + \frac{C_\mu \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0}\right)}{1 + \beta \eta^3} \quad (45)$$

$$\eta = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2S'_{ij}S'_{ij}} \quad (46)$$

Kde:

$c_1 = 1,42$	konstanta modelu
$c_2 = 1,68$	konstanta modelu
$C_\mu = 0,085$	konstanta modelu
$\beta = 0,012$	konstanta modelu
$\alpha_\varepsilon = 1,39$	inverzní Prandtlovo číslo turbulentní disipace
$\eta_0 = 4,38$	konstanta modelu

Tab. 5 Konstanty modelu 6.2.3 RNG K- ε [14]

6.3 Chování kapaliny u stěny

Z povahy úlohy, kterou zde řešíme je zřejmé, že chování kapaliny v blízkosti stěny bude nabývat značné důležitosti. Tato problematika je v Creo Flow Analysis řešena několika způsoby. [14]

6.3.1 Logaritmický zákon stěny

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln(Ey^+) \quad (47)$$

$$u^+ = \frac{u}{u_*} \quad (48)$$

$$u_* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (49)$$

$$y^+ = \rho u_* \frac{y}{\mu} \quad (50)$$

Kde:

$E = 9,793$	empirická konstanta
$k = 0,4187$	Von Karmanova konstanta

Tab. 6 Konstanty logaritmického zákona stěny [14]



6.3.2 Stěnové funkce

Aby bylo možné nasimulovat chování kapaliny v blízkosti stěny bez extrémního zjemnění sítě v jejím okolí, je nutné použít výpočetní modely. [14]

Podle bezrozměrné vzdálenosti y^+ lze rozlišit tři vrstvy v proudění:

- Viskózní podvrstva: $0 < y^+ < 5$
- Přechodová oblast: $5 < y^+ < 30$
- Inerciální jádro: $30 < y^+ < 200$

6.3.2.1 Standardní funkce stěny

Založená na práci B. E. Laundera and D. B. Spaldinga, představuje v průmyslu nejrozšířenější model, zejména protože vykazuje vysokou přesnost pro většinu proudění s vysokým Reynoldsovým číslem, malým tlakovým spádem a s malými zrychleními proudění tekutiny. [15]

6.3.2.2 Nonequilibrium

Jedná se o model, který definuje střední turbulentní rychlost v blízkosti stěny. Vychází z předpokladu, že produkce turbulentní kinetické energie není rovna její disipaci. Zohledňuje již tlakové pole a používá dvouvrstvý model viskózní podvrstvy a turbulentního jádra. Používá také přechodovou oblast v rozmezí $3 < y^+ < 10$, pro přechod mezi lineární závislostí u stěny a logaritmickou v inerciální podvrstvě. [15]

6.3.2.3 Sjednocená funkce

Definuje střední turbulentní rychlostní profil v mezní vrstvě. Je možné ji aplikovat jak na viskózní podvrstvě, přechodovou oblast i na inerciální podvrstvě, proto tedy sjednocená funkce. Zároveň lze aplikovat při tlakových spádech, proudech se zrychlením i recirkulací. [16]



7 Simulace v Creo Flow Analysis

Jedná se o modul od firmy Simerics, implementován do prostředí Creo. Přidán byl ve verzi Creo 5.0 (nebo Creo 4.0 M40) 19. března 2018, jedná se tedy o poměrně nový produkt, čemuž může odpovídat širší jeho možnosti, optimalizace, spolehlivost a další kvalitativní parametry.

Hlavním důvodem, proč by implementace modulu Flow Analysis mohla být vysoce přínosná je urychlení práce s modely a jejich optimalizace na základě dat získaných ze simulací proudění, oproti nutnosti jinak modely exportovat, znovu připravovat parametry simulace za použití jiného software jako např. AVL FIRE.

Capability	Creo Flow Analysis Basic	Creo Flow Analysis Plus	Creo Flow Analysis Premium
Calculate Internal and External Flows	●	●	●
Animate Flow results in real-time	●	●	●
Parallel Processing Simulation	●	●	●
Simulate Flow	●	●	●
Heat Transfer	●	●	●
Turbulence	●	●	●
Particle - Simulate individual particles in the context of the flow		●	●
Radiation - Heat transfer due to emission of electromagnetic waves		●	●
Species- Simulating the mixing of liquids with similar densities.		●	●
Moving/Sliding Meshing - Simulate the movement of individual components in a flow analysis		●	●
Cavitation - Simulates Vapor, Free Gas and Liquid (bubbles) compressibility			●
Multiphase - Used when simulating gas and liquid together			●
Multicomponent - Another mixing capability used for multiple gases and density			●
Dynamics - Simulate interaction of fluids and solids			●

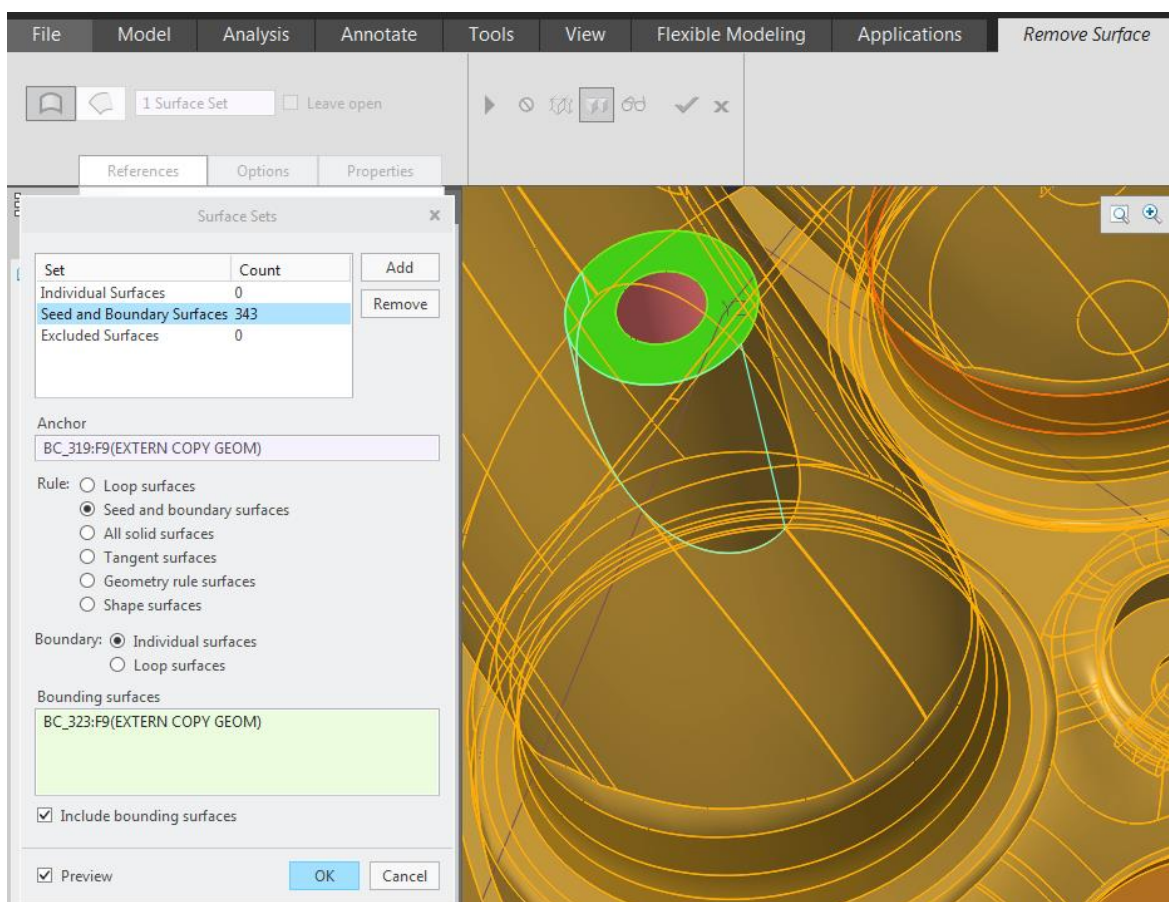
Obr. 14 Přehled verzí modulu Flow Analysis



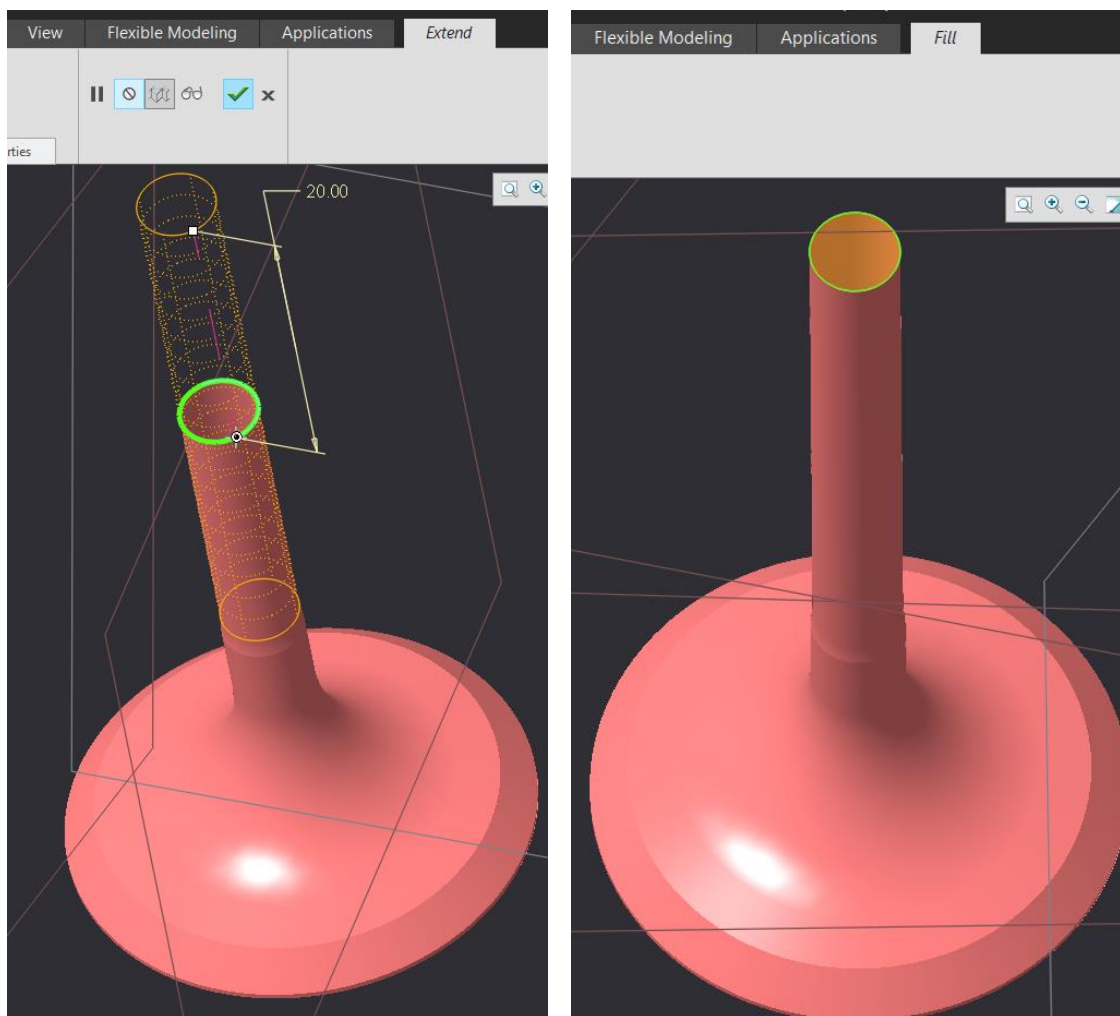
7.1 Příprava modelu

V našem případě se jedná o geometrii sacích kanálů, spalovacího prostoru a oblasti před sacími kanály k nasimulování okolního nerozrušeného prostředí. Protože byla k dispozici plošná geometrie, byla pro vytvoření modelu použita funkce „Solidify“, tedy prostor, který by byl jinak prázdný, je nyní vylit objemem.

Jelikož je potřeba se zdvihem ventilů hýbat, musíme si je nejdříve z modelu vyčlenit jako samotnou součást. K tomu použijeme funkci „Remove“, pomocí které vybereme všechny plochy k odstranění, což nám ponechá jen samotný ventil, který následně ještě prodloužíme kvůli použití pro větší zdvihy, než jaký je nastaven u získaného modelu. V tomto případě použijeme funkci „Extend“ a prodloužíme tak dřík ventilu. Následně ještě naskicujeme kružnici na konci dříku a tu pak vyplníme plochou za použití funkce „Fill“. Nyní je potřeba tuto plochu sjednotit do jedné se zbytkem ventilu, čehož dosáhneme pomocí funkce „Merge“ při vybrání obou ploch k sjednocení. Následuje už jen vylití objemem, tedy použití funkce „Solidify“ a ventil je tak připraven na odečtení od modelu hlavy válců.



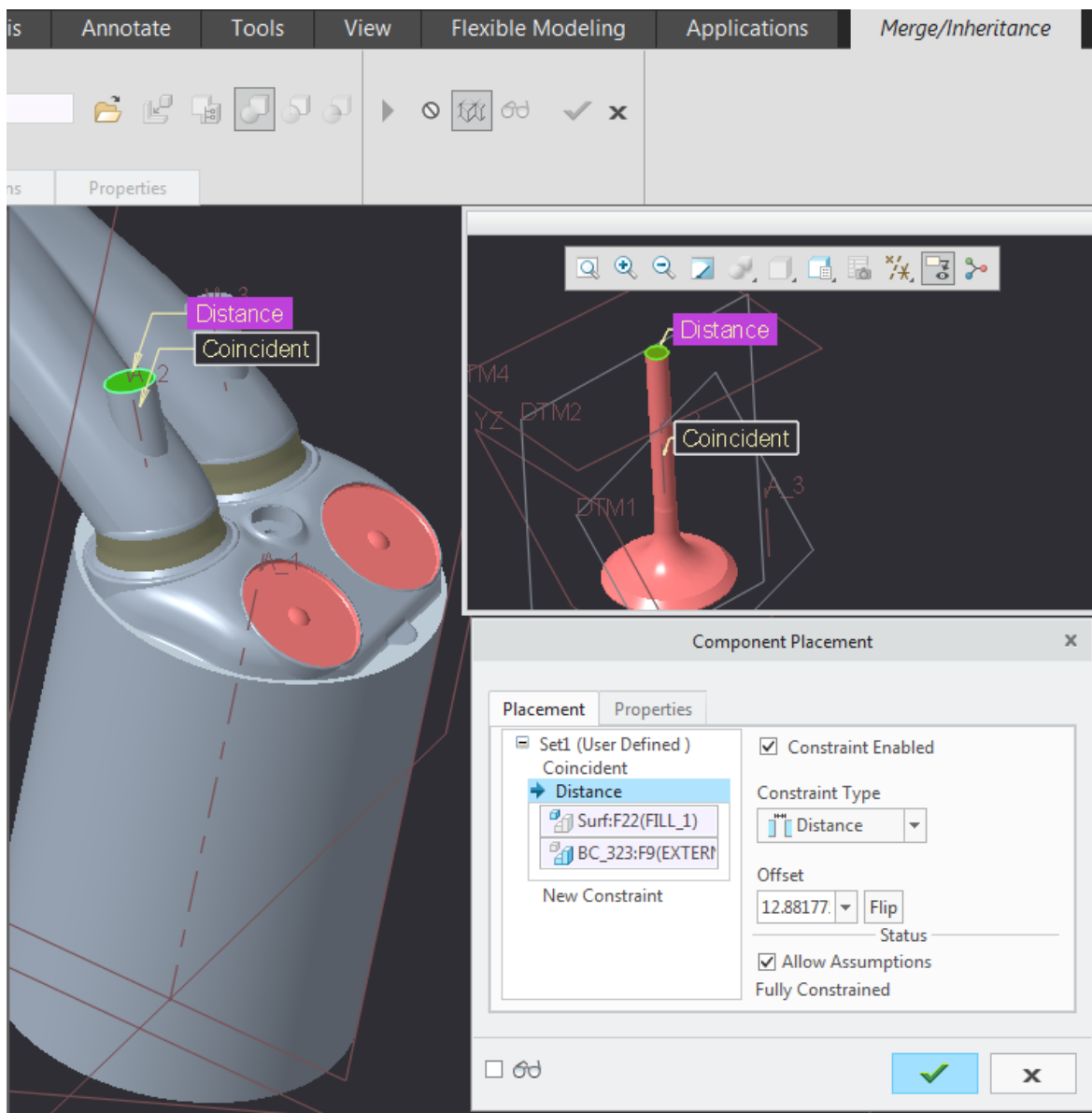
Obr. 15 Použití funkce Remove k odstranění zbytku modelu od geometrie ventilu



Obr. 16 Prodloužení dřívku ventilu funkcí *Extend* (vlevo) a jeho následné zacelení funkcí *Fill* (vpravo)

Analogicky získáme samotnou hlavu válců bez ventilů, tedy odstraněním ploch ventilů a následným použitím funkce „Solidify“.

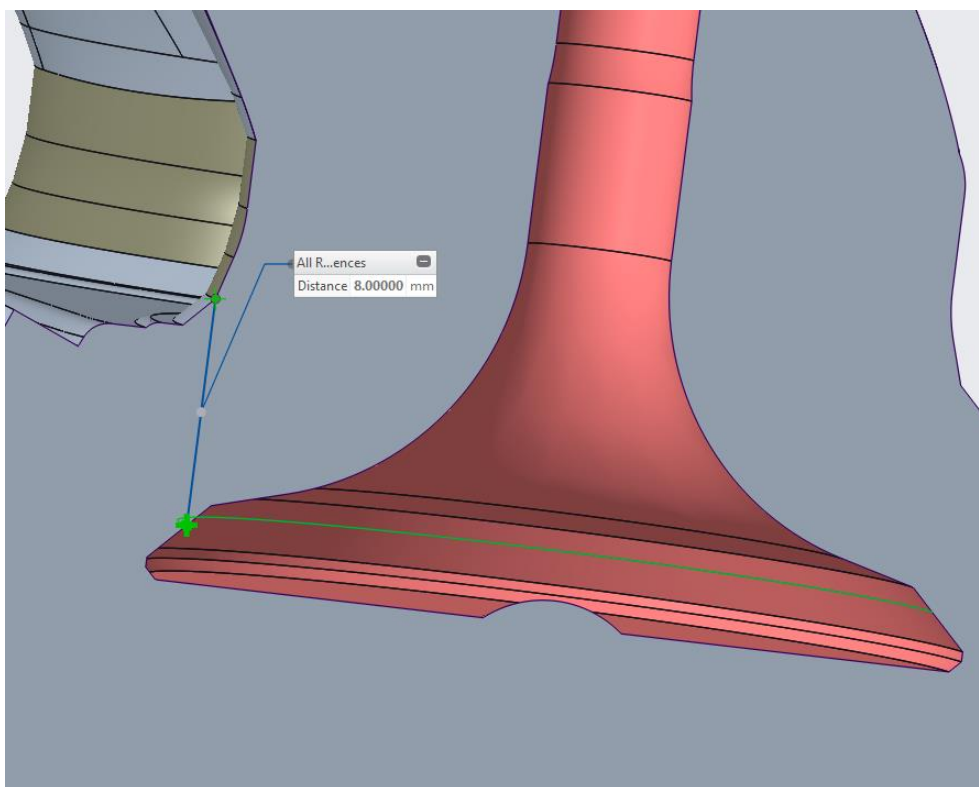
Nyní zbývá pouze nastavit správný zdvih ventilu, tedy vzdálenost dosedacích ploch, rovnoběžnou s osou ventilu. Jelikož nemáme jednoduchý způsob k jeho nastavení, vyřešíme tento problém následovně. Použitím funkce „Project“ si promítneme kružnici sedla ventilu na dosedací plochu samotného ventilu v jeho ose, čímž získáme zdvih na původním modelu, ze kterého jsme získali samotný model ventilu, který jsme si prodloužili již o nám známou vzdálenost, díky čemuž jsme již schopni nastavit požadovaný zdvih ventilu. Použijeme funkci „Merge“, kde nastavíme vazby a již odečteme ventil od hlavy válců.



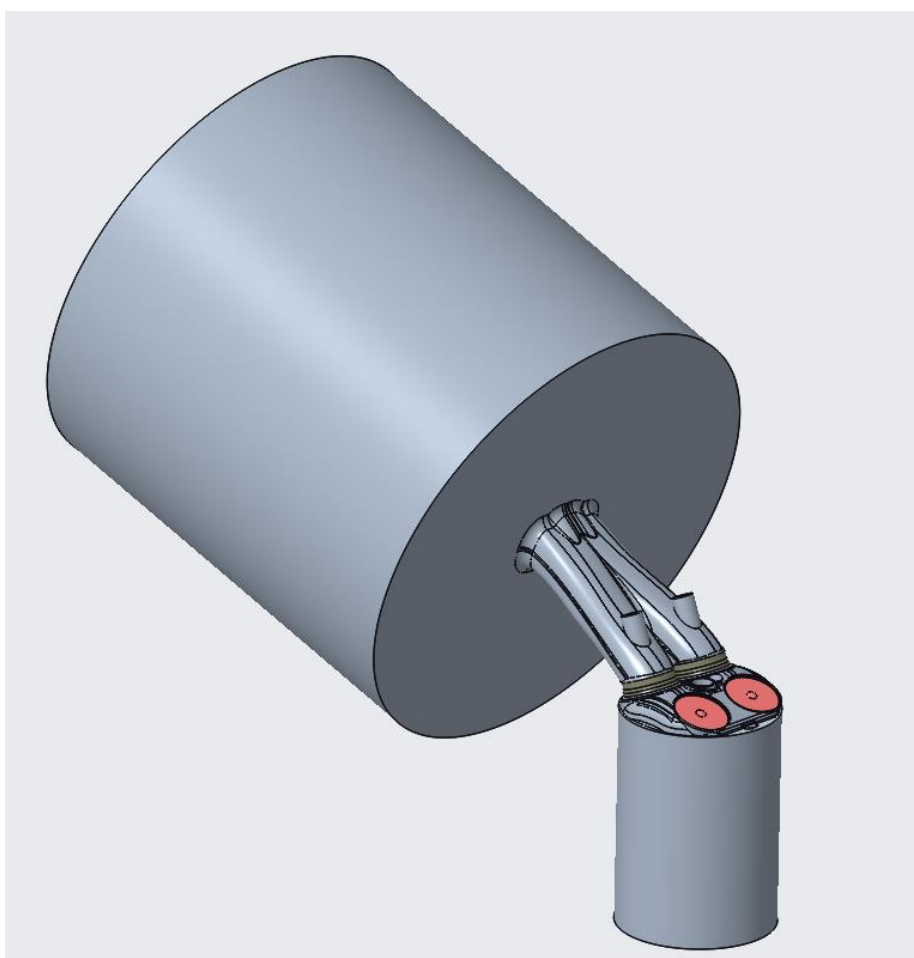
Obr. 17 Nastavení vazebních podmínek umístění ventilu pro zdvih 8mm

Tím je samotný model připraven. Můžeme si pomocí řezu středem ventilu ověřit, zda se povedlo nastavit požadovaný zdvih.

Model je nyní třeba vložit do soustavy, jelikož modul Flow Analysis neumí pracovat se samostatnými součástmi, ale pouze se soustavami. Nyní již můžeme Creo s novou soustavou přepnout do modulu Flow Analysis.



Obr. 18 Řez středem ventilu na zdvihu 8 mm



Obr. 19 Objemová reprezentace modelu připraveného k použití ve Flow Analysis



7.2 Preprocessing

V první fázi CFD simulace je vždy potřeba nastavit parametry modelu a fyzikální podmínky simulace.

7.2.1 Nastavení modelu

Ze všeho nejdříve je nutné vybrat simulační doménu, tedy oblast, ve které bude následně proudit tekutina. Toho lze docílit dvěma způsoby:

- a) Pomocí funkce „Create Fluid Domain“. Její výhodou je, že lze jednoduše vybrat otvory, kterými má tekutina proudit a rovnou tak vytvoří okrajové podmínky, které lze dále dle potřeby upravit. Tento postup lze aplikovat v případě, že máme k dispozici odpovídající 3D model.
- b) Použitím funkce „Select Simulation Domains“, kdy z modelového stromu vybíráme součásti, které lze zadefinovat jak jako tekutinu, tak jako pevnou komponentu simulace.

Jak již bylo řečeno, tak v našem případě máme model ve formě prostoru určeného k proudění tekutiny, který je vyplněn pevnou látkou. Použijeme tak možnost b), kdy zadefinujeme celý model jako tekutou doménu.

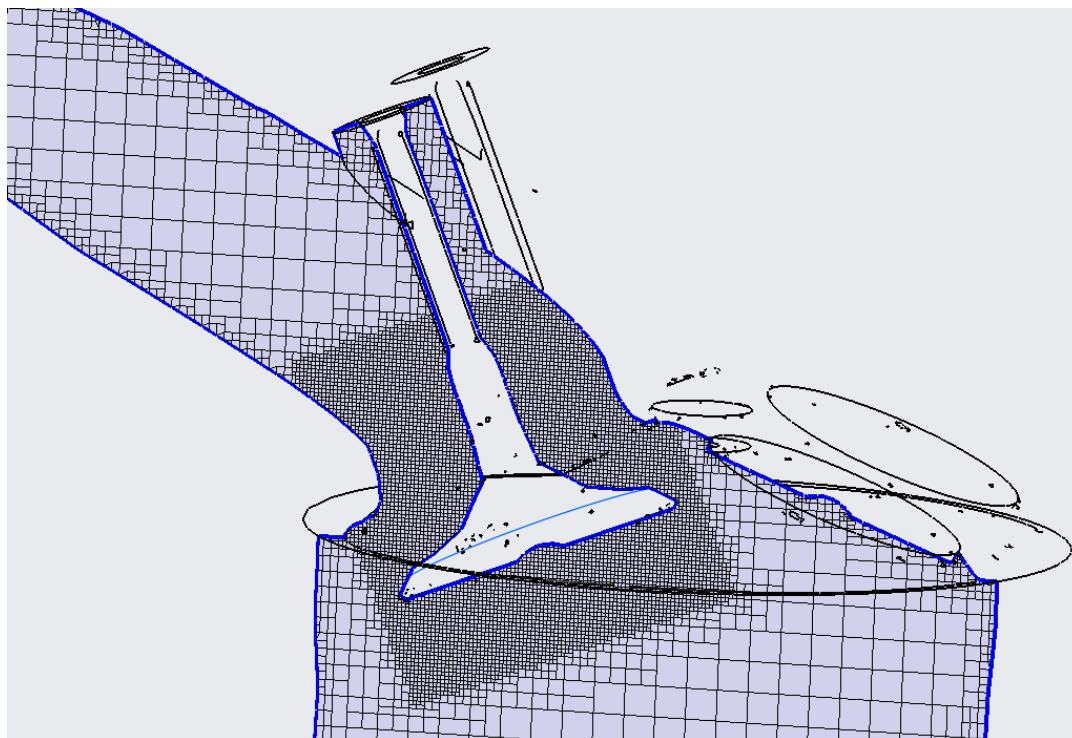
Konkrétní látku, ze které se sestává náš model lze pak vybrat pomocí funkce „Materials“, kde je z knihovny k dispozici zhruba 20 plynných a kapalných látek a v případě pevného skupenství více než 100 materiálů.

7.2.2 Vytvoření výpočetní sítě

Numerická simulace je založena na metodě konečných objemů tedy je nezbytné vytvořit konečný počet výpočetních prvků, proto se model, který zatím nabývá podstaty kontinua zesítuje, tedy dojde k vytvoření sítě, skládající se z malých elementů. Creo používá jako elementy šestistěny a pětistěny.

Elementy jsou součástí nestrukturované sítě, tedy je možné, aby jedna hranice elementu sousedila s více hranami jiných elementů. Zároveň se jedná o síť hybridní, může tak obsahovat více druhů elementů najednou. Creo umožňuje vytvoření zjemněné zóny, která může být ve formě válce, kvádrů, nebo si lze zadefinovat vlastní zónu.

Zjemnění sítě bylo v našem případě použito v okolí sedel ventilů, jak lze vidět na Obr. 20. Použité nastavení sítě včetně zjemnění je na Obr. 22.



Obr. 20 Síť se zjemněním v okolí sedla ventilu

Model	View	Value
▼ Surface Tessellation		
Type		Simulation
		Update Tessellation
▼ Mesh Generation		
Setup Options		Normal Mode
Create/Replace Mesh		Replace: WHOLE_MESH
Mesh Location		Interior Volumes
CAD Surfaces		
Cell Size Specification		Relative to All CAD Surfaces
Critical Edge Angle		30.000000
Curvature Resolution		35.000000
Maximum Cell Size		0.008000
Minimum Cell Size		0.000500
Cell Size on Surfaces		0.002000
▼ Refine Zone 1		Cylindrical Zone
Cell Size		0.001000
Coordinate System		Absolute(Original) Coordinates
▶ Top Circle Center		-0.021698, 0.281000, 0.234946
▶ Bottom Circle Cen		-0.008004, 0.281000, 0.201764
Zone Radius		0.017000
▼ Refine Zone 2		Cylindrical Zone
Cell Size		0.001000
Coordinate System		Absolute(Original) Coordinates
▶ Top Circle Center		-0.021698, 0.315000, 0.234946
▶ Bottom Circle Cen		-0.008004, 0.315000, 0.201764
Zone Radius		0.017000
Create a Refinement Zone		No
▼ Volume Name:		ZDVIH6
▶ CAD Surfaces		
New Volume Surfaces		
Cell Size on Boundaries		Default
Min. Cell Refinement on		Default
		Generate Mesh

Obr. 21 Nastavení výpočetní sítě



7.2.3 Nastavení fyzikálního modelu

Než můžeme přistoupit k nastavení požadovaných parametrů, je nutné zvolit, které fyzikální moduly budeme potřebovat. Funkce „Physics Module“ nám umožňuje import fyzikálních modulů, kde jsou v případě universitní licence dostupné moduly Flow, Turbulence, Heat a Streamline. V našem případě použijeme až na Heat všechny moduly.

Tímto krokem se nám otevřela možnost, upravovat výpočetní modely a také nastavit okrajové podmínky (7.2.4), tedy u jednotlivých položek je nyní dostupná záložka „Model“.

Jak již zaznělo, modul „Heat“ sice v našem případě použít není, avšak v případě potřeby dovoluje přidat do simulace jak objemové zdroje tepla, přívod tepla stěnou či tekutinou a dále simulovat rozložení tepla jak v tekutinách, tak pevných látkách.

Ve výchozím nastavení modulu „Flow“ není zahrnuto gravitační zrychlení, proto si ho sami zdefinujeme. Dále je nutné upravit samotnou doménu, kde je v základním nastavení předpokládána nestlačitelná tekutina, avšak my zde zvolíme adiabatický vratný děj, kvůli reálné stlačitelnosti plynu (Obr. 22).

Pod záložkami jednotlivých modulů lze zároveň určit podmínky ukončení simulace, jako maximální počet iterací výpočtu, či kritérium konvergence, přičemž se sledují čtyři veličiny a to tlak, rychlost proudění, kinetická energie turbulence a její disipace.

U modulů „Flow“ a „Turbulence“ lze kromě výše zmíněných nastavit například i relaxaci, či způsob výpočtu řídicích rovnic.

V našem případě byly ponechány kritéria konvergence ve výchozím nastavení, tedy sledovaná residua byla nastavena na chybu 10^{-3} mezi jednotlivými kroky iterace, a maximální počet iterací na 500, protože při dosažení konce simulace se vždy nacházela chyba hmotnostního toku pod 10^{-3} z vypočtené hodnoty.



Model	View	
		Value
▼	Common	
▼	Density	Isentropic Gas Law
	Molecular Weight	28.970000
	Reference Pressure	98700.000000
	Reference Temperatur	293.150000
	Adiabatic Index (Gamma)	1.400000
	Minimum Pressure	0.100000
	Porosity	No
▶	Common Output	
▼	Flow	
▼	Viscosity	Constant Dynamic Viscosity
	Value	1.846e-05 Pa-s
	Resistance Model	No
▶	Output	
▶	Initial Condition	Specified Values
	Create a New Source	No
	State	Active
▼	Turbulence	
▼	Turbulent Viscosity	Eddy Viscosity Model
	Model	Standard K-Epsilon
	Cmu	0.090000
	C1	1.440000
	C2	1.920000
	E	9.540000
	Karman Constant	0.410000
	Turb. Kinetic Energy Prar	1.000000
	Turb. Diss. Rate Prandtl	1.300000
	Turbulent Viscosity Ratic	100000.000000
	Turb. Viscosity Relaxatio	0.000000
▶	Output	
▶	Initial Condition	Specified Values
	Create a New Source	No
	State	Active

Obr. 22 Nastavení fyzikálních vlastností a výpočetního modelu

7.2.4 Nastavení okrajových podmínek

V případě, kdy se nám automaticky nevytvořily okrajové plochy, nebo jsou jiné, než které chceme, vytvoříme si je sami. Toho lze dosáhnout pomocí funkce „Add Boundary Condition“. Nejdříve si musíme zvolit levým tlačítkem příslušnou doménu, na které chceme okrajovou plochu vytvořit a poté se kliknutím na uvedenou funkci objeví 3D model, na kterém můžeme vybrat všechny požadované plochy.

Takto vytvořenou okrajovou podmínku lze dále konfigurovat. Hlavním parametrem je volba typu okrajové podmínky.



V našem případě známe tlakový spád, tedy rozdíl tlaku v okolí a za měřenou soustavou. Zvolíme tak pro válec simulující nerozrušené okolní prostředí „Specified Pressure Inlet“ a pro konec spalovacího prostoru „Specified Pressure Outlet“.

Příklad použitého nastavení pro nerozrušené okolí lze vidět na Obr. 23. Okrajová podmínka konce spalovacího prostoru má při tlakovém spádu 4,9 kPa tlak 93 800 Pa.

Pokud chceme zároveň vytvořit proudnice, stačí na vstupní okrajové podmínce povolit vypouštění částic a zvolit jejich počet. Následně si je lze zobrazit po proběhnutí simulace ve fázi Postprocessingu (7.4).

V poslední řadě je tu ještě okrajová podmínka zbylých ploch, tedy těch, které definují geometrii soustavy, ve které kapalina proudí. Nejdůležitějším parametrem z hlediska naší simulace je zde typ stěnové funkce. Vzhledem k povaze proudění v kanálech, kdy je hnací silou tlakový spád a dochází ke značnému zrychlení i zpomalení tekutiny, nejlepší volbou je Sjednocená stěnová funkce.

Model	View	
		Value
▼ Flow		Specified Pressure Inlet
	Pressure	98700 Pa
	▶ Velocity Profile	User Specified
	Output	Default
▼ Turbulence		Specified Values
	Turb. Kinetic Energy	0.01 m ² /s ²
	Turb. Kinetic Energy Diss. Rate	1 m ² /s ³
	Output	Default
▼ Streamline		Open
	Release Particle	Yes
	Direction	Forward
	Random Release	Yes
	Number of Particles	200
	Release Position	Face Center
	Output	Default

Obr. 23 Okrajová podmínka na vstupu

7.3 Průběh simulace

Počátek simulace může mít dvě různé podoby, a to buď pomocí počátečních podmínek, které jsou použity v našem případě, nebo pomocí již získaného řešení, což lze aplikovat například když chceme mírně změnit podmínky simulace, avšak je výhodné se dostat k jinému řešení z již získaných dat.

Dále je možné volit mezi dvěma typy simulací, kdy první je ustálený stav a druhou možností je stav přechodný, tedy jedná se o simulaci, s měnícími se podmínkami.



Po spuštění simulace lze sledovat průběh konvergence sledovaných veličin v grafu, či různé veličiny v řezech (7.4).

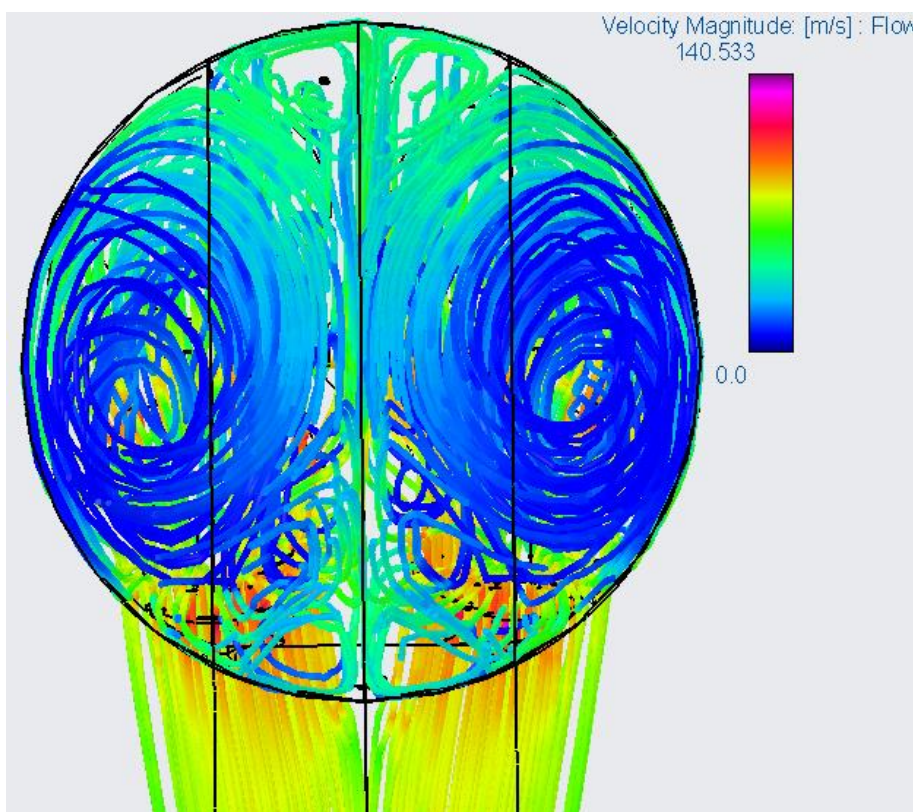
7.4 Postprocessing

Jedná se o poslední fázi numerické simulace, tedy o její vyhodnocení. Po simulaci jsou k dispozici výstupní integrální data v textovém souboru, případně i data z jednotlivých monitorovacích bodů (pro export dat monitorovacího bodu do souboru je nutné ho vytvořit ještě před spuštěním simulace).

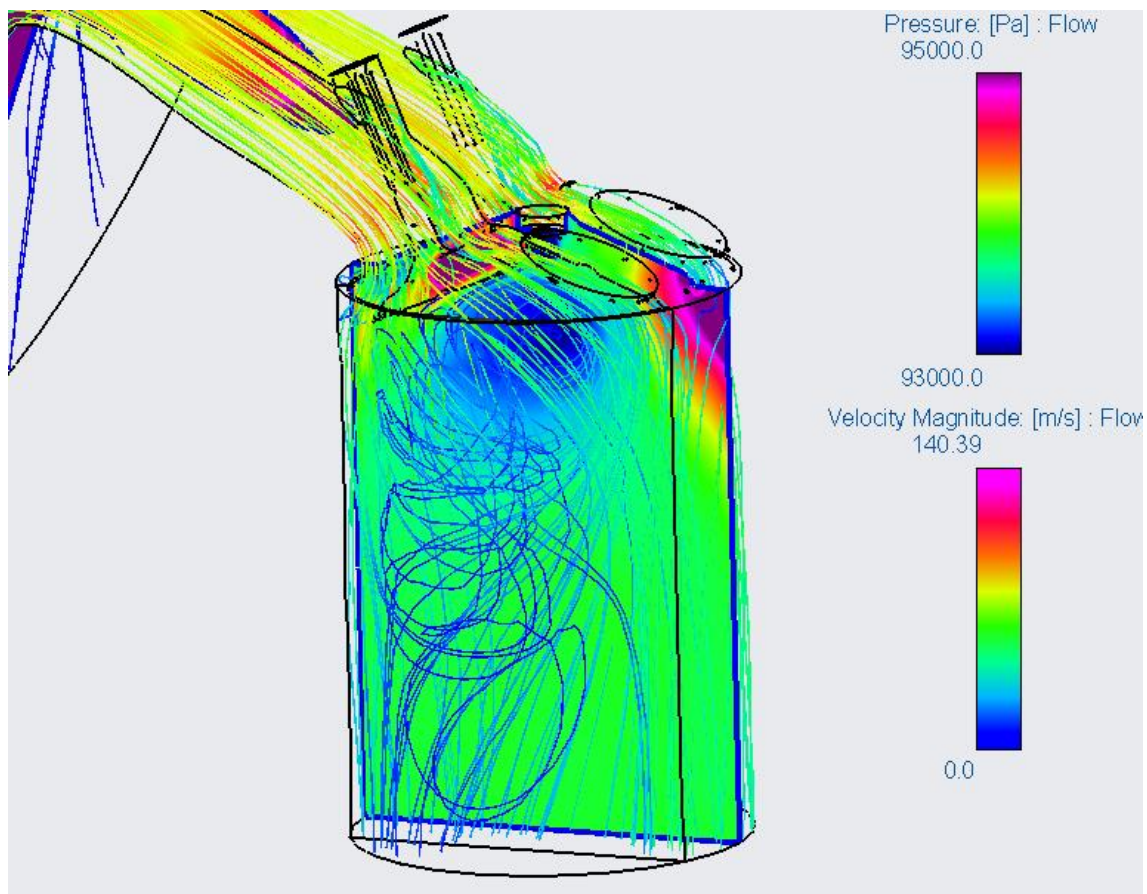
V rámci samotného modelu lze dělat i řezy, a to v rovinách x, y a z, nelze si tedy nastavit vlastní rovinu například se sklonem, ale pouze odsazení od základního souřadného systému. V řezech si lze zobrazit jednotlivé veličiny jako například rychlost proudění, či tlak. Podobně lze tyto veličiny zobrazit i pomocí proudnic (Obr. 24), nebo kombinovat více zobrazovacích prvků najednou (Obr. 25 a Obr. 26).

V sekci Postprocessingu nalezneme i funkci „Isosurface“, pomocí které si můžeme zobrazit část z celého objemu v závislosti na hodnotě určité veličiny. Tedy může se jednat o objem kde je hodnota například vyšší než námi specifikovaná hranice.

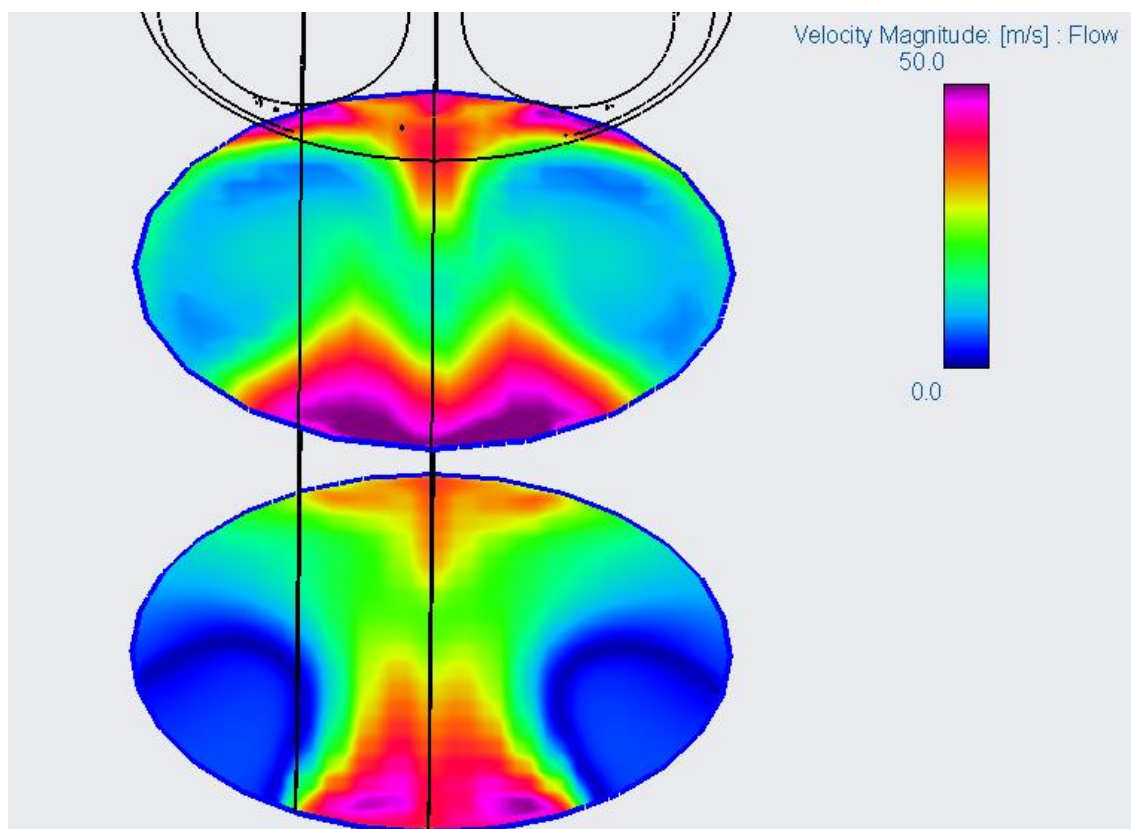
Z řezu osou ventilu lze vidět oblasti nízkého tlaku v okolí sedla ventilu (Obr. 27), tedy s tím by měla korelovat naopak vyšší rychlost, tedy pomocí funkce „Isosurface“ jsme si zobrazili pouze objem s rychlostí nad $100 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (Obr. 28) a tato oblast se silně kryje právě s oblastí nízkého tlaku.



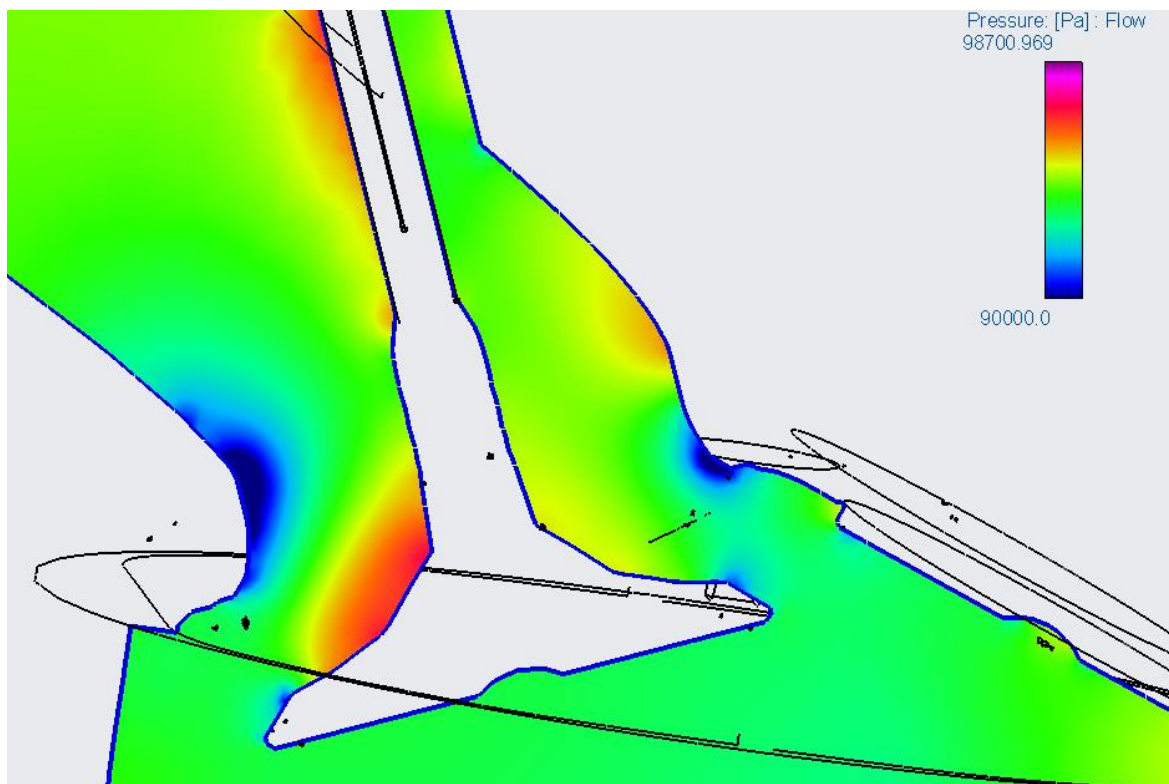
Obr. 24 Zobrazení makroskopických vírových útvarů za pomoci proudnic, zdvih 8 mm



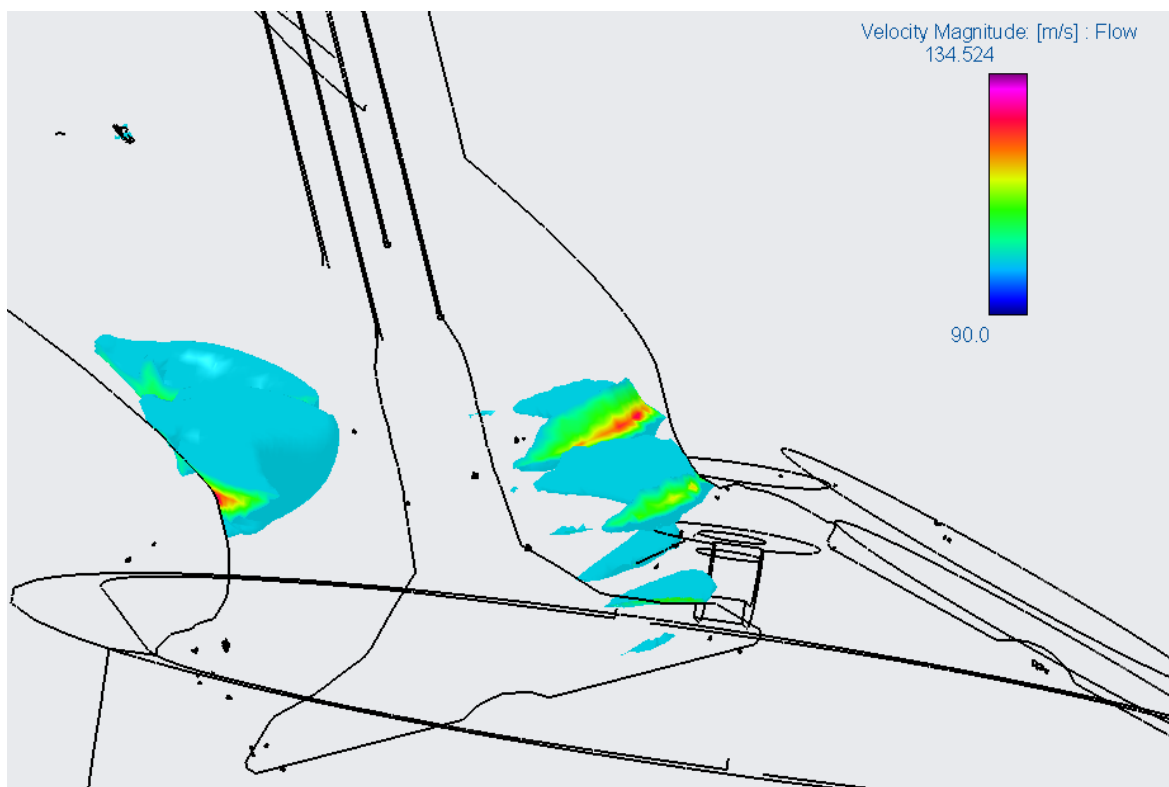
Obr. 25 Zobrazení tlakového pole v řezu osou válce a rychlosti pomocí proudnic, zdvih 8 mm



Obr. 26 Rychlostní pole ve vzdálenosti pro měření tumble (nahore) a swirl (dole), zdvih 8 mm



Obr. 27 Vizualizace tlakového pole v okolí ventilu s oblastmi nízkého tlaku v okolí sedla ventilu, zdvih 8 mm



Obr. 28 Isosurface s rychlostí nad 100 m/s v oblasti sedel ventilů, zdvih 8 mm



8 Vyhodnocení simulací a srovnání s experimentálními daty

8.1 Volba optimální sítě pro simulace

Parametry sítě jsou jedním z nejdůležitějších faktorů, který ovlivňuje numerickou simulaci, tedy je nezbytné věnovat čas hledání optimálního řešení. Tím se rozumí takové parametry sítě, které nám poskytnou dostatečně přesné výsledky, avšak za časovou dotaci, kterou jsme schopni simulaci vyhradit. Zároveň jsme omezeni výkonností výpočetní techniky, které musíme řešení také přizpůsobit.

V našem případě probíhala optimalizace na modelu se zdvihem 6 mm, odkud by měly parametry sítě jít rozumně aplikovat jak pro menší zdvihy, tak až k maximálnímu zdvihy.

Pozn.: Creo Flow Analysis v základním nastavení vztahuje velikost buněk k úhlopříčce kvádrů vytvořeného okolo modelu. Tedy vznikne pak v tabulce převod kdy $1 = 0,3825 \text{ m}$.

8.1.1 Jednotná síť

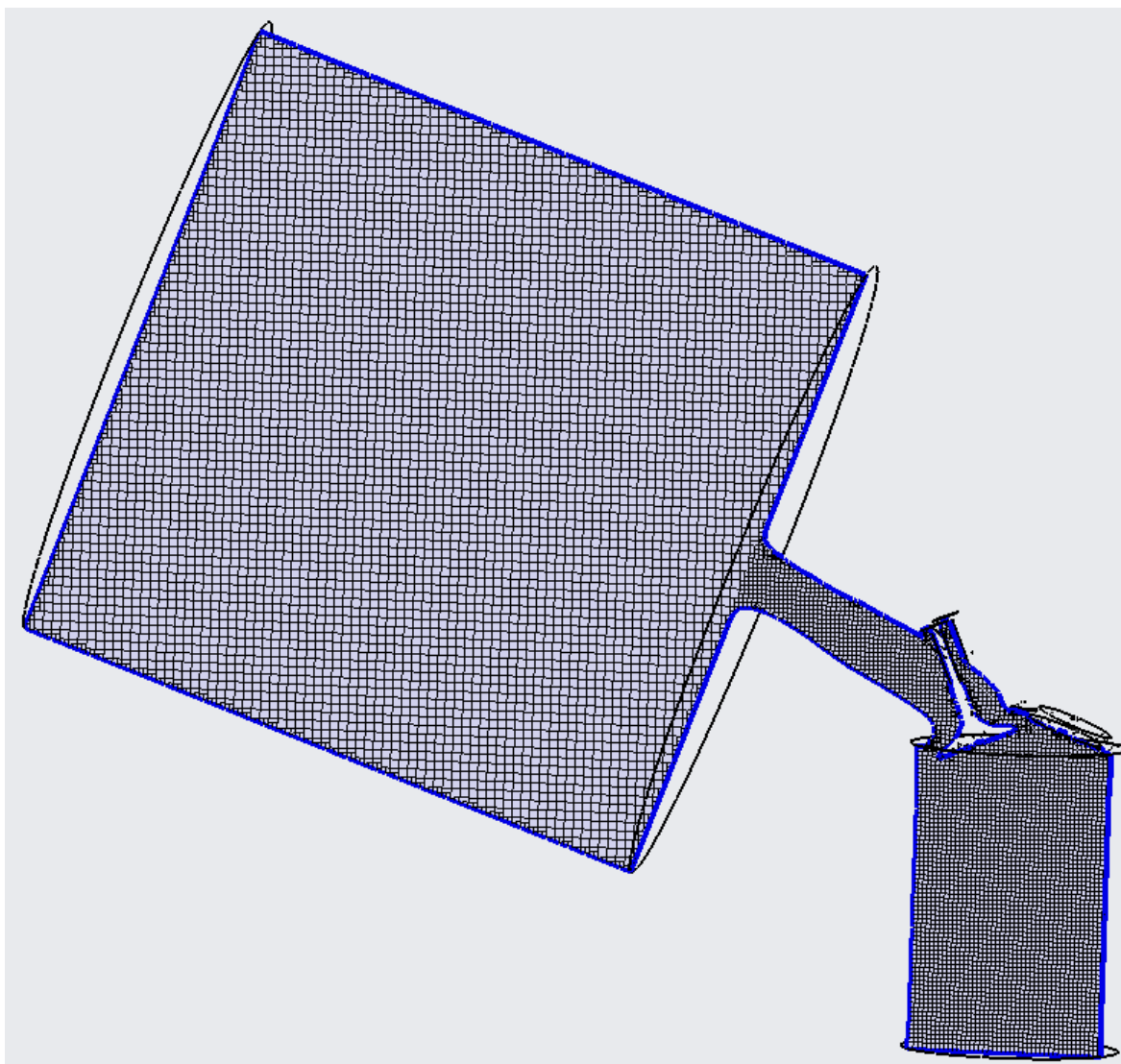
Nejdříve proběhlo testování s jednotnou sítí, tedy bez jakékoli zjemněné oblasti. V následující tabulce lze vidět porovnání různých konfigurací velikosti elementů sítě. S postupným zjemňováním se sice zvyšuje přesnost výsledku, avšak z důvodu rychlého nárůstu počtu elementů sítě tak analogicky stoupá délka výpočetní doby, proto se tato varianta nejvíce jeví jako výhodná.

Maximální délka hrany buňky [1]	Minimální délka hrany buňky [1]	Délka hran povrchové buňky [1]	Hmotnostní tok [kg/s]	Odchylka [%]
0,02	0,000 625	0,01	0,063 4	-13,6
0,02	0,000 625	0,005	0,063 6	-13,4
0,02	0,000 625	0,001 25	0,066 8	-8,9
0,01	0,000 312 5	0,005	0,064 6	-12,0
0,01	0,000 312 5	0,002 5	0,066 0	-10,1
0,01	0,000 312 5	0,001 25	0,066 9	-8,8
0,005	0,000 312 5	0,005	0,065 9	-10,2
0,004	0,000 5	0,004	0,066 7	-9,2

Tab. 7 Parametry testovaných jednotných sítí na zdvihy 6 mm

8.1.2 Zjemnění v hlavní výpočetní oblasti

Další variantou bylo použít zjemněnou síť v hlavní výpočetní oblasti, tedy v oblasti samotné hlavy válců (Obr. 29). Lze tak snížit čas potřebný k výpočtu o určité přesnosti oproti jednotné síti, avšak stále velice strmě stoupá časová náročnost výpočtu s malým zlepšením v jeho přesnosti.



Obr. 29 Řez osou ventilu se zjemněním v oblasti hlavy válců

Maximální délka hrany buňky [1]	Minimální délka hrany buňky [1]	Délka hran povrchové buňky [1]	Délka hrany zjemnění [1]	Hmotnostní tok [kg/s]	Odchylka [%]
0,01	0,000 313	0,002 5	0,005	0,066 5	-9,4
0,01	0,000 313	0,002 5	0,002 5	0,067 5	-8,0

Tab. 8 Parametry testovaných sítí se zjemněním v oblasti hlavy válců

8.1.3 Zjemnění v oblasti sedel ventilů

Poslední variantou, která byla podrobena testování je zjemnění v oblasti sedel ventilů (Obr. 20), kde je nejmenší průtočná plocha a tím i největší gradient tlaku a s tím i zrychlení. Jak lze vidět z následující tabulky, bylo v této konfiguraci dosaženo nejlepších výsledků, a to za výrazně nižší dobu než v předchozích případech. Právě proto byla pro konečné simulace vybrána poslední varianta v tabulce.



Maximální délka hrany buňky [1]	Minimální délka hrany buňky [1]	Délka hran povrchové buňky [1]	Délka hrany zjemnění [1]	Hmotnostní tok [kg/s]	Odchylka [%]
0,008	0,000 5	0,004	0,005	0,066 1	-9,9
0,008	0,000 5	0,004	0,004	0,067 5	-8,0
0,008	0,000 5	0,004	0,002	0,069 6	-5,1
0,008	0,000 5	0,002	0,002	0,067 9	-7,5
0,008	0,000 5	0,002	0,001	0,070 2	-4,3

Tab. 9 Parametry testovaných sítí se zjemněním v oblasti sedel ventilů

8.2 Porovnání výsledků

Samotná simulace proběhla na geometrii motoru EA211 MPI, ze které experimentální jednoválec vychází a jedná se tak o velice podobnou geometrii. Byla použita namísto jednoválce hned z několika důvodů, a to že by se špatně ověřovala shoda dat ze simulace s experimentálními daty naměřenými na jednoválci, který nemá dostatečně příznivé povrchové zpracování, protože se jednalo o odlitek na základě formy vytvořené za použití 3D tisku, tedy i na (Obr. 10 a Obr. 12) lze pozorovat vysokou drsnost povrchu. Dále je zde možnost přímého srovnání s výsledky v programu FIRE, tedy jedná se pak o přímé porovnání dvou CFD řešení.

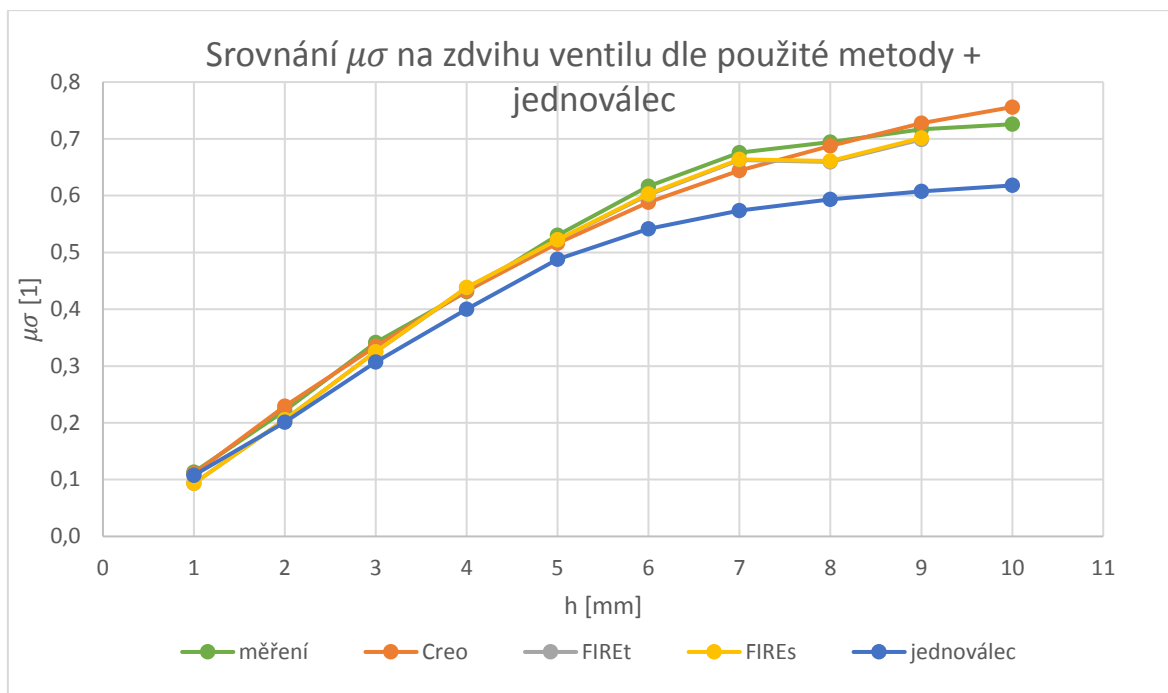
Maximální délka hrany buňky [mm]	Minimální délka hrany buňky [mm]	Délka hran povrchové buňky [mm]	Délka hrany zjemnění [mm]	Počet simulačních elementů [1]
3,06	0,191	0,765	0,383	~1 820 000

Tab. 10 Parametry výpočetní sítě pro běh výsledných simulací

	D_v [mm]	d_v [mm]	Počet ventilů [1]	Z [mm]
EA211 MPI	76,5	26,95	2	86,9
Experimentální jednoválec	74,5	26,95	2	85,9

Tab. 11 Porovnání hlavních parametrů hlavy EA211 MPI a experimentálního jednoválce

V následujícím grafu již můžeme vidět srovnání všech nám dostupných výsledků, tedy jak z numerické simulace provedené v Creo, tak v software FIRE, ze kterého jsou k dispozici dva výsledky, a to průtokové číslo v průřezu, jehož poloha odpovídá měření tumble a pak v místě měření swirl. Dále nalezneme data z měření na hlavě EA211 MPI a měření na experimentálním jednoválci.



Obr. 30 Graf porovnání průtokových součinitelů



9 Závěr

Cílem bakalářské práce bylo změřit průtokové a vírové vlastnosti kanálů, na hlavě experimentálního jednoválce a následně provést obdobnou simulaci v modulu Creo Flow Analysis.

První část byla věnována lehkému úvodu a samotnému seznámení se základními pojmy a konstrukcí pístového spalovacího motoru.

V další části byla již představena samotná problematika měření a vyhodnocování jak průtokových, tak vírových vlastností. Podrobně byly ukázány jednotlivé kroky výpočtu, který byly identicky reprodukovány v případě výpočtu požadovaných vlastností v případě experimentálního jednoválce.

Hlavní část se pak zabírala problematikou numerických simulací, jak výpočtovou částí, tak konfigurací v modulu Creo Flow Analysis. Práce představila jednotlivé rovnice, které modul používá k popisu a výpočtu parametrů proudění. Nastíněna byla i problematika turbulencí a její základní vlastnosti, díky kterým je obtížné modelovat reálné chování tekutiny, zároveň byly představeny modely, které modul používá k simulaci turbulence.

Představen byl i samotný modul, kterému byla věnována značná část práce, především pak podrobnému popisu práce v něm a nastavení simulace, především na příkladu v podobě proudění hlavou válců, které je hlavní náplní práce.

Samotné výsledky simulace je možné považovat za uspokojivé, především proto, že se hodnoty ze simulace od naměřených výrazně nelišily, tedy docházelo k chybě v rozmezí do 5 %, což je srovnatelné s výsledky z programu FIRE. Co je však dosud neobjasněno je důvod, proč u simulace v modulu Flow Analysis nedocházelo k takovému útlumu průtoku, jako při experimentu, nebo ve FIRE. Velikou výhodou však je, že tyto výsledky byly získány za relativně krátký čas, kdy samotná simulace, tedy průběh v rámci jednoho zdvihu ventilu trvala v rámci hodin, oproti několika dnům, během kterých je potřeba výpočetní techniku vyhradit na samotný běh simulace.

Co se však týká simulace vírových vlastností, ty se v modulu Flow Analysis získat nepodařilo, tedy nezbývá než konstatovat, že v nynější verzi je získat nelze. Jedná se však o pouze dva roky starý modul, není tedy vyloučeno, že se tato možnost v budoucnu ještě objeví.



10 Seznam použité literatury

- [1] MACEK, Jan. Spalovací motory I. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03618-1.
- [2] HROMÁDKO, Jan. Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [3] RAUSCHER, Jaroslav. Spalovací motory [online]. Brno, 2005 [cit. 2020-07-07]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/ramik/files/Spalovaci%20motory%202005.pdf>. Studijní opory. VUT v Brně.
- [4] Turbodmychadlo v řezu. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2020-07-07]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Turbodmychadlo#/media/Soubor:Turbocharger.jpg>
- [5] LEE, Mike. Supercharger. In: Performance car guide [online]. 2013 [cit. 2020-07-07]. Dostupné z: <http://www.performance-car-guide.co.uk/car-tuning/supercharger.html>
- [6] HATSCHBACH, Petr. Popis vyhodnocení měření kanálů hlavy motoru na aerodynamické trati. Praha, 2019. [7] Technická norma ČSN EN ISO 5167
- [7] ČSN EN ISO 5167. Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu. Český normalizační institut, 2003.
- [8] TOMEI COMPLETE ASSEMBLED CYLINDER HEAD (PHASE 2) - NISSAN SR20DET. In: 240SXmotoring [online]. [cit. 2020-07-07]. Dostupné z: <https://www.240sxmotoring.com/tomei-complete-assembled-cylinder-head-phase-2-nissan-sr20det/>
- [9] BAUMRUK, Pavel. Problematika náplně válce spalovacích motorů. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1996.
- [10] URUBA, Václav. Turbulence [online]. Druhé, přepracované vydání. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2014 [cit. 2020-07-07]. Dostupné z: http://www2.it.cas.cz/~uruba/docs/Aero/Turbulence_49.pdf
- [11] VLČEK, Petr. Modelování turbulentního proudění [online]. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2013 [cit. 2020-07-07]. Dostupné z: <http://chps.fsid.cvut.cz/pt/2013/pdf/3509.pdf>
- [12] LAUNDER, B.E. a D.B. SPALDING. The numerical computation of turbulent flows. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering [online]. 1974, 3(2), 269-289 [cit. 2020-07-07]. DOI: 10.1016/0045-7825(74)90029-2. ISSN 00457825. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0045782574900292>



- [13] YAKHOT, V., S. A. ORSZAG, S. THANGAM, T. B. GATSKI a C. G. SPEZIALE. Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique. *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics* [online]. 1992, 4(7), 1510-1520 [cit. 2020-07-07]. DOI: 10.1063/1.858424. ISSN 0899-8213. Dostupné z: <http://aip.scitation.org/doi/10.1063/1.858424>
- [14] Creo Parametric online help [online]. [cit. 2020-07-07]. Dostupné z: https://support.ptc.com/help/creo/creo_pma/usascii/index.html
- [15] SCHLICHTING, Hermann. *Boundary Layer Theory* [online]. 6th Edition. 1968 [cit. 2020-07-07]. ISBN 07-055329-7. Dostupné z: https://www.academia.edu/9580267/Boundary_Layer_Theory_BY_DR.Hermann_Schlichting
- [16] SHIH, Tsan-Hsing, Louis A. POVINELLI, Nan-Suey LIU, Mark G. POTAPCZUK a J.L. LUMLEY. A generalized wall function [online]. Glenn Research Center: National Aeronautics and Space Administration, 1999 [cit. 2020-07-07]. Dostupné z: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19990081113.pdf>

Seznam obrázků

Obr. 1 Schéma transformace energie ve spalovacích motorech [1].....	12
Obr. 2 Turbodmychadlo [4]	13
Obr. 3 Mechanicky poháněný Rootsův kompresor [5]	14
Obr. 4 Činnost čtyřdobého motoru	16
Obr. 5 Hlava válců motoru Nissan SR20DET [8].....	17
Obr. 6 Pohyby náplně válců (1), zleva: Vtokový proud, Tečná rotace, Tumble [9].....	19
Obr. 7 Pohyby náplně válců (2), zleva: Radiální vír, Obrácený radiální vír, Koutový vír [9].....	19
Obr. 8 Základní typy kanálu, zleva: přímý kanál v nevířivé poloze, přímý kanál ve vířivé poloze, tangenciální kanál, šroubový kanál [9]	20
Obr. 9 Schéma aerodynamické trati [6].....	21
Obr. 10 Měřicí stanoviště s experimentálním jednoválcem	22
Obr. 11 Graf závislosti průtokového součinitele a průtokového čísla na zdvihu ventilů	26
Obr. 12 Sestava pro měření tumble	27
Obr. 13 Graf redukováných vírových čísel tumble.....	29
Obr. 14 Přehled verzí modulu Flow Analysis	35
Obr. 15 Použití funkce Remove k odstranění zbytku modelu od geometrie ventilu	36
Obr. 16 Prodloužení dřívku ventilu funkcí Extend (vlevo) a jeho následné zacelení funkcí Fill (vpravo) ..	37
Obr. 17 Nastavení vazebních podmínek umístění ventilu pro zdvih 8mm	38
Obr. 18 Řez středem ventilu na zdvihu 8 mm	39
Obr. 19 Objemová reprezentace modelu připraveného k použití ve Flow Analysis.....	39
Obr. 20 Síť se zjemněním v okolí sedla ventilu	41
Obr. 21 Nastavení výpočetní sítě.....	41
Obr. 22 Nastavení fyzikálních vlastností a výpočetního modelu	43
Obr. 23 Okrajová podmínka na vstupu.....	44
Obr. 24 Zobrazení makroskopických vírových útvarů za pomoci proudnic, zdvih 8 mm	45
Obr. 25 Zobrazení tlakového pole v řezu osou válce a rychlosti pomocí proudnic, zdvih 8 mm	46
Obr. 26 Rychlostní pole ve vzdálenosti pro měření tumble (nahore) a swirl (dole), zdvih 8 mm	46
Obr. 27 Vizualizace tlakového pole v okolí ventilu s oblastmi nízkého tlaku v okolí sedla ventilu, zdvih 8 mm.....	47
Obr. 28 Isosurface s rychlostí nad 100 m/s v oblasti sedel ventilů, zdvih 8 mm	47
Obr. 29 Řez osou ventilu se zjemněním v oblasti hlavy válců	49
Obr. 30 Graf porovnání průtokových součinitelů	51



Seznam tabulek

Tab. 1 Technické parametry trati a měřené hlavy motoru	22
Tab. 2 Průtoky, průtoková čísla a součinitele pro sací kanál	25
Tab. 3 Průtoky, průtoková čísla a součinitele pro výfukový kanál	26
Tab. 4 Konstanty modelu K- ϵ [12]	32
Tab. 5 Konstanty modelu 6.2.3 RNG K- ϵ [14]	33
Tab. 6 Konstanty logaritmického zákona stěny [14]	33
Tab. 7 Parametry testovaných jednotných sítí na zdvihu 6 mm.....	48
Tab. 8 Parametry testovaných sítí se zjemněním v oblasti hlavy válců	49
Tab. 9 Parametry testovaných sítí se zjemněním v oblasti sedel ventilů	50
Tab. 10 Parametry výpočetní sítě pro běh výsledných simulací.....	50
Tab. 11 Porovnání hlavních parametrů hlavy EA211 MPI a experimentálního jednoválce	50

Přílohy

CD se soubory:

- David Hofman Bakalářská práce.pdf
- Vyhodnocení.xlsx