



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZVÝŠENÍ PLNICÍ ÚČINNOSTI ZÁŽEHOVÉHO MOTORU NA CNG O VÝKONU 140 KW

INCREASE OF CHARGING EFFICIENCY OF 140KW CNG ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MARTIN HADRAVA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. DAVID SVÍDA, Ph.D.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Hadrava

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Zvýšení plnicí účinnosti zážehového motoru na CNG o výkonu 140 kW

v anglickém jazyce:

Increase of Charging Efficiency of 140kW CNG Engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proved'te návrh potřebných konstrukčních úprav pro zvýšení plnicí účinnosti zadaného zážehového přeplňovaného motoru provozovaného na CNG.

Cíle diplomové práce:

1. Proved'te dostupnou rešerši konstrukčních řešení sacího potrubí a hlavy válců u CNG motorů.
2. Vytvořte konstrukční návrh sacího potrubí podle požadavků zadaného motoru.
3. Na základě konstrukčního návrhu vytvořte 3-D CAD model sacího traktu a válcové jednotky.
4. Proved'te základní výpočtovou studii stacionárního průtoku nasávaného vzduchu sacím traktem a zhodnořte získané výsledky.

Seznam odborné literatury:

- [1] Hofmann, Karel. Turbodmyhadla, vozidlové turbíny a ventilátory. :Přepřehování spalovacích motorů. / 2. vyd. Brno : VUT Brno, 1985. 134 s.
- [2] Molnár, V.: Počítačová dynamika tekutin [online], 2009, poslední revize 6.10.2012. Dostupné z: <<http://www.cfd.sk/cfd-book>>

Vedoucí diplomové práce: Ing. David Svída, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 17.10.2012

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Diplomová práce je zaměřena na analýzu proudění pracovní náplně v přeplňovaném motoru na CNG. Metodou výzkumu je reverzní inženýrství. Sací kanál je odlit a poté naskenován 3D skenerem ATOS. CAD model je vytvořen v programu Creo Parametric 2.0. Vytvořeným interaktivním modelem je simulováno proudění v CFD programu Star CCM+. Sací systém je modifikován pro zvýšení plnicí účinnosti motoru.

KLÍČOVÁ SLOVA

reverzní inženýrství, CNG, CFD, CAD, plnicí účinnost, Star CCM+, Creo, ATOS, 3D skener, sání

ABSTRACT

The master's thesis is focused on flow analysis work filling in turbocharged CNG engine. The research method is reverse engineering. The intake canal is casted and than scanned by 3D Scanner ATOS. The CAD model is created in program Creo Parametric 2.0. In the created interactive model is simulated flow in the CFD program Star CCM +. The air intake system is modified for increasing the charging efficiency of the engine.

KEYWORDS

reverse engineering, CNG, CFD, CAD, charging efficiency, Star CCM+, Creo, ATOS, 3D scanner, intake



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HADRAVA, M. *Zvýšení plnicí účinnosti přeplňovaného motoru na CNG o výkonu 140 kW*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 77 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Davida Svídy Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2013

.....

Martin Hadrava



PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat svým rodičům za morální i finanční podporu během studia. Dále chci poděkovat Ing. Davidu Svídovi Ph.D. za věcné rady a pomoc při tvorbě této práce. V neposlední řadě chci poděkovat také Ing. Martinu Beranovi za rady při vytváření interaktivního modelu sacího systému.



OBSAH

Úvod	10
1 Testovaný motor	11
2 Sací systém	12
2.1 Části sacího systému	12
2.1.1 Vzduchový filtr	12
2.1.2 Sací potrubí	13
2.1.3 Snímač množství nasávaného vzduchu	14
2.1.4 Škrticí klapka	14
2.1.5 Dmychadlo	15
2.1.6 Chladič stlačeného vzduchu	16
2.1.7 Sací kanál	17
2.1.8 Sací ventil	18
3 Stlačený zemní plyn	20
3.1 CNG palivový systém	21
3.1.1 Palivová nádrž	21
3.1.2 Redukční ventil	22
3.1.3 Směšovač	22
3.1.4 Vstříkovač	23
4 Vlastnosti proudění plynů v sání	24
4.1 Ideální plyn	24
4.2 Tlak	24
4.3 Hustota	25
4.4 Teplota	25
4.5 Viskozita	26
4.6 Proudění	27
4.6.1 Typy proudění	28
4.6.2 Mezní vrstva	29
4.7 Zákony proudění	30
4.7.1 Rovnice kontinuity	30
4.7.2 Bernoulliho rovnice	30
4.8 Faktory ovlivňující výkon motoru	31



4.9	Průtokový součinitel a redukované vírové číslo	32
4.9.1	Součinitel proudění	32
4.9.2	Redukované vírové číslo	33
5	Konstrukce sacího kanálu	35
5.1	Odlitek sacího kanálu	35
6	Vytvoření virtuálního modelu	37
6.1	Kalibrace skeneru	38
6.2	Skenování modelu	38
6.3	Úpravy skenovaných modelů	40
6.4	Vytvoření Cad modelu	42
6.5	Sestavení sacího systému	46
7	CFD simulace proudění	48
7.1	Import CAD modelu	48
7.2	CFD model	49
7.3	Tvorba sítě modelu	50
7.3.1	Plošná síť	51
7.3.2	Objemová síť	51
7.4	Fyzikální model	52
7.5	Nastavení ostatních funkcí	53
7.6	Simulace proudění	53
7.7	Výpočet proudění a víření	55
7.8	Hodnocení primární simulace	58
8	Návrh změn pro zvýšení plnicí účinnosti	59
8.1	Upravené části systému	60
8.2	Simulace proudění modifikovaným sacím systémem	62
8.3	Výpočet proudění a víření modifikovaného sacího systému	65
9	Zkouška reálného proudění	67
10	Zhodnocení modifikace proudění	71
11	Závěr	72
	Seznam použitých zkratk a symbolů	76



ÚVOD

Současná situace v automobilovém průmyslu je ovlivněna jak ekologickými aspekty, tak ekonomickou politikou automobilek. Tyto základní faktory velmi ovlivňují současnou a budoucí produkci vozidel se spalovacím motorem.

Z ekologického hlediska je nutné vyřešit otázku vhodného alternativního paliva, které by nahradilo stávající ropná paliva. Navíc je nutné stále mít na paměti otázku regulace emisí ve výfukových plynech. Vhodnou variantou se jeví stlačený zemní plyn, jehož zásoby jsou v současné době dostatečné, aby dokázaly zajistit pohodlný přechod na tento druh paliva bez nutnosti omezení spotřeby pohonných hmot. Výhodou je také poměrně jednoduchá a dnes již otestovaná přestavba motorů pro pohon na plynná paliva.

Z ekonomického hlediska se stále více prosazuje trend snižování výrobních nákladů. Tento trend zahrnuje i zajištění dlouhodobého odbytu. Politika automobilek a ropných společností tak výrazně brzdí vývoj a zavádění alternativních pohonů jako je například již zmíněný zemní plyn.

Z těchto důvodů je nutné neustále pracovat na zlepšování stávající konstrukce motorů, které se v poslední době nebývale urychluje a dává tak vzniknout novým modifikacím konvenčních motorů. Sací systém je jednou z hlavních oblastí zájmu při návrhu těchto úprav. Zejména pak přechod k alternativním palivům skýtá nové možnosti, jak motory konstruovat kvalitnější, ekologičtější a také levnější na výrobu.

V této diplomové práci je využita metoda reverzního inženýrství pro analýzu proudění sacím kanálem přeplňovaného motoru na CNG. Tento kanál je nutné odlít z reálné hlavy demontované ze zkoumaného motoru. Po odlití je reálný odlitek naskenován do interaktivního prostředí pomocí 3D skeneru ATOS.

CAD model je převeden do CFD programu Star CCM+ pro simulaci proudění. Je nutné provést analýzu proudění reálného sacího kanálu, kde jsou zjištěny základní hodnoty hmotnostního průtoku a také parametry charakterizující proudění.

Pro zvýšení plnicí účinnosti je nutné zkoumaný sací systém modifikovat. Upravený sací systém bude poté podroben stejným měřením, za stejných okrajových podmínek. Tím bude zajištěna porovnatelnost měření a vzniklé výsledky budou vyhodnoceny a bude uvažována vhodnost těchto úprav.



1 TESTOVANÝ MOTOR

Testovaným motorem je přeplňovaný motor 1.4 TSI z koncernu Volkswagen. Motor byl osazen vstřikováním zemního plynu do sacího potrubí a byly testovány jeho výkonnostní charakteristiky. Samotný systém vstřikování plynu bude popsán v další části práce.

Jedná se o řadový čtyřválec uložený vpředu napříč. Ventilový rozvod OHC je realizován vačkovým hřídelem umístěným v hlavě válců. Motor je přeplňován turbodmychadlem a využívá přímého vstřikování paliva.

Technická data motoru:

Palivo -	benzín	
Počet válců -	4; v řadě	
Objem motoru -	1.390 cm ³	
Vrtání -	76,5 mm	
Zdvih -	75,6 mm	
Max. výkon -	90,00 kW	
Max. točivý moment -	200 Nm / 1500 - 4000 1/min	
Kompresní poměr -	10,0 +/- 0,25	
Exhalační norma -	Euro 5	
CO ₂ emise - kombinované -	148 g/km	[19]



Obr. 1 Motor VW 1.4 TSI [6]



2 SACÍ SYSTÉM

Sací systém motoru je jednou z jeho základních stavebních částí a značnou měrou tedy ovlivňuje vlastnosti motoru. Hlavním úkolem sacího systému je přívod čerstvé náplně do válců. Jako náplň je možné uvést samotný vzduch nebo v případě motorů s nepřímým vstřikováním paliva se jedná o směs paliva se vzduchem. Během transportu náplně je nutné zaručit, aby docházelo k co nejnižším tlakovým ztrátám. Tlakové ztráty můžeme zaznamenat například při průchodu vzduchu přes vzduchový filtr. Zvýšení ztrát může způsobit také jakákoliv změna průřezu či ohyb potrubí. Ideálním tvarem by tedy bylo rovné potrubí o konstantním průřezu. To však z hlediska zástavby do omezených prostor vozidla není možné a proto se tomuto modelu snažíme alespoň co nejvíce přiblížit. Konstrukci potrubí také výrazně ovlivňuje současný trend přepřehování spalovacích motorů. Zde jsou kladeny zvýšené nároky na tvorbu směsi. S tím souvisí i omezení z hlediska emisních norem, které stanovují limity produkce jednotlivých složek emisí ve výfukových plynech. Tyto normy jsou stále více zpřísňovány, a proto je nutné jim přizpůsobit celou konstrukci motoru. A jak již bylo zmíněno konstrukce a správná funkce sacího systému k jejich splnění velkou měrou přispívají.

Úpravy a modifikace jsou také spjaté s přechodem na alternativní paliva, jako je například stlačený zemní plyn. Trend těchto úprav je pevně svázan s implementací tohoto druhu pohonu do běžného provozu, která je v současné době ještě stále velmi omezená.

2.1 ČÁSTI SACÍHO SYSTÉMU

Sací systémy se liší podle druhu motoru, pro který jsou konstruovány. V této diplomové práci se zaměřím na benzínové přepřehované motory.

2.1.1 VZDUCHOVÝ FILTR

Hlavním úkolem vzduchového filtru je zamezení vstupu nečistot a prachových částic do sacího systému. Pro použití v běžném provozu je filtr umístěn v uklidňovací komoře, která tlumí hlukové emise vznikající při chodu motoru. Umístění této komory se liší podle konstrukce motoru a také možnosti zástavby. V současné době převažuje umístění uklidňovací komory na podběh automobilu. Do komory jsou vkládány filtrační vložky. Jejich pravidelná výměna je stanovena výrobcem.

Materiál, ze kterého je vzduchový filtr vyroben, bývá nejčastěji speciální filtrační papír. Tento papír by měl mít co největší průchodnost a zároveň by měl co nejlépe zachycovat nechtěné nečistoty. Pro lepší průchodnost vzduchu se zejména u sportovních závodních strojů používá materiál na bavlněném základu.

Další funkcí uklidňovací komory je regulace teploty nasávaného vzduchu. Pokud je teplota okolního vzduchu příliš nízká je možné nasávaný vzduch mísit se vzduchem nasávaným



z okolí výfukových svodů. Množství přehřátého vzduchu je regulováno pomocí regulačního ventilu. V případě studeného motoru je množství přiváděného přehřátého vzduchu vyšší z důvodu eliminace kondenzace paliva v sacím potrubí. To napomáhá také rychlejšímu zahřívání motoru v zimním období. Naopak pokud se teplota motoru zvyšuje, dochází postupně ke snižování přívodu. Důvodem je zamezení přílišného ohřívání nasávané směsi, což by snižovalo objemovou účinnost plnění válců.

Důležité je také umístění nasávače vzduchu. Pro zajištění co nejvyššího množství nasávaného vzduchu se umísťuje zejména do přední masky. U méně výkonných motorů je sání realizováno přímo z motorového prostoru. U závodních motorů se vzduchový filtr umísťuje na volný konec sacího potrubí bez použití uklidňovací komory. To má za následek nižší tlakové ztráty na vstupu do sacího potrubí. Filtr má nejčastěji tvar kónický či válcový.



Obr. 2 Různé druhy a tvary vzduchových filtrů [11]

2.1.2 SACÍ POTRUBÍ

Sací potrubí přivádí již očištěný vzduch či směs paliva se vzduchem k sacím kanálům. Rozhodující při jeho konstrukci je jeho délka a průměr, které výrazně ovlivňují výkonové charakteristiky motoru. Jeho stěny by měly být co nejvíce hladké a přechody pozvolné a bez náhlých zlomů.

U atmosférických motorů je možné využít potrubí jako nástroj pro dynamické přeplňování motoru. Zde se využívá tlakových vln vznikajících při otevírání a zavírání sacích ventilů. Při správném nastavení je možné těchto vln využít k lepšímu objemovému naplnění válců. Jedná se o rezonanční a pulzační přeplňování. V současné době se u atmosférických motorů využívají systémy, které regulují délku sacího potrubí podle aktuálního jízdního režimu. V případě přeplňovaných motorů stlačování vzduchu zajišťuje určitý typ dmychadla. Účel sacího potrubí je proto omezen pouze na přívod náplně.

Sací potrubí je u sériových vozů nejčastěji vyrobeno z plastu. To je výhodné zejména kvůli utlumení hluku vznikajícího při provozu motoru. Znamená to také finanční úsporu při výrobě



těchto dílů ve velkosériové výrobě. Na druhou stranu ale poddajnost plastového potrubí snižuje energii tlakových vln a proto se pro závodní účely využívají potrubí vyrobená zejména z hliníku.

2.1.3 SNÍMAČ MNOŽSTVÍ NASÁVANÉHO VZDUCHU

Při nasávání vzduchu je velmi důležité vědět jaké množství je přiváděno. V současné době je nejrozšířenější systém s odporovým drátkem či kovovým plátkem umístěným v sacím potrubí. Neodborný název je „váha vzduchu“. Drátek je zahříván procházejícím elektrickým proudem na určitou teplotu, která je úměrná procházejícímu proudu. Při proudění vzduchu je drátek ochlazován. Snížení teploty je tedy přímo úměrné množství proudícího vzduchu. Funkce snímače je spjata se škrticí klapkou, která reguluje množství nasávaného vzduchu. Informace jsou tedy odebírány řídicí jednotkou z tohoto snímače a poté odesílány ke škrticí klapce.



Obr. 3 Snímač množství nasávaného vzduchu [12]

Hlavním problémem při funkci snímače je jeho zanesení. To negativně ovlivňuje reakce motoru na změnu zatížení. Při ustálených režimech je řídicí jednotka schopna korigovat množství nasávaného vzduchu. Při rychlých změnách zatížení však motor nedokáže dostatečně pružně reagovat. V krajních případech může motor dokonce zhasnout. Pro samočištění je drátek po vypnutí motoru zahřát na teplotu kolem 1000 °C a nečistoty jsou tak spáleny.

2.1.4 ŠKRTICÍ KLAPKA

Škrticí klapka slouží k regulaci množství nasávaného vzduchu do motoru. Klapka reaguje na sešlápnutí plynového pedálu, jehož poloha je snímána pomocí potenciometrů. Konstrukce škrticí klapky by neměla zbytečně zvyšovat tlakové ztráty v sání. To jak při středním zatížení motoru tak hlavně při jeho maximálním zatížení. Její otevírání a zavírání je v současné době



realizováno pomocí servomotorů. Ty se vyznačují hlavně přesnou a rychlou reakcí. Právě přesné natočení je jednou z nejdůležitějších vlastností, kterou by měla při správné funkci škrticí klapky splňovat.

U přeplňovaných motorů, kde je do sacího systému umísťováno dmyhadlo produkující stlačený vzduch, dochází vlivem uzavření škrticí klapky k nárůstu tlaku, který způsobuje brzdění kompresorového kola dmyhadla. Navíc je tento děj spojen se vznikem negativních pulzací v sacím systému. Nechtěný nárůst tlaku jsme schopni eliminovat pomocí přepouštění vzduchu do atmosféry nebo zpět před dmyhadlo. Pro přepouštění do atmosféry se používá tzv. „blow off“ ventil. Přepouštění vzduchu je doprovázeno charakteristickým syčením. Tato konstrukce je velmi oblíbená u sportovních a závodních automobilů. U sériových vozidel se v současné době využívá nejčastěji přepouštění do sání zpět před dmyhadlo.



Obr. 4 Škrticí klapka firmy BOSCH [20]

2.1.5 DMYCHADLO

Pro zvýšení výkonu a snížení spotřeby se hlavně v dnešní době využívá efektu přeplňování. Díky zvýšení tlaku nasávaného vzduchu dochází k lepšímu objemovému naplnění válců a tím ke zvýšení účinnosti motoru. V dnešní době se využívá spíše výfukového turbodmyhadla, využívajícího tlaku výfukových plynů, které by jinak odešly výfukem bez využití. Turbínové kolo poháněné spaliny je spojeno hřídelí s dmyhadlem, které zajišťuje stlačování nasávaného vzduchu. Průtok spalin turbínovým kolem turbodmyhadla je nutné regulovat. Proto se využívají obtokové kanály „wastegate“, které pomocí tlakových čidel regulují průtok spalin turbínovým kolem. Toto řešení je jednoduché, avšak bývá spojeno se značnou prodlevou na změnu zatížení motoru, tzv. „turboefektem“. Z tohoto důvodu se dnes rozšířila regulace přímo na turbínovém kole, použitím lopatek s variabilním natáčením. Ty podle zatížení motoru umožňují nebo omezují proudění spalin k turbínovému kolu. To přispívá ke snížení zmiňované prodlevy reakce plynu.



Mechanicky poháněná dmyhadla jsou využívána v menší míře, zvláště kvůli své konstrukční náročnosti. Vyznačují se však lepší pružností na změnu zatížení motoru, díky svému pohonu přímo z klikového hřídele. To je však spojeno se ztrátovým výkonem pro pohon dmyhadla.

Jak již bylo zmíněno, zvláště v dnešní době se prosazuje trend „downsizing“. Jde o snižování zdvihového objemu motoru při současném osazení motoru některým ze systémů přeplňování. Nové motory vykazují lepší výkonové charakteristiky a navíc mají i nižší spotřebu paliva.

Koncepce dnešních motorů využívá také kombinace jednotlivých typů přeplňování. Jedním z příkladů může být například motor 1.4 TSI použitý ve Škodě Fabia II RS. Jedná se o spojení mechanického dmyhadla pracujícího v nižším spektru otáček a výfukového turbodmyhadla pracujícím ve vyšších otáčkách. Další možností je použití více turbodmyhadel, která jsou schopna pokrýt celé otáčkové spektrum motoru. Toto řešení můžeme nalézt například u motoru BMW 550d.



Obr. 5 Systém přeplňování motoru BMW 550d [7]

2.1.6 CHLADIČ STLAČENÉHO VZDUCHU

Během stlačování nasávaného vzduchu dochází k jeho zahřívání, což vede ke snížení hustoty vzduchu. To je nežádoucí z hlediska snížení objemového naplnění válce. Proto jsou přeplňované motory osazovány chladiči stlačeného vzduchu, které ohřátý, stlačený vzduch opět ochlazují. Ochlazení má zásadní vliv na účinnost přeplňování tedy i celého motoru.

Chladiče jsou nejčastěji typu vzduch - vzduch, kdy plnicí vzduch předává své teplo skrze kanálky v chladiči do okolního vzduchu. Pro zvýšení účinnosti se zejména u sportovních vozů osazují chladiče tryskou pro rozprášení vodní mlhy. Ta se v kontaktu se žebry chladiče odpařuje a tím podporuje předání tepla.

Nevýhodou systému chlazení vzduchu je nutnost vést potrubí se stlačeným vzduchem až k přední části vozu a poté zpět, což zvyšuje objem potrubí. Při změnách zatížení je poté nutné



tento objem vyplnit stlačeným vzduchem, což má za následek zpoždění reakce na změnu zatížení.

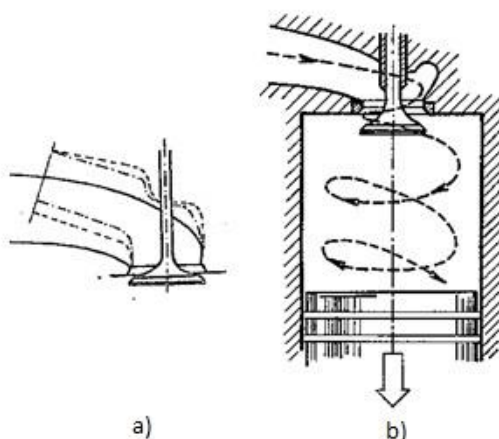
Můžeme se také setkat se systémem typu vzduch - voda, který má výhodu zejména v redukci délky potrubí, jímž je nutné vést vzduch k výměníku. Tato koncepce je složitější a tedy i dražší, proto se u osobních automobilů nevyužívá.



Obr. 6 Automobil osazený chladičem stlačeného vzduchu [10]

2.1.7 SACÍ KANÁL

Sací kanál je umístěn v hlavě válců a slouží ke konečnému přívodu směsi do spalovacího prostoru. Jeho tvar je výrazně ovlivněn konstrukčním řešením ventilové techniky motoru. Základní tvar kanálu je přímý, s kolmým zakončením na stěnu spalovacího prostoru viz obr. 7 a). Jeho výhodou je zejména nízká tlaková ztráta při dopravě směsi. U sportovních a závodních motorů jsou využívány spádové sací kanály, které se vyznačují mimořádně přímým tvarem. Jejich nevýhodou jsou ale zvýšené nároky na zástavbový prostor. V současné době se u sériové výroby částečně ustupuje od požadavku na co nejmenší tlakové ztráty ve prospěch promíchání směsi a vytvoření jejího vířivého pohybu. Dalšími typy kanálů používaných u dnešních motorů jsou tedy tangenciální nebo šroubovitý kanál. Jejich tvar napomáhá k víření směsi ve válci a tím přispívá ke kvalitnějšímu spalování. To dovoluje moderním motorům pracovat i s chudou směsí a tím snížit spotřebu paliva a emise ve výfukových plynech. Palivo je totiž vrstveno podle bohatosti a bohatá směs je směřována do středu spalovacího prostoru ke svíčce. Po zapálení směsi čelo plamene postupně zapaluje jednotlivé vrstvy a motor je tak schopen pracovat i s chudou směsí.



Obr. 7 a) přímý sací kanál, b) tangenciální sací kanál [8]

Dnes používaná čtyřventilová konstrukce nabízí možnost kombinování jednotlivých druhů sacích kanálů. Jak z hlediska co nejvyššího objemového naplnění válců, tak pro potřeby maximálního promísení směsi ve válci. Jedná se tedy o kombinace tangenciálního nebo šroubovitého kanálu s přímým kanálem. Toto řešení může být doplněno i systémem, který uzavírá jednotlivé kanály podle jízdních režimů, což vede k další optimalizaci chodu motoru.

Umístění vyústění sacích a výfukových kanálů výrazně ovlivňuje objemové naplnění válců. Dnes méně využívanou variantou je umístění sacího i výfukového kanálu na jedné straně. Výhodou je prohřívání sacího kanálu při studeném motoru. Naopak během provozu toto soustavné zahřívání snižuje objemovou účinnost plnění. Z tohoto důvodu je vhodnější konstrukce kdy jsou kanály sací a výfukové naproti sobě, napříč spalovacím prostorem. Vhodnost je zřejmá, je totiž možné dosáhnout daleko lepšího vypláchnutí díky odvodu spalin na druhém konci spalovacího prostoru.

2.1.8 SACÍ VENTIL

Funkcí sacího ventilu je dávkování náplně do válce a také utěsnění spalovacího prostoru během spalování. Jeho pohyb je ovládán vačkovou hřídelí, která prostřednictvím různých typů mechanismů rozvodů odtlačuje ventil. Zpětný pohyb je zajištěn ventilovou pružinou. V současné době se využívají dvě pružiny, které mají vůči sobě otočené stoupání. Tím je dosaženo zabezpečení funkce ventilu i v případě destrukce jedné z pružin. Natočení stoupání zabraňuje v případě poruchy vniknutí poškozené pružiny do funkční pružiny. Pružina je v horní části ventilu zajištěna kuželovými vložkami. Důležitými základními parametry jsou průměr, zdvih a načasování otevření a zavření.

Svým tvarem by ventil neměl zbytečně bránit proudění směsi. Jeho průměr je volen tak, aby byl ideálním kompromisem mezi velikostí a zástavbovými možnostmi. Zvláště u více jak dvouventilové konstrukce je prostor značně omezen.

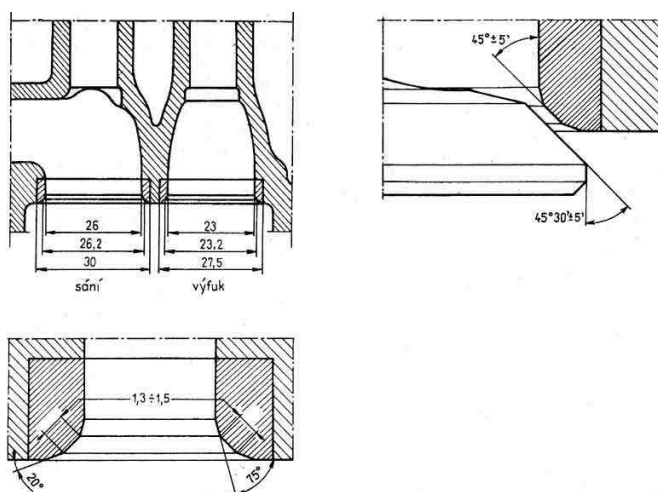


Zdvih ventilu je nutné sladit s časováním jeho otevření a zavření. Tyto parametry ovlivňují nejen množství nasáté směsi, ale zaručují i co nejdokonalejší vypláchnutí spalin. Bez použití variabilního časování je nutné nastavit tyto parametry tak, aby co nejlépe odpovídaly provoznímu určení a konstrukci motoru. To je značně nevýhodné z důvodu naladění motoru pouze na určité provozní otáčkové spektrum, ve kterém bude motor pracovat ideálně. V ostatních režimech bude docházet ke ztrátám na výkonu a zhoršení podmínek spalování. Tento problém je možné potlačit již zmíněným využitím variabilního časování ventilů a variabilním nastavováním délky pracovního zdvihu. Díky tomu je možné motor ideálně nastavit na větší otáčkové spektrum. Jedná se zejména o nastavení v nízkých a vysokých otáčkách.



Obr. 8 Ventily včetně ventilových pružin [21]

Dnešní motorové bloky jsou vyrobeny především ze slitin hliníku. V souvislosti s ventily jsou nevýhodné hlavně kvůli malé odolnosti vůči únavovému opotřebení, zejména v místě dosedání ventilů. Proto se na tato místa vkládají sedla, která jsou vyrobena z oceli. Ty zaručují mnohem lepší těsnost a rovnoměrnost dosednutí ventilu. Dále se využívají vodítka ventilů, která zabezpečují přesné vedení ventilu. Jsou rovněž vyráběny z oceli.



Obr. 9 Geometrie ventilových sedel [9]

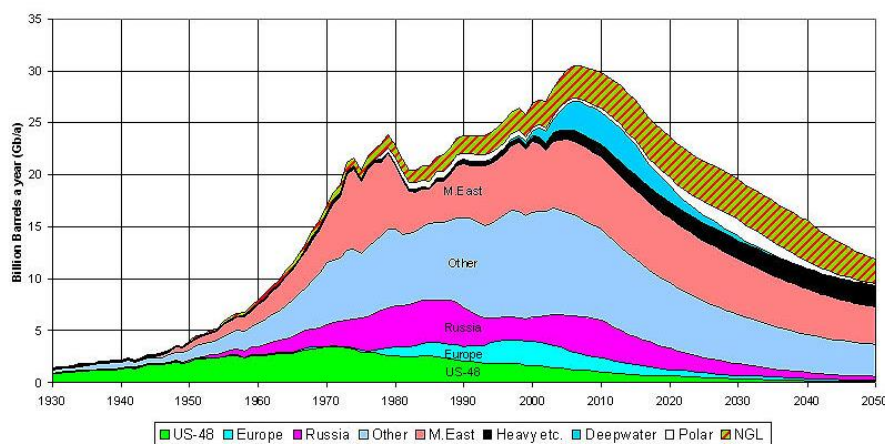


3 STLAČENÝ ZEMNÍ PLYN

Provozem dnešních konvenčních pohonů automobilů dochází k ničení životního prostředí. To jak z pohledu samotného spalování paliva, tak i z pohledu dílčích procesů, které jsou nezbytné pro udržení stávající situace dopravy. Jedná se například o energii vynaloženou na těžbu, výrobu paliv a jejich přepravu. Je také nutné definovat jaký dopad na životní prostředí má spalování jednotlivých druhů paliv.

Dnešní situace z pohledu zásob ropy naznačují, že se nacházíme na vrcholu těžby, některé zdroje dokonce uvádějí, že se již nacházíme za ním. Snižování využitelných zásob tedy bude v opozici se stále vrůstající poptávkou po ropě. To bude mít neblahý dopad na cenový vývoj ropy a ropných derivátů na světových trzích.

Jednou z teorií popisující tento vývoj množství zásob ropy je tzv. Hubertova teorie ropného vrcholu. Základem je předpoklad, že ropa není obnovitelným zdrojem energie. Proto pokud dojde k vytěžení asi poloviny zásob, musí dojít k postupnému snižování produkce. Odhad kdy nastane onen „Oil peak“ neboli „Ropný vrchol“ je podle této teorie okolo přelomu roku 2000. Je třeba ale zdůraznit, že teorie byla vytvořena již v 70. letech. Proto je možné oddálení vrcholu o několik let, z důvodu přehodnocení množství těžby v některých částech světa či využití dokonalejší technologie těžby. Závislost množství využitelných zásob na čase vyjadřuje „Hubertova křivka“ na obr. 10.



Obr. 10 Hubertova křivka [22]

Nevýhodou Hubertovy křivky je fakt, že při její prognóze nebyl brán v potaz vliv nekonvenční nafty, tedy nafty získané jiným způsobem než těžbou. Ta může hrát v dnešní době díky recyklaci a vývoji nových technologií významnou roli.

Využití zemního plynu se v dnešní době jeví jako vhodná náhrada ropných paliv. Spalování zemního plynu vykazuje výrazně nižší hodnoty emisí výfukových plynů oproti spalování benzínu či nafty. To je v dnešní době velice důležité, hlavně z důvodu nutnosti plnění stále přísnějších emisních limitů. Navíc toto palivo v současné době nepodléhá tak vysoké spotřební dani a proto je pro spotřebitele velmi zajímavé.



Zkratka CNG znamená (Compressed Natural Gas). Základem zemního plynu je z cca. 90% metan a zbylých 10% sestává z oxidů uhlíku a dusíku a ostatních uhlovodíků (hlavně etanu). V praxi se plyn může skladovat jak v kapalném, tak v plynném stavu. V dnešní době převládá plynný stav, kdy se využívá tlaku kolem 200 barů. Stejně jako u pohonu na LPG i zde je nutné motor upravit pro spalování plynu.

Zásadní výhodou zemního plynu je složení, ve kterém je převážně zastoupen metan, tedy nejjednodušší uhlovodík. Už samotné plynné skupenství paliva zaručuje lepší mísení se vzduchem a tím dokonalejší spalování. Z tohoto důvodu je produkce emisí v porovnání s pohonem na kapalná paliva výrazně nižší. Metan je navíc lehčí než vzduch, čímž je částečně eliminován problém se zamořením uzavřených prostor například v podzemních parkovištích.

Teoretickou nevýhodou je větší opotřebení motoru v důsledku nárůstu spalovacích teplot a tlaků. To se negativně projevuje zejména ve větším opotřebení výfukových ventilů a ventilových sedel. Důvodem je nedostatek maziva, proto musí být tyto části dodatečně přimazávány.

Zemní plyn se v dlouhodobém pohledu jeví, jako nejvhodnější náhrada za současná ropná paliva. To jak z hlediska jeho bohatých zásob, tak z hlediska ekologického. Transport těchto paliv je v současné době realizován plynovody, což je ekologicky výhodnější. Navíc je možné pomocí relativně jednoduchých úprav využívat plynná paliva v konvenčních spalovacích motorech. Jako problém se jeví nedostatečná síť stanic pro čerpání těchto paliv. Je však pouze otázkou času, kdy se automobilky přeorientují na alternativní pohon z větší části své nabídky. Reakcí na tuto změnu bude poměrně rychlá výstavba nových čerpacích stanic na CNG.

3.1 CNG PALIVOVÝ SYSTÉM

V dnešní době je možné stlačený zemní plyn použít jako palivo do benzínových i naftových motorů. Benzínové motory jsou z hlediska nákladů na přestavbu na tento druh pohonu vhodnější, protože nevyžadují tak velké konstrukční zásahy. Naftové motory naproti tomu vyžadují zásadní úpravu v podobě přidání zapalovacího systému.

Z konstrukčního hlediska je možné CNG palivové systémy rozdělit na:

- Systém se směšovačem
- Systém se vstřikováním do sání
- Systém s přímým vstřikováním

3.1.1 PALIVOVÁ NÁDRŽ

Jedná se o jednu z hlavních nevýhod tohoto druhu pohonu, protože je ve většině případů do automobilů montována dodatečně. Její umístění tedy zabírá místo v přepravním prostoru.



Vhodnější možností je umístění nádrží pod podlahu přepravního prostoru, to je však spojeno se značnými konstrukčními úpravami.

Dalším negativem je přidání nadbytečné hmotnosti této nádrže. Materiál pro výrobu je volena ocel. Jako lehčí, zato však podstatně dražší se jeví využití kevlarových nádob.



Obr. 11 Palivová nádrž na CNG [15]

3.1.2 REDUKČNÍ VENTIL

Redukční ventil nádrže má kromě funkce dodávky plynu do systému také další účel a tím je regulace tlaku uvnitř nádoby v případě poruchy či přehřátí. Pokud se nádrž přehřívá, ventil v uzávěru snižuje rostoucí tlak. K uzávěru je také připojen tlakový snímač, který odpojí přívod paliva v případě náhlého poklesu tlaku v systému, například při nehodě.



Obr. 12 Redukční ventil uzávěru nádrže [16]

3.1.3 SMĚŠOVAČ

Jedná se o zařízení, které se používá u systémů bez vstřikování plynu. Směšovač se umísťuje do sacího potrubí, kde přivádí zemní plyn. Jeho konstrukce je jednoduchá. Jedná se o prstenec s vyústěními plynu po svém vnitřním obvodu. Plyn je proudem nasávaného vzduchu vtahován do potrubí, kde dochází k jeho promísení se vzduchem.



Obr. 13 Směšovač plynu [17]

Důležitý je také tvar směšovače, který je tvarován jako tryska. Ve střední části směšovače se zmenšuje jeho průřez, a tím se zvyšuje rychlost průtoku vzduchu. Zároveň tak v tomto místě poklesne tlak a proto dochází k efektivnímu nasátí a promísení plynu se vzduchem.

3.1.4 VSTŘIKOVAČ

Vstřikovače se využívají u systémů se vstřikováním plynu, ať už přímým nebo nepřímým. Jedná se o vylepšení oproti systémům se směšovačem. Dnešní automobily mají poměrně složitý systém vstřikování paliva, který je přesně řízen řídicí jednotkou. Proto není problém tento systém přeprogramovat a upravit pro vstřikování zemního plynu. Díky tomu se celý systém stává přesnější a také úspornější.

Vstřikovače jsou umístovány podle konstrukce motoru na benzínový pohon, buď do sání nebo plyn přímo vstřikují do válce. Pokud se jedná o provedení se vstřikováním do sání, zde jsou dvě konstrukční varianty. Vstřikování může být jednobodové, kdy je palivo vstřikováno jedním vstřikovačem do sání pro všechny válce zároveň. Toto je velmi podobná konstrukce jako u systémů se směšovačem, avšak vstřikovačem je možné lépe regulovat množství vstřikovaného plynu. Další možností je vícebodový vstřík, kdy je pro každý válec použito jednoho vstřikovače. Díky tomu dochází k lepšímu rozdělení plynu k jednotlivým válcům a tím i ke zlepšení spalování.

Poslední možností je vstřikování plynu přímo do válce. U benzínových motorů není příliš rozšířeno zejména kvůli své konstrukční složitosti. Avšak našlo uplatnění u přestaveb naftových motorů na CNG.



Obr. 14 Vstřikovače pro instalaci do sání [23]



4 VLASTNOSTI PROUDĚNÍ PLYNŮ V SÁNÍ

Pro objektivní zkoumání a hodnocení jevů vznikajících během simulace proudění je nutné si definovat jednotlivé veličiny a zákony, podle kterých se tyto procesy řídí.

4.1 IDEÁLNÍ PLYN

Jedná se o plyn, který má oproti reálnému plynu ideální vlastnosti. Těmi jsou dokonalá stlačitelnost a absence vnitřního tření.

Proto musí částice plynu splňovat tyto podmínky:

- velikost částic je zanedbatelná v porovnání se vzdálenostmi mezi těmito částicemi
- částice plynu na sebe nepůsobí (kromě srážek)
- srážky částic jsou dokonale pružné a tím neovlivňují celkovou kinetickou energii

4.2 TLAK

„Tlak p je obecně definován jako síla působící kolmo na jednotkovou plochu. Z tohoto pohledu lze tlak v látkách a soustavách definovat jako silové působení molekul (vlivem tepelného pohybu částic, přitažlivých a odpuzivých sil včetně sil vnějších) na zvolenou jednotkovou plochu.“ [3]

$$dp = \frac{dF_N}{dS}, \quad (1)$$

kde dp je element tlaku

dF_N je element normálové síly

dS je element plochy, na kterou síla působí.

„Vzhledem k různým technickým aplikacím (např. výpočty mechanického namáhání tlakových nádob) a vzhledem k tomu, že lze snáze měřit tlakové difference než absolutní tlak, setkáváme se vedle pojmu p (absolutní tlak) i s pojmy přetlak p_{pr} a podtlak p_{po} . Tyto pak chápeme jako relativní hodnoty tlaku vůči vnějšímu tlaku p_e , často totožnému s atmosférickým tlakem p_a .“ [3]



Vztah pro absolutní tlak při přetlaku

$$p = p_e + p_{pr} , \quad (2)$$

kde p_e je referenční tlak

p_{pr} je přetlak.

Vztah pro absolutní tlak při podtlaku

$$p = p_e - p_{po} , \quad (3)$$

kde p_{po} je podtlak.

4.3 HUSTOTA

Jedná se o stavovou veličinu, která je určena podílem hmotnosti látky k jejímu objemu.

$$\rho = \frac{m}{V} , \quad (4)$$

kde ρ je hustota látky

m je hmotnost látky

V je objem látky.

4.4 TEPLOTA

„Teplota je základní fyzikální veličinou (nelze ji definovat pomocí jiných veličin) a základní termodynamickou stavovou veličinou. Je makroskopickým projevem tepelného pohybu molekul v látce, přičemž je mírou střední energie tohoto pohybu. Rozlišujeme termodynamickou (absolutní) teplotu T , která se udává v kelvinech [K] a Celsiovu teplotu t , která se udává v Celsiových stupních [°C]. Kelvin je definován jako 273,16-tá část termodynamické teploty trojného bodu vody (0,01 °C). Celsiův stupeň je definován jako jedna setina rozdílu teploty varu vody (100 °C) a teploty tuhnutí vody (0 °C) při tlaku 0,101325 MPa. Svou velikostí je Celsiův stupeň roven kelvinu. Pro vzájemný vztah termodynamické a Celsiovy teploty platí:“ [3]



$$t = T - 273,15, \quad (5)$$

kde t teplota

T je termodynamická teplota.

4.5 VISKOZITA

„Viskozita tekutin se projevuje za pohybu skutečných kapalin. Pohybují-li se sousední vrstvy kapaliny různými rychlostmi, vzniká na jejich rozhraní smykové tření, které brání pohybu. Pomalejší vrstva je zrychlována a naopak zase rychlejší zbrzdována. Zmenšení rychlosti je způsobeno tečnou silou, která je vyvolána vnitřním třením nebo viskozitou či vazkostí kapaliny.

Poznámka: vazkost lze vysvětlit pomocí kinetické teorie kapalin. Molekuly, které se pohybují postupnou rychlostí, konají vedle hlavního pohybu vlastní pohyby velmi rychle a v různých směrech. Drahy, které proběhnou molekuly sekundárním pohybem jsou velmi malé, ale postačují k tomu, aby pronikly myšlenou dělicí rovinou mezi vrstvami kapaliny. Další síly, které se při těchto pohybech uplatňují, jsou mezimolekulární. Tyto síly brzdi popsany pohyb.

U plynu, jehož tepelný pohyb molekul převládá nad silami mezimolekulárními, vzrůstá zvýšením teploty rychlost tepelného pohybu molekul a tím vzroste i viskozita plynu.“ [4]

Smykové napětí je závislé na příčném gradientu rychlosti $\frac{dv}{dy}$. Platí pro něj vztah:

$$\tau = \eta \frac{dv}{dy}, \quad (6)$$

kde τ je smykové napětí

η je dynamická viskozita.

Převrácenou hodnotou dynamické viskozity je tekutost.

Kinematická viskozita je definována jako poměr dynamické viskozity a hustoty.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}, \quad (7)$$

kde ν je kinematická viskozita.



4.6 PROUDĚNÍ

„Stacionární proudění je nejčastější aplikací otevřené termodynamické soustavy. Při průtoku plynu a páry se mohou měnit stavové veličiny pracovní látky (tlak, teplota, rychlost), takže soustava jako soustava není ve stavu termodynamické rovnováhy. V běžných případech, kterými se budeme zabývat, plyn mění během průtoku soustavou svůj stav ve směru osy proudové trubice postupně, jedná se o spojité proudění. V každém elementárním objemu plynu předpokládáme existenci lokální termodynamické rovnováhy (termodynamické veličiny jsou v čase konstantní). Pro stlačitelné tekutiny je důležitou charakterizující veličinou rychlost zvuku, což je rychlost šíření malých tlakových rozruchů. V plynech se mohou šířit pouze podélné vlny, pro jejichž rychlost podle Newtona platí:“ [3]

$$w_{vl} = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}}, \quad (8)$$

kde w_{vl} je rychlost šíření podélných vln.

Rychlost zvuku je možné urči podle vzorce:

$$a = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} = \sqrt{\kappa p v} = \sqrt{\kappa r T}, \quad (9)$$

kde a je rychlost zvuku

κ je Poissonova konstanta

r je plynová konstanta

v je měrný objem

T je termodynamická teplota.

Pro popis proudění se velmi často používá Machovo číslo. Jedná se o bezrozměrné podobnostní číslo, které udává poměr místní rychlosti proudění, k rychlosti zvuku v daném prostředí.

$$M = \frac{w}{a}, \quad (10)$$

kde M je Machovo číslo

w je místní rychlost proudění

a je rychlost zvuku v daném prostředí.



4.6.1 TYPY PROUDĚNÍ

„Další charakteristickou veličinou proudění je tzv. Reynoldsovo číslo. Při malých hodnotách Re se částice tekutiny pohybují po rovnoběžných drahách – proudění laminární. Po překročení tzv. kritického Reynoldsova čísla (přibližně 2300) dochází k pohybu částic i napříč vlastního směru proudění, tvorbě vírů – proudění přechodové a turbulentní. Proudění v posledních dvou případech není již přesně vzato stacionární, avšak je za takové považováno, neboť v každém průřezu zůstává střední hodnota rychlosti v čase konstantní.“ [3]

$$Re = \frac{wL}{\nu}, \quad (11)$$

kde Re je Reynoldsovo číslo

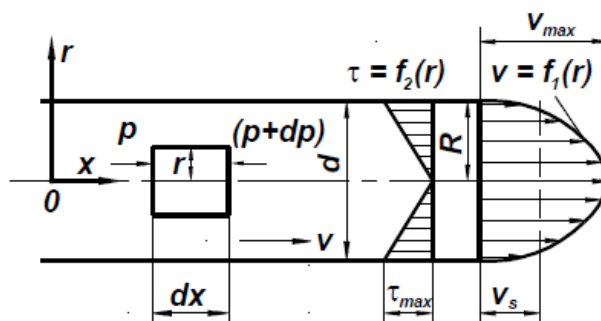
w je střední rychlost proudění

ν je kinematická viskozita

L je charakteristický rozměr proudění.

LAMINÁRNÍ PROUDĚNÍ

„Laminární proudění je podstatně jednodušší než turbulentní, v technické praxi se vyskytuje tam, kde jsou malé průtočné kanály, větší viskozita kapaliny a menší průtokové rychlosti. Laminární proudění lze řešit integrací Navierových-Stokesových rovnic, složitější případy proudění se řeší numerickými metodami. Jednodušší případy proudění se dají řešit exaktně. Při řešení laminárního proudění se uplatňuje Newtonův vztah $\tau = \eta \frac{dv}{dy}$, který odpovídá skutečnosti, a proto se dosahuje dobrá shoda s experimentálními výsledky.“ [4]



Obr. 15 Laminární proudění

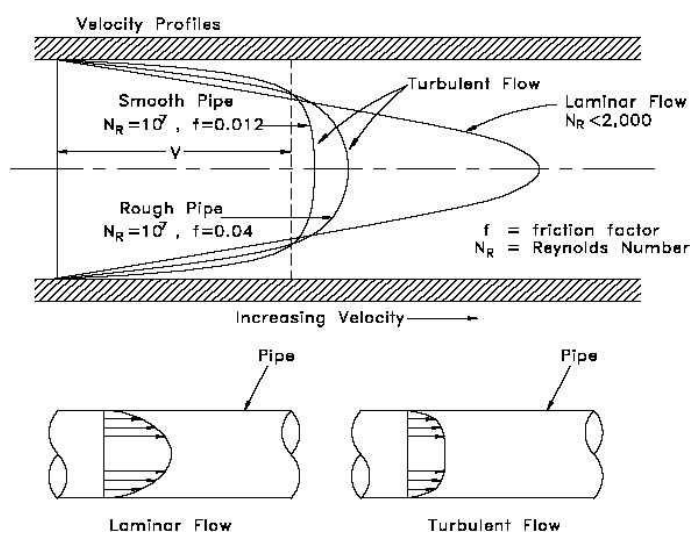
„Během tohoto typu proudění jsou proudnice rovnoběžné se směrem proudění. Nedochozí tedy k mísení proudícího média. Tvar čela proudění je dán třením média o stěny trubice. Díky tomuto tření je rychlost proudění v kontaktu se stěnou nulová a směrem do středu se zvyšuje.“



Zvyšování rychlosti je závislé na dynamické viskozitě kapaliny a je tím vyšší, čím je nižší její viskozita.“ [4]

TURBULENTNÍ PROUDĚNÍ

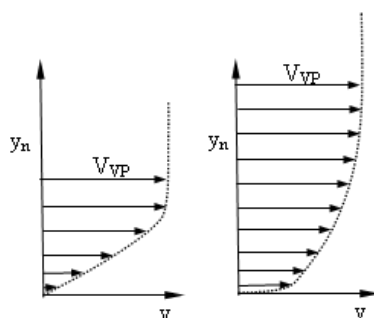
„Za příčinu vzniku turbulentního proudění se považuje nestabilita laminárního proudění při vyšších Reynoldsových číslech. Je-li Reynoldsovo číslo proudu R_e větší než R_e kritické, neznamená to však ještě, že by laminární proudění nemohlo existovat, ale je nestabilní a i malé poruchy proudění, vznikající např. ve vstupním průřezu téměř neustále, mohou být příčinou zhroucení laminárního proudu, neboť tyto odchylky od střední hodnoty exponenciálně narůstají. Je-li Reynoldsovo číslo menší než R_e kritické, jsou tyto poruchy viskozitou tekutiny utlumeny.“ [4]



Obr. 16 Porovnání laminárního a turbulentního proudění [18]

4.6.2 MEZNÍ VRSTVA

„Tekutina na stěně lpi $v_0=0$. Vlivem viskozity se zabrzdí nejbližší vrstvy tekutiny u povrchu desky. Rychlost s odlehlostí od stěny narůstá až na hodnotu rychlosti nenarušeného proudu v_n . Tato tloušťka „zabrděné“ tekutiny je u náběžné hrany nulová a na odtokové straně maximální. V mezní vrstvě a oblasti kolem desky nejsou proudnice paralelní přímky, ale tvoří mírně rozbíhavý svazek. Hranice mezní vrstvy není shodná s proudnicemi. Mimo mezní vrstvu je všude rychlost téměř konstantní, tedy $\frac{\delta v}{\delta y} = 0$ a proto i tečné napětí je zde rovno nule, bez ohledu na viskozitu tekutiny. Mimo mezní vrstvu můžeme tedy počítat s Bernoulliho rovnicí pro ideální tekutiny. V mezní vrstvě však musíme viskozitu uvažovat a proudění zde může být laminární nebo turbulentní.“ [4]



Obr. 17 Mezní vrstva laminárního (vlevo) a turbulentního proudění (vpravo) [14]

4.7 ZÁKONY PROUDĚNÍ

4.7.1 ROVNICE KONTINUITY

Rovnice kontinuity popisuje zákon zachování hmotnosti.

Při stacionárním jednorozměrném proudění protéká každým průřezem proudové trubice stejný hmotnostní tok \dot{m} . Za předpokladu, že proudící látka zcela vyplňuje průřez trubice, což je u plynů vždy splněno, platí rovnice kontinuity

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} = konst, \quad (12)$$

kde \dot{m} je hmotnostní tok.

Rozdíl mezi přiteklou hmotností a odteklou hmotností kapaliny musí být roven nule. V případě stlačitelné kapaliny může být roven akumulované hmotnosti.

$$\frac{\delta}{\delta s} (\rho S v) + S \frac{\delta \rho}{\delta t} = 0 \quad (13)$$

4.7.2 BERNOULLIHO ROVNICE

Jedná se o rovnici vyjadřující zákon zachování mechanické energie. Vztah Bernoulliho rovnice pro ideální kapalinu, při současném zanedbání působení tíhových sil.

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} = konst \quad (14)$$



4.8 FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ VÝKON MOTORU

Faktorů, které ovlivňují výkon, je mnoho. Z pohledu sacího systému motoru je to zejména střední efektivní tlak na válec, kterým lze výkon motoru ovlivnit. Základním vztahem pro určení efektivního výkonu je

$$P_e = iV_h p_{ef} \frac{n}{\tau_m}, \quad (15)$$

kde P_e je efektivní výkon motoru

i je počet válců spalovacího motoru

V_h je zdvihový objem jednoho válce

p_{ef} je střední efektivní tlak na píst

n jsou otáčky motoru

τ_m je taktnost motoru (součinitel určující počet otáček pro vykonání jednoho expanzního zdvihu. Pro dvoudobé motory platí $\tau=1$ a pro čtyřdobé motory $\tau=2$). [1]

Z hlediska zvýšení výkonu na motoru, který již je vyroben je možné dosáhnout zvýšení výkonu za pomoci zvýšení efektivního tlaku na píst p_{ef} .

$$p_{ef} = \frac{H_u}{\sigma_t \lambda_z} \rho_{pl} \eta_d \eta_i \eta_m, \quad (16)$$

kde H_u je výhřevnost paliva,

λ_z je spalovací součinitel přebytku vzduchu

ρ_{pl} je teoretický směšovací poměr vzduchu a paliva

η_d je dopravní účinnost motoru

η_i je indikovaná účinnost motoru

η_m je mechanická účinnost motoru.

Ze vzorce je patrné, že zvýšení výkonu je možné dosáhnout více způsoby. Z hlediska konstrukce samotného sacího kanálu se jedná zejména o dopravní účinnost motoru. Ta je dána poměrem množství čerstvě nasáté směsi k ideálnímu nasávanému množství.



4.9 PRŮTOKOVÝ SOUČINITEL A REDUKOVANÉ VÍROVÉ ČÍSLO

Pro zjištění charakteristik proudění je možné teoreticky vypočítat vlastnosti proudění kolem ventilových sedel, kde dochází k nezanedbatelnému škrcení. Dále je zajímavou vlastností proudění také výpočet víru, který vzniká ve válci po výstupu ze sacího kanálu.

Proudění je tedy možné popsat průtokovým součinitelem, který vyjadřuje poměr skutečného a teoreticky vypočítaného hmotnostního toku.

4.9.1 SOUČINITEL PROUDĚNÍ

Součinitel proudění přímo popisuje vlastnost daného proudění. Jeho velikost je nepřímo úměrná velikosti tlakových ztrát. Z tohoto důvodu je v praxi velmi často využíván. Jeho velikost je výrazně ovlivněna volbou tlakového spádu při nastavení simulace proudění. Při zvýšení tlakového spádu dochází k výraznějšímu ovlivnění vzniklého proudění a průtokový součinitel je snižuje.

$$CF = \frac{\dot{m}_{skut}}{\dot{m}_{teor}} = \frac{\dot{m}_{skut}}{\rho A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}, \quad (17)$$

kde CF průtokový koeficient

A je průtočná plocha

Δp je tlakový spád

\dot{m}_{skut} . je skutečný hmotnostní tok

\dot{m}_{teor} . je skutečný hmotnostní tok.

Průtočnou plochu je možné dále vypočítat podle vzorce

$$A = n_v \frac{\pi d_t^2}{4}, \quad (18)$$

kde n_v je počet ventilů

d_t je průměr vyústění sacího kanálu (nejmenší průměr při dosednutí ventilu na ventilové sedlo).

Míru škrcení je možné získat výpočtem korigovaného průtokového součinitele. Při jeho výpočtu je průtokový koeficient regulován škrticím koeficientem.



$$CF_s = CF_\sigma = CF \frac{S_h}{S_t} = CF \frac{\pi d_t h}{\frac{\pi d_t^2}{4}} = CF \frac{4h}{d_t}, \quad (19)$$

kde CF_s korigovaný průtokový koeficient

σ je škrticí koeficient

h je zdvih ventilu

S_h je plocha válce zdvihu ventilu

S_t je průtočná plocha ventilu.

Koeficient škrcení je přímo závislý na velikosti zdvihu ventilu a proto je nutné jej stanovit pro každý zdvih zvlášť. V tomto případě je však pro jeho výpočet využít poměr mezi plochou na průměru d_t a válcovou plochou vzniklou na tom stejném průměru násobenou zdvihem ventilu.

4.9.2 REDUKOVANÉ VÍROVÉ ČÍSLO

Pro popis víření ve válci slouží redukované vírové číslo, které je definováno jako poměr otáček náplně ve válci ku otáčkám motoru. Jeho význam slouží zejména k popisu tangenciálního vířivého proudění vznikajícího ve válci.

$$SR = \frac{n_n}{n_m}, \quad (20)$$

kde SR je redukované vírové číslo

n_n jsou otáčky náplně ve válci

n_m jsou otáčky motoru.

Otáčky motoru je možné stanovit z teoretické hltnosti motoru, které odpovídá danému proudění

$$\dot{m}_t = S_v c_s \rho, \quad (21)$$

kde \dot{m}_t teoretická hltnost motoru

S_v je plocha vrtání jednoho válce

c_s je střední pístová rychlost.

Pro výpočet je nutné dodefinovat ještě střední pístovou rychlost a plochu vrtání válce



$$c_s = 2zn_m, \quad (22)$$

kde z je zdvih válce.

$$S_v = \frac{\pi D^2}{4}, \quad (23)$$

kde D je vrtání motoru

S_v je plocha válce.

Výsledný vztah pro otáčky motoru

$$n_m = \frac{\dot{m}_t}{2zS_v\rho} = \frac{2\dot{m}_t}{\pi z D^2 \rho}, \quad (24)$$

Otáčky náplně ve válci je možné stanovit pomocí následujícího vzorce

$$\omega_n = 2\pi n_n = \frac{\dot{L}}{J} = \frac{\dot{L}}{\dot{m}_t R^2}, \quad (25)$$

kde \dot{L} je moment hybnosti náplně ve válci,

J je moment setrvačnosti náplně ve válci,

R je poloměr rotace náplně.

Moment hybnosti je v programu počítán jako součet dílčích momentů, které jsou definovány elementární plochou, vektorem rychlosti a také skalární velikostí této rychlosti. Směr rychlosti je brán tangenciální vzhledem ke směru víření. Jako střed otáčení víru je považována osa válce. Moment hybnosti náplně ve válci je možné definovat pomocí následujícího vzorce

$$\dot{L} = \int_S \rho r V_t \vec{V} d\vec{S}, \quad (26)$$

kde r poloměr rotace elementu náplně vzhledem k ose válce,

V_t tangenciální složka rychlosti,

\vec{V} vektor rychlosti,

$d\vec{S}$ element průtočné plochy.

Výsledný vzorec pro výpočet redukovaného vírového čísla

$$SR = \frac{\dot{L} z D^2 \pi \rho}{4 \dot{m}^2 \pi R^2} = \frac{\dot{L} z \rho D^2}{4 \dot{m}^2 R^2} = \frac{2 \dot{L} z \rho}{\dot{m}^2} \quad (27)$$



5 KONSTRUKCE SACÍHO KANÁLU

Rekonstrukce sacího kanálu byla provedena pomocí metody reverzního inženýrství. Bylo tedy nutné vytvořit model kanálu jeho odlitím. Tento odlitek byl poté naskenován 3D skenerem jako virtuální model do počítače. Po optimalizaci naskenovaného modelu byl vytvořen celkový zjednodušený model sacího systému. Ten byl poté podroben simulaci proudění vzduchu. Jak již bylo v úvodu zmíněno, jednalo se o sání z motoru VW 1.4 TSI, který je osazen čtyřventilovou technikou.



Obr. 18 Odlévaný sací kanál

5.1 ODLITEK SACÍHO KANÁLU

Nejprve bylo nutné získat reálný model sacího kanálu. Ten byl vytvořen pomocí kaučuku Lukopren N 5221, který je vhodný pro odlévání. Důležitou vlastností tohoto kaučuku je zejména jeho vyšší tažnost a zároveň odolnost proti roztržení. Tyto vlastnosti byly klíčové zejména při vyjímání odlitku ze sacího kanálu. Výsledná konzistence a rychlost tuhnutí kaučuku byla určena množstvím přidaného katalyzátoru. Směs bylo nutné do kanálu nalévat pomalu, aby nedošlo k vytvoření vzduchových bublin v odlitku. Do odlévací hmoty byly vloženy kotvy, které napomáhaly vyjímání. Na stěny sacího kanálu byl nanesen separátor, který zabráňoval přilepení odlitku a zaručoval tak snadné vyjmutí. Jako separátor byl použit silikonový sprej WD-40.



Obr. 19 Odlévací kaučuk Lukopren N 5221 [13]

Společný kanál je před rozvětvením rozdělen přepážkou. Ta značně znesnadňovala tvorbu odlitku. Z tohoto důvodu musel být sací kanál rozdělen na více částí, které byly odlévány separátně. Prvotní model, který zahrnoval pouze dva kusy odlitku, zhavaroval na příliš vysokých silách, nutných pro vytažení odlitku ze sacího kanálu. Došlo tedy k destrukci odlitku a jeho nenávratnému znehodnocení.

Jako nejlepší varianta se ukázala rozdělení odlitku na čtyři části. Odlévání probíhalo z obou stran kanálu, kdy byla uvnitř kanálu vytvořena dělicí rovina, aby byla zajištěna přesná velikost odlitku. Dělicí rovina byla vytvořena pomocí modelíny. Po odlití první částí byla modelína odstraněna a vzniklý povrch musel být opět ošetřen separátorem, aby při odlévání druhé částí odlitku nedošlo k jejich spojení. Po vytažení odlitku byly jednotlivé části spojeny lepidlem a tím byl vytvořen konstrukční model sacího kanálu.



6 VYTVOŘENÍ VIRTUÁLNÍHO MODELU

Po vytvoření konstrukčního modelu sacího kanálu bylo nutné vytvořit jeho počítačový model. Nejpřesnější variantou bylo 3D skenování. Pro tyto účely byl využit 3D skener ATOS. Postup práce sestává ze snímání povrchu zkoumané součásti a následného importu těchto ploch do speciálního programu. Součást je proto nutné oskenovat ze všech stran, pro pokrytí celého povrchu součásti.

Skener ATOS je založen na principu snímání povrchu objektu pomocí dvou kamer umístěných na krajích snímací hlavy. Jejich natočení je provedeno tak, aby se jejich zorná pole stýkala v místě polohy snímaného objektu. Mezi nimi se nachází projektor, který celou scénu osvětluje. Snímací hlava je pevně spojena s nosnou konzolí zabezpečující stabilní polohu snímače během snímání. Konzola je opatřena klouby, které umožňují různé natočení snímací hlavy, čímž je dosaženo flexibility a možnosti snímat scénu z různých úhlů. Informace o snímání jsou zpracovávány ve stolním počítači určenému výhradně pro spolupráci s tímto skenerem. Zde je nainstalován ovládací software pro snímací zařízení, který zároveň slouží k možné editaci naskenovaného objektu.

Pro určení polohy v prostoru je snímaná oblast skenování opatřena speciálními terčíky, které skener snímá jako referenční body. Pro určení polohy je zapotřebí minimálně tři bodů z minulých snímků. Proto se první snímek pořizuje tak, aby na něm bylo zachyceno co nejvíce těchto bodů. U větších součástí je nutné tyto terčíky umístit přímo na povrch součásti. V tomto případě byly terčíky umístěny i na povrch tělesa, avšak za účelem zajištění polohy modelu v případě jeho pohybu vůči podložce.

Místnost, ve které je měření prováděno, by měla mít co možná nejvíce konstantní světelné podmínky. To je důležité z hlediska zajištění podmínek, které byly stanoveny při kalibraci. Samotné exponování snímané scény je možné provést před každým snímáním. Výsledkem správného nastavení exponování jsou větší naskenované plochy. Zvláštním případem jsou místa na skenovaném objektu, která jsou špatně osvětlitelná projektorem. Pro tyto případy je nutné celou scénu naklánět a natáčet.



Obr. 20 Pracovní místo se skenerem ATOS

6.1 KALIBRACE SKENERU

Základem celého měření s tímto skenerem je jeho kalibrace. Jedná se o sled testovacích snímků, kdy jsou snímány přesně definované desky podle přesně definovaného postupu. Postup je dán výrobcem a pro zjednodušení je v krocích zobrazen na monitoru.

Nutný je také dobrý výběr čočky, která musí korespondovat s velikostí skenovaného objektu. Před samotným měřením je nutné čočky zaostřit. To je možné provést například zaměřením skeneru na potištěný list papíru se snahou doostřením dosáhnout co možná nejlepší ostrosti textu zobrazovaného na monitoru. Pokud je to nutné, provede se i zaostření projektoru.

6.2 SKENOVÁNÍ MODELU

Odlitý model bylo nutné na skenování připravit. To hlavně z důvodu eliminace odrazu světla od snímaného povrchu. Pro tento účel slouží speciální bílá křídová barva, která výrazně eliminuje odraz dopadajícího světla.

Model byl umístěn na černou desku, polepenou referenčními terčíky. Během skenování je nejdůležitější zafixování pozice skenovaného objektu vůči těmto terčíkům. Jakýkoliv vzájemný pohyb je nežádoucí z důvodu snížení přesnosti nebo dokonce znehodnocení celého měření. Přesnost je každého snímku je zobrazována vedle jeho názvu, proto snadné si zkontrolovat zda je snímání korektní.



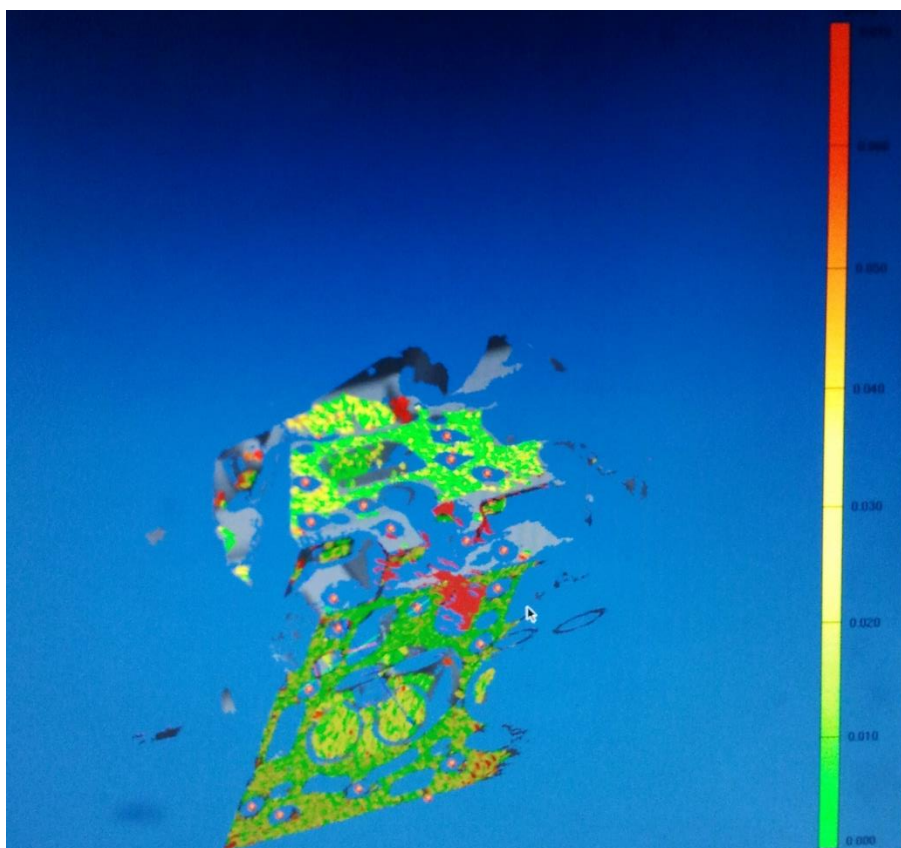
Obr. 21 Skenovaný kanál umístěný na referenční podložce

Skenovaný model je nutné umístit v předem definované vzdálenosti 75 cm. Jak již bylo zmíněno, první snímek byl proveden tak, aby bylo zachyceno co nejvíce terčků a tím bylo možné se scénou co nejvíce rotovat. Naskenovaná scéna se zobrazuje ve spodním okně obrazovky a po naskenování je prováděn výběr načtených ploch. Jejich rozeznatelnost skenerem je dána hlavně nasvícením objektu. Vybrané plochy se vykreslí do horní části obrazovky jako část 3D modelu. S modelem je rotováno podle potřeby tak aby byla naskenována co největší část modelu, ale zároveň nebylo použito příliš mnoho naskenovaných ploch. Jejich překrytí vnáší do vytvořeného modelu nežádoucí chyby.

Po naskenování uspokojivé části modelu je provedena korekce naskenovaných ploch. Ty se totiž v notné míře překrývají. Provedena byla také polygonizace povrchu, které slouží k vyhlazení skenovaného povrchu.

Kromě odlitého sacího kanálu byla skenována také hlava motoru. To jak z důvodu získání přesného tvaru spalovacího prostoru, ale také pro zajištění správné polohy sacího kanálu. Kromě spalovacího prostoru byl do jednoho modelu naskenován i otvor pro připojení příruby sání. To při kompletaci CAD modelu zajistí správnou pozici kanálu vůči válci.

Vzhledem k větším rozměrům a hmotnosti skenované hlavy motoru bylo nutné umístit terčiky přímo na skenovaný objekt. Tím byla zaručena také pohyblivost hlavy vůči skeneru. Skenování bylo provedeno s odmontovanými sacími ventily, aby byly dobře viditelná ventilová sedla.



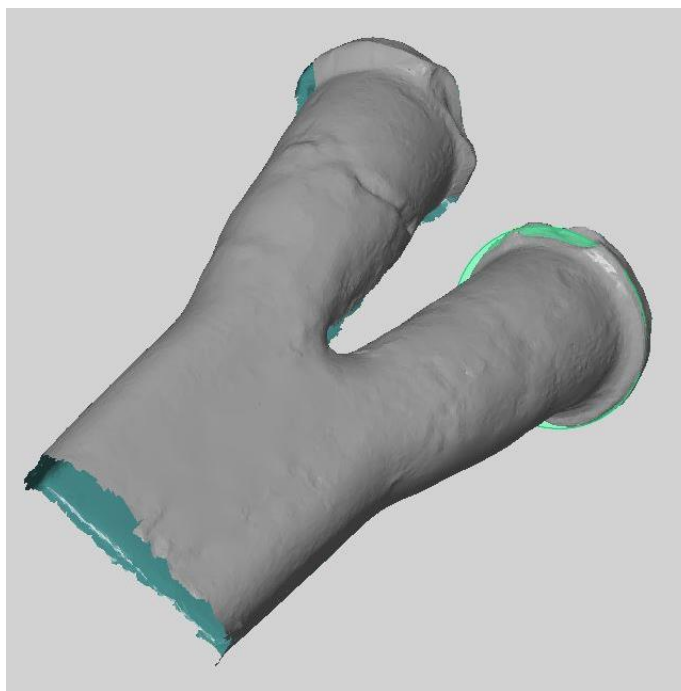
Obr. 22 Přesnost naskenované hlavy motoru

6.3 ÚPRAVY SKENOVANÝCH MODELŮ

Další úpravy byly prováděny v programu GOM Inspect, který je po zaregistrování na stránkách firmy GOM volně dostupný. Pomocí tohoto programu je model upravován do finální verze vhodné pro export do CAD systému.

Naskenované modely jsou z měřicí stanice ATOS exportovány ve formátu *.stl, který v sobě obsahuje mrak ploch. Dalším exportovaným formátem je *.igs. V tomto formátu je možné z naskenované součásti získat jednotlivé vložené prvky, jako jsou například body, roviny, souřadné systémy apod.

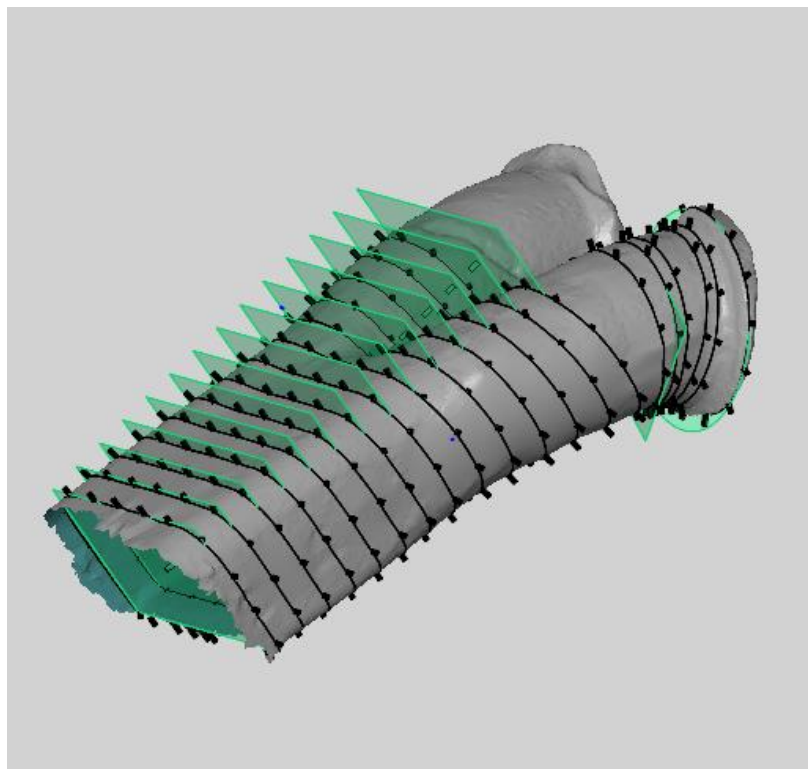
Exportované modely jsou upraveny v již zmíněném programu GOM Inspect. Zde jsou upravovány chyby v naskenovaném mraku ploch. Je také možné uzavřít díry, které při skenování vznikly například po nalepeném terčíku. Program sám podle úhlů natočení hraničních prvků sítě doplní chybějící části modelu.



Obr. 23 Upravený model sacího kanálu v GOM Inspect

Síť na modelech exportovaných ze stanice ATOS je příliš hrubá. Při úpravách modelu je možné tuto síť zjemnit buď lokálně nebo celkově na celém modelu. Díky zjemnění sítě dosáhneme vyšší přesnosti exportovaných řezů a to hlavně v místech ostrých přechodů.

Pro export do CAD systému je nutné vytvořit řezy povrchem součásti. Tyto řezy byly vytvořeny v rovinách, které se táhly celým tělem kanálu. Část kanálu, která je spojená a má rovný průběh, byla rozdělena rovnoběžnými řezy. Vyústění kanálu, které se již odchyluje od přímého směru s určitým rádiusem, bylo rozřezáno pomocí rovin, které kopírují tento rádius. Pomocí funkce „Section“ byly na jednotlivých rovinách provedeny řezy, které byly poté pomocí souboru *.iges exportovány do programu Creo Parametric 2.0.



Obr. 24 Řezy vytvořené v GOM Inspect

6.4 VYTVOŘENÍ CAD MODELU

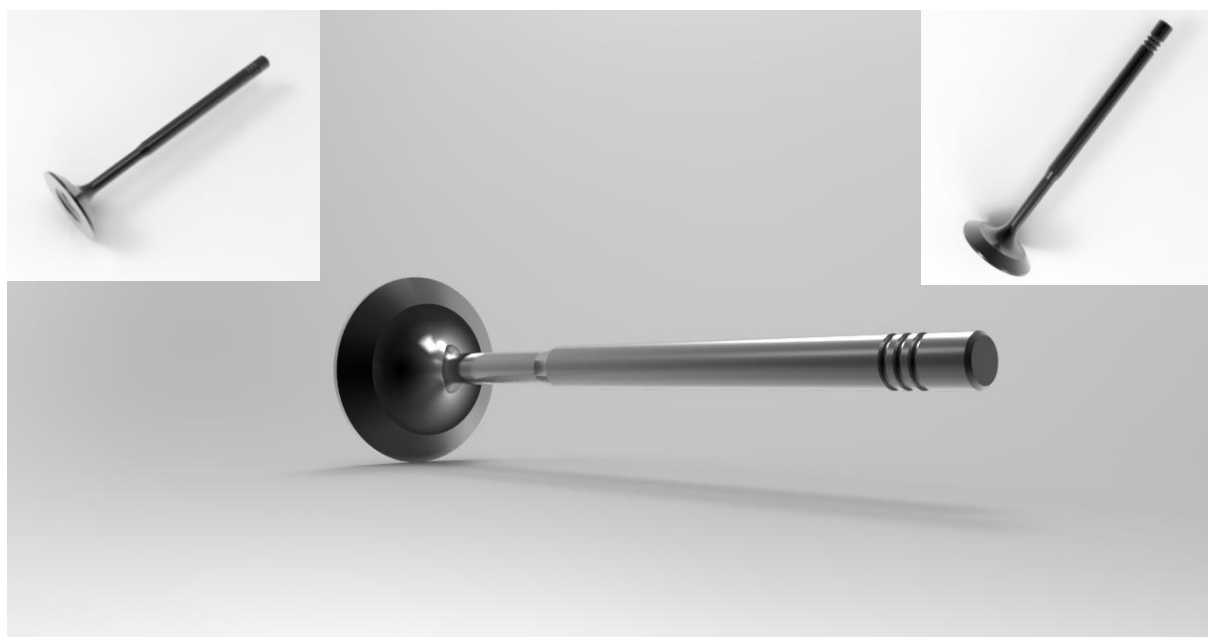
Pro vytvoření CAD modelu byl využit již zmíněný program Creo Parametric 2.0. Jedná se o parametrický modelář, kterým je možné tvořit nejen přesné modely jednotlivých součástí pomocí parametrického zadávání, ale také pracovat s plochami a vytvořit tak model skenovaného kanálu i pomocí importovaných řezů. Dále je možné tvořit sestavu jednotlivých dílů, která bude následně exportována do CFD programu pro analýzu proudění.

V tomto programu byly vytvořeny objemové modely sacího kanálu, sacího ventilu a také ostatních zjednodušených částí sacího systému.

Model sacího ventilu byl vytvořen pomocí rotace „Revolve“ vytvořené geometrie kolem stanovené osy rotace, která vedla napříč sacím ventilem.



Obr. 25 Sací ventil reálného motoru



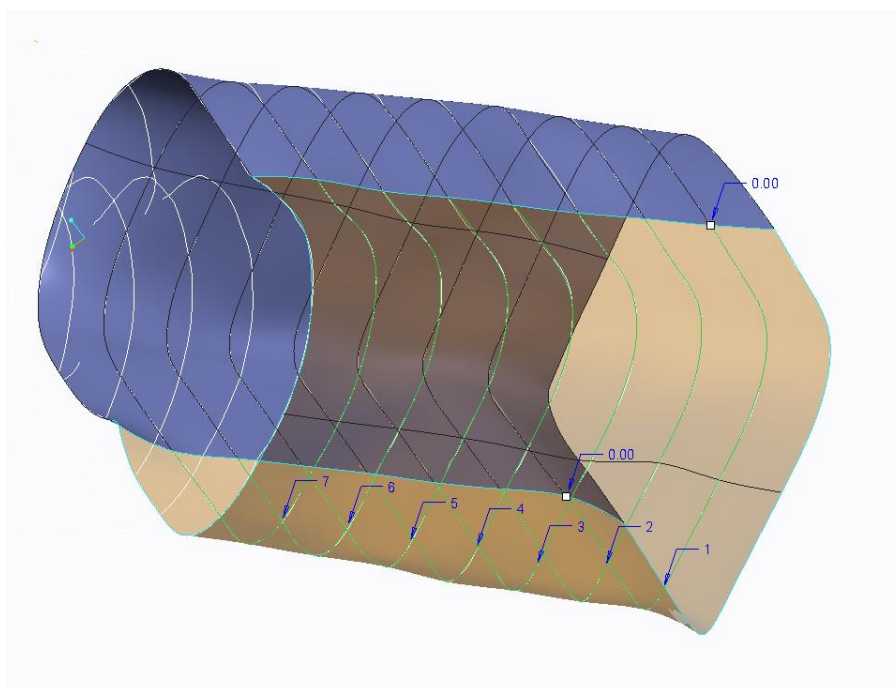
Obr. 26 Vytvořený model sacího ventilu



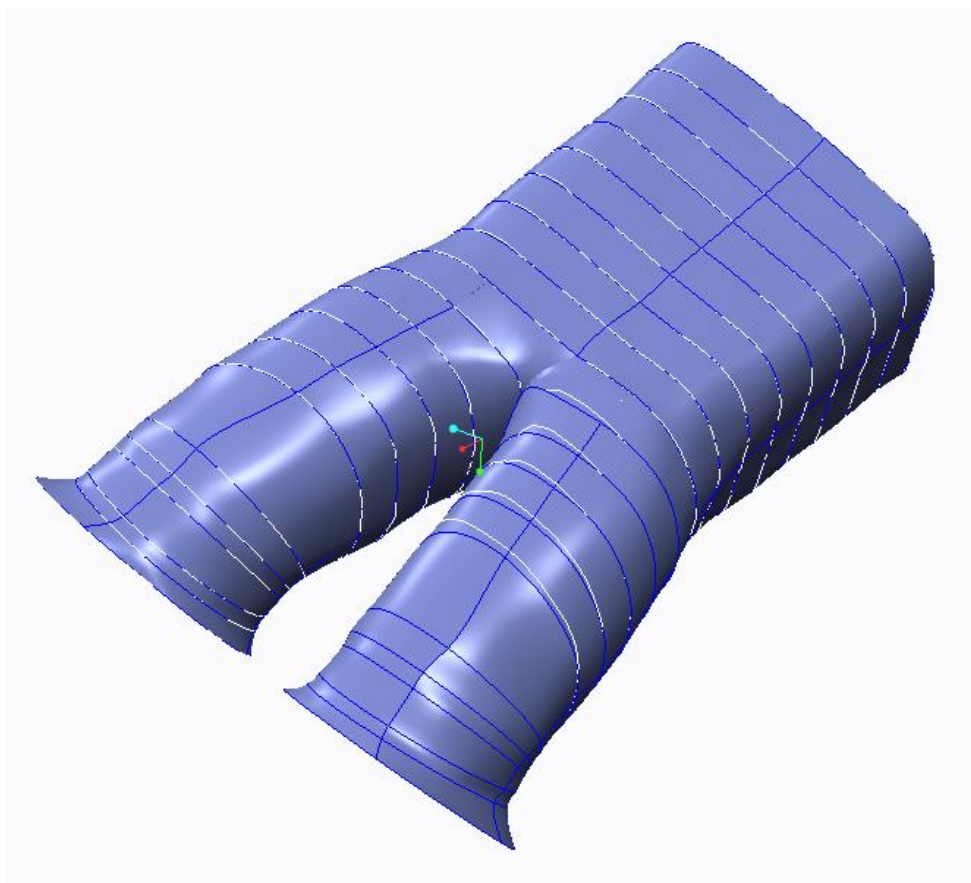
Jako další byl vytvořen objemový model sacího kanálu, který byl pomocí metody řezů importován ze softwaru GOM Inspect. Řezy se v Creu zobrazují pouze jako čáry, které se však nedají využít k vytvoření ploch. Pro tento účel byla využita funkce „Style“, díky které se na obrysy řezů vykreslí řídicí křivky. Pro přesné vytvoření ploch mezi řídicími křivkami jsou jednotlivé řezy spojeny podélnými křivkami. Ty zabezpečují přesné nasměrování nově vytvořených ploch vůči sobě. Díky tomuto nám vznikne síť, na kterou jsou posléze vytvořeny plochy. Jemnost této sítě určuje přesnost vytvořeného modelu. Proto bylo nutné zjemnit síť u důležitých uzlů a na místech složitějších přechodů.

První postup spočíval v potažení řezů vodícími křivkami po celém obvodu řezu. Zde se však objevily problémy s vytvořením ploch, které nebylo možné dopočítat, a proto se tvořily nesmyslné tvary. Druhý postup již dělil vodící křivky na poloviny. Při použití tohoto postupu již bylo dosaženo správného vytvoření ploch.

Při použití funkce „Surface“ je nutné nejdříve vybrat hraniční křivky „Primary chain“, mezi kterými program vytvoří prvotní plochu. Ta však nekopíruje chtěný tvar součásti. Proto je nutné jako druhou referenci zvolit křivky, které byly vytvořeny pomocí řezů „Internal chain“. Po jejich označení již program dopočítá přechody mezi jednotlivými řezy a vytvoří tak přesný povrch součásti.



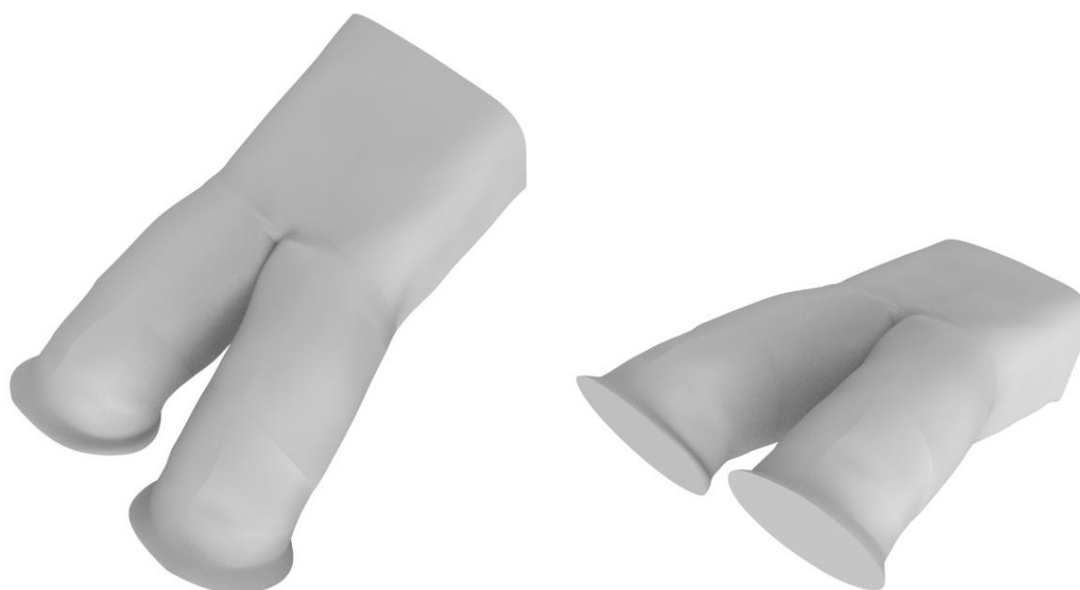
Obr. 27 Tvorba povrchu součásti



Obr. 28 CAD model tvořený plochami

Po domodelování všech těchto dílčích ploch bylo nutné tyto plochy spojit. Jejich spojení bylo nezbytné pro vytvoření objemového modelu. K tomu bylo využito funkce „Merge“. Základním předpokladem spojení byla návaznost jednotlivých ploch, které tudíž musel mít společné hraniční křivky.

Pro využití modelu v CFD programu, bylo nutné vytvořit objemový model součásti. Pro tento účel byla použita funkce „Solidify“. Jak již bylo zmíněno, předpokladem pro vytvoření objemového modelu bylo vytvořit uzavřený obal z ploch, které byly následně dohromady spojeny v jednu. Poté již program sám vyplnil vnitřní objem ploch plným objemem materiálu. Po vytvoření hrubého modelu se v jeho tvaru projeví nepřesnosti, které vznikly při vytváření ploch. Pomocí vložení plošné sítě exportované z ATOS skeneru, bylo možné porovnat přesnost vytvořeného objemového modelu. Díky možnosti zpětných úprav vodících křivek bylo možné tvar výsledného modelu ještě změnit, tak aby odpovídal skenovanému modelu.



Obr. 29 Vytvořený objemový model sacího kanálu

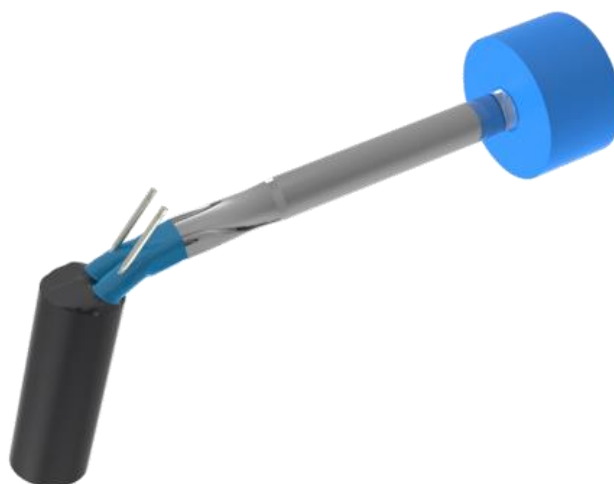
6.5 SESTAVENÍ SACÍHO SYSTÉMU

Jako další model byl vytvořen spalovací prostor, který byl předtím naskenován. Při jeho konstrukci bylo nutné se zaměřit na vytvoření primitiv, které posléze ulehčily sestavení celkové sestavy sacího systému spolu s válcem. Proto byly vytvořeny osy ventilů a také osa válce. K nim byly posléze vazbeny další prvky sestavy. Postup při vytváření modelu spalovacího prostoru byl obdobný jako u sacího kanálu.

Dále byl vytvořen i zjednodušený model válce motoru. Jeho vnitřní průměr byl volen podle skutečného vrtání motoru a jeho délka byla kvůli získání výsledků, které nebudou ovlivněny zpětným prouděním, značně prodloužena.

Dále bylo připojeno sací potrubí, které sloužilo pro přívod ustáleného proudění. Na konci přívodního potrubí byl vytvořen zjednodušený model airboxu, který zaručuje ustálené sání vzduchu do přívodního potrubí. Vstupní otvor z airboxu do potrubí výrazně ovlivňuje parametry proudění, byl tedy osazen bezodporovým nátrubkem. Jeho tvar může být měněn pro získání co nejnižší tlakové ztráty na vstupu do potrubí.

Sestavení modelu bylo prováděno s ohledem na jeho další úpravy. Hlavně se jednalo o možnost posunu sacích ventilů o určitý zdvih. Proto byla spodní hrana ventilu zavazbena k jeho obrysu na spalovacím prostoru, vazbou „distance“. Díky ní bylo možné přesně určit zdvih ventilů.



Obr. 30 Sestavený model zjednodušeného sacího systému



Obr. 31 Detail připojení sacího kanálu

Pro export sacího systému do CFD programu bylo nutné z celé sestavy, složené z několika součástí, vytvořit jednu geometrii sestavy, která byla vložena do jednoho souboru „*.prt“. Tento složený objemový model již mohl být exportován jak „*.x_t“ do programu Star CCM+.



7 CFD SIMULACE PROUDĚNÍ

Pro simulaci proudění média sacím systémem byl použit program Star CCM+. Jedná se o software založený na CFD (Computational fluid dynamics) výpočtech. Základem je dynamická analýza proudění tekutin, která je vyhodnocována na základě termodynamických, matematických a fyzikálních zákonů.

Základními vstupy pro řešení jsou:

- Geometrie řešené soustavy
- Vlastnosti kontinua
- Okrajové podmínky
- Parametry výpočtu

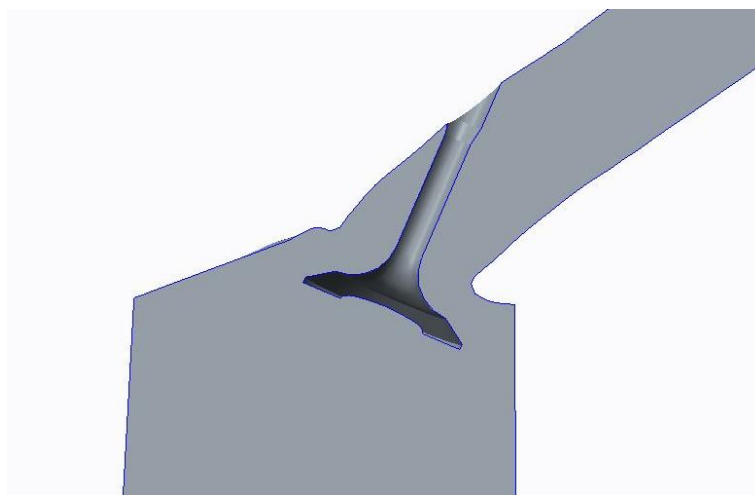
Jako první je nutné se zaměřit na geometrii importovaného modelu. Důležité je vědět oblasti kritických míst, u kterých bude následně při tvorbě výpočtové sítě upravena její jemnost. Tím je dosaženo reálnějších výsledků. I volbu velikosti celkové sítě, která je použita u výpočtové méně zajímavých oblastí je nutné zvážit. Zvláště z důvodu výrazného prodloužení výpočetního času při jejím zjemnění. To však v samotném důsledku nemusí přinést žádné výrazné změny ve výsledcích, protože zkreslení v těchto přechodových oblastech není tak velké. Proto je nutné volit mezi těmito faktory tak, aby bylo dosaženo optimálního kompromisu.

Jako další je nutné nastavit parametry proudění. Zde se jedná o nastavení fyzikálních vlastností média jako je například jeho hustota, viskozita apod. Dále je zapotřebí definovat mezní vrstvu proudění, která výrazně ovlivňuje vlastnosti tohoto proudění, zvláště pak v oblastech obtékání kritických míst.

Pro výpočet je nutné znát okrajové podmínky proudění. Program dovoluje také zadání přechodových podmínek v určitých časových pásmech během proudění. To umožňuje upravovat model proudění například při nestacionárních podmínkách.

7.1 IMPORT CAD MODELU

Program Star CCM+ pracuje s plochami, které ohraničují prostor pro proudění. Pro bezproblémový import bylo tedy nutné sestavu vytvořit jako objemový model. Před jeho konečným exportem, však bylo nutné odečíst od sestavy objem sacích ventilů. Jejich prázdný vnitřní objem bude poté sloužit pro vytvoření vnějších ploch ventilů, které by jinak byly považovány za část vnitřního objemu sestavy a nebyly by vykresleny.



Obr. 32 Řez sacím kanálem a odečteným sacím ventilem

Export byl proveden ve formátu *.x_t neboli parasolid. Tento formát je vhodný zejména proto, že dokáže přenést jak data o tvorbě modelu, tak i informace o jeho úpravách. Při importu si Star CCM+ automaticky vytvoří přesný model, který je však již složen z ploch, jež tvoří vnější povrch objemového modelu. Díky tomu vznikne prostor uvnitř modelu, kterým bude možné proudit definované médium.

7.2 CFD MODEL

Po importu jsou jednotlivé plochy rozděleny podle své funkce. Bylo nutné definovat vstup a výstup ze systému. Tyto plochy byly označeny jako „pressure outlet“, které umožňují nastavit tlak v tomto místě. Pro potřeby proudění byl nastaven tlakový spád mezi těmito plochami. Poté byla vybrána další místa, kde budlo nutné vytvořit přesnější síť pro dosažení reálnějších výsledků. Jedná se o plochy ventilů, ventilových sedel, nátrubku airboxu a sacího kanálu. Ostatní plochy již nebylo nutné označovat a celý jejich svazek byl, pojmenován jako „potrubí“. Tyto plochy ohraničovaly oblast proudění.



Obr. 33 Důležité plochy modelu

7.3 TVORBA SÍTĚ MODELU

Pro výpočet proudění je nutné v modelu vytvořit síť, díky které bude vnitřní objem rozdělen na dílčí objemy, jejichž velikost je možné předem definovat. Základním nastavením programu je vytvoření defaultní sítě, která je automaticky upravována podle aktuálně síťované geometrie. Pokud program během tvorby síťové struktury narazí na tvarové přechody nebo složitější tvarovou strukturu, je schopen lokálně v těchto místech zhustit vytvářenou síť.

Pro účely přesnějších výpočtů však automaticky generovaná síť nestačí a je tedy nutné definovat oblasti zájmu a síť v těchto místech upravit manuálně. Pro tyto účely již byly dříve vytvořeny separované plochy. Při tvorbě sítě byly na tyto plochy nastaveny různé velikosti prvků podle důležitosti ploch. Oblasti důležité pro hodnocení proudění byly síťovány pomocí menších elementů. Tímto je zvýšena jak tvarová tak výpočtová přesnost. Méně důležité oblasti však mohou být vytvořeny pomocí větších elementů. Díky tomuto se snižuje výpočtová náročnost a urychluje se tak samotný výpočet. Tímto způsobem byla generována síť ve zbývajícím prostoru modelu.

Plošná síť je tvořena trojúhelníkovými elementy. Během její tvorby je možné využít funkce „surface remesher“, která zvyšuje kvalitu vytvořené sítě a optimalizuje ji pro vytvoření objemové sítě. Dále dokáže upravit jemnost sítě v závislosti na zakřivení povrchu.

Další zvolenou funkcí byla „prism layer mesher“, která slouží k vytvoření později specifikovanému počtu prizmatických vrstev v okolí hraničních ploch modelu. Jsou vhodné zejména při simulování přestupu tepla a definování mezní vrstvy proudění.

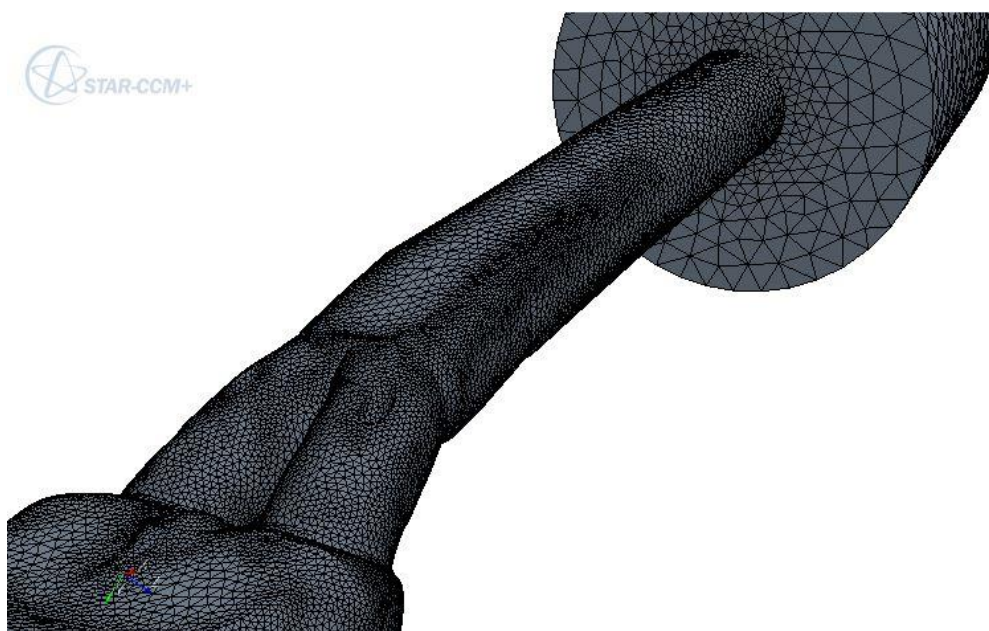
Pro uzavřené síťované plochy byla užita funkce „surface wrapper“. Jejím úkolem je vyhledat v nově vzniklé síti chyby a mezery a ty posléze pomocí trojúhelníkových prvků spojit. Dokáže také spojit oblasti, které se během tvorby sítě rozdělily. Nevýhodou této funkce může



být občasné propojení ploch, které v daném kontextu nemají být propojeny. Tato chyba se napovrch projeví vizuálně a znemožní také vytvořit objemovou síť. Takto chybně vzniklá propojení je nutné následně manuálně opravit.

7.3.1 PLOŠNÁ SÍŤ

Díky plošné síti je možné kopírovat tvar modelu. Již zde platí, že důležité oblasti musí být síťovány hustěji. Oblast aplikace hustější sítě je zvláště vhodná v místech zaoblení a jiných kruhových přechodů. Hustota této sítě se dále přenesse na objemovou síť.

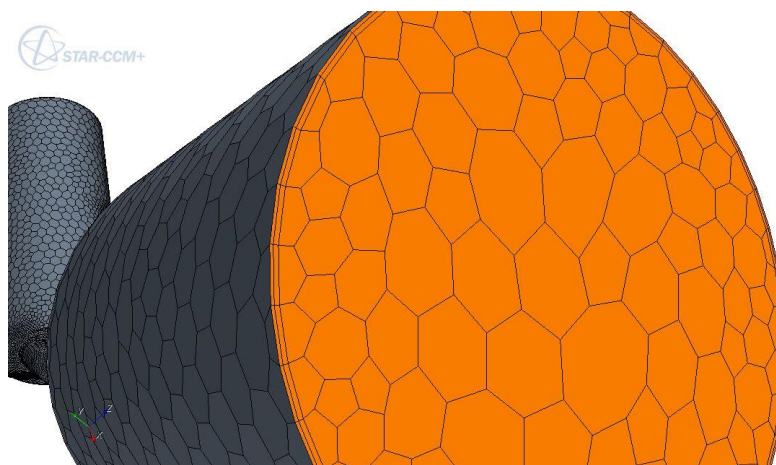


Obr. 34 Rozložení plošné sítě

Vytvořenou plošnou síť je nutné vizuálně zkontrolovat, zda síťovaný tvar odpovídá realitě a zda věrohodně kopíruje tvar modelu. V případě nepřesností je možné síť upravit pomocí vytvoření křivek, které oddělují jednotlivé tvarové přechody. Vytvářená síť se na tyto křivky může navázat s novými prvky.

7.3.2 OBJEMOVÁ SÍŤ

Pro vytvoření objemové sítě byly použity prvky typu „polyhedral“. Jedná se o elementy s větším počtem stykových ploch. Jejich výhodou oproti „tetrahedral“ prvkům je větší množství stykových ploch. Díky tomu je možné dosáhnout lepší a přesnější sítě a zároveň snížit počet vytvořených prvků.



Obr. 35 Objemová síť a prizmatické vrstvy

Na obr. 36 jsou vidět vytvořené prizmatické vrstvy. Jejich počet byl zvolen na tři. Jak již bylo zmíněno, tyto vrstvy slouží k simulování přestupu tepla nebo mezních vrstev. Pro potřeby této práce bylo využito mezní vrstvy. Program dovoluje definovat také šířku této vrstvy a proto je možné proudění přizpůsobit podle aktuálního materiálu stěny potrubí.

7.4 FYZIKÁLNÍ MODEL

Pro provedení výpočtu je nutné stanovit základní vlastnosti proudění a proudící látky. K tomuto je určena položka „physics model“, která je nastavována pomocí sledu jednotlivých nastavení.

Pro toto měření bylo zvoleno toto nastavení:

- Three Dimensional – trojrozměrné proudění
- Stationary – stacionární proudění
- Steady – časově ustálené proudění
- Gas – pracovní médium je plyn (vzduch)
- Coupled flow – nestlačitelné proudění
- Constant density – konstantní hustota média
- Turbulent – turbulentní proudění
- K-epsilon turbulence – typ turbulentního proudění

Tab. 1 Okrajové podmínky

Tlak na vstupu [Pa]	0
Tlak na výstupu [Pa]	-5000
Referenční tlak [Pa]	101325



7.5 NASTAVENÍ OSTATNÍCH FUNKCÍ

Před uvedením výpočtu proudění do chodu bylo nutné nastavit jednotlivé veličiny a scény, které budou složité jako výstup ze simulace.

Jako první byla definována plocha řezu, který procházel napříč prouděným modelem. Důležitým místem byl zejména sací ventil a oblast ventilových sedel. Do průmětu tohoto řezu poté mohly být v jednotlivých scénách umísťovány veličiny popisující proudění. Jako vhodné veličiny se jeví maximální rychlost proudění a hmotnostní tok.

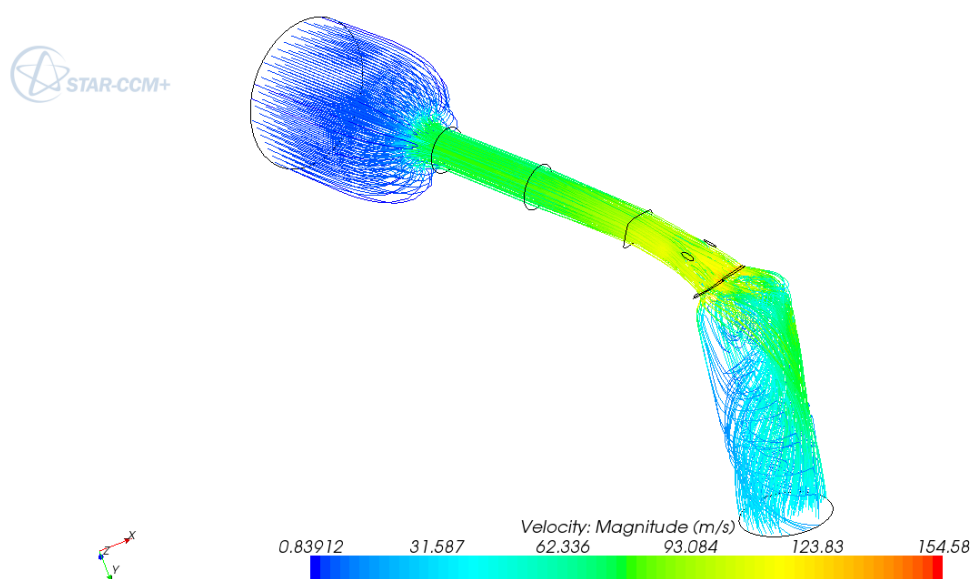
Jako další byly nastaveny proudnice „streamlines“. Díky nim je možné sledovat tvar proudění. Během jejich definice je nutné zadat vstup proudnic a jako další jejich hustotu.

Pro sledování vývoje simulace je vhodným měřítkem graf vykreslující residua a hmotnostní tok. Jejich konvergování určuje správnost a také přesnost simulace.

Jako poslední parametr před započítáním výpočtu je kritérium ukončení výpočtu. Pro tyto účely byl zvolen konečný počet iterací. Po jejich dosažení je výpočet ukončen. Poté je nutné zkontrolovat, zda výpočet konverguje a opačném případě výpočet provést znovu nebo v něm pokračovat do ustálení sledovaných veličin.

7.6 SIMULACE PROUDĚNÍ

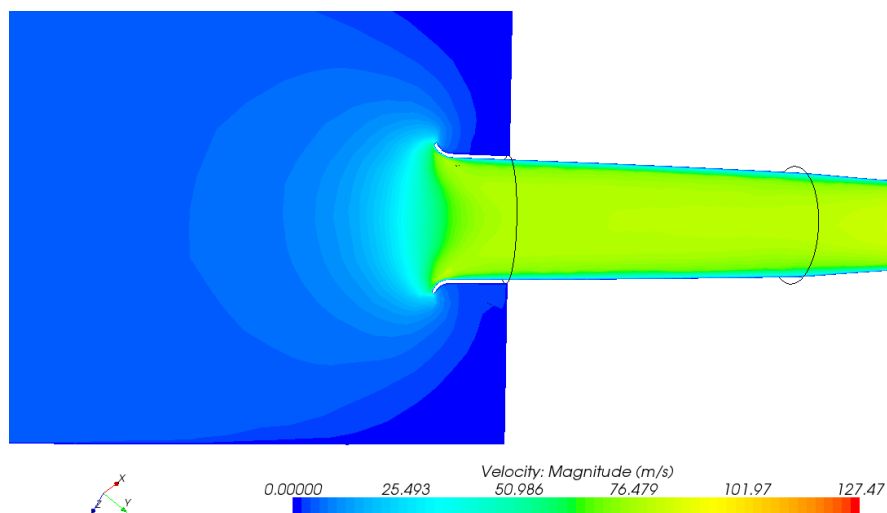
Po nastavení všech potřebných parametrů je možné zahájit výpočet. Ten lze sledovat „online“ a lze tak odhalit případné chyby nebo nekonvergentní proudění předem. Jak již bylo uvedeno jako výstupy simulace byly použity průměty rychlosti na rovinu řezu modelem a také proudnice zobrazující tvar proudění.



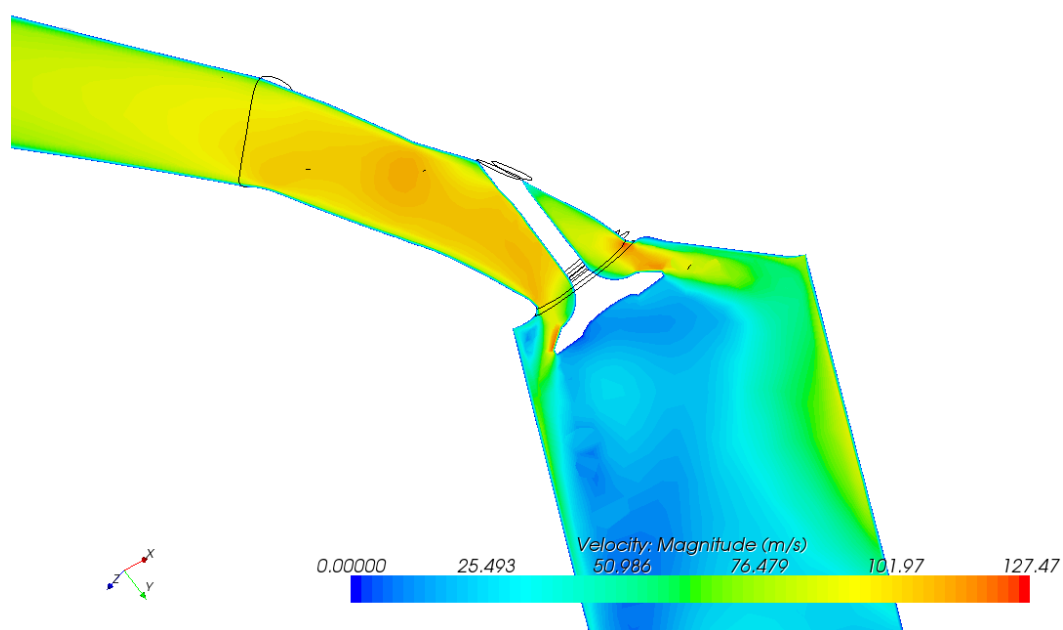
Obr. 36 Proudnicově zobrazená rychlost proudění modelem



Z celkového zobrazení rychlosti proudění jsou zřejmá kritická místa. Jedná se o bezodporový vstup z airboxu a hlavně oblast obtékání ventilů a ventilových sedel, kde je rychlost proudění nejvyšší. V těchto místech tedy dochází k tlakovým ztrátám. Jako další důležitý poznatek je zobrazení proudnic po průchodu do spalovacího prostoru.



Obr. 37 Rychlost proudění v oblasti bez odporového vstupu



Obr. 38 Rychlost proudění v oblasti obtékání ventilu a ventilového sedla



Tab. 2 Výsledné hodnoty proudění při referenčním zdvihu 9 mm

Hmotnostní tok [kg.s ⁻²]	Maximální rychlost na vstupu z airboxu [m.s ⁻¹]	Maximální rychlost v oblasti ventilů [m.s ⁻¹]	Průměrná rychlost proudění [m.s ⁻¹]
0.0889	64.658	141.059	84.516

7.7 VÝPOČET PROUDĚNÍ A VÍŘENÍ

Hodnotu skutečného hmotnostního toku získáme z provedené simulace proudění. Proto je nutné, aby se hmotnostní tok ustálil. Koeficient proudění a redukované vírové číslo bylo vypočítáno pro zdvihy ventilů od 1 do 11 mm. Odstupňování bylo stanoveno na 1 mm.

Pro výpočet momentu hybnosti náplně ve válci bylo nutné do simulace proudění zavést výpočet této veličiny. Pro tento účel byl do programu zadán vzorec pro jeho výpočet a odtud byly také brány hodnoty jednotlivých veličin. Výpočet byl svázán s orientací místního cylindrického souřadného systému v modelu, kdy byla osa „z“ orientována podle osy válce.



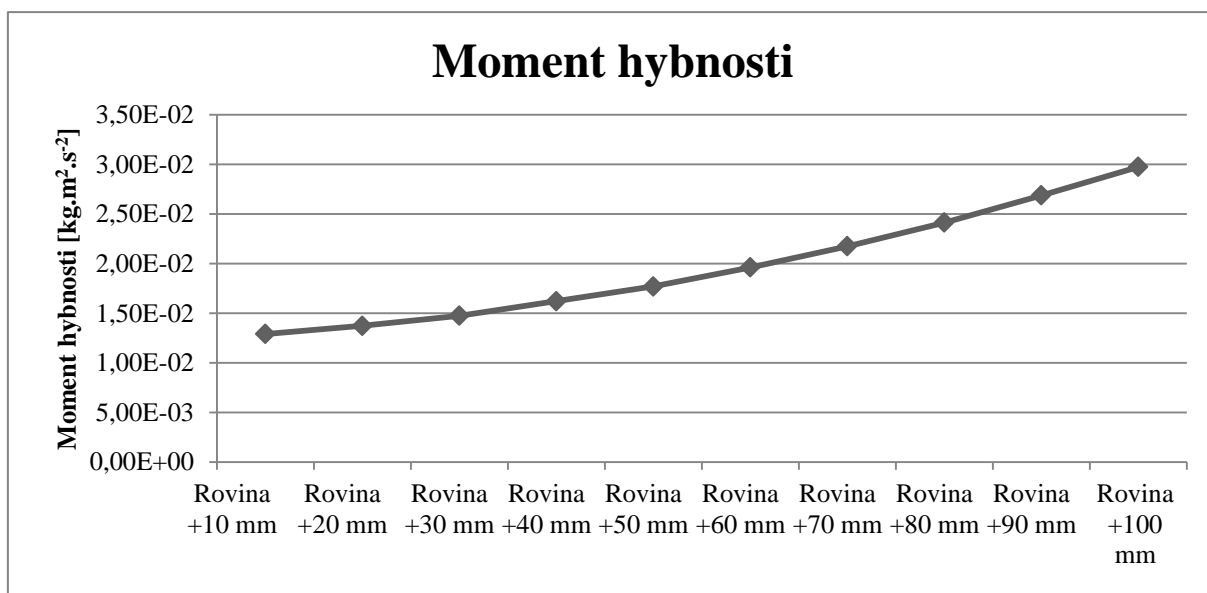
Obr. 39 Vložený místní cylindrický souřadný systém

Výpočet momentu hybnosti byl poté prováděn v rovinách rovnoběžných s výstupem z válce. Snaha o co nejmenší ovlivnění výsledků silným a nestálým vírem u výstupu ze sacího kanálu ve vrchní části válce vedla k umístění rovin snímání do spodní části válce. Ty byly odstupňovány po 10 mm od spodní plochy válce a jejich počet byl stanoven na 10. Z naměřených hodnot byl poté vytvořen aritmetický průměr, který byl brán jako hodnota momentu setrvačnosti náplně, dosazenou do výpočtových vzorců. V grafu 1 je možné vidět závislost momentu hybnosti náplně na vzdálenosti od spodní hrany válce. Se stoupající vzdáleností od vyústění sacího kanálu moment hybnosti klesá.



Tab. 3 Momenty hybnosti náplně

Rovina řezu	Moment hybnosti [kg.m ² .s ⁻²]
Rovina +10 mm	1,2895e-02
Rovina +20 mm	1,3720e-02
Rovina +30 mm	1,4730e-02
Rovina +40 mm	1,6209e-02
Rovina +50 mm	1,7681e-02
Rovina +60 mm	1,9609e-02
Rovina +70 mm	2,1731e-02
Rovina +80 mm	2,4130e-02
Rovina +90 mm	2,6870e-02
Rovina +100 mm	2,9741e-02
Průměr	1,97e-02



Graf 2 Závislost momentů hybnosti na vzdálenosti od spodní plochy válce pro referenční zdvih 9 mm



Po dosažení získaných hodnot proudění byly dopočítány zbývající veličiny, tedy redukované vírové číslo a koeficient proudění. Výpočty byly provedeny pro jednotlivé zdvihy ventilů odstupňovaných po 1 mm.

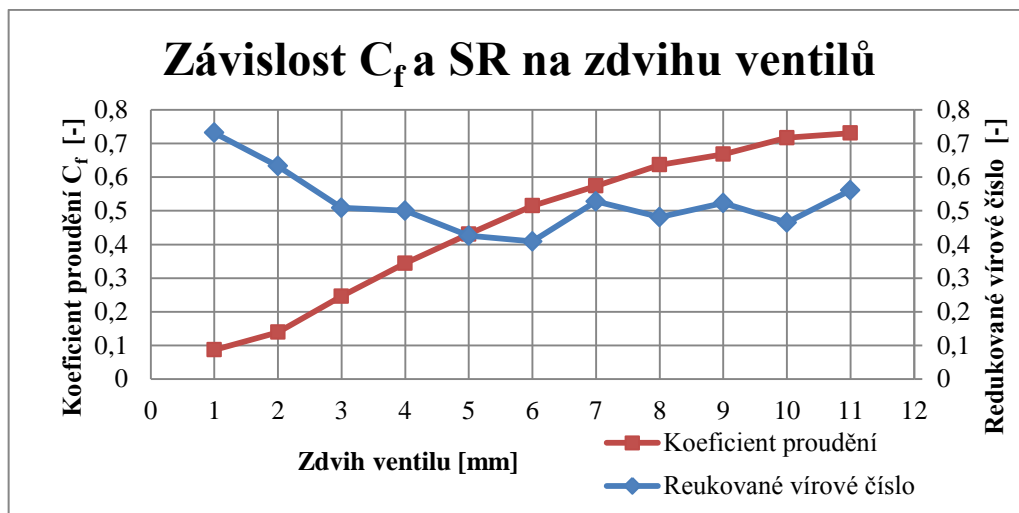
Tab. 4 Koeficient proudění a redukované vírové číslo pro jednotlivé zdvihy ventilů

Zdvih ventilu [mm]	Hmotnostní tok [kg.s ⁻¹]	Koeficient proudění C _f [-]	Redukované vírové číslo [-]
1	1,11E-02	0,087	0,732
2	1,77E-02	0,139	0,633
3	3,14E-02	0,246	0,509
4	4,38E-02	0,344	0,5
5	5,49E-02	0,431	0,426
6	6,56E-02	0,515	0,409
7	7,31E-02	0,574	0,528
8	8,11E-02	0,637	0,481
9	8,89E-02	0,668	0,523
10	9,13E-02	0,717	0,465
11	9,31E-01	0,731	0,561

Vzniklý vír odpovídá klasickým koncepcím zážehových motorů s přímým vstřikováním paliva. Silnější vír je žádoucí pro kvalitnější promísení směsi. Zároveň také slouží k řízenému rozvrstvení směsi ve spalovacím prostoru. Motor je tak schopen pracovat i s chudou směsí, kdy je v oblasti zapalovací svíčky soustředěna bohatší směs pro snadné zapálení. Vznik víru však má za následek zvýšení plnicích ztrát. Proto je nutné volit konstrukci sacího kanálu podle aktuálního motoru.

V tomto případě, kdy je do motoru přiváděna směs vzduchu a stlačeného zemního plynu není nutné vytvářet příliš silný vír. Plynné palivo se se vzduchem mísí výrazně lépe a do válce je přiváděno již relativně smíseno.

Jako další parametr proudění byly vypočítány ztrátové koeficienty proudění C_f. Jeho výpočet poslouží pro získání reálného náhledu na ztráty způsobené škrcení při obtékání sacích ventilů.



Graf 3 Závislost koeficientu proudění a redukovaného vírového čísla na zdvihu sacích ventilů

Výsledná charakteristika odpovídá realitě, kdy při otevírání ventilů klesají tlakové ztráty a koeficient proudění se zvyšuje. V oblasti velkých zdvihů sacích ventilů je možné pozorovat ustalování hodnot hmotnostního toku. To je způsobeno zvýšením škrticích ztrát během vysokého průtoku vzduchu, kdy se proudění dostává k maximu svého hmotnostního toku.

V porovnání s redukovaným vírovým číslem je vidět závislost při nízkých zdvizích ventilů, kdy se vírové číslo snižuje a koeficient proudění roste rychleji. To vypovídá o závislosti tlakových ztrát vířením na síle proudění.

7.8 HODNOCENÍ PRIMÁRNÍ SIMULACE

Výsledky primární simulace se svými hodnotami blíží reálným hodnotám motorů. Jejich hodnota je výrazně ovlivněna skutečnostmi, že proudění prováděné ve virtuální simulaci je omezeno určitými zjednodušujícími parametry.

V případě simulace byla přesnost volena s ohledem na omezený výpočetní výkon, který by v případě velmi přesných měření neadekvátně zvyšoval dobu výpočtu. Při simulaci byly sledovány residua, která při svém poklesu pod hranici 10^{-4} , značily dostatečně přesné měření.

Zkoumanými fyzikálními veličinami byl hmotnostní tok a také rychlost proudění. Jejich hodnoty byly opět závislé na nastavení okrajových podmínek, zejména tlakového spádu. Získané hodnoty byly využity pro porovnání s následně upraveným sacím kanálem, za účelem zvýšení plnicí účinnosti. Hlavní sledovanou veličinou tak v tomto případě byl hmotnostní tok, kdy snahou bylo dosáhnout jeho navýšení. Rovněž byl sledován vliv úprav na změnu vírového čísla.

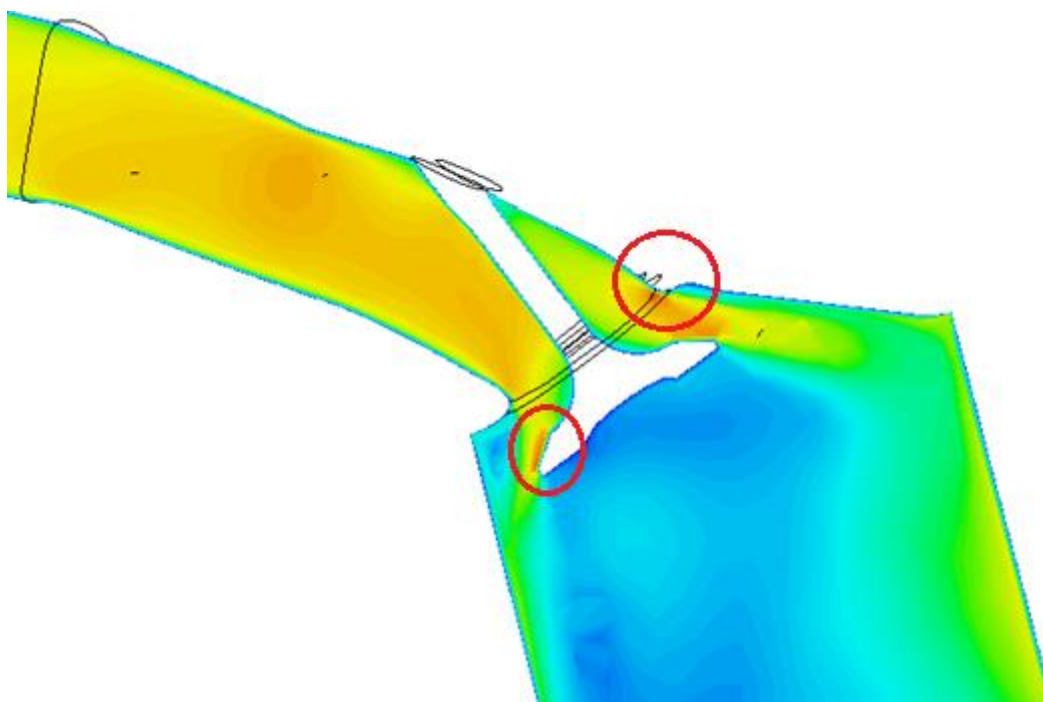


8 NÁVRH ZMĚN PRO ZVÝŠENÍ PLNICÍ ÚČINNOSTI

Jak již bylo zmíněno pro zvýšení výkonu motoru je z hlediska sacího systému nutné co nejvíce eliminovat ztráty při proudění náplně do válců. Je zřejmé, že z konstrukčního hlediska není možné některé ztráty eliminovat úplně, avšak je možné je s určitým kompromisem snížit.

Důvodem těchto omezení jsou zejména nároky na co nejnižší náklady při výrobě, zástavbové rozměry motoru a také životnost zařízení. V dnešní době se tyto aspekty objevují ve všech výrobních procesech automobilového průmyslu a výrazně tak ovlivňují výslednou konstrukci motoru.

Z provedeného primárního proudění bylo možné definovat oblasti, které ovlivňují vznik tlakových ztrát. Oblasti tlakových ztrát jsou zobrazeny na obr. 40.



Obr. 41 Oblasti tlakových ztrát

Jedná se zejména o oblast obtékání ventilového sedla, kdy je přechod tvořen výrazně ostrými hranami. Tyto hrany nejsou z důvodu kompromisu ceny výroby obráběny tak, aby jejich přechody byly plynulé a tedy aby zaručily hladké proudění.

Stejná situace se objevuje u sacích ventilů, kde jsou hrany okolo dosedací plochy s výrazně ostrým přechodem. Jak je možné vidět na obr. 43, rychlost se v těchto oblastech výrazně navyšuje a zároveň je nasávaná náplň usměrňována na stěny válce.



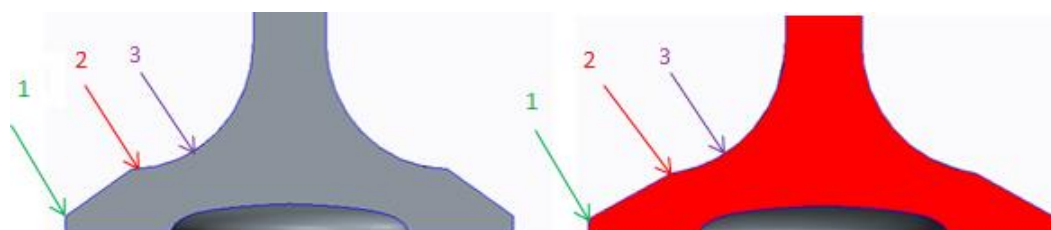
Pro snížení tlakových ztrát při průchodu náplně okolo sacích ventilů a sedel ventilů, je nutné vyhladit přechodové plochy na těchto součástech. V praxi jsou tyto úpravy spojeny s neúměrným nárůstem nákladů na výrobu. Proto je volen kompromis, při kterém je proudění optimalizováno pro dané výrobní tolerance. Při interaktivním návrhu zvýšení plnicí účinnosti je však možné model upravit pro získání maximálního hmotnostního průtoku. Samozřejmě je zde nutné přihlídnout k reálnosti následné výroby, která by byla podstatně dražší a časově náročnější. Vzhledem k tomu, že se tento motor nebude vyrábět sériově, je možné toto hledisko zanedbat a soustředit se pouze na zvýšení plnicí účinnosti.

Další možnou úpravou sacího systému je změna úhlu střednice přímé části sacího kanálu vůči ose válce. Úhel, který svíraly tyto osy u reálného motoru je $53,5227^\circ$. Jako úpravu lze navrhnout snížení hodnoty tohoto úhlu. Touto úpravou dosáhneme mnohem přímějšího přechodu kanálu do spalovacího prostoru a dojde tak k snížení tlakových ztrát při průchodu náplně zaoblenou částí sacího kanálu. Na druhou stranu je nutné počítat se zvýšením zástavbových rozměrů, z důvodu konstrukce vyšší hlavy motoru, při zachování stejné délky sacího kanálu. Tyto dva aspekty úpravy budou porovnány po zhodnocení výsledků proudění upraveným sacím systémem.

Poslední oblastí, kde bude prováděna analýza pro zlepšení proudění je oblast bez odporového vstupu z airboxu. Tato konstrukce vstupu do sání se u tohoto konkrétního typu motoru používat nebude. Avšak analýzou proudění v tomto místě je možné získat cenné informace i pro jiné aplikace tohoto typu vstupu do sání. V tomto případě bude optimalizován pouze tvar bez odporového nátrubku, který se nachází na vstupu do sacího potrubí. Hodnoty budou porovnány s původně vytvořeným nátrubkem.

8.1 UPRAVENÉ ČÁSTI SYSTÉMU

Z důvodu snížení ztrát při obtékání ventilů, byla upravena dosedací plocha ventilu. Následkem této úpravy byly upraveny také ventilová sedla, aby jejich úhel korespondoval s novým dosedacím úhlem na sacím ventilu. Zvětšen byl také přechodový rádius do hlavy ventilu, který způsobil zmenšení tloušťky hlavy ventilu. Navíc pro další optimalizaci proudění byly hrany ventilu zaobleny. Přechodové hrany ventilových sedel byly zaobleny pouze minimálně, aby nedocházelo ke ztrátě těsnosti při uzavřeném ventilu. Avšak i tato poměrně malá modifikace by měla zlepšit podmínky pro rovnoměrné rozvrstvení směsi.



Obr. 42 Vlevo původní sací ventil, vpravo upravený sací ventil

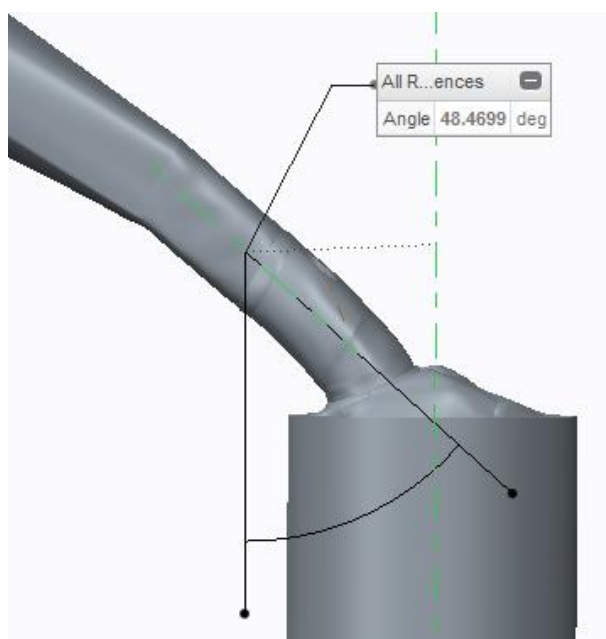


Úpravou prošel také bezodporový vstup do sacího potrubí. Jak již bylo, zmíněno jeho význam v této práci není stěžejní, avšak charakteristika proudění přes modifikovaný vstup přináší velmi zajímavé výsledky. Jako modifikovaný tvar byl zvolen rotační elipsoid.



Obr. 43 Bezodporový vstup

Hlavní úpravou sacího kanálu byla úprava úhlu vyústění kanálu do spalovacího prostoru. Tento úhel byl měřen mezi střednicí přímé části sacího kanálu a osou válce. Úhel byl snížen o 5°. Díky této úpravě byl značně zmenšen rádius před vyústěním sacího kanálu do spalovacího prostoru. Z tohoto důvodu by mělo dojít ke snížení ztrát při protékání náplně tímto prostorem. Celkově by tak tento kanál měl být přímější. Je však nutné počítat se zvýšením zástavbových nároků motoru. Z důvodu změny úhlu vstupu do sacího kanálu bude příruba sání více zasahovat do prostoru nad motor. To však můžeme z hlediska pouhé analýzy proudění zanedbat.



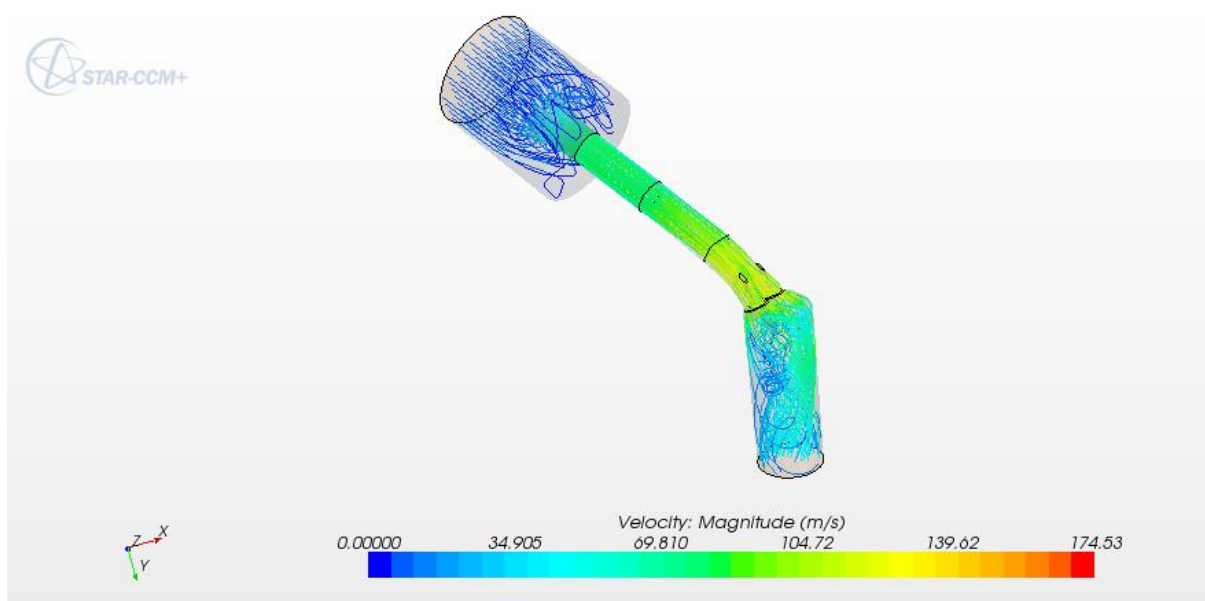
Obrázek č. 44 Modifikovaný sací systém



8.2 SIMULACE PROUDĚNÍ MODIFIKOVANÝM SACÍM SYSTÉMEM

Pro transparentnost a porovnatelnost obou řešení jsou výsledky simulací prezentovány stejně jako u primárního proudění reálného sacího systému. Stejně tak i v tomto případě bude pro jednotlivě odstupňované zdvihy sacích ventilů vypočítán koeficient proudění a také redukované vírové číslo.

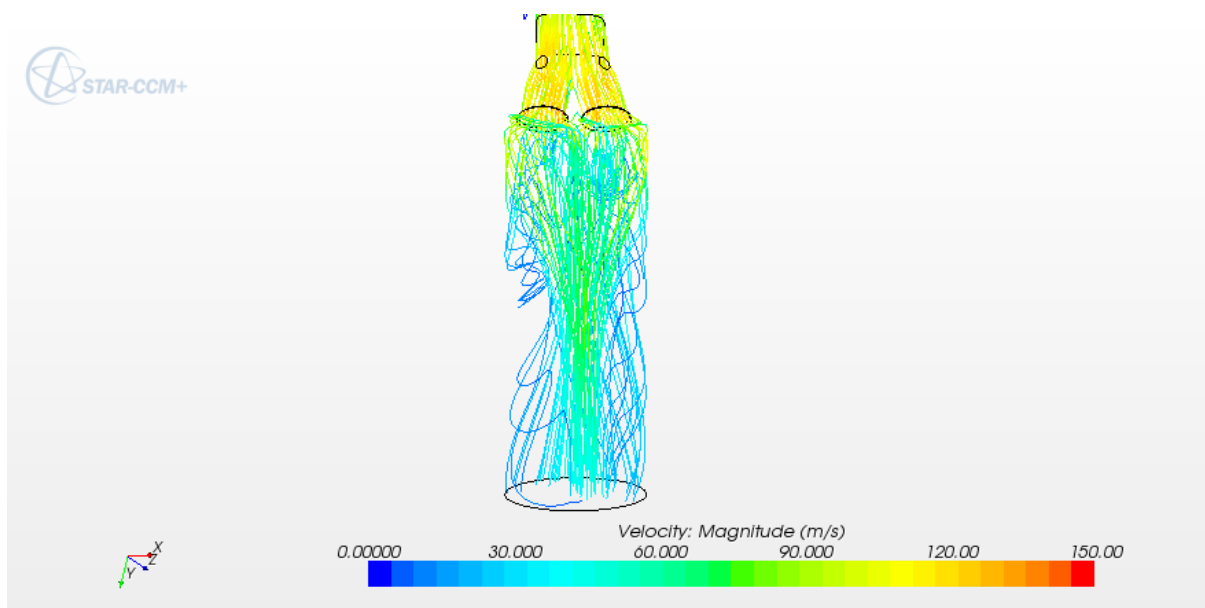
Pro měření byly také zachovány okrajové podmínky a zdvih sacích ventilů je rovněž stejný jako v případě původní simulace.



Obr. 45 Proudnice prezentující rychlost proudění modifikovaného sacího systému

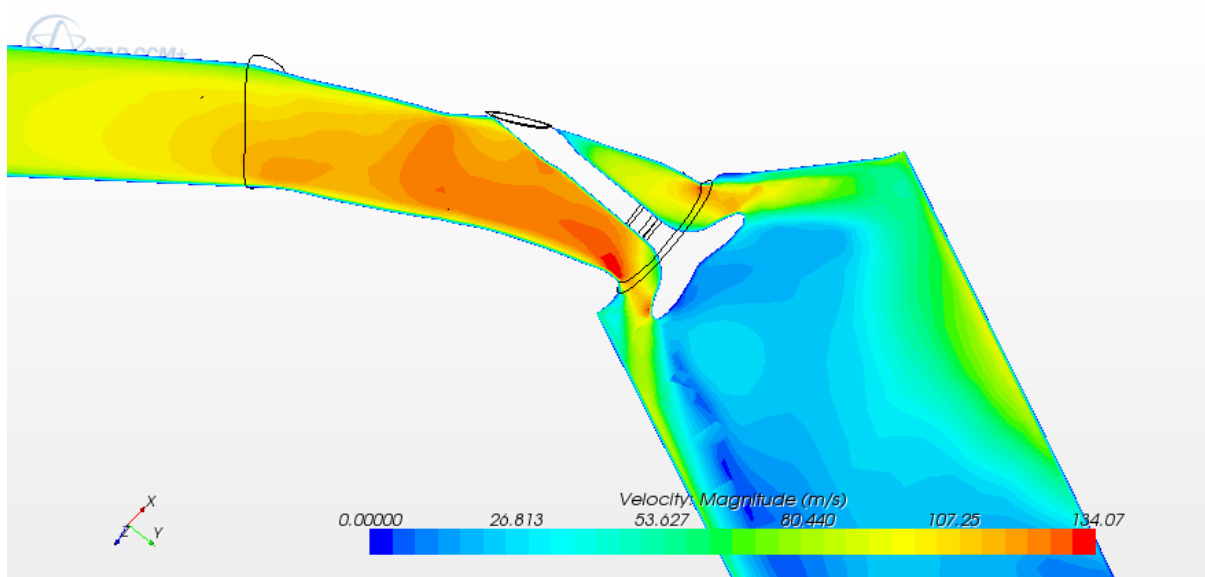
Z prvního pohledu se proudění modifikovaným sacím systémem výrazně neliší od původní simulace. Je zde však možné naleznout několik odlišností, které svědčí o zvýšení plnicí účinnosti. Jako první lze uvést maximální rychlost proudění, která se shoduje s maximem na stupnici. Došlo ke zvýšení rychlosti proudění, které je možné přisoudit změněné konstrukci sacího systému, zejména úpravou jeho úhlu vyústění.

Dále je možné uvést změnu tvaru proudnic ve spalovacím prostoru. Ty vykazují daleko menší tendenci k tvorbě vířivého proudění. Tvar proudnic je zřejmý na obr. 46. Tato skutečnost napomáhá zvýšení plnicí účinnosti, z důvodu menších ztrát prouděním při tvorbě vířivého proudění. Výhodou je tedy zvýšení výkonu motoru. Avšak kvůli ztrátě potenciálu k víření by docházelo ke zhoršení rozvrstvení směsi ve spalovacím prostoru a také ke zhoršení podmínek při promíchávání směsi. Tento fakt je však poměrně výrazně redukován tím, že palivem tohoto motoru je stlačený zemní plyn. Te totiž již ve své podstatě plynného paliva vykazuje výrazně lepší směřovací vlastnosti. Proto je možné touto konstrukční úpravou dosáhnout lepších výkonových vlastností motoru a zachování hospodárnosti, při provozu na plynné palivo.



Obrázek č. 47 Tvar proudnic ve spalovacím prostoru modifikovaného sacího systému

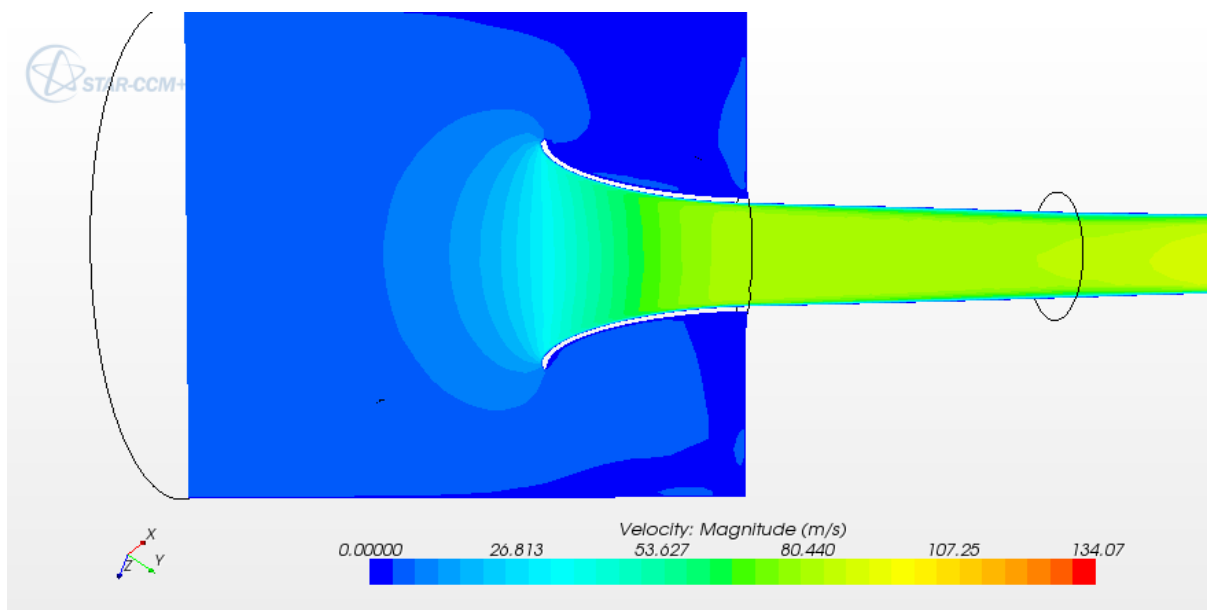
Úpravou tvaru ventilů bylo dosaženo jejich lepšího obtékání a zároveň se v místě přechodu náplně do válce snížili škrťací ztráty. Avšak změnilo se rozložení rychlosti na průřezu, které je možné vidět na obr. 48. Nyní je možné sledovat značné zvětšení pole vysoké rychlosti pod sacími ventily. Toto zvýšení koresponduje s úpravou tvaru sacích ventilů, kde byly zaobleny přechodové hrany. To způsobilo již zmíněné lepší obtékání a redukovalo vznik turbulencí při obtékání původně ostrých přechodů. Pro zvýšení průtoku byl také zvětšen rádius u hlavy ventilu. Díky této úpravě se zvětšila průtočná plocha v oblasti ventilů a výrazně tak přispěla ke zvýšení celkového hmotnostního průtoku.



Obr. 48 Rozložení rychlosti při obtékání sacích ventilů modifikovaného sacího systému



Jako poslední úpravu je nutné zmínit změnu tvaru bez odporového vstupu z airboxu. Jeho tvar byl volen jako paraboloid. Tento tvar vstupu se využívá velmi často u sportovních nebo závodních motorů. Ze zobrazení rychlosti proudění je patrné, že zvýšením délky nátrubku dojde k výraznému uklidnění nasávané náplně, při průchodu bez odporovým vstupem. Nasávaný vzduch je tedy mnohem méně brzděn na této vnitřní ploše. Díky tomu může nasávaná náplň vstupovat do sacího potrubí větší rychlostí, což se také projevilo zvýšením průměrné rychlosti proudění.



Obr. 49 Rychlost proudění v oblasti bez odporového vstupu modifikovaného sacího systému

Tab. 5 Porovnání hodnot proudění pro referenční zdvih 9 mm

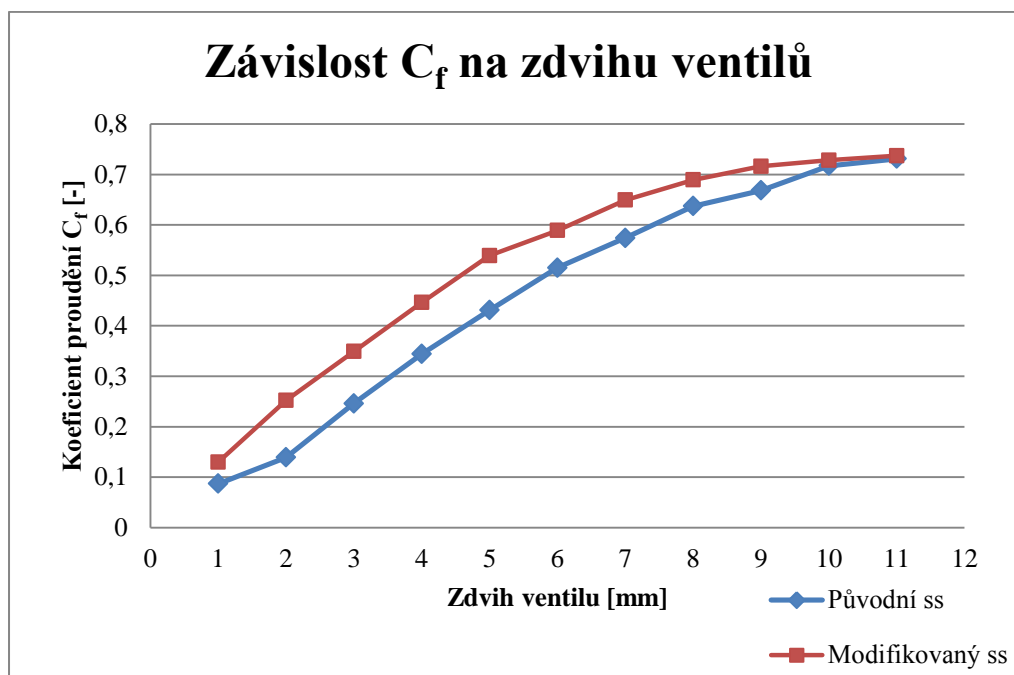
	Hmotnostní tok [kg.s ⁻²]	Maximální rychlost na vstupu z airboxu [m.s ⁻¹]	Maximální rychlost v oblasti ventilů [m.s ⁻¹]	Průměrná rychlost proudění [m.s ⁻¹]
Původní řešení	0.0885	64.658	141.059	84.516
Modifikované řešení	0.1227	76.302	152.175	116.116
Rozdíl	+ 38.6 %	+ 18 %	+ 7.9 %	+ 37.4 %



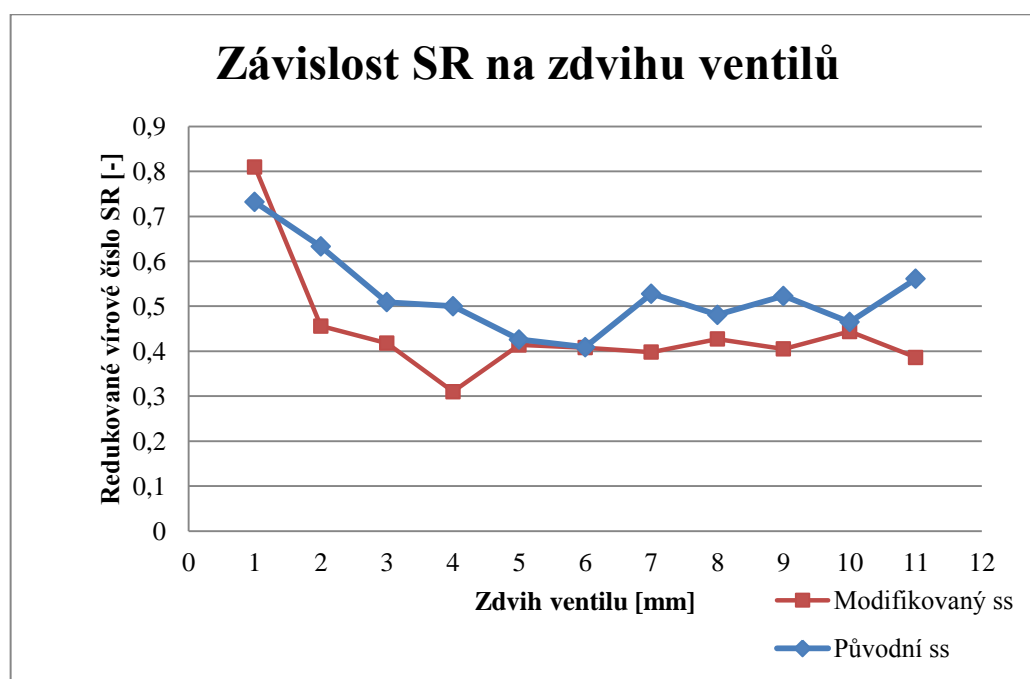
8.3 VÝPOČET PROUDĚNÍ A VÍŘENÍ MODIFIKOVANÉHO SACÍHO SYSTÉMU

Tab. 6 Koeficient proudění pro jednotlivé zdvihy ventilů modifikovaného sacího systému

Zdvih ventilu [mm]	Hmotnostní tok [kg.s ⁻¹]	Koeficient proudění C _f [-]	Redukované vírové číslo [-]
1	1,6524E-02	0,13	0,81
2	3,2164E-02	0,252	0,456
3	4,4414E-02	0,349	0,418
4	5,6768E-02	0,446	0,31
5	6,8651E-02	0,539	0,414
6	7,5077E-02	0,589	0,408
7	8,2642E-02	0,649	0,398
8	8,7779E-02	0,689	0,427
9	9,1125E-02	0,716	0,405
10	9,2791E-02	0,728	0,444
11	9,7324E-01	0,737	0,386



Graf 4 Porovnání závislost koeficientu proudění na zdvihu sacích ventilů původního a modifikovaného sacího systému



Graf 5 Porovnání závislost redukovaného vírového čísla na zdvihu sacích ventilů původního a modifikovaného sacího systému

9 ZKOUŠKA REÁLNÉHO PROUDĚNÍ

Pro posouzení reálnosti výsledků předchozích simulací byla provedena zkouška proudění na reálné hlavě válců. Pro tento účel byla využita „profukovačka“ SuperFlow SF260. Toto zařízení slouží ke zjištění hmotnostního průtoku při zadaném tlakovém spádu.



Obr. 50 Měřicí stanice SuperFlow SF 260 s umístěnou hlavou motoru

Jako první je nutné hlavu na „profukovačku“ správně umístit. Oblast spalovacího prostoru by měla být vycentrována nad sacím otvorem zařízení. Mezi testovanou hlavu a těleso „profukovačky“ je nutné vložit gumové těsnění, aby vzduch procházel během testování pouze sacím kanálem. Zároveň byla hlava k tělesu přitažena svorkami pro zvýšení kontaktního tlaku. Pro zjištění hodnoty množství nasávaného „falešného“ vzduchu je při zavřených ventilech spuštěna „profukovačka“ a odečten objemový tok. V případě tohoto testování se jednalo o hodnotu $0,15 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. To je vzhledem k hodnotám průtoku během měření zanedbatelná hodnota a tedy utěsnění bylo dostatečné.

Důležitou součástí měření bylo vytvoření přípravku pro simulaci zdvihu ventilů. Pro tyto účely byl použit přípravek z minulých let, který bylo nutné několika úpravami přizpůsobit pro rozměry testované hlavy. Zdvih ventilů iniciovaly šrouby, a proto by se za jedno otočení šroubu měl ventil zdvihnout o 1,5 mm podle stoupání závitu. Šrouby však na ventily nepůsobily v jejich ose, ale byly mírně skloněny. Proto byl jejich simulovaný zdvih na jedno otočení měřen mikrometrem umístěným na ventilu. Výsledná hodnota pak byla 1,45 mm na jedno otočení. Měření poté bylo odstupňováno po jednom otočení šroubu. Aby tedy získané



výsledky byly porovnatelné se simulacemi, byly zdvihy přepočítány interpolací na diferenci 1 mm.



Obr. 51 Přípravek pro simulaci zdvihu ventilů

Pro zlepšení podmínek při nasávání vzduchu do sacího kanálu byla vstupní hrana opatřena zaoblením. Ostrá hrana by totiž výrazně snižovala množství nasávaného vzduchu a působila by také negativně na ustálenost proudění.

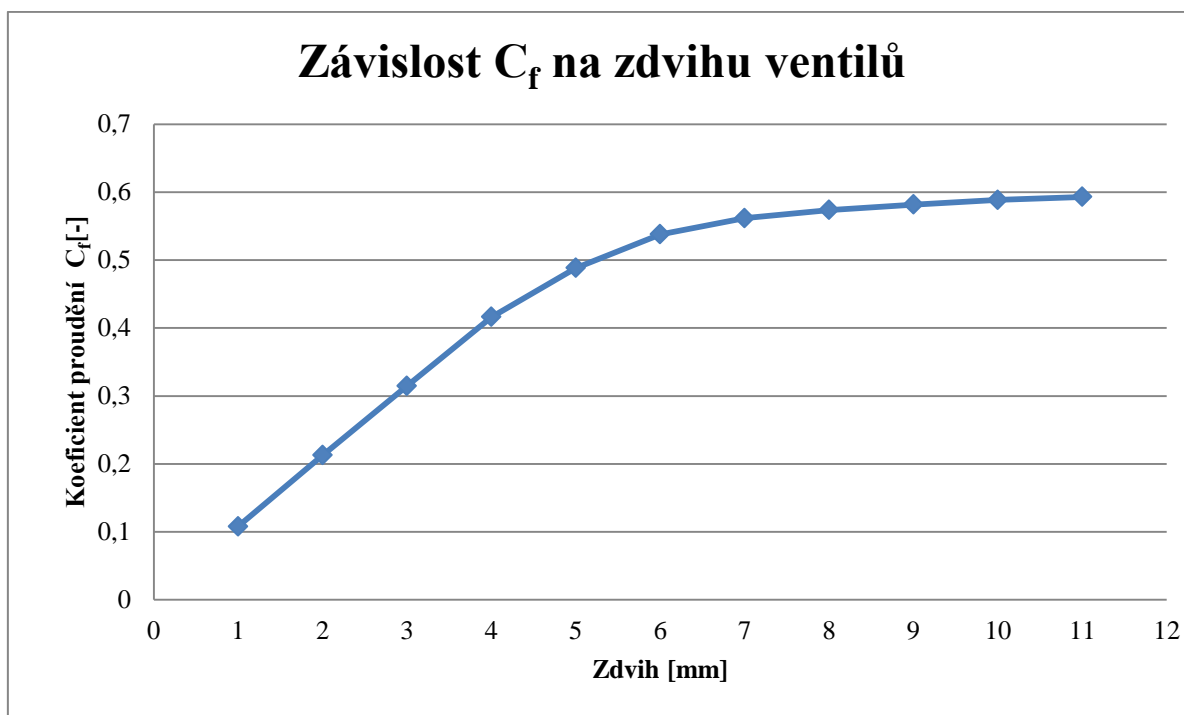
Tlakový spád byl stanoven podle měření v diplomové práci na 5000 Pa. Během měření je nutné upravovat měřicí rozsah přístroje podle aktuálního objemového průtoku. To bylo prováděno regulací průchodnosti normovaných děr a nastavením příslušného rozsahu na ovládacím panelu.

Protože výstupní hodnoty jsou udávány v litrech za sekundu, bylo nutné tyto výsledky přepočítat na hodnoty hmotnostního průtoku. Toho bylo dosaženo násobením hustotou nasávaného vzduchu o teplotě 19 °C, která byla téměř konstantní během měření.



Tab. 7 Výsledky měření reálného proudění

Zdvih [mm]	Objemový průtok [$\text{dm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]	Hmotnostní tok [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]	Koeficient proudění [-]
1	11,66	0,0141	0,108
2	23	0,0278	0,213
3	33,99	0,0411	0,315
4	44,96	0,0544	0,416
5	52,75	0,0637	0,488
6	58,11	0,0703	0,538
7	60,66	0,0733	0,562
8	61,97	0,0749	0,574
9	62,83	0,0759	0,582
10	63,59	0,0768	0,588
11	64,05	0,0774	0,593



Graf 6 Závislost koeficientu proudění na zdvihu sacích ventilů

Z výsledků proudění jsou zřejmé nižší hodnoty hmotnostního průtoku. To je způsobeno zejména podmínkami během měření. Výrazně měření ovlivňuje absence přívodního potrubí, které by ustálilo proudění nasávaného vzduchu. Dále se pak jedná reálný povrch sacího kanálu, který není dokonale hladký jako ve virtuálních měřeních, ale nese stopy po odlévání.

Porovnatelnou hodnotou je koeficient proudění, který se v reálu ustaluje po překročení zdvihu 6 mm. To je způsobeno hranicí odporu proudění, která již nedovolí proudící náplni dále navyšovat průtočné množství. Kanál se v místě sacích ventilů začíná ucpávat a hodnoty průtoku se ustalují.



10 ZHODNOCENÍ MODIFIKACE PROUDĚNÍ

Ze získaných hodnot je patrný nárůst hmotnostního toku při jednotlivých zdvizích sacích ventilů. Toto navýšení je spjato se zvýšením koeficientu proudění a to při každém zdvihu ventilů. Důvodem konstantního zvýšení hmotnostního toku je poměrně radikální úprava sacího kanálu. Tento kanál při snížení úhlu vyústění o 5°, zaznamenal výrazné zmenšení oblasti zaoblení u vyústění do spalovacího prostoru. Díky tomu se sací kanál stal mnohem více přímý a výrazně tak byly redukovány ztráty proudění při průchodu touto oblastí.

Další výraznou změnou je snížení redukovaného vírového čísla, které vyjadřuje poměr otáček náplně k otáčkám motoru. Snížením otáček náplně tak dojde k částečnému omezení tvorby víru ve spalovacím prostoru. Tento výsledek má svá pozitiva i negativa. Pozitivem jsou menší ztráty, které vznikají při vířivém proudění. Díky tomu nevzniká v přívodním potrubí takový protitlak a nasávaná směs proudí do spalovacího prostoru vyšší rychlostí. Režim motoru, který tento jev výrazně pozitivně ovlivní je plné zatížení, kdy je nutné, aby náplň proudila do spalovacího prostoru s co nejmenšími ztrátami. Naopak negativem je horší rozvrstvení a promíchání směsi během nízkého a středního zatížení. Jak již bylo zmíněno, toto zhoršení není tak zásadní díky faktu, že testovaný motor je provozován na stlačený zemní plyn vstříkovaný do sacího potrubí. Zemní plyn se se svými směšovacími vlastnostmi lépe promísí s nasávaným vzduchem, a proto není nutný tak silný vír ve spalovacím prostoru.

Celkově hodnotím tuto koncepci se slabším vírem v sání jako vhodnější pro motory konstruované pro provoz pouze na stlačený zemní plyn. V současné době se na trhu nevyskytuje příliš vozů se sériově montovaným pohonem na zemní plyn. Proto v drtivé většině případů je implementace tohoto paliva prováděna jako úprava klasického benzínového motoru. Dodatečná úprava však vyžaduje určité kompromisy, které vycházejí z faktu, že některé vlastnosti a konstrukční prvky motoru již nelze změnit. Jedná se zejména o konstrukční prvky, jako je například tento sací kanál, který při správné úpravě daleko více přispěje ke správnému chodu motoru.

Výsledky získané ze simulací byly potvrzeny měřeními na „profukovačce“. Tvar výsledné charakteristiky závislosti koeficientu proudění na zdvizích ventilů má stejný charakter, kdy se při vyšších zdvizích ventilů proudění ustaluje na určité hladině hmotnostního toku. Výsledné hodnoty jsou však nižší. To je možné přisoudit zjednodušujícím podmínkám při simulacích proudění v CFD programu.



11 ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo upravit sací kanál benzínového přeplňovaného motoru provozovaného na CNG. Pro tyto účely bylo zvoleno metody reverzního inženýrství, zahrnující odlití sacího kanálu, jeho naskenování do virtuálního prostředí a nakonec simulace proudění modelem sacího systému. Výsledky primární simulace byly zanalyzovány a využity pro návrh úprav tohoto sacího kanálu.

V první části diplomové práce je provedena rešerše jednotlivých částí sacího systému a systému pro vstřikování zemního plynu. Také jsou zde popsány fyzikální zákonitosti proudění plynů.

Druhá část diplomové práce je věnována postupu reverzního inženýrství, kdy byl sací kanál nejprve odlit z demontované hlavy válců. Odlitek sacího kanálu a spalovací prostor byly posléze naskenovány pomocí 3D skeneru ATOS. Naskenované modely prošly úpravami a byly exportovány do CAD systému. V tomto prostředí byly domodelovány zbývající části sacího systému pro vytvoření zjednodušeného modelu sacího systému.

Třetí část se zabývá samotnou analýzou proudění vytvořeným sacím systémem. Pro zhodnocení proudění byly využity veličiny hmotnostní tok a rychlost proudění. Pro další analýzu byl do výpočtu zahrnut také koeficient proudění a redukované vírové číslo. Simulace byla nejprve provedena pro referenční zdvih ventilů 9 mm. A posléze pro zdvihové spektrum od 1 do 11 mm. Pro tyto zdvihy byly také vypočítány koeficienty proudění a vírová čísla.

Úprava sacího kanálu byla založena na tendenci snížit ztráty prouděním. Toho bylo dosaženo snížením úhlu vyústění sacího kanálu o 5° , optimalizací geometrie sacích ventilů a v neposlední řadě také úpravou bezodporového vstupu z airboxu. Těmito změnami bylo dosaženo zvýšení hmotnostního toku při všech zdvích ventilů.

V porovnání s reálnými hodnotami proudění jsou však výsledky simulací poměrně vysoké. To lze přisoudit zjednodušujícím faktorům, které ovlivňují výsledky virtuálních simulací. Z výsledků jsou však zjevně patrné jednotlivých parametrů proudění, které bylo možné porovnávat a jsou popsány v jednotlivých zhodnoceních.

Ze získaných hodnot simulace proudění je zřejmé, že modifikací, které by mohly zlepšit stávající motory pro provoz na plynné palivo je mnoho. Jedním z hlavních rozdílů v těchto palivech je jejich skupenství, které udílí plynnému palivu výhodu pro použití v současných motorech. Hlavními hodnotícími kritérii současného motoru je jeho výkon, produkce emisí ve výfukových plynech a náklady na provoz tohoto motoru. Pokud to vezmeme popořadě, tak výkonnostní charakteristiky při provozu na oba typy paliv jsou srovnatelné. Rozdíl se navíc tím více smazává, pokud jsou využity motory konstruované na předem definovaný typ paliva. Další dvě kritéria vyznívají výrazně ve prospěch plyných paliv. Emise produkované při spalování zemního plynu jsou totiž znatelně nižší. To vychází již z celkové podstaty tohoto paliva, kdy se jedná o metan, který jako jednoduchá chemická sloučenina neprodukuje takové



množství negativních emisí. A jako poslední je nutné zmínit ekonomickou stránku věci, která také podporuje využití zemního plynu. Jeho cena je totiž v dnešní výrazně nižší než cena kapalných paliv. A to i za faktu, že spotřeba plynného paliva je vyšší.

Otázka implementace nových alternativních paliv by podle mého názoru měla být v současné době na prvním místě. Samotná realizace je však velice složitá a je závislá na mnoha faktorech. Zavádění tohoto pohonu brzdí zejména automobilky ve spolupráci se společnostmi, které se podílí na výrobě a distribuci ropy. Ty se snaží zajistit si odbyt svých stávajících výrobků, za cenu pouze minimálních investic na změnu sortimentu.

Vývojem automobilů čistě pro provoz na stlačený zemní plyn je možné dosáhnout lepší účinnosti těchto motorů. Motor lze totiž nastavit přesně podle využívaného paliva. Nejen motor, ale i další palivového systému je možné modifikovat, jedná se zejména o nádrž na palivo, kterou je možné na automobilu umístit tak, aby neomezovala užitný prostor vozu ani pohodlí posádky.

Metoda výzkumu pomocí reverzního inženýrství může výrazně napomoci při úpravách stávajících motorů. Výhodou tohoto inženýrského přístupu je zejména fakt, že při využití moderní snímací techniky je možné přesně a nedestruktivně vytvářet modely již existujících součástí. Toto může výrazně přispět ke snížení nákladů při tvorbě úprav.

Úplným závěrem mohu prohlásit, že byly splněny všechny cíle této diplomové práce. Pro navázání na výzkum v této oblasti, by bylo vhodné vytvořit celkovou sestavu, která by zahrnovala také systém vstřikování zemního plynu. Analýza takové sestavy by přinesla významné informace o funkci tohoto sacího systému jako celku.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HOFMANN, Karel. *Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory. :Přepřínování spalovacích motorů. / 2. vyd.* Brno: VUT Brno, 1985. 134 s.
- [2] MOLNÁR, V.: *Počítačová dynamika tekutin* [online], 2009, poslední revize 6.10.2012. Dostupné z: <http://www.cfd.sk/cfd-book/>
- [3] 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.
- [4] JANALÍK, Jaroslav – ŠTÁVA Pavel. *Mechanika tekutin*. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava 126 s.
- [5] VLK, František. *Alternativní pohony motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc., 2004, 234 s. ISBN 80-239-1602-5
- [6] *Autoworld.wordpress.com* [online]. [1999] [cit. 2013-05-13]. Dostupný z WWW: <https://autoworld.wordpress.com/2009/06/18/2009-international-engine-of-the-year-results-vw-1-4-liter-tsi-twincharger-wins-award/vw-1-4-tsi-twincharger-engine-of-the-year-2009-img_1/>
- [7] *Tonton Greg* [online]. [2013] [cit. 2013-05-13]. Dostupný z WWW: <<http://www.tontongreg.fr/bmw-6-cylindres-diesel-tri-turbo/#.UZDRZ7UqxvB>>
- [8] *Stekly.wz.cz* [online]. [cit. 2013-05-13]. Dostupný z WWW: <http://www.stekly.wz.cz/img_auto/hlava_07.gif>
- [9] *Kotamura* [online]. [cit. 2013-05-13]. Dostupný z WWW: <http://kotamura.humlak.cz/navody_manualy/127/HTM/HTM2/motor/vackovy.htm>
- [10] *Performance Trends Inc* [online]. [cit. 2013-05-13]. Dostupný z WWW: <<http://performancetrends.com/Definitions/Intercooling.htm>>
- [11] *Tuning-individual.cz* [online]. [2013] [cit. 2013-05-13]. Dostupný z WWW: <<http://tuning-individual.cz/eshop/sportovni-vzduchovy-filtr-bmc-peugeot-405-19-mi-16-p-35361.html>>
- [12] *Škoda díly* [online]. [2005] [cit. 2013-05-13]. Dostupný z WWW: <<http://www.skoda-dily.cz/eshop/037906461c-vaha-vzduchu-1-8t.html>>
- [13] *Lučební závodní Kolín* [online]. [1999] [cit. 2013-05-13]. Dostupný z WWW: <<http://www.lucebni.cz/Produkty/Lukopren%20N%201522>>



- [14] *Aerodynamika* [online]. [cit. 2013-05-13]. Dostupný z WWW:
< <http://lu.fme.vutbr.cz/ucebnice/opory/aerodynamics.php>>
- [15] *TC 101* [online]. [2005] [cit. 2013-05-13]. Dostupný z WWW:
< <http://www.tc101.cz/cng/main/>>
- [16] *Elpigas* [online]. [2012] [cit. 2013-05-13]. Dostupný z WWW:
<<http://www.shopgaz.cz/ventil-typu-vbe-pro-nadrz-cng-m12x1-w28-8-14fx1-12v-se-zpetnym-ventilem>>
- [17] *Alie express* [online]. [cit. 2013-05-13]. Dostupný z WWW:
<<http://www.aliexpress.com/item-img/automatically-metal-CNG-mixer-free-shipping/651023613.html>>
- [18] *Integrated publishing* [online]. [cit. 2013-05-13]. Dostupný z WWW:
< http://nuclearpowertraining.tpub.com/h1012v3/css/h1012v3_40.htm>
- [19] *Volkswagen* [online]. [2013] [cit. 2013-05-13]. Dostupný z WWW:
< http://www.volkswagen.cz/modely/novy_golf/ceniky_a_data/technicka_data>
- [20] *Autocz* [online]. [2005] [cit. 2013-05-13]. Dostupný z WWW:
< <http://www.auto.cz/bosch-prvni-plastova-skrnici-klapka-15865>>
- [21] *Mxtech* [online]. [cit. 2013-05-13]. Dostupný z WWW:
< <http://www.mxtech-eshop.cz/mxtech-eshop/eshop/7-1-MOTOR/177-3-HONDA>>
- [22] *Technet.cz* [online]. [2007] [cit. 2013-02-11]. Dostupný z WWW:
<http://technet.idnes.cz/vodik-palivo-budoucnosti-ktere-nahradi-benzin-i-naftu-pf4-/tec_technika.aspx?c=A071028_001202_software_jza>
- [23] *Smart oil* [online]. [cit. 2013-05-13]. Dostupný z WWW:
< <http://www.smartoil.cz/montaze-lpg/3-Montaze-LPG/16-PRINS>>
- [24] *Mxtech* [online]. [cit. 2013-05-13]. Dostupný z WWW:
< <http://www.mxtech-eshop.cz/mxtech-eshop/eshop/7-1-MOTOR/177-3-HONDA>>

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

\dot{L}	[kg.m ² .s ⁻²]	moment hybnosti
a	[m.s ⁻¹]	rychlost zvuku
A	[m ²]	průtočná plocha
CF	[-]	průtokový součinitel
CF_s	[-]	korigovaný průtokový součinitel
c_s	[m.s ⁻¹]	střední pístová rychlost
D	[m]	vrtání válce
d_t	[m]	průměr vyústění sacího kanálu
F_N	[N]	normálová síla
h	[m]	zdvih ventilu
H_u	[J.kg ⁻¹]	výhřevnost paliva
i	[-]	počet válců
J	[kg.m ²]	moment setrvačnosti
L	[m]	charakteristický rozměr proudění
m	[kg]	hmotnost
M	[-]	Machovo číslo
\dot{m}	[kg.s ⁻¹]	hmotnostní tok
\dot{m}_{skut}	[kg.s ⁻¹]	skutečný hmotnostní tok
\dot{m}_{teor}	[kg.s ⁻¹]	teoretický hmotnostní tok
n	[min ⁻¹]	otáčky motoru
n_n	[min ⁻¹]	otáčky náplně
n_v	[-]	počet ventilů
p	[Pa]	tlak
p_e	[Pa]	vnější tlak
p_{ef}	[Pa]	střední efektivní tlak na píst
p_{po}	[Pa]	podtlak
p_{pr}	[Pa]	přetlak
R	[m]	poloměr rotace
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
S	[m ²]	plocha
SR	[-]	redukované vírové číslo



S_v	$[m^2]$	plocha vrtání jednoho válce
t	$[°C]$	teplota
T	$[K]$	termodynamická teplota
V	$[m^3]$	objem
v	$[m.s^{-1}]$	rychlost
V_h	$[m^3]$	zdvihový objem
v_t	$[m.s^{-1}]$	tangenciální složka rychlosti
w	$[m.s^{-1}]$	místní rychlost proudění
w_{vl}	$[m.s^{-1}]$	rychlost tlakových vln
z	$[m]$	zdvih válce
η	$[Pa.s]$	dynamická viskozita
η_d	$[-]$	dopravní účinnost motoru
η_i	$[-]$	indikovaná účinnost motoru
η_m	$[-]$	mechanická účinnost motoru
κ	$[-]$	Poissonova konstanta
λ_z	$[-]$	spalovací součinitel přebytku vzduchu
ν	$[m^2.s^{-1}]$	kinematická viskozita
ρ	$[kg.m^{-3}]$	hustota
ρ_{pl}	$[-]$	teoretický směšovací poměr
σ	$[-]$	škrticí koeficient
τ	$[N.m^{-2}]$	smykové napětí
τ_m	$[-]$	taktnost motoru
ω_n	$[rad.s^{-1}]$	otáčky náplně