



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**MĚŘENÍ PRŮTOKOVÝCH CHARAKTERISTIK SACÍCH A
VÝFUKOVÝCH KANÁLŮ NA PROFUKOVACÍ STANICI
SF 260**

FLOW CHARACTERISTICS MEASUREMENT OF INTAKE AND EXHAUST PORTS ON SF 260 FLOWBENCH

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Karel Školař

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Beran

BRNO 2022

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Karel Školař**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Martin Beran**
Akademický rok: 2021/22

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 bakalářské práce:

Měření průtokových charakteristik sacích a výfukových kanálů na profukovací stanici SF 260

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Měření kanálů na profukovací stanici je jednou z nejefektivnějších a nejpoužívanějších metod měření parametrů kanálu. Podstatou měření je simulovat tlakový spád při sacím zdvihu pístu spalovacího motoru. Takto naměřená data jsou stěžejní pro kalibraci 1D simulačních modelů motoru.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše v oblasti problematiky tvaru sacích a výfukových kanálů se zaměřením na zvýšení plnicí účinnosti motoru.

Rešerše v oblasti zjišťování průtokových charakteristik sacích a výfukových kanálů pomocí profukovací stanice.

Návrh metodiky měření, provedení měření a vyhodnocení průtokových charakteristik sacích a výfukových kanálů hlavy válců, sestavení jejich ztrátových koeficientů.

Základní naznačení tvorby 1D simulačního modelu motoru a vysvětlení důležitosti zadání experimentálně zjištěných ztrátových koeficientů.

Seznam doporučené literatury:

STONE, Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire: Palgrave, 1999. ISBN 0-333-74013-01999.

SKOTSKY, Alexander A. Automotive Engines. Springer Verlag, 2009, ISBN 978-3-642-00163-5.

JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. Automobily (3): Motory. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. ISBN 978-80-87143-15-5

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne 20. 5. 2022

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá experimentálními úpravami s cílem zvýšení plnicí účinnosti spalovacího motoru. V práci je provedena rešerše na problematiku zabývající se zvýšení plnicí účinnosti motoru. Zjištěné znalosti jsou experimentálně aplikovány na vybranou hlavu motoru. Pro ověření úprav na hlavě motoru bylo provedeno měření v laboratoři na profukovací stanici. V závěru byli porovnány a vyhodnoceny naměřené výsledky.

KLÍČOVÁ SLOVA

plnicí účinnost, sací kanál, portování, hlava motoru, průtokové charakteristiky, ztrátový koeficient, profukovací stanice

ABSTRACT

This Bachelor's thesis deals with experimental modifications in order to increase the filling efficiency of the combustion engine. The thesis contains a search for issues dealing with increasing the filling efficiency of the engine. To verify the modifications on the cylinder head, measurements were performed in the laboratory at the flow bench. At the end, the measured results were compared and evaluated.

KEYWORDS

Filling efficiency, intake port, porting, cylinder head, flow characteristics, loss coefficient, flow bench

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠKOLAŘ, Karel. *Měření průtokových charakteristik sacích a výfukových kanálů na profukovací stanici SF 260* [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132836>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Martin Beran.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Martina Berana a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2022

.....

Karel Školař

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Martinu Beranovi za ochotu, správné nasměrování, cenné rady a trpělivost, kterou se mnou měl během tvorby bakalářské práce. Také bych poděkovat mé rodině za podporu během celého studia.

OBSAH

Úvod	10
1 Fyzikální vlastnosti	11
1.1 Laminární proudění.....	11
1.2 Turbulentní proudění	11
1.3 Základní vztahy pro tekutiny	12
1.3.1 Rovnice kontinuity	12
1.3.2 Bernoulliho rovnice	13
1.3.3 Eulerova rovnice hydrodynamiky	13
1.3.4 Navierova-stokesova rovnice	13
2 Sání zážehového přirozeně plněného motoru	15
2.1 Filtr vzduchu	15
2.2 Snímač hmotnosti vzduchu a teploty	16
2.3 Škrtící klapka	18
2.4 Sací potrubí	20
2.5 Hlava motoru	21
2.5.1 Sací kanály.....	21
2.5.2 Ventily a sedla	23
2.6 Složení zápalné směsi	25
3 Experimentální úpravy motoru	26
3.1 Úprava sacích kanálů	26
3.2 Úprava sedel a ventilů.....	29
3.3 Úprava spalovacího prostoru	32
3.4 Sací kanály vysoce výkonných motorů.....	33
4 Úprava sacího kanálu za cílem zvýšení plnicí účinnosti	36
4.1 Volba kritických míst a jejich úprava	37
5 Ověření experimentálních úprav	42
5.1 Profukovací stanice.....	42
5.2 Měření.....	43
5.2.1 Varianta A	46
5.2.2 Varianta B.....	47
5.2.3 Varianta C.....	48
5.3 Zpracování výsledků.....	49
5.3.1 Varianta A	50
5.3.2 Varianta B.....	53
5.3.3 Varianta C.....	55
5.3.4 Porovnání variant.....	58
Závěr	60
Seznam použitých zkratk a symbolů	63

ÚVOD

Cílem bakalářské práce bylo provést rešerši zabývající se zvýšení plnicí účinností a následně ji experimentálně aplikovat na zvolené hlavě motoru. Plnicí účinnost je schopnost naplnění válce a je tak ovlivňujícím faktorem pro spalovací motory. V dnešní době jsou na plnicí účinnost kladeny vysoké nároky, jako je výkon a efektivita spalování, proto je vhodné najít kompromis mezi těmito požadavky. Dnes je kladen důraz především na emisní normy, které jsou velice přísné a ovlivňují výkon spalovacích motorů.

Práce je zaměřená na hlavu motoru, která je nejdůležitější součástí přirozeně plněného spalovacího motoru. Plnicí účinnost nezávisí pouze na hlavě motoru, ale také na celém sacím traktu. Na tomto sacím traktu se nachází spousta komponent, které ovlivňují plnicí účinnost. V této práci je na tuto problematiku provedena pouze rešerše.

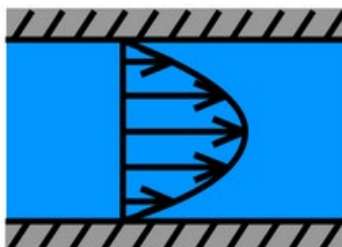
1 FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI

Než se tato práce bude zabývat rešerší a experimentálními úpravami sacích kanálů, je nutné znát základní fyzikální vlastnosti tekutin. Mezi tyto tekutiny patří vzduch, který je nezbytnou součástí každého spalovacího motoru. Tento vzduch je nasáván sacím traktem, který dopravuje vzduch až do válce. Během cesty sacím traktem musí vzduch překonávat hydraulické ztráty, které jsou charakterizovány konstrukcí sacího traktu.

Mezi tekutiny se řadí kapalné a plynné látky. Tekutiny mohou být stlačitelné (plyny) a špatně stlačitelné (kapaliny). Tekutiny se vlivem působení smykových sil neustále deformují neboli tečou. Pohyb tekutin je označován jako proudění. Během proudění tekutiny dochází k pohybu částic, které je možné rozdělit do několika kategorií. V závislosti změny rychlostního a tlakového pole v čase se proudění dělí na stacionární, které se s časem nemění (ustálené) nebo na nestacionární, kdy je s časem proměnné (neustálené). Rozdělení dle rychlostního pole se dělí na laminární a turbulentní proudění.

1.1 LAMINÁRNÍ PROUDĚNÍ

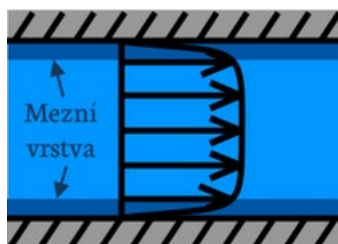
Je to pohyb tekutiny, při kterém jsou jednotlivé proudnice spolu rovnoběžné a jedná se o stacionární proudění. Po těchto proudnicích se pohybují jednotlivé částice, které se nemohou navzájem mísit. Rychlostní profil má tvar rotačního paraboloidu. U stěn dochází k ulpívání (rychlost je nulová) a nejvyšší rychlosti dosahuje v ose, což je způsobeno dynamickou viskozitou [1].



Obr. 1 Rychlostní profil pro laminární proudění [1]

1.2 TURBULENTNÍ PROUDĚNÍ

Pohyb tekutiny je neuspořádaný (chaotický) a jedná se tedy o nestacionární proudění. Proudnice jsou různoběžné, jednotlivé pohybující částice se tedy navzájem mísí. Rychlostní profil je ovlivněn víry, které při proudění vznikají, proto je rychlostní profil časově středován [1].



Obr. 2 Rychlostní profil pro laminární proudění [1]

Pro stanovení typu proudění slouží Reynoldsovo číslo, vztah (1). Hodnota $Re = 2320$ je mez stability laminárního proudění pro kruhové potrubí. Pokud $Re < 2320$, jedná se o laminární proudění. Pokud dojde k překročení hodnoty $Re > 2320$, stává se proudění turbulentní [1].

$$Re = \frac{v \cdot L}{\nu_k} \propto \frac{\text{setrvačné síly}}{\text{viskózní síly}} [-], \quad (1)$$

kde: v - charakteristická rychlost [m/s]

L - charakteristický rozměr [m]

ν_k - kinematická viskozita [m²/s]

Mezní vrstva se nachází v blízkosti stěny. V této vrstvě dochází k velkým změnám rychlosti, viskózní a setrvačné síly jsou řádově stejné.

1.3 ZÁKLADNÍ VZTAHY PRO TEKUTINY

Pro výpočet základních vztahů pro tekutiny se používají následující vzorce:

1.3.1 ROVNICE KONTINUITY

Vyjadřuje zákon zachování hmotnosti, kde musí platit, že hmotnostní rozdíl vstupující a vystupující látky se rovná nule. V případě ideální tekutiny se zachovává průtok [1].

$$Q = S \cdot v = \text{konst.}, \quad (2)$$

kde: Q - průtok [m³/s]

S - průřezová plocha [m²]

v - rychlost tekutiny [m/s]

V případě stlačitelné tekutiny se zachovává hmotnostní průtok [1].

$$Q_m = S \cdot v \cdot \rho = \text{konst.}, \quad (3)$$

kde: Q_m - hmotnostní průtok [kg/s]

S - průřezová plocha [m²]

v - rychlost tekutiny [m/s]

ρ - hustota tekutiny [kg/m³]

1.3.2 BERNOULLIHO ROVNICE

Vyjadřuje zákon zachování energie mezi dvěma body, které leží na stejné proudnici. Energie je vyjádřena tlakovou, kinetickou a tíhovou potenciální energií a změnou rychlosti za čas mezi body 1 a 2 [1].

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gh_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gh_2 + \int_1^2 \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} \cdot d\vec{l}, \quad (4)$$

kde: jednotlivé indexy značí dva různé body, ležící na stejné proudnici

p - tlak v daném bodě [Pa]

ρ - hustotu proudícího média [kg/m³]

v - rychlost proudění v daném bodě [m/s]

g - tíhové zrychlení [m/s²]

h - výška bodu [m]

integrál - změna rychlostního pole na úseku mezi body 1 a 2 v čase

1.3.3 EULEROVA ROVNICE HYDRODYNAMIKY

Vyjadřuje zákon zachování hybnosti a platí pro ideální tekutinu. Vychází z druhého Newtonova zákona, který vyjadřuje zrychlení vlivem působení síly.

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\text{grad} \vec{v}) \vec{v} = \vec{a} - \frac{1}{\rho} \text{grad} p \quad (5)$$

kde: $\partial \vec{v} / \partial t$ - lokální zrychlení [m/s²]

$(\text{grad} \vec{v}) \vec{v}$ - konvektivní zrychlení [m/s²]

\vec{a} - zrychlení od vnějších objemových sil [m/s²]

$\frac{1}{\rho} \text{grad} p$ - zrychlení od plošných sil [m/s²]

1.3.4 NAVIEROVA-STOKESOVA ROVNICE

Tato rovnice opět vyjadřuje zákon zachování hybnosti, ale platí pro skutečnou tekutinu. Zde je navíc člen, který vyjadřuje působení třecích sil vzniklé od viskózních sil.

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\text{grad} \vec{v}) \vec{v} = \vec{a} - \frac{1}{\rho} \text{grad} p + \nu \Delta \vec{v} \quad (6)$$

kde: $\partial \vec{v} / \partial t$ - lokální zrychlení

$(\text{grad} \vec{v}) \vec{v}$ - konvektivní zrychlení

\vec{a} - zrychlení od vnějších objemových sil

$\frac{1}{\rho} \text{grad} p$ - zrychlení od plošných sil

$\nu \Delta \vec{v}$ - zrychlení od viskózních sil

2 SÁNÍ ZÁŽEHOVÉHO PŘIROZENĚ PLNĚNÉHO MOTORU

U přirozeně plněného motoru je důležitá plnicí účinnost, která je dána především hlavou motoru. Pojem plnicí účinnost vyjadřuje hmotnost vzduchu, který je schopen se dostat do válce. Avšak před hlavou válce se vyskytuje mnoho dalších elementů, které plnicí účinnost ovlivňují, a proto by se v této práci neměli zanedbat.

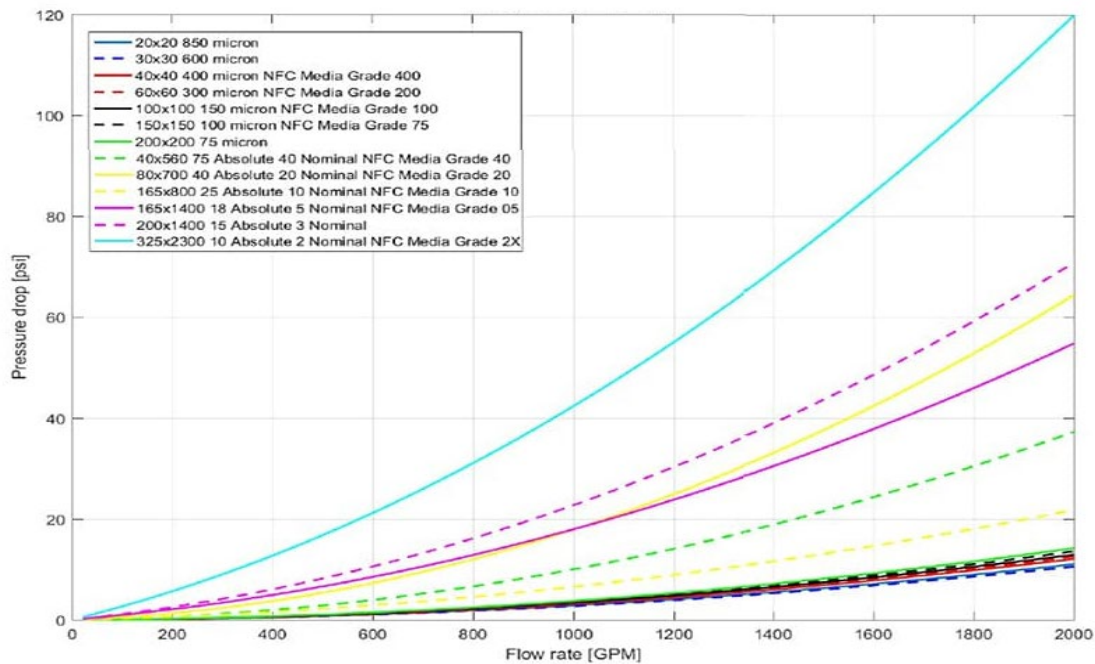
Každý spalovací motor ke své funkci potřebuje vzduch, který se musí dostat do válce motoru. Musí se zde vyskytovat sací trakt, který tuto funkci zajišťuje. Každý prvek v sacím traktu způsobuje hydraulické ztráty, které mají vliv na nižší plnicí účinnost. Požadavek na plnicí účinnost se může lišit konstrukcí spalovacího motoru a také jeho provozními nároky. U přeplňovaných motoru je plnicí účinnost dána především plnicím tlakem kompresoru. Díky dostatečnému plnicímu tlaku jsou zanedbávány hydraulické ztráty v sacím systému. To je z ekonomického hlediska výhodné pro sériovou výrobu. Plnicí účinnost u motorů s přirozeným plněním je přímo úměrná hydraulickým ztrátám pro celý sací trakt. Proto je důležité tyto ztráty eliminovat tak, aby byla dosažena co největší plnicí účinnost motoru. Sací trakt je tvořen z filtru vzduchu, snímače hmotnosti vzduchu a teploty, škrtkové klapky, sacího potrubí a hlavy motoru.

2.1 FILTR VZDUCHU

Filtr vzduchu je prvním dílem sacího traktu, který snižuje plnicí účinnost. Zároveň je však velice důležitý pro spalovací motor. Hlavním úkolem filtru je zachytávání prachu a drobných nečistot z nasávaného vzduchu. Tím především chrání spalovací prostor před vniknutím cizích těles jako je prach. Pokud by zde filtr nebyl, po smísení prachu a oleje by se utvořila brusná pasta, která by značně snížila životnost motoru [2]. V dnešní době se v osobních automobilech převážně vyskytují suché čističe vzduchu. Mezi další typy vzduchových filtrů patří čistič s olejovou náplní a odstředivý čistič [2].

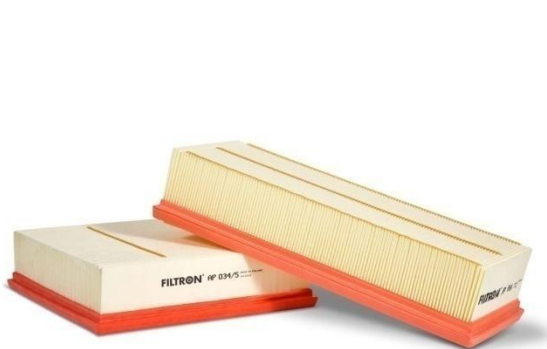
Suché čističe

Mezi suché čističe patří papírové filtry. Papírové filtry jsou tvořeny z vrstveného filtračního papíru. Tento filtr má nízké výrobní náklady, funguje jako tlumič hluku sání, je lehce vyměnitelný a mění se v intervalu stanoveném výrobcem [2]. Filtry jsou rozděleny do skupin podle toho, jak velké částice jsou schopny zachycovat. Čím menší částice filtr zachycuje tím se dříve zanáší a jeho servisní interval se tak zkracuje. Zároveň se zde zvyšují tlakové ztráty, které snižují plnicí účinnost.



Obr. 3 Závislost tlakových ztrát na struktuře filtru vzduchu [3]

Proto se filtry zaměňují za méně účinné, aby nebyly tlakové ztráty příliš velké. Následkem je horší filtrace vzduchu, která může značně snížit životnost motoru. Náhradou za papírové filtry mohou být např. bavlnové nebo pěnové filtry. Tyto filtry mají řidší strukturu materiálu a tím i nižší tlakové ztráty. V některých případech se u závodních speciálů filtry zcela odstraňují.



Obr.4 Sériový vzduchový filtr[4]

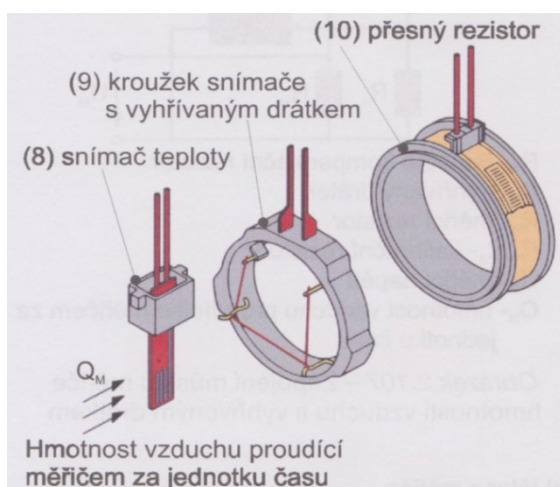


Obr.5 Sportovní vzduchový filtr [5]

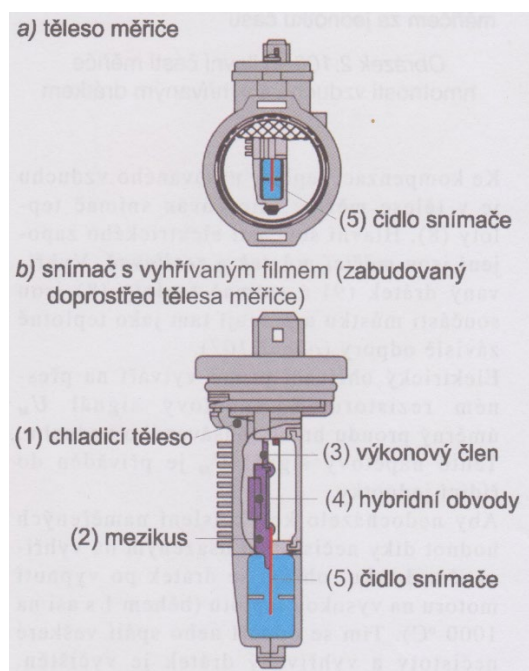
2.2 SNÍMAČ HMOTNOSTI VZDUCHU A TEPLoty

Ačkoliv snímač hmotnosti vzduchu nemá žádný efekt na plnicí účinnosti, nachází se v sacím traktu spalovacího motoru, a proto zde byl uveden.

Snímač hmotnosti nasávaného vzduchu je důležitý pro správný chod elektronicky řízeného motoru. Tento snímač se nachází v sání za filtrem vzduchu. Mezi dva hlavní snímače hmotnosti vzduchu patří snímač s vyhříváním drátkem nebo s vyhříváním filmem. Oba uvedené snímače fungují na stejném principu. Ve snímači je zabudované elektricky vyhřívání těleso neboli drátek z bimetalového materiálu, který se zahřívá a udržuje požadovanou teplotu [2]. Proudící vzduch jej ochlazuje, proto je do tělesa přiváděn slabý elektrický proud. Ten má za úkol udržovat požadovanou teplotu tělesa. Podle přiváděného proudu do tělesa řídicí jednotka zjistí aktuální hmotnost nasávaného vzduchu. Protože se s teplotou mění hustota vzduchu, která by ovlivnila hmotnostní průtok, je součástí i snímač teploty [2]. Snímač hmotnosti vzduchu tedy řídicí jednotce předává informace o aktuálním množství protékajícího vzduchu do motoru v kg/h a řídicí jednotka tak reguluje dávku paliva dle potřeby [2].



Obr.6 Měřič hmotnosti vzduchu s vyhříváním drátkem [2]



Obr. 7 Měřič hmotnosti vzduchu s vyhříváním [2]

2.3 ŠKRTÍCÍ Klapka

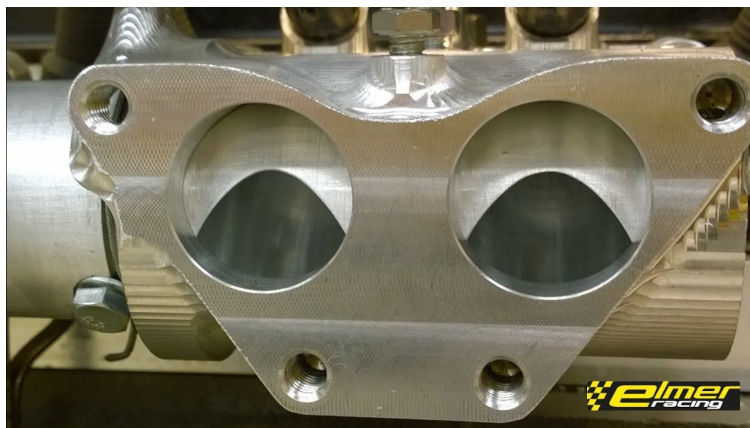
Další důležitou součástí sacího systému je škrťící klapka. Škrťící klapkou je regulováno množství nasávaného vzduchu a tím řízen požadovaný režim spalovacího motoru (akcelerace, brzdění motorem, volnoběh) a je tedy jeho nezbytnou součástí. Zároveň je škrťící klapka považována jako ztrátový prvek, který omezuje plnicí účinnost motoru. V sacím systému se může vyskytovat jedna nebo více škrťících klapek v závislosti na válcích. Rozdělují se podle způsobu ovládání na mechanické a elektronické.

Elektricky ovládané škrťící klapky se převážně vyskytují u moderních automobilů. Jsou ovládané přes servomotor (elektromotor) řídicí jednotkou, která vyhodnocuje požadavky řidiče převážně z polohy plynového pedálu a dalších požadovaných snímačů. Řídicí jednotka tak dokáže plně ovládat úhel natočení škrťící klapky a regulovat tak množství nasávaného vzduchu.

Mechanická škrťící klapka je ovládaná lankem, které je spojené s pedálem akcelérátoru. Pro správný chod motoru musí řídicí jednotka znát úhel natočení škrťící klapky. Z tohoto důvodu se na škrťící klapce vyskytuje také potenciometr. Ten zjišťuje aktuální polohu natočení, popřípadě úhlovou rychlost škrťící klapky [2].

Běžně se v automobilovém průmyslu vyskytuje motýlí škrťící klapka. Při maximálním otevření škrťící klapky zůstává její element uvnitř průřezu a zabírá tak určité množství dané plochy. Nejenže se nepatrně zmenší plocha průřezu, ale element klapky vytváří hydraulické ztráty, které způsobí nižší plnicí účinnost. Aby byly ztráty co nejmenší může, být tato klapka nahrazena soudečkovou nebo šoupátkovou škrťící klapkou. Při maximálním otevření těchto škrťících klapek nezůstává žádný element v průřezu, jako je u klapky motýlí. Tyto klapky se vyskytují tam, kde je škrťící klapka téměř neustále otevřená. Škrťící klapky jsou tedy vhodné k závodním účelům.

Problematikou o škrťících klapkách se zabývá diplomová práce *Návrh škrťící klapky zážehového motoru* (autorem je Bc. F. Jantač, Brno 2016), která porovnává ztráty škrťících klapek, jak v přechodovém režimu tak v maximálním otevření. S problematikou také experimentoval tým Renault z Formule 1, který vyhodnotil, že šoupátková nebo válečková škrťící klapka se na daný okruh pro formuli Renault RS27 nehodí. Tato formule tak používala klasickou škrťící klapku. Hlavním důvodem bylo lepší tvoření směsi v přechodovém režimu, které vedlo k lepším jízdním vlastnostem formule [6].



Obr. 8 Soudečková škrticí klapka [7]



Obr. 9 Šoupátková škrticí klapka - přechodový režim [8]

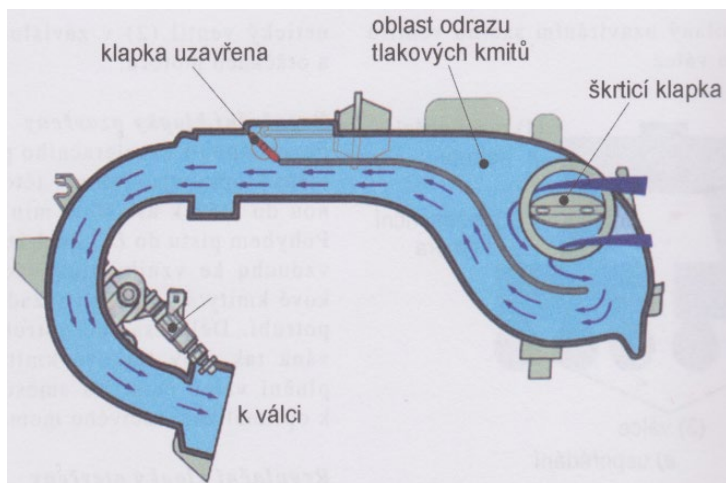


Obr. 10 Šoupátková škrticí klapka - plně otevřena [8]

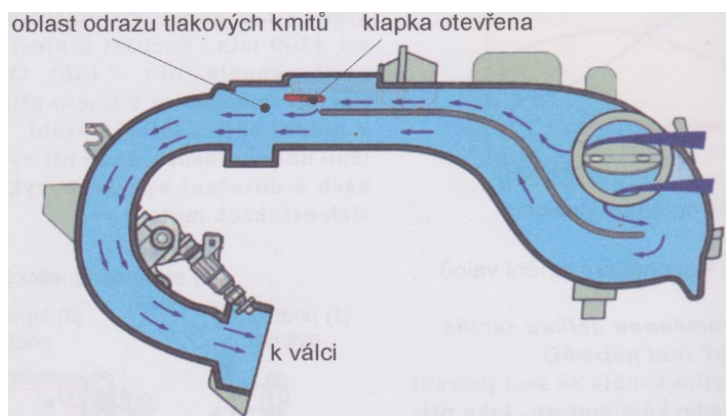
2.4 SACÍ POTRUBÍ

Sací potrubí zabezpečuje dodávku vzduchu nebo směsi do sacích kanálů. Sací potrubí má vysoký vliv na plnicí účinnost motoru. Tím je především dána jeho délka, průměr a tvar. Dalším důležitým faktorem je drsnost povrchu vnitřních stěn potrubí. Vnitřní stěny musí být hladké, bez výstupků a bez náhlých geometrických změn. Pro sací potrubí by mělo platit, že jednotlivé větve k válci, by měli být stejně dlouhé. Celková délka sacího potrubí není specificky určena a je volena podle požadavků konstruktéra. Krátké sací potrubí je vhodné používat ve vysokých otáčkách motoru, kde je požadovaný vysoký jmenovitý výkon. Dlouhé sací potrubí je zase vhodné používat v nízkých otáčkách motoru, kde je požadovaný co největší točivý moment. Sériový spalovací motor pracuje v širokém spektru otáček, a proto je těžké navrhnout sací potrubí, které bude pro požadovaný okamžik výhodné.

Tento problém částečně nahrazuje variabilní sací potrubí, které se snaží tomuto širokému spektru přizpůsobit. Variabilní sací potrubí umožňuje změnu délky sacího potrubí v závislosti na zatížení, otáčkách motoru a úhlu natočení škrticí klapky [9]. Změna délky je zajištěna pomocí regulačních klapek, které se nachází v sání. Klapky mohou být ovládány podtlakem nebo elektronicky.

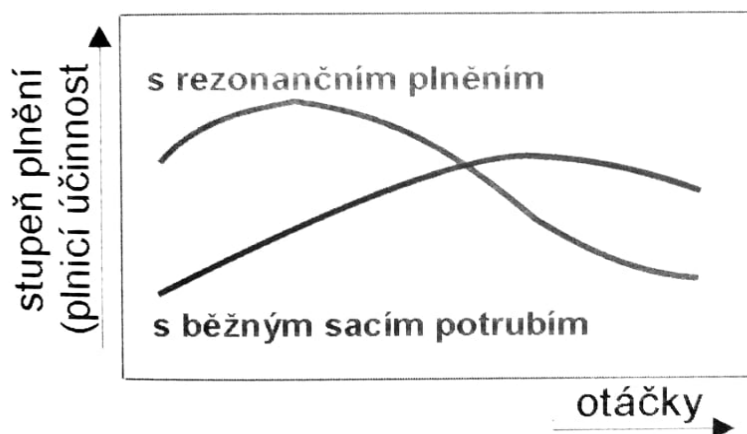


Obr. 11 Sací potrubí s proměnnou délkou sání - dlouhý sací kanál [9]



Obr. 12 Sací potrubí s proměnnou délkou sání - krátký sací kanál [9]

V dnešní době je sací potrubí převážně vyrobeno z plastických hmot. Dříve se používaly hliníkové slitiny. Sání z plastické hmoty má několik výhodných vlastností. Uvnitř potrubí je povrch kanálů hladký, všechny sací větve mají přesný geometrický tvar, jsou lehké a výrobně nenáročné. Tato sání však tlumí tlakové vlny, které vznikají během pracovního cyklu. Proto se u závodních motorů často vyskytuje hliníkové sání, které tyto tlakové vlny netlumí. Tlakové vlny jsou využívány při rezonančním plnění válce [2]. Rezonanční plnění zlepšuje plnicí účinnost zejména při nízkých otáčkách, to znamená nárůst točivého momentu. Rezonanční plnění vzniká při uzavření sacího ventilu vedlejšího válce, který vyvolá tlakovou vlnu a ta následně napomáhá plnění válce sousledného válce [9].



Obr. 13 Rezonanční plnění válců [9]

2.5 HLAVA MOTORU

Hlava motoru je stěžejním prvkem pro spalovací motory. V hlavě válců se nachází sací kanály, sedla a ventily, které se liší konstrukčními požadavky. V dnešní době je kladen důraz především na vysoké emisní normy, které musí být dodrženy. Konstrukce hlavy motoru se především liší druhem paliva, způsobem plnění válce a způsobem vstřikování paliva. Například u sacích kanálů vznětového motoru je kladen důraz na vytvoření rotace směsi ve válci, proto jsou sací kanály tvarovány tak, aby splnili patřičné požadavky, ale tvarováním sacích kanálů se snižuje jejich plnicí účinnost. U systému přímého vstřikování paliva je sice celý průřez sacího kanálu určený pouze pro vzduch a palivo tak nezabírá žádný objem, ale nevýhodou tohoto systému je špatné chlazení sacích ventilů, a to může ovlivnit jejich funkci. U nepřímého vstřikování paliva zabírá palivo část objemu sacího kanálu, ale ventily jsou lépe chlazeny a nedochází tolik např. ke karbonizaci. Přímé vstřikování paliva vyžaduje také částečnou rotaci paliva, které naopak nepřímé vstřikování nepotřebuje.

2.5.1 SACÍ KANÁLY

Jsou nezbytnou součástí hlavy válce a slouží jako poslední část dopravního potrubí sacího traktu. Sací kanály, ventily a sedla jsou nejdůležitější částí celého sacího traktu, protože mají největší vliv na maximální plnicí účinnost, a to zejména na přirozeně plněný motor. Jak u sacího potrubí, tak i zde má obrovský vliv na proudění povrch stěn, průřez kanálu a jeho geometrický tvar. Mezi základní rozdělení sacích kanálů patří:

Přímé kanály

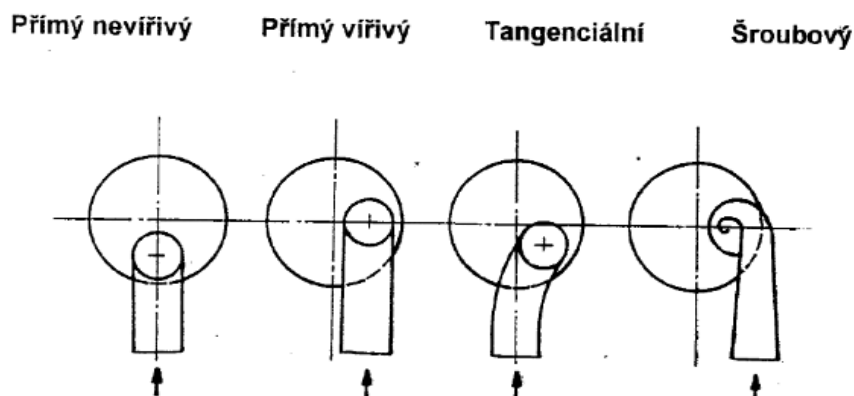
Tyto kanály patří ke konstrukčně nejjednodušším. Dělí se na vířivé a nevířivé kanály [10]. Osa sacího kanálu je rovnoběžná se středovou osou válce. Přímé kanály mají nízký hydraulický odpor, protože mají jednoduchý geometrický tvar bez náhlých změn. Při plnění válce přímým nevířivým kanálem dochází k rotaci přiváděné směsi minimálně. Rotace směsi u přímého vířivého kanálu je způsobena jejím umístěním od středu válce. Průtokový součinitel u přímého typu kanálu je ovlivněn průměrem ventilu, délkou kanálu a jeho umístěním od stěny válce [10]. Tento typ kanálu má tedy nejlepší charakteristiky plnicí účinnosti válce a hodí se pro výkonné a přeplňované motory.

Tangenciální kanály

Jsou to kanály, jejichž osa se neshoduje s osou válce a napojení kanálu je tangenciální [10]. Geometrický tvar sacího kanálu napomáhá rotaci směsi ve válci na úkor plnicí účinnosti. Tento kanál má tedy nižší plnicí účinnost než přímé kanály. Je konstrukčně složitější a náročnější na výrobu. Tangenciální sací kanál snižuje spotřebu paliva a uplatní se v nízkých zatíženích [10]. Tento kanál se převážně používá v systémech s přímým vstřikováním paliva.

Šroubové kanály

Šroubový kanál je přesný opak přímého sacího kanálu. Má velké hydraulické ztráty, je konstrukčně náročný a má nízký součinitel průtoku kvůli jeho konstrukci [10]. Z toho důvodu není vhodný pro závodní spalovací motory. Naopak se tento kanál využívá u sériových spalovacích motorů, kde jsou přísné emisní normy. Tento typ kanálu umožňuje velmi vysokou rotaci náplně ve válci na úkor plnicí účinnosti, z toho důvodu bývá často používán v kombinaci s tangenciálním kanálem [10].



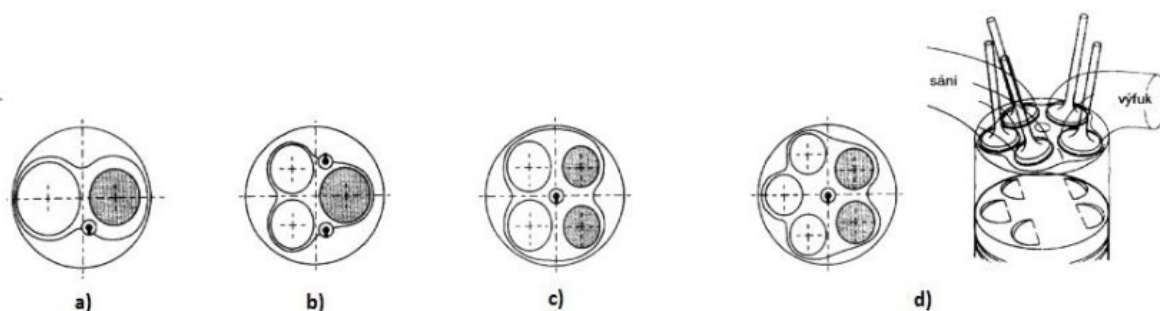
Obr. 14 Typy sacích kanálů [10]

2.5.2 VENTILY A SEDLA

Ventily spolu se sedly oddělují a utěšňují spalovací prostor od výfukového a sacího potrubí. Jejich hlavním úkolem je odvádět spálenou směs a přivádět novou. Sedla ventilů jsou spolu s ventily nejkritičtějším místem celého sacího traktu. Tyto kritická místa jsou omezeny velikostí a tvarem, jako jsou úhly dosedacích ploch nebo velikost dřívku a talířku ventilu. Pro zlepšení plnicí účinnosti je snaha minimalizovat průměr dřívku a talířek ventilu nebo také měnit úhly dosedacích ploch.

Ventily

Ventily jsou otevírány pomocí vačky a hydraulických zdvihátek, popřípadě elektrohydraulicky nebo elektromagneticky. Ventilová pružina zajišťuje opětovné zavření ventilu. Dělí se na sací a výfukové ventily podle jejich funkce. Nejčastěji se vyskytuje více ventilové provedení, má hned několik výhod. Mezi výhody ventilů patří malé rozměry, které mají nižší hmotnosti a také menší setrvačné síly a jsou tedy vhodné pro vysokootáčkové motory [9]. Výhodou malých ventilů je zejména lepší chlazení a plnicí účinnost v nízkých a středních otáčkách vlivem menší setrvačné síly, která umožňuje kratší otevírací dobu ventilu [9]. Víceventilové provedení zlepšuje mísení paliva se vzduchem, urychlí se odpařování paliva, zkrátí se doba spalování alepší se tak i průběh hoření [9]. Ventily mohou být umístěny v různém provedení (obr. 15).



Obr. 15 Možné uspořádání ventilů ve válci [11]

Aby plnicí účinnost byla co největší je důležité, aby průtočný průřez sacích ventilů byl větší než průměr výfukových ventilů. Při sudém počtu ventilů, mají vždy větší průměr sací ventily. Při lichém počtu je vždy počet sacích ventilů větší než výfukových. Ventily jsou namáhány na vysoké teploty, mechanické a chemické opotřebení. V oblasti těsnících ploch jsou upravovány vrstvou tvrdokovu o tloušťce 0,7 mm až 1,5 mm [9]. Ventily dále musí zajišťovat dobrý odvod tepla. Při uzavření sacích a výfukových ventilů se teplo přenáší přes sedla ventilů do hlavy válce a ta je následně chlazená chladicí kapalinou. Když je výfukový ventil otevřen, teplo je odváděno pouze přes jeho dřívku. Při otevření sacích ventilů je chlazení navíc dosaženo přiváděnou směsí, která zdatelně ochlazuje ventil. Pokud jsou výfukové ventily nedostatečně chlazeny, je možnost tyto ventily nahradit speciálními ventily, které jsou chlazeny zevnitř např. sodíkem. To snižuje teplotu o zhruba 100 °C a také snižuje pravděpodobnost samovznícení směsi [9]. Existují také speciální povlaky z polymerů, které se na ventily nanášejí a fungují jako tepelné bariéry [12]. Sériové ventily jsou vyráběny z martenzitické oceli, která ztrácí pevnost s rostoucí teplotou [13]. V závodních motorech však tyto ventily nevyhovují a bývají nahrazeny ventily z jiných materiálů jako je například speciální nerezová ocel, která obsahuje více niklu a chrómu [13]. Ventily z nerezové oceli jsou odolnější vůči vysokým teplotám a mají lepší pevnost.



Obr. 16 Speciální povlak ventilů [14]

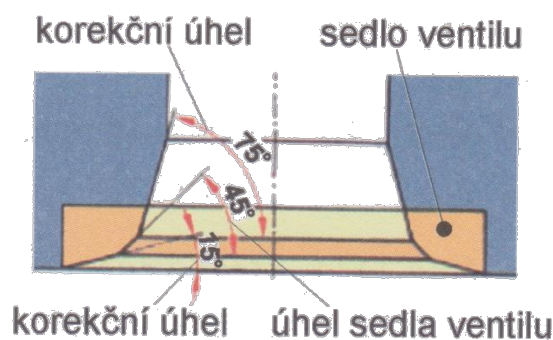


Obr. 17 Výfukový ventil chlazený sodíkem [9]

Sedla ventilů

Sedla ventilů jsou velice důležitá pro plnicí účinnost motoru. Jejich úkolem je navést vzduch nebo směs do spalovacího prostoru se snahou minimalizace ztrát, zároveň musí spolu s ventilem utěšňovat spalovací prostor. Sedla ventilů se vyrábí z legované litiny nebo tvrdé chrommanganové oceli a jsou zalisovány do hlavy [9]. U sériových motorů se obvykle vyskytuje hlavní těsnící plocha pod úhlem 45° , spolu s korekčními úhly 15° a 75° (obr. 18) [9]. Při zavření ventilu odvádí těsnící plochy teplo z talířku ventilu a přenáší je do hlavy motoru. Zpravidla jsou těsnící plochy sedel sacích ventilů širší než výfukové, protože výfukové ventily nejsou ochlazovány jinak než přestupem tepla do hlavy motoru.

Tvar sedla ventilu je volen podle typu využití motoru. V sériové výrobě je požadována vysoká životnost sedel a ventilu. Jak z ekonomického hlediska, tak z hlediska životnosti mají tyto motory právě jednu těsnící plochu a dva korekční úhly. U závodních motorů se těchto úhlů může vyskytovat hned několik. Víceúhlové sedlo s ventilem má nižší vtokové ztráty, ale na výrobu je složitější a jeho schopnost těsnit nemusí být vždy perfektní. Jednotlivé úpravy sedel ventilu jsou popsány v kapitole 3.2.



Obr. 18 Sedlo sacího kanálu [9]

2.6 SLOŽENÍ ZÁPALNÉ SMĚSI

Pro správné fungování spalovacího motoru je vyžadováno hořlavé palivo. Palivo musí být do válce dopraveno. Tuto funkci mohou zajišťovat také karburátory, ale u novodobých automobilů se způsob dopravy zajišťuje přímým nebo nepřímým vstříkáním paliva. Přímé vstříkání paliva dávkuje palivo přímo do válce, kde je zapotřebí jeho dokonale rozprášení, aby se se vzduchem vytvořila homogenní směs. Dokonalé rozprášení paliva ve vzduchu je dáno vstříkovacím tlakem vstříkovače a také tvarem sacího kanálu. Sací kanál tak není přímý a má určitý geometrický tvar, který vede ke vzniku hydraulických ztrát. Naopak u nepřímého vstříkání paliva se palivo dávkuje do sacího potrubí nebo před sací kanál. Palivo vstříkované do sání zabírá potenciální místo pro vzduch a plnicí účinnost je tak nižší. Tuto nevýhodu ale kompenzuje právě sací kanál, který může být co nejvíce přímý. Nepřímé vstříkání paliva totiž nepožaduje tak vysoké nároky na rozprášení paliva jako je to u přímého vstříkání, protože je zde více času na vytvoření homogenní směsi. Proto mohou být sací kanály přímé.

Složení zápalné směsi je vyjádřeno směšovacím poměrem α (alfa) nebo vzdušným součinitelem λ (lambda).

- Směšovací poměr α (alfa) se rozděluje na teoretický a skutečný. Udává hmotnostní poměr paliva a vzduchu ve složené směsi. U teoretického směšovacího poměru platí, že pro dokonale spálené palivo o hmotnosti 1 kg je zapotřebí 14,7 kg vzduchu. Teoretický směšovací poměr je tedy 1:14,7. Skutečný směšovací poměr se od teoretického liší tím, že je závislí na veličinách jako je teplota, otáčky a zatížení motoru. Skutečný směšovací poměr může být chudý (1:16) a bohatý (1:13) [2].
- Vzdušný součinitel λ (lambda), $\lambda = 1$ odpovídá teoretickému směšovacímu poměru 1:14,7. Vzdušný součinitel vyjadřuje poměr skutečného množství vzduchu k teoreticky potřebnému množství vzduchu. Vzdušný součinitel se u zážehových motorů pohybuje v rozmezí $\lambda = 0,7$ až $\lambda = 1,25$. Pro nejvyšší výkon se směs upravuje na $\lambda = 0,88$ až $\lambda = 0,95$, kdy je směs bohatá a hoří nejrychleji [2].

3 EXPERIMENTÁLNÍ ÚPRAVY MOTORU

Zvýšení plnicí účinnosti sacích kanálů je hlavním cílem práce, a proto byla provedena rešerše, která se zabývá snižováním ztrát v oblasti hlavy motoru. Protože je plnicí účinnost u motorů s přirozeným plněním přímo úměrná ztrátám v sání, je snaha tyto ztráty snižovat. Úpravou hlavy motoru je možné tyto ztráty snižovat, ale pouze do jisté míry. Pokud se hlava motoru upraví příliš, nastává riziko zvýšení ztrát, a tak i plnicí účinnosti. Každá hlava válců má jiné provedení sacích a výfukových kanálů a jejich úprava je vždy odlišná. Mezi úpravy hlavy patří změna sedel a ventilů, úprava sacích, výfukových kanálů a spalovacího prostoru. Tato úprava je známá jako tzv. "portování", kde jde především o odebrání materiálu z hlavy motoru. Těmto úpravám neboli portování se věnuje několik málo firem, např. firma HeadGames Motorworks. Portování hlavy motoru se provádí ručně s pomocí frézovacích nástrojů nebo na pětiosých CNC frézkách.

3.1 ÚPRAVA SACÍCH KANÁLŮ

Úprava sacích kanálů neboli portování sacích a výfukových kanálů je operace, která se provádí za účelem snížení hydraulických ztrát v systému. Portování představuje určité riziko, kdy je možné, že se sací kanál zvětší příliš. Příliš velké zvětšení nebo nepatrná chyba může vést ještě k horší plnicí účinnosti než ve stavu před úpravou. Je dobré si nejprve příslušné operace promyslet a pak je aplikovat. Z tohoto důvodu se tato kapitola zabývá úpravami sacích kanálů.

Důležitými vlastnostmi jsou povrch kanálu, tvar, průřez a jeho celkový objem. Všechny tyto vlastnosti mají vliv na proudění vzduchu nebo směsi. Vzduch je ve velkém objemu těžký a s vysokou rychlostí se vzduch při proudění snaží udržovat v co nejpřímějším směru. Díky hmotnosti a rychlosti vzduchu můžeme uvažovat i kinetickou energii přiváděnou do motoru [15]. Povrch kanálu je důležitý nejenom z hlediska hydraulických ztrát, ale i z hlediska dobrého promísení paliva se vzduchem. Pokud by se u nepřímého vstříkovaní vytvořil kanál s dokonale hladkým povrchem neboli zrcadlovým povrchem, v kanálu by se zvýšila rychlost proudění. Vzduch by ulpíval na stěně kanálu a palivo by se oddělovalo od vzduchu a netvořilo by směs [16]. Úprava povrchu sacích kanálů do tvaru "golfového míčku", kdy jsou v kanálu vyfrézovány důlky, není vhodná. Tento povrch kanálu je vhodný do míst, kde se vzduch nebo směs pohybuje nízkou rychlostí [17]. Úprava je vhodná pouze kolem vodítka ventilu, kde tvar napomáhá vracet proudění vzduchu nebo směsi zpět do původního směru toku [17]. Zlepšení plnicí účinnosti je však minimální. Mimo tuto oblast při proudění vzniká spousta ztrát. Povrch "golfového míčku" tedy nepřináší téměř žádné výhody k plnicí účinnosti.

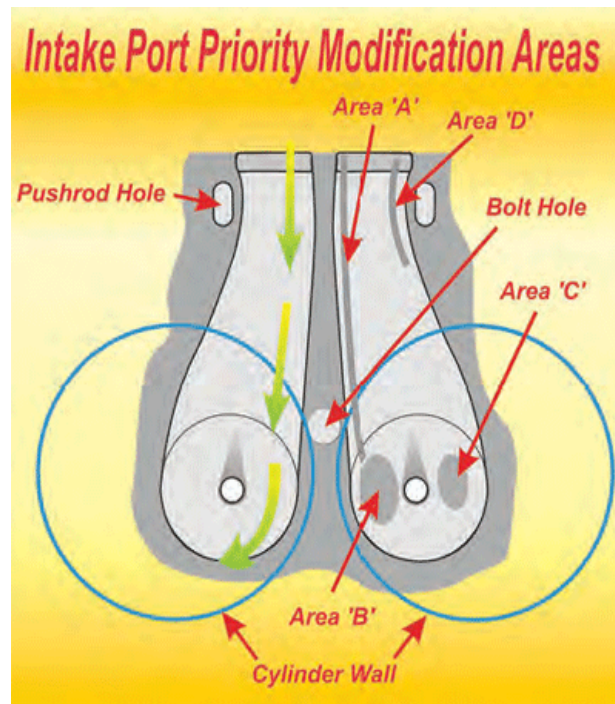


Obr. 19 Zrcadlový povrch kanálu [18]



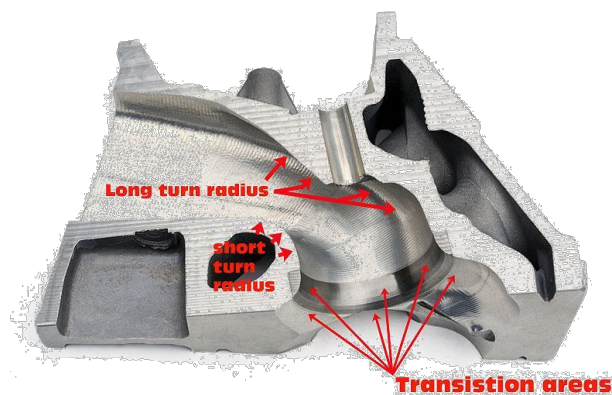
Obr. 20 Sací kanál s povrchem golfového míčku [16]

Součástí sacího kanálu jsou i vodítka ventilů, která zajišťují správný chod ventilů a také předávají teplo z dřívku ventilu do hlavy válce. Mezi vodítkem a dřívkem ventilu nesmí vzniknout příliš velké vůle. Vznik nadměrné vůle způsobí, že ventil nebude mít správné těsnicí vlastnosti a vzroste spotřeba motorového oleje. Vodítka ventilů má od výrobce stanovenou délku. Tato délka v mnoha případech zasahuje do sacího a výfukového kanálu a způsobuje tak hydraulické ztráty v sacím potrubí. Vodítka se proto upravují nebo se v sacím kanálu zcela odstraní. Odstraněním vodítka ventilu se značně snižuje jeho životnost a také životnost ventilu. Vždy však nelze odstranit vodítka ventilů, proto se v případě hlavy Chevrolet small block zvětší a rozšíří stropní stěna podle obrázku 21 v místě B, která zajistí dostatečný a vířivý tok směsi [19].

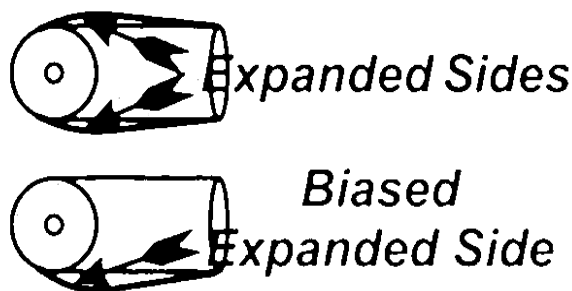


Obr. 21 Oblast modifikace sacího kanálu [19]

Nejkritičtější částí sacích kanálů je oblast u sedel ventilů, kde dochází ke změně směru proudění. V této oblasti je důležitý "short turn radius", který se nachází na spodní straně kanálu (obr. 22). Tento rádius musí mít co nejplynulejší přechod od vstupu sacího kanálu k sedlu ventilu a zároveň nesmí mít příliš malý poloměr a malý průřez. Pokud je průřez v místě rádiusu malý, musí být dostatečně zvětšen. Zvětšení se dosahuje úpravou na boční stěně kanálu (tzv. bias), který je zobrazen na obrázku 23. V případě čtyřventilové techniky se upravuje pouze jedna boční stěna, která je blíž stěně válce. Úpravou se docílí nejen zvýšení plnicí účinnosti, ale zlepši se také pohyb směsi do válce. V případě dvou ventilů na válec se zvětšují obě boční stěny, ovšem stěna u výfukového ventilu nesmí být zvětšena příliš. Příliš velkým zvětšením se změní víření směsi do válce natolik, že může zabraňovat proudění na protější straně (u stěny válce) a to vede ke snížení plnicí účinnosti [21].



Obr. 22 Řez sacím kanálem [20]



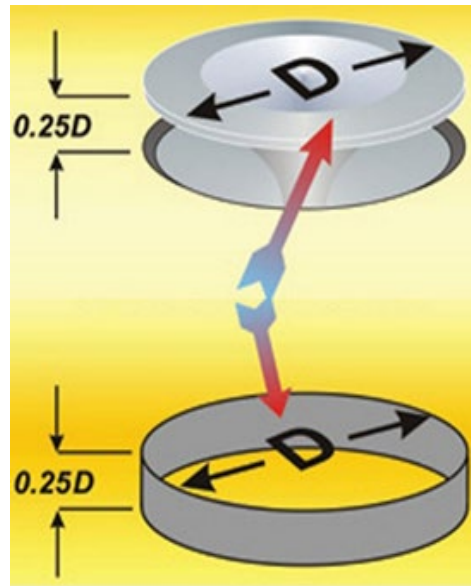
Obr. 23 Zvětšení bočních stěn sacího kanálu - "bias" [15]

Zvětšením objemu portu se snižuje rychlost proudění směsi zejména v horním zdvihu ventilu. V lepším případě to může vést ke snížení točivého momentu v nízkých otáčkách. Pokud se však zvětší objem příliš, může dojít k tomu, že směr bude ustupovat ze spalovacího prostoru zpátky do sacího kanálu. Optimální plocha průřezu sacího kanálu je daná průměrem sacího ventilu, tvarováním sacího kanálu a poměrem vrtání/zdvih válce. Jednoduchou pomůckou optimálního průřezu je, že průřez sacího kanálu musí mít přibližně 77 % až 80 % z plochy sacího ventilu. Vzdálenost tohoto průřezu je měřena od ventilu a odvíjí se od průměru ventilu, přičemž by měla být 1,5 až 2krát větší než samotný ventil [15].

U výfukového kanálu je důležité, aby na sedlo ventilu navazoval poměrně velký rádius. Pokud je tato podmínka splněna, může mít výfukový kanál menší průřez. Při malém zdvihu výfukového ventilu je průtok nadzvukový a účinnost proudění je dána plochou než tvarem sedel ventilu. Kritický průtok výfukovým ventilem se vyskytuje při zdvihu nad 2,54 mm, proto je důležitý správný geometrický tvar sedla výfukového ventilu [14].

3.2 ÚPRAVA SEDEL A VENTILŮ

V některých případech zdvih ventilu omezuje plnicí účinnost. Proto je vhodné upravit profil vačkové hřídele nebo nahradit vačkovou hřídel za jinou. Dalším možným řešením je zvětšení průměru sacích ventilů. Tyto úpravy však nelze vždy realizovat, protože jsou omezeny např. nedostatečným prostorem. Plnicí účinnost je omezena hydraulickými ztrátami, které vznikají při proudění směsi do válce. Velmi důležitou oblastí v sacím kanálu je dosedací plocha ventilu neboli sedla ventilu a jeho okolí. Klasická sedla ventilu jsou tvořena hlavním úhlem a dvěma korekčními úhly, které byly popsány v kapitole 2.5.2. Tyto úhly mají tvar kuželové plochy (obr. 18). Úhly sedel ventilu napomáhají proudění směsi v nižším rozsahu zdvihu ventilu, kde je vysoká rychlost proudění, a to zejména do velikosti zdvihu přibližně $0,25D$, kde D je průměr ventilu (obr. 24) [15]. Sedla a ventily jsou tak v tomto rozsahu nejvíce omezující částí z celého sání. Výška zdvihu $0,25D$ zároveň značí bod, kde se plocha zdvihu ventilu a plocha průměru ventilu sobě rovnají (obr. 24). Snížení hydraulického odporu se dosáhne především zvětšením hlavního úhlu sedla nebo pozvolnou změnou geometrie tak jak je vyznačeno na obrázku 27. Všechny úpravy je nejdříve vhodné simulovat v programu a následně změřit na profukovací stanici.

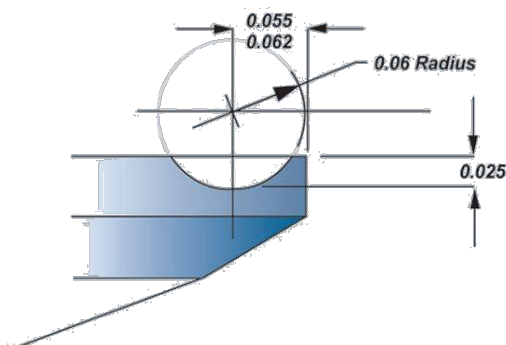


Obr. 24 Průměr ventilu a plocha zdvihu ventilu [15]

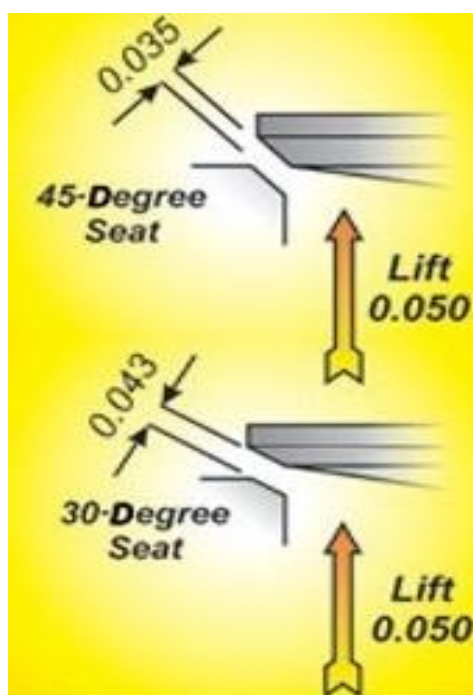
Zvětšením úhlu hlavního sedla na 50° nebo 55° se zlepší proudění směsi do spalovacího prostoru. Strmější úhel způsobuje tvrdší dosedání ventilu, což vede k lepší těsnosti. Pokud se vačková hřídel vhodně neupraví, tvrdší dosedání ventilu na sedlo může způsobit jejich vzájemné mikrosvařování nebo dokonce může způsobit i zadření motoru [22]. Následkem je tedy tvrdší chod motoru, nižší trvanlivost a životnost ventilu. U závodních motorů, kde se klade důraz především na výkon, lze nalézt i úhly 60° nebo 65° . Volba materiálu sedel a ventilů je u takových úhlů obtížná. Podle úhlu dosedací plochy se upravuje profil vačkové hřídele a zdvih ventilu. Pro strmější sedla se volí vyšší zdvih ventilu, protože s porovnáním sedel s úhlem 45° mají strmější sedla menší průtok (viz. obr. 26). Zvětšení úhlu sedel ventilu nemusí být vždy výhodné. Aby se předešlo nevhodné úpravě, která může zhoršit proudění směsi, je vhodné tyto změny nejdříve simulovat v programu CFD. Tyto strmé ventily se vyskytují v závodních motorech NASCAR, kde je kladen důraz na výkon motoru [14].

Obecně platí, že ventily s menším úhlem než 45° mají lepší průběh v nižším zdvihu ventilu, ale ve vyšším zdvihu je to přesně naopak. Například podle obrázku 25 sedlo s úhlem 30° (průměrem ventilu 52 mm, při zdvihu 2,5 mm) umožňuje stejný hmotnostní průtok jako sedlo s úhlem 45° (při stejném zdvihu, ale s průměrem 62,5 mm) [14]. Jestliže jsou ventily upraveny na úhel 30° , je dobré také zvýšit tuhost pružin ventilu, a to asi o 10 % více než u úhlu 45° [14]. Změnou tuhosti ventilové pružiny je zaručena lepší těsnost mezi sedly a ventily, a to zejména při vysokých otáčkách. Při vysokých otáčkách je pravděpodobné, že ventily a sedla s úhlem 30° na sebe nebudou správně doléhat a utěšňovat tak spalovací prostor. Důvodem tohoto problému je nerovnoměrná tepelná roztažnost sacího sedla [14]. Nerovnoměrná tepelná roztažnost na sacím sedle ventilu je způsobená vysokým rozdílem teplot u strany výfukového sedla a na protější straně sacího sedla, které je ochlazováno přiváděnou směsí. Proto je na spodní části sacího ventilu drážka, která poskytuje dostatečnou pružnost ventilu a ventil je tak schopen utěšnit spalovací prostor během spalování (obr. 24). Na 30° ventily je vhodné aplikovat speciální povlak, který sníží tření mezi sedlem a ventilem a lépe tak těsní [14].

Intake Valve Conformation Groove



Obr. 25 Konstrukční drážka pro lepší dosedání ventilu [14]



Obr. 26 Porovnání průtočné plochy ventilu pro 30° a 45° sedlo [14]

U profesionálních závodních motorů je dokonce pět úhlů v sedle ventilu a tři úhly na ventilu [22]. Pozvolná změna úhlu umožňuje plynulé proudění směsi do motoru a zvyšuje tak plnicí účinnost (obr. 27). Přechod mezi jednotlivými úhly by měl vždy větší než 10° - 15° [22]. Například na sedlo s úhlem 45° by neměl navazovat úhel 50°, ale nejméně úhel 55°. Volba těchto úhlů je volena podle tvaru sacího kanálu. Nejdůležitější úhel ze sedla ventilu je ten vstupní neboli první úhel, který navede vzduch prvotním směrem [22]. Většinou jsou tyto úpravy provedeny na přímém sacím kanálu s nepřímým vstřikováním paliva. U nepřímého vstřikování paliva ostré hrany sedel napomáhají atomizaci paliva [22].



Obr. 27 Závislost tvaru sedla na plnicí účinnosti [14]

Úpravou sedla se tak musí změnit i samotný ventil, který na něj doléhá a utěšňuje tak spalovací prostor. U ventilu je také omezující dřík, ovšem ten odstranit nelze. Dřík je velice namáhán na otěr a na vysoké teploty a je důležitou součástí ventilu, proto není vhodné zmenšovat jeho průměr [9].

3.3 ÚPRAVA SPALOVACÍHO PROSTORU

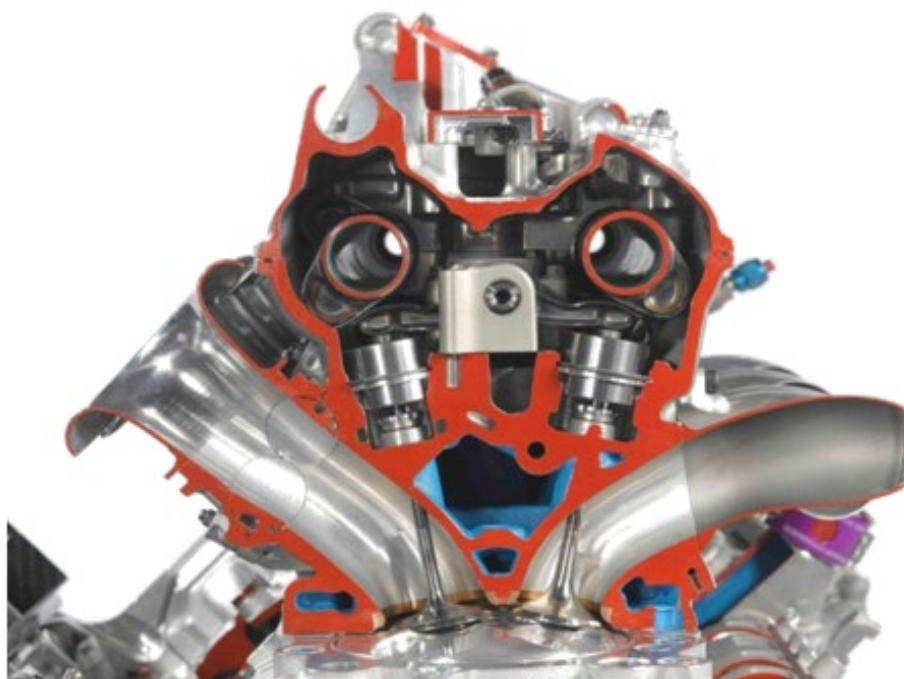
Ačkoliv se nezdá, že by spalovací prostor omezoval plnicí účinnost, tak tomu tak opravdu je. Zde je právě důležité se vyvarovat ostrých přechodů u ventilů a mít dostatečný prostor kolem ventilu pro přivádění směsi [21]. Pro úpravu spalovacího prostoru se používají ocelové kuličky různých průměrů tzv. Flow-ball (viz. obr. 28). Pro každou operaci je vhodný jiný průměr. Kuličky se vkládají např. mezi stěnu spalovacího prostoru a ventil při určitém zdvihu ventilu. Pokud se daný průměr kuličky mezi stěnu a ventil nevejde, odebírá se materiál ze stěny spalovacího prostoru. Spalovací prostor je však závislý na průměru válce, proto je odebírání materiálu omezeno a průměr válce nesmí být překročen. Vyleštěním spalovacího prostoru je docílena lepší tepelná vodivost, která přispívá k odvodu tepla z kritických míst a zabraňuje tak případnému detonačnímu hoření [21].



Obr. 28 Portování spalovacího prostoru [21]

3.4 SACÍ KANÁLY VYSOCE VÝKONNÝCH MOTORŮ

Úpravy sacích kanálů jsou náročné a vyžadují spoustu zkušeností. Tyto zkušenosti nelze získat jinak, než upravovat a experimentovat se sacími kanály. Další možností je provádět simulace sacích kanálů např. v CFD. Ztráty v sání jsou pro závodní speciály velice důležité, a proto těmto úpravám věnují spoustu času. Je tedy vhodné se od těchto závodních speciálů inspirovat, zejména u motorů jako je Formule 1, NASCAR a jiné.

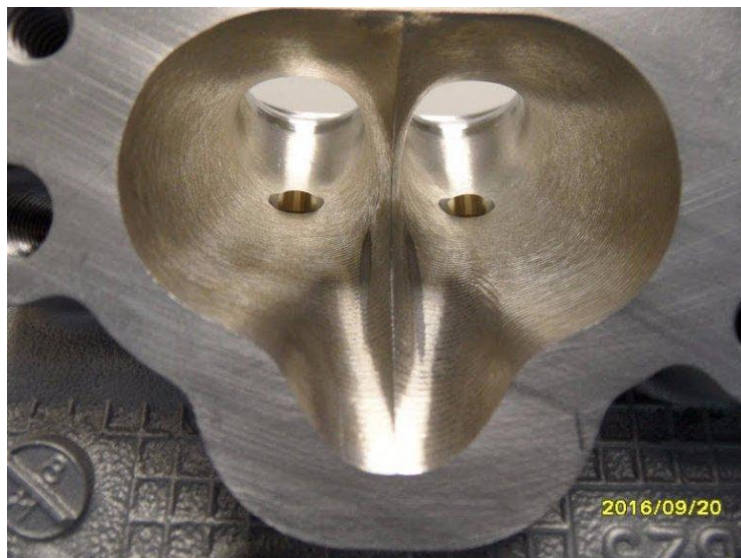


Obr. 29 Motor Formule 1 Toyota RVX-09 [23]

Motor na obrázku 29 pochází z motoru Formule 1. Jedná se o motor s přirozeným plněním válce, je to vidlicový 8 válec o objemu 2,4 litru a s rozvody DOHC. Jeho výkon dosahuje 548 kW při 18 000 otáčkách [24]. Na první pohled je patrné, že je sací kanál velice strmý, aby nasávaný vzduch měl co nejpřímější cestu a nevznikali tak hydraulické ztráty. Drsnost sacího kanálu je hladká bez náhlých přechodů a změn. Vodítko ventilu v tomto případě nezasahuje do sacího kanálu a je velice krátké. Vodítko na výfukové straně je ovšem delší, a to z důvodu lepšího odvodu tepla z výfukového ventilu. Škrťicí klapka je zde použita soudečková, protože motor pracuje v maximálním výkonu a otáčkách. Tato škrťicí klapka při maximálním otevření nezabírá žádný prostor v sacím kanále a nezpůsobuje tak hydraulické ztráty. Na vstupní části sacího kanálu se nachází nátrubek, který se opět snaží o co nejmenší množství vzniku hydraulických ztrát. Sací ventil má nejmenší možný průměr dříku a také nejmenší možný úhel talířku ventilu tak, aby zde byla zabráněna co nejmenší plocha průřezu sacího kanálu.



Obr. 30 Sací kanál před úpravou [25]



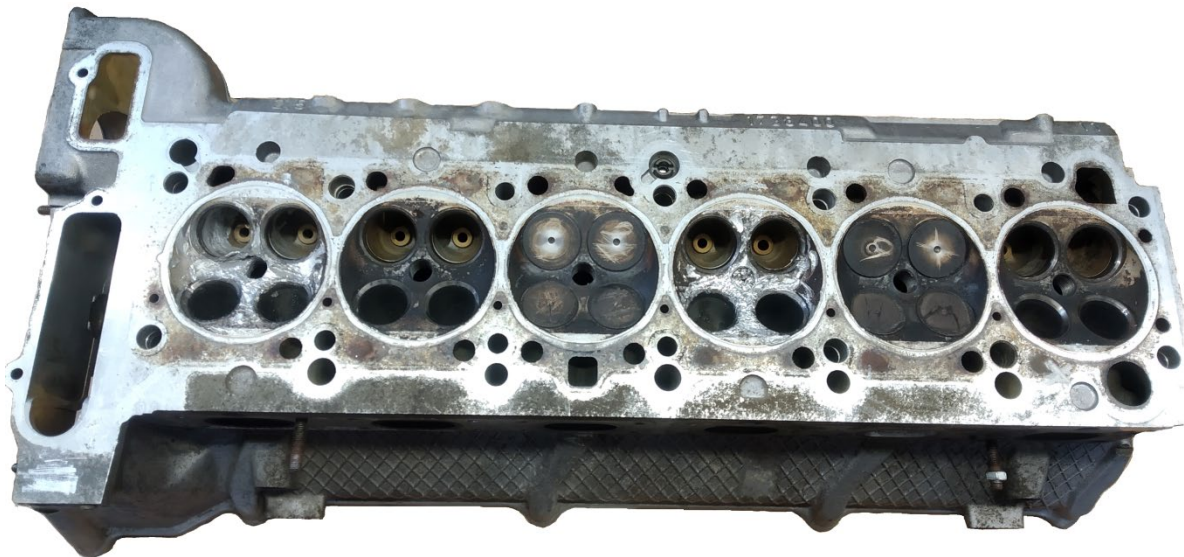
Obr. 31 Sací kanál po úpravě [25]

Neupravený sací kanál z motoru Subaru EJ25 B25 na obr. 30. Následná úprava kanálu byla provedena na obrázku 31, která spočívala ve zvětšení jeho objemu a úpravě hrany mezi jednotlivými ventily. Ostrá hrana stěny (břit) mezi ventily rozděluje nasávanou směs k jednotlivým ventilům se snahou co nejmenšího vzniku hydraulických ztrát.

4 ÚPRAVA SACÍHO KANÁLU ZA CÍLEM ZVÝŠENÍ PLNÍČÍ ÚČINNOSTI

Na základě provedené rešerše a zjištění její problematiky byla zvolena hlava motoru, na které se zjištěné znalosti aplikovaly. K provedení těchto aplikací bylo nejprve zapotřebí promyslet každý krok jednotlivých úprav a připravit si vhodné nástroje pro úpravu.

Pro experimentální úpravu sacího kanálů byla zvolena hlava zážehového motoru z vozidla BMW e36, která byla při provozu poškozena měla od pohledu kompletně zničené dva spalovací prostory a několik sacích a výfukových ventilů bylo ohnuto. Pro experimentální úpravu proto mohl být použit pouze jeden sací kanál. Jedná se o přirozeně plněný řadový šestiválec se zdvihovým objemem 2793 cm³, čtyřmi ventily na válec s řetězovým rozvodem DOHC a s vícebodovým nepřímým vstřikováním paliva (obr. 32). Hlava motor byla umístěna převážně ve vozidlech značky BMW v letech 1995 - 1999.



Obr. 32 Hlava motoru pro úpravy

Portování kanálů bylo provedeno v dílenském prostředí za pomoci ručních nástrojů, které se nachází na obrázku 33. Při úpravách byli dodrženy pracovní bezpečnosti. Portování probíhalo velice pomalu v rádech několika hodin. Samotná úprava kanálu byla náročná, protože se často zaměřovali stopkové frézky kvůli špatně přístupným místům.



Obr. 33 Použité ruční nástroje na úpravu

Z rešerše bylo zjištěno, že zvětšení objemu sacího kanálu nevede vždy ke zvýšení plnicí účinnosti. Může dojít k tzv. ustupování vzduchu nebo směsi ze spalovacího prostoru zpět do sacího kanálu. Proto byla nejprve provedena úprava za cílem najít a snížit hydraulické ztráty jako jsou ostré přechodové hrany, povrch kanálu, geometrie sacího kanálu a tvar vodítek ventilu. Hlava motoru má však již od výroby dobrý geometrický tvar sacích kanálů, proto bylo obtížné při prvotním pohledu na sací kanál nalézt vznik teoreticky možných hydraulických ztrát.

4.1 VOLBA KRITICKÝCH MÍST A JEJICH ÚPRAVA

Pro zvolenou hlavu motoru bylo úkolem zvýšit její plnicí účinnost. Zvýšení plnicí účinnosti se dosahuje jejím portováním. Výběr míst k portování byl volen na základě provedené rešerše o experimentálních úpravách motoru. Místa byla zvolena odhadem podle geometrického tvaru a povrchu sacího kanálu. Jelikož byl k dispozici pouze jeden sací kanál na portování, postupovalo se s velkou opatrností. Úběr materiálu se v těchto místech neprováděl příliš nahrubo, aby nedošlo ke snížení plnicí účinnosti. Po patřičných úpravách bylo zapotřebí tyto místa ověřit měřeními. Postup metodiky měření je popsán v kapitole 5.2.

Zvolená hlava motoru má sací kanály společné pro oba sací ventily. Sací kanál rozděluje vzduch mezi dva ventily náběžnou hranou, která je mezi nimi. Hrana na obrázku 34 má od výroby nepatrnou čelní plochu, která by mohla způsobovat nižší plnicí účinnost. Proto byla tato čelní plocha upravena podle obrázku 35 do tvaru břitu, aby proudící směs byla co nejlépe rozdělena a navedena mezi sací ventily. Úprava do tvaru břitu by podle zjištěné problematiky měla zvýšit plnicí účinnost.



Obr. 34 Hrana mezi sacími ventily - před úpravou



Obr. 35 Hrana (břit) mezi sacími ventily - po úpravě

Vodítka ventilů na obrázku 36 již od sériové výroby příliš nezasahují do sacího kanálu, ale stejně jsou považovány za kritické místo. Hlavním důvodem proč vodítka zasahují do sacího kanálu je ten, že zvyšují životnost a pevnost ventilů. Zvolené kritické místo je rozměrově velice malé a nachází se na špatně přístupném místě. Dlouhé stopkové frézky byly pro tuto operaci vhodnou volbou. (obr. 37)



Obr. 36 Kritické místo kolem vodítek ventilů - před úpravou



Obr. 37 Kritické místo kolem vodítek ventilů - po úpravě

Vzhledem k tomu, že se jedná o hlavu motoru ze sériové výroby, měl sací kanál dobrou drsnost povrchu. Ovšem na obrázku 38 je vidět, že v některých místech se objevují přechodové hrany. Tyto přechodové hrany byly vybrány jako problematické a byly buď to obrobena nebo upraveny do hladkého přechodu podle obrázku 39.



Obr. 38 Přejíčovové hrany v sacím kanálu - před úpravou



Obr. 39 Přejíčovové hrany v sacím kanálu - po úpravě

Jako nejkritičtější místo jsou považována sedla ventilů. Úprava sedel ventilu je zdlouhavá, ale hlavně velice náročná operace, kde je zapotřebí řezný nástroj s definovaným tvarem, který nebyl k dispozici. Z toho důvodu se úprava sedel neprováděla. Kolem sedel ventilu dle obrázku 40 se zde vyskytovaly ostré hrany, jak ze strany sacího kanálu, tak ze strany spalovacího prostoru. Tyto hrany tak byli sraženy a spalovací prostor byl upravený.



Obr. 40 Kritické místo kolem sedla ventilu - před úpravou



Obr. 41 Kritické místo kolem sedla ventilu - po úpravě

Jakmile byly úpravy dle vlastního uvážení dokončeny, stlačeným vzduchem se vyfoukly všechny kovové třísky, aby nedošlo k poškození profukovací stanice.

5 OVĚŘENÍ EXPERIMENTÁLNÍCH ÚPRAV

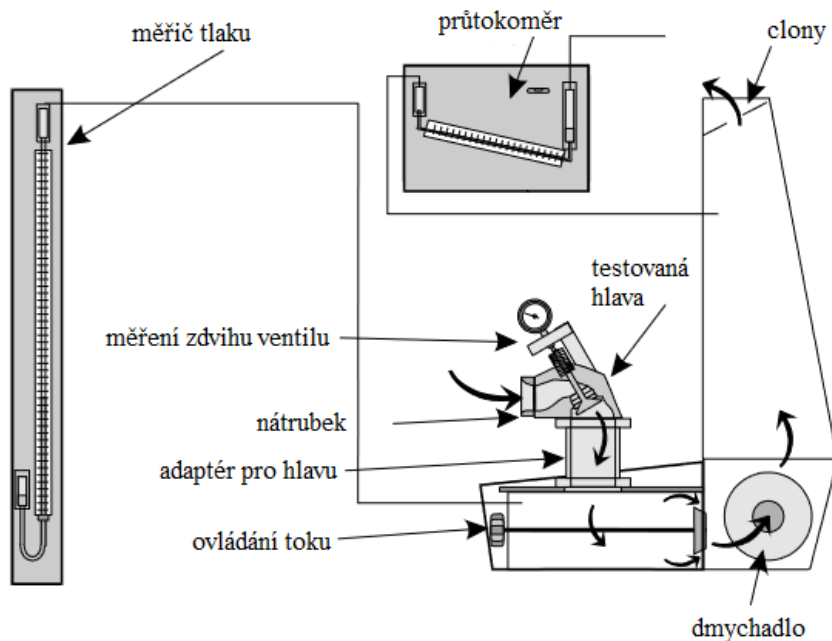
Veškeré provedené úpravy na hlavě motoru bylo nutno otestovat a zjistit zda vedly ke zvýšení plnicí účinnosti či nikoliv.

5.1 PROFUKOVACÍ STANICE

Úkolem profukovací stanice je měřit množství vzduchu protékajícího přes hlavu válců. Je to jedna z nepoužívanějších metod měření charakteristiky sacích a výfukových kanálů. Vzduch je měřen v litrech za sekundu nebo v jednotkách kubických stop za minutu (Cubic feet per minute - cfm). Profukovací stanice nemusí měřit jen průtok v hlavě válců, ale i průtok škrťací klapkou, katalyzátorem apod. Může být také použita všude tam, kde je třeba měřit průtok proudícího média. Existuje několik typů profukovacích stanic od výrobce SuperFlow od základní stanice s názvem SF-110 až po nejvýkonnější SF-1020 [22]. Tyto stanice se liší rozměry a zejména výkonem motorů. Základní model zvládne změřit průtoky do 160 cfm a nejvýkonnější model do 1 100 cfm [22]. Profukovací stanice simulují a měří tlakový spád, který nastává při pracovním cyklu motoru. Díky profukovací stanici je možné prakticky ověřit výsledky z teoretických simulací CFD nebo získat ztrátové koeficienty, díky kterým bude simulace dosahovat přesnějších výsledků.

Stanice se skládá z motoru a ovladače motoru, který reguluje zkušební tlak podle zadaných parametrů ve FlowCom. Součástí stanice jsou snímače teplot, horní clony pro změnu rozsahu měření, adaptér pro měření hlavy motoru, snímače rychlosti (měří tlakový spád na základě Bernoulliho rovnice). Všechny tyto snímače jsou spojeny s mikroprocesorem FlowCom.

Moderní profukovací stanice (např. SF-260) mají mikroprocesory tzv. "FlowCom", které automaticky vyhodnocují naměřené hodnoty a popř. řídí tlakový spád. Výsledné hodnoty jsou zobrazeny na LCD displeji. Softwaru Port Flow Analyzer zobrazuje grafická data v reálném čase.



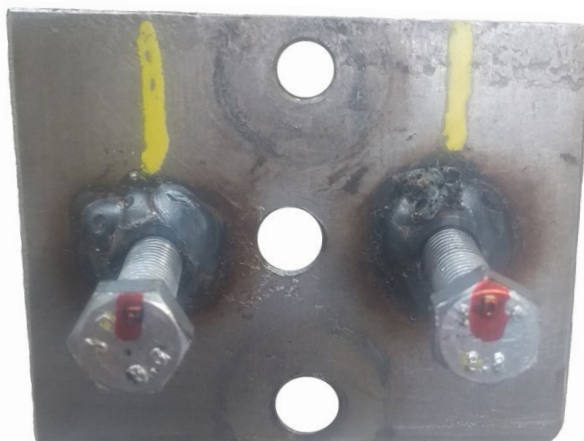
Obr. 42 Schéma profukovací stanice [26]

Každá hlava motoru má odlišné sací a výfukové kanály, a proto jsou úpravy vždy různé. Patříčný typ úpravy tak nelze vždy použít. Je vhodné každou provedenou úpravu ověřit na vhodné profukovací stanici. Při portování hlavy válců může dojít i ke snížení plnicí účinnosti. Díky profukovací stanici je možné zjistit, zda provedené úpravy vedou ke zvýšení nebo právě naopak snížení plnicí účinnosti a zda je možné dále v úpravách pokračovat. Hlava válce se tedy nemontuje na motor a je ušetřeno spoustu času. Často se ventilové pružiny nahrazují zkušebními. Zkušební pružiny mají nižší tuhost, aby se ventily při měření snáz otvíraly.

5.2 MĚŘENÍ

Měření hydraulických ztrát sacího kanálu by mělo probíhat za stejných podmínek. Běžné podmínky spalovacího motoru se v praxi simulovat nedají, ale je snaha se jim aspoň přiblížit. Proto se v praxi používají nátrubky, které jsou připojeny před sací kanál a pomáhají nasávat vzduch co nejplynuleji, bez vzniku turbulentního proudění. Nejčastěji se používají obyčejné plastické hmoty (obr. 45), které jsou lehce tvarovatelné a ekonomicky výhodné. Tyto plastické hmoty jsou pro běžné měření dostačující, a proto jsou velice používané. Jako dalším nejčastějším nátrubkem je nátrubek z ABS plastu (obr. 46), který je vytištěn na 3D tiskárně. Tento nátrubek by proti nátrubku z plastické hmoty měl mít přesnější výsledky. Nátrubek se musí nejprve vymodelovat a následně vytisknout a na tento proces je potřeba nějaký čas. Z tohoto důvodu jsou nátrubky z ABS plastu méně používanější než nátrubky z plastických hmot. Přesnost výsledků mezi těmito nátrubky by se neměla příliš lišit.

Pro měření charakteristiky hlavy válce byla použita profukovací stanice SF-260, která se nachází v laboratořích VUT. Pro přesný zdvih ventilu byl vyroben přípravek, který pomocí šroubů se stoupáním 1 mm zajišťuje přesné otevření ventilu v závislosti na jedné otáčce šroubu (obrázek 43). Tuhost ventilových pružin tak mohla zůstat stejná, protože příslušný přípravek zajišťoval správnou funkci.



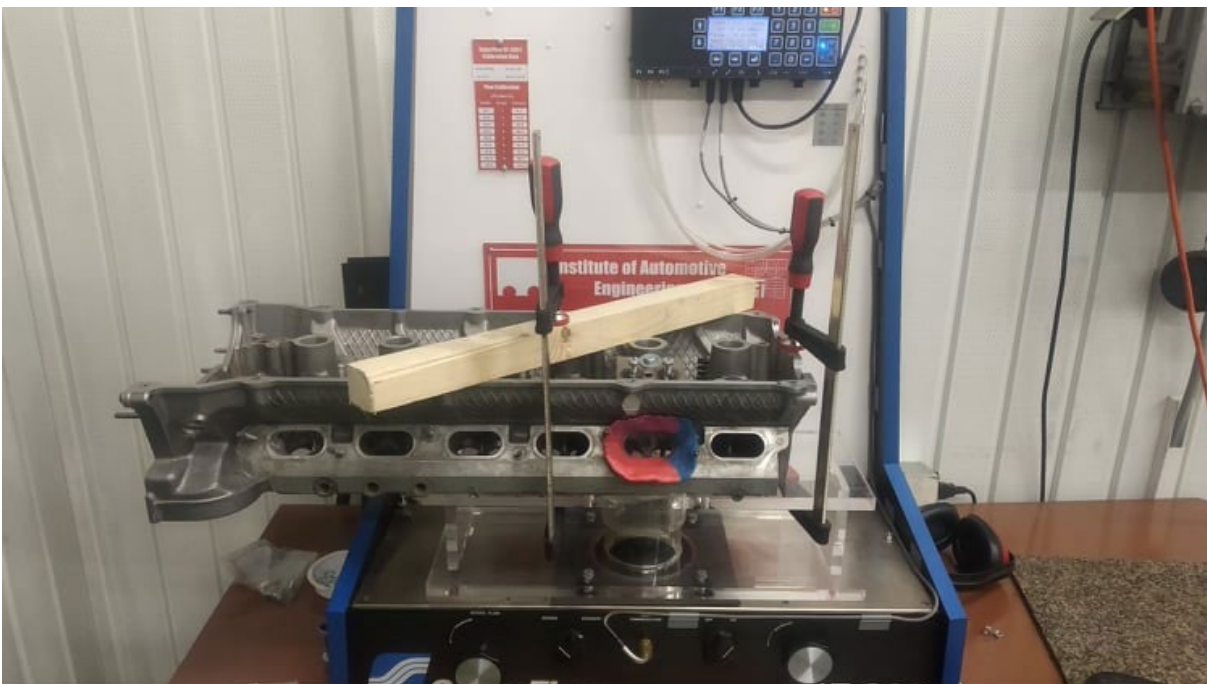
Obr. 43 Přípravek pro otevírání ventilu

Pro získání výsledků se hlava měřila třemi variantami A, B a C. Varianty se lišily pouze na vstupní části před sacím kanálem. Zároveň se tímto ověřila přesnost výsledků mezi jednotlivými variantami. Varianta A se měřila bez jakékoliv změny a úpravy (obr. 44). Varianta B se měřila s nátrubkem z plastické hmoty (obr. 45) a varianta C se měřila s ABS nátrubkem (obr. 46). Plastická hmota byla vymodelována ručně na měřený sací kanál přímo v laboratořích. Nátrubek z ABS plastu byl navržen v softwaru Inventor a následně vytištěn na

3D tiskárně. Modelování v softwaru Inventor probíhalo na základě naměřených hodnot pomocí posuvného měřítka. Prvotní 3D výtisk nátrubku byl pro měření dostačující a nebylo třeba jej dále upravovat.



Obr. 44 Varianta A



Obr. 45 Varianta B



Obr. 46 Varianta C

Postup měření byl následující. K hlavě válců se přišrouboval přípravek na otevírání ventilu a následně se hlava válců umístila a přichytila dílenskými svorkami k testovací desce. Nastavil se přepínač toku na sání a plně se otevřel sací ovládací ventil na profukovací stanici. Do procesoru FlowCom se nastavil tlakový spád 25 mbar a rozsah měření se upravil podle tabulky na profukovací stanici. Jakmile bylo měření připraveno, spustila se profukovací stanice a při zdvihu ventilu 0 mm se naměřili ztráty celého systému. Z naměřených hodnot se

pak tyto ztráty odečetly. Během měření se horní clony měnili v závislosti na zvoleném rozsahu podle příslušné tabulky. Přesný zdvih ventilu zajišťoval vyrobený přípravek, který umožňoval zdvih ventilu po kroku 1 mm až do zdvihu 13 mm. Měření variant A, B a C probíhalo vždy během jednoho upnutí hlavy válce k testovací desce, aby jednotlivé varianty měly stejné podmínky. Pro každou variantu byla provedena 3 měření, která se zapsala do tabulek níže.

Laboratorní podmínky:

Tlak vzduchu: 988 hPa

Nastavený tlakový spád: 2500 Pa

5.2.1 VARIANTA A

Tab. 1 Naměřené hodnoty na originálním sacím kanále - varianta A

Originální sací kanál						
zdvih [mm]	Měření 1		Měření 2		Měření 3	
	T [°C]	Q [l/s]	T [°C]	Q [l/s]	T [°C]	Q [l/s]
0	32,0	0,3	25,5	0,2	30,0	0,3
1	33,7	8,6	26,6	8,6	31,7	8,5
2	34,0	17,2	28,9	16,9	32,0	16,9
3	33,9	26,1	29,4	25,9	32,6	25,8
4	33,7	34,4	29,5	34,0	32,9	33,9
5	33,6	42,4	29,9	42,0	33,6	41,8
6	33,5	49,6	30,0	49,3	33,4	49,1
7	33,7	54,7	30,3	54,5	33,6	54,5
8	33,8	58,4	30,9	58,2	34,0	58,1
9	34,0	61,2	31,2	60,8	34,0	60,7
10	34,4	63,0	31,5	62,3	34,5	62,3
11	34,8	63,8	32,0	63,2	34,8	63,1
12	34,8	64,6	32,1	64,1	34,9	63,9
13	35,0	65,0	32,4	64,4	35,1	64,6

Tab. 2 Naměřené hodnoty na upraveném sacím kanále - varianta A

Upravený sací kanál						
zdvih [mm]	Měření 1		Měření 2		Měření 3	
	T [°C]	Q [l/s]	T [°C]	Q [l/s]	T [°C]	Q [l/s]
0	27,6	0,2	29,1	0,3	30,6	0,3
1	28,3	8,5	29,4	8,7	31,3	8,6
2	30,5	17,7	31,0	18,0	31,8	17,9
3	30,7	27,4	31,3	27,8	31,9	27,8
4	30,6	35,8	31,2	36,1	31,9	35,9
5	30,7	43,8	31,2	43,9	32,0	44,0
6	30,8	51,2	31,0	51,3	32,1	51,0
7	30,9	56,5	31,1	56,5	32,4	56,8
8	31,2	60,2	31,4	60,3	32,4	60,1
9	31,5	62,9	31,7	63,0	32,6	63,2
10	31,9	64,2	32,0	64,6	32,8	64,6
11	32,2	65,3	32,2	65,2	32,8	65,2
12	32,3	65,6	32,4	65,8	32,6	65,4
13	32,5	65,9	32,5	65,9	32,6	65,7

5.2.2 VARIANTA B

Tab. 3 Naměřené hodnoty na originálním sacím kanále - varianta B

Originální sací kanál						
zdvih [mm]	Měření 1		Měření 2		Měření 3	
	T [°C]	Q [l/s]	T [°C]	Q [l/s]	T [°C]	Q [l/s]
0	30,3	0,3	25,5	0,2	27,5	0,3
1	32,1	8,6	26,6	8,6	29,4	8,6
2	32,9	17,2	29,0	17,3	29,8	17,1
3	32,9	26,4	29,4	26,4	31,2	26,2
4	32,6	34,8	29,5	34,7	31,8	34,5
5	33,0	43,1	29,8	43,1	32,0	42,9
6	33,1	51,4	30,0	51,6	32,1	51,2
7	33,7	57,9	30,3	57,9	32,6	57,6
8	34,1	62,6	30,8	62,5	33,8	62,3
9	34,3	65,7	31,1	65,6	34,2	65,5
10	34,7	66,9	31,6	66,9	34,6	66,8
11	34,8	67,0	32,0	67,3	34,7	67,2
12	35,1	67,0	32,2	67,4	35,0	67,4
13	35,4	66,8	32,5	67,5	35,2	67,4

Tab. 4 Naměřené hodnoty na upraveném sacím kanále - varianta B

Upravený sací kanál						
zdvih [mm]	Měření 1		Měření 2		Měření 3	
	T [°C]	Q [l/s]	T [°C]	Q [l/s]	T [°C]	Q [l/s]
0	27,3	0,2	30,4	0,3	28,2	0,3
1	28,2	8,6	30,5	8,8	28,8	8,7
2	29,3	17,9	31,4	18,0	29,5	18,0
3	30,0	27,2	31,8	27,4	31,4	27,4
4	29,9	36,2	31,6	36,4	31,7	36,1
5	30,1	45,0	31,5	45,0	31,5	44,8
6	30,1	53,5	31,6	53,2	32,1	53,3
7	30,3	59,7	31,6	59,4	32,1	59,5
8	31,0	64,5	32,0	64,1	32,4	64,0
9	31,3	67,4	32,4	67,4	32,7	67,5
10	31,8	69,1	32,6	69,0	32,9	69,2
11	32,0	69,2	32,8	69,2	33,0	69,3
12	32,2	69,7	33,0	69,5	32,8	69,8
13	32,4	70,1	33,2	69,9	32,9	69,8

5.2.3 VARIANTA C

Tab. 5 Naměřené hodnoty na originálním sacím kanále - varianta C

Originální sací kanál						
zdvih [mm]	Měření 1		Měření 2		Měření 3	
	T [°C]	Q [l/s]	T [°C]	Q [l/s]	T [°C]	Q [l/s]
0	25,2	0,3	28,5	0,2	29,8	0,3
1	28,3	8,5	28,9	8,6	30,1	8,7
2	29,4	17,2	29,9	17,1	30,4	16,9
3	29,5	26,4	30,2	26,2	30,8	26,2
4	30,3	34,8	30,4	34,9	31,5	35,0
5	30,8	43,3	30,6	43,3	31,7	43,5
6	31,4	51,4	31,3	51,1	32,2	51,3
7	32,2	57,9	31,8	57,6	32,8	57,5
8	32,5	62,4	32,1	62,6	33,4	62,5
9	32,7	65,7	32,1	65,6	33,8	65,9
10	33,5	67,0	32,3	66,8	33,8	67,1
11	34,3	67,2	33,4	67,3	34,2	67,1
12	34,2	67,2	33,1	67,4	34,5	66,9
13	34,5	67,0	33,5	67,3	34,4	66,9

Tab. 6 Naměřené hodnoty na upraveném sacím kanále - varianta C

Upravený sací kanál						
zdvih [mm]	Měření 1		Měření 2		Měření 3	
	T [°C]	Q [l/s]	T [°C]	Q [l/s]	T [°C]	Q [l/s]
0	20,9	0,2	31,5	0,3	30,2	0,3
1	22,3	8,6	32,0	8,7	30,7	8,8
2	23,9	17,9	32,4	18,0	31,3	17,9
3	25,0	27,3	32,6	27,2	32,0	27,3
4	26,2	36,4	32,3	36,4	32,4	36,5
5	27,1	45,2	32,2	45,0	32,4	45,2
6	27,4	53,6	32,2	53,4	32,5	53,5
7	28,0	60,1	32,2	59,9	32,7	60,0
8	29,2	65,0	32,5	65,2	33,0	65,2
9	29,9	67,7	32,7	67,8	32,9	67,7
10	30,4	68,9	32,9	69,3	33,1	68,9
11	30,8	69,0	33,2	69,4	33,3	69,2
12	31,2	69,2	33,3	69,2	33,0	69,3
13	31,5	69,2	33,5	69,5	33,0	69,4

5.3 ZPRACOVÁNÍ VÝSLEDKŮ

Ke zpracování výsledků byl použit software Excel, který byl pro daný případ dostačující. Naměřené výsledky byly převedeny na objemový průtok v m^3/s tak, aby se s nimi dalo pracovat. Pro každý zdvih ventilu byli odečteny ztráty v sacím systému, které byli naměřeny při zdvihu 0 mm.

Základní parametry:

Průměr ventilu: $D = 33 \text{ mm}$

Tlak vzduchu: 988 hPa

Tlakový spád: $p_d = 2500 \text{ Pa}$

5.3.1 VARIANTA A

Tab. 7 Originální sací kanál - varianta A

Originální sací kanál					
T [°C]	Zdvih [mm]	m ₁ [m ³ /s]	m ₂ [m ³ /s]	m ₃ [m ³ /s]	m _{průměr} [m ³ /s]
32,4	1	0,0083	0,0084	0,0082	0,00830
	2	0,0169	0,0167	0,0166	0,01673
	3	0,0258	0,0257	0,0255	0,02567
	4	0,0341	0,0338	0,0336	0,03383
	5	0,0421	0,0418	0,0415	0,04180
	6	0,0493	0,0491	0,0488	0,04907
	7	0,0544	0,0543	0,0542	0,05430
	8	0,0581	0,0580	0,0578	0,05797
	9	0,0609	0,0606	0,0604	0,06063
	10	0,0627	0,0621	0,0620	0,06227
	11	0,0635	0,0630	0,0628	0,06310
	12	0,0643	0,0639	0,0636	0,06393
	13	0,0647	0,0642	0,0643	0,06440

Ze tří naměřených průtokových charakteristik byl vypočítán průměrný průtok pro každý zdvih ventilu. Teplota vzduchu byla v jednotlivých zdvizech odlišná, ale pro usnadnění se vypočítala průměrná teplota a následně se z tabulek vybrala hustota vzduchu [27]. Poté se vypočítal ztrátový koeficient pro daný zdvih ventilu z následujících vzorců.

Rychlost proudění vzduchu byla vypočítaná pomocí Bernoulliho rovnice:

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot p_d}{\rho}} \left[\frac{m}{s} \right], \quad (7)$$

kde p_d je tlakový spád [Pa] a ρ je hustota vzduchu [kg/m³] získaná dle tabulek [27].

Teoretický objemový průtok je pro dokonalé potrubí s daným průřezem, které zanedbává sací ventil a je získán ze vzorce:

$$m_{teor} = n \cdot S \cdot v \left[\frac{m^3}{s} \right], \quad (8)$$

kde n značí počet ventilů na válec, S značí průtočnou plochu [m²] a v značí rychlost proudění vzduchu [m/s].

Ztrátový koeficient je následně získán z rovnice:

$$C_f = \frac{m_{skutečné}}{m_{teoretické}} [-], \quad (9)$$

kde $m_{skutečné}$ značí skutečný průtok vzduchu [m^3/s] naměřený na profukovací stanici a $m_{teoretické}$ značí teoretický průtok vzduchu [m^3/s].

Výsledný ztrátový koeficient C_f :

Tab. 8 Ztrátový koeficient pro originální sací kanál - varianta A

Zdvih [mm]	$m_{skutečné}$ [m^3/s]	$m_{teoretické}$ [m^3/s]	C_f
1	0,00830	0,114345	0,072587
2	0,01673		0,146341
3	0,02567		0,224467
4	0,03383		0,295888
5	0,04180		0,365560
6	0,04907		0,429110
7	0,05430		0,474878
8	0,05797		0,506945
9	0,06063		0,530266
10	0,06227		0,544550
11	0,06310		0,551838
12	0,06393		0,559126
13	0,06440		0,563207

Pro upravený sací kanál byly ztrátové koeficienty získány dle stejných rovnic jako pro originální sací kanál v této kapitole.

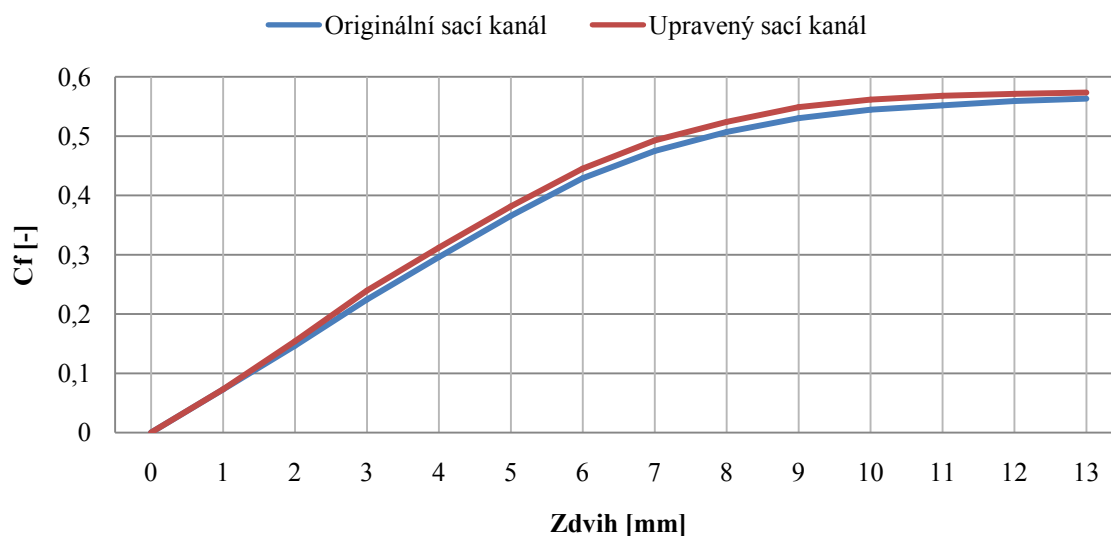
Tab. 9 Upravený sací kanál - varianta A

Upravený sací kanál					
T [°C]	Zdvih [mm]	m_1 [m ³ /s]	m_2 [m ³ /s]	m_3 [m ³ /s]	$m_{\text{průměr}}$ [m ³ /s]
31,5	1	8,3	8,4	8,3	8,3
	2	17,5	17,7	17,6	17,5
	3	27,2	27,5	27,5	27,2
	4	35,6	35,8	35,6	35,6
	5	43,6	43,6	43,7	43,6
	6	51,0	51,0	50,7	51,0
	7	56,3	56,2	56,5	56,3
	8	60,0	60,0	59,8	60,0
	9	62,7	62,7	62,9	62,7
	10	64,0	64,3	64,3	64,0
	11	65,1	64,9	64,9	65,1
	12	65,4	65,5	65,1	65,4
	13	65,7	65,6	65,4	65,7

Tab. 10 Ztrátový koeficient pro upravený sací kanál - varianta A

Zdvih [mm]	$m_{\text{skutečné}}$ [m ³ /s]	$m_{\text{teoretické}}$ [m ³ /s]	C_f
1	0,00860	0,114345	0,075211
2	0,01790		0,156544
3	0,02773		0,242541
4	0,03590		0,313962
5	0,04410		0,385674
6	0,05123		0,448059
7	0,05643		0,493535
8	0,06067		0,530557
9	0,06277		0,548923
10	0,06430		0,562333
11	0,06490		0,567580
12	0,06503		0,568746
13	0,06527		0,570787

Varianta A



Obr. 47 Ztrátový koeficient - Varianta A

5.3.2 VARIANTA B

Postup výpočtu ztrátového koeficientu pro originální sací kanál byl stejný jako v kapitole 5.3.1.

Tab. 11 Originální sací kanál - varianta B

Originální sací kanál					
T [°C]	Zdvih [mm]	m ₁ [m ³ /s]	m ₂ [m ³ /s]	m ₃ [m ³ /s]	m _{průměr} [m ³ /s]
32,3	1	0,0083	0,0084	0,0083	0,008333
	2	0,0169	0,0171	0,0168	0,016933
	3	0,0261	0,0262	0,0259	0,026067
	4	0,0345	0,0345	0,0342	0,034400
	5	0,0428	0,0429	0,0426	0,042767
	6	0,0511	0,0514	0,0509	0,051133
	7	0,0576	0,0577	0,0573	0,057533
	8	0,0623	0,0623	0,0620	0,062200
	9	0,0654	0,0654	0,0652	0,065333
	10	0,0666	0,0667	0,0665	0,066600
	11	0,0667	0,0671	0,0669	0,066900
	12	0,0667	0,0672	0,0671	0,067000
	13	0,0665	0,0673	0,0671	0,066967

Tab. 12 Ztrátový koeficient pro originální sací kanál - varianta B

Zdvih [mm]	$m_{\text{skutečné}} [\text{m}^3/\text{s}]$	$m_{\text{teoretické}} [\text{m}^3/\text{s}]$	C_f
1	0,008333	0,114345	0,072879
2	0,016933		0,148090
3	0,026067		0,227965
4	0,034400		0,300844
5	0,042767		0,374014
6	0,051133		0,447184
7	0,057533		0,503155
8	0,062200		0,543967
9	0,065333		0,571370
10	0,066600		0,582447
11	0,066900		0,585071
12	0,067000		0,585945
13	0,066967		0,585654

Postup výpočtu ztrátového koeficientu pro upravený sací kanál byl stejný jako v kapitole 5.3.1.

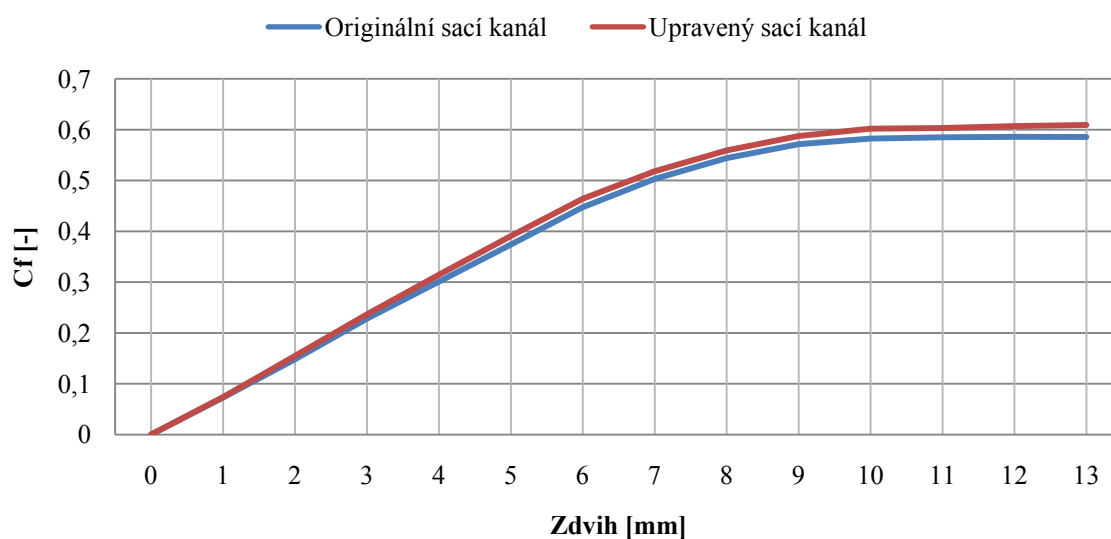
Tab. 13 Upravený sací kanál - varianta B

Upravený sací kanál					
T [°C]	Zdvih [mm]	$m_1 [\text{m}^3/\text{s}]$	$m_2 [\text{m}^3/\text{s}]$	$m_3 [\text{m}^3/\text{s}]$	$m_{\text{průměr}} [\text{m}^3/\text{s}]$
31,5	1	0,0084	0,0085	0,0084	0,008433
	2	0,0177	0,0177	0,0177	0,017700
	3	0,0270	0,0271	0,0271	0,027067
	4	0,0360	0,0361	0,0358	0,035967
	5	0,0448	0,0447	0,0445	0,044667
	6	0,0533	0,0529	0,0530	0,053067
	7	0,0595	0,0591	0,0592	0,059267
	8	0,0643	0,0638	0,0637	0,063933
	9	0,0672	0,0671	0,0672	0,067167
	10	0,0689	0,0687	0,0689	0,068833
	11	0,0690	0,0689	0,0690	0,068967
	12	0,0695	0,0692	0,0695	0,069400
	13	0,0699	0,0696	0,0695	0,069667

Tab. 14 Ztrátový koeficient pro upravený sací kanál - varianta B

Zdvih [mm]	$m_{\text{skutečné}} [\text{m}^3/\text{s}]$	$m_{\text{teoretické}} [\text{m}^3/\text{s}]$	C_f
1	0,008433	0,114345	0
2	0,017700		0,073753
3	0,027067		0,154795
4	0,035967		0,236710
5	0,044667		0,314545
6	0,053067		0,390630
7	0,059267		0,464092
8	0,063933		0,518314
9	0,067167		0,559126
10	0,068833		0,587403
11	0,068967		0,601979
12	0,069400		0,603145
13	0,069667		0,606934

Varianta B



Obr. 48 Ztrátový koeficient - Varianta B

5.3.3 VARIANTA C

Postup výpočtu ztrátového koeficientu pro originální sací kanál byl stejný jako v kapitole 5.3.1.

Tab. 15 Originální sací kanál - varianta C

Originální sací kanál					
T [°C]	Zdvih [mm]	m ₁ [m ³ /s]	m ₂ [m ³ /s]	m ₃ [m ³ /s]	m _{průměr} [m ³ /s]
31,9	1	0,0082	0,0084	0,0084	0,008333
	2	0,0169	0,0169	0,0166	0,016800
	3	0,0261	0,0260	0,0259	0,026000
	4	0,0345	0,0347	0,0347	0,034633
	5	0,0430	0,0431	0,0432	0,043100
	6	0,0511	0,0509	0,0510	0,051000
	7	0,0576	0,0574	0,0572	0,057400
	8	0,0621	0,0624	0,0622	0,062233
	9	0,0654	0,0654	0,0656	0,065467
	10	0,0667	0,0666	0,0668	0,066700
	11	0,0669	0,0671	0,0668	0,066933
	12	0,0669	0,0672	0,0666	0,066900
	13	0,0667	0,0671	0,0666	0,066800

Tab. 16 Ztrátový koeficient pro originální sací kanál - varianta C

Zdvih [mm]	m _{skutečné} [m ³ /s]	m _{teoretické} [m ³ /s]	C _f
1	0,008333	0,114350	0,072879
2	0,016800		0,146924
3	0,026000		0,227382
4	0,034633		0,302884
5	0,043100		0,376929
6	0,051000		0,446018
7	0,057400		0,501989
8	0,062233		0,544259
9	0,065467		0,572536
10	0,066700		0,583322
11	0,066933		0,585362
12	0,066900		0,585071
13	0,066800		0,584196

Postup výpočtu ztrátového koeficientu pro upravený sací kanál byl stejný jako v kapitole 5.3.1.

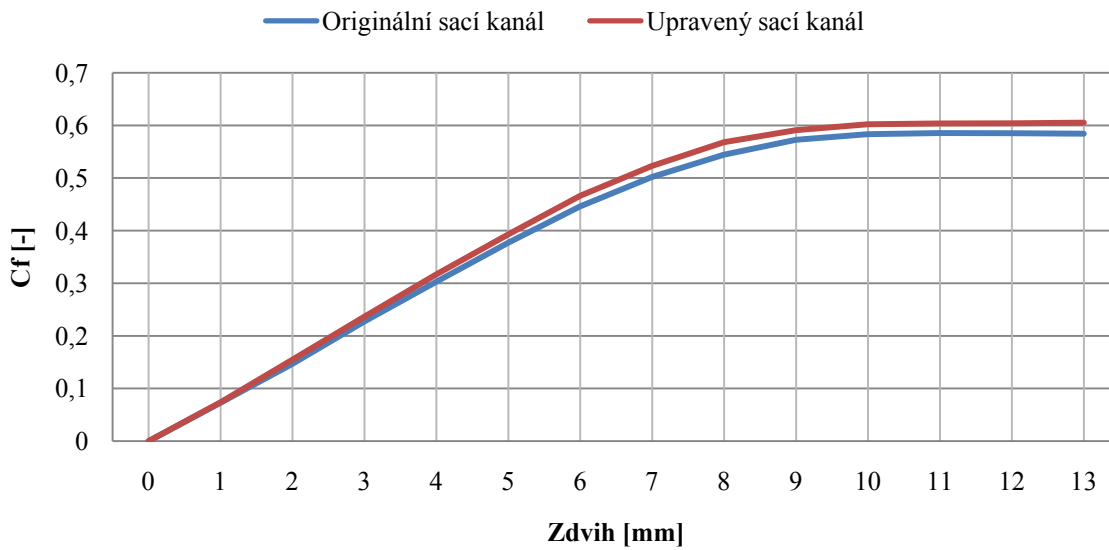
Tab. 17 Upravený sací kanál - varianta C

Upravený sací kanál					
T [°C]	Zdvih [mm]	m ₁ [m ³ /s]	m ₂ [m ³ /s]	m ₃ [m ³ /s]	m _{průměr} [m ³ /s]
31	1	0,0084	0,0084	0,0085	0,008433
	2	0,0177	0,0177	0,0176	0,017667
	3	0,0271	0,0269	0,0270	0,027000
	4	0,0362	0,0361	0,0362	0,036167
	5	0,0450	0,0447	0,0449	0,044867
	6	0,0534	0,0531	0,0532	0,053233
	7	0,0599	0,0596	0,0597	0,059733
	8	0,0648	0,0649	0,0649	0,064867
	9	0,0675	0,0675	0,0674	0,067467
	10	0,0687	0,0690	0,0686	0,068767
	11	0,0688	0,0691	0,0689	0,068933
	12	0,0690	0,0689	0,0690	0,066533
	13	0,0690	0,0692	0,0691	0,066400

Tab. 18 Ztrátový koeficient pro upravený sací kanál - varianta C

Zdvih [mm]	m _{skutečné} [m ³ /s]	m _{teoretické} [m ³ /s]	C _f
1	0,008433	0,114192	0,073852
2	0,017667		0,154710
3	0,027000		0,236444
4	0,036167		0,316718
5	0,044867		0,392905
6	0,053233		0,466173
7	0,059733		0,523095
8	0,064867		0,568048
9	0,067467		0,590817
10	0,068767		0,602201
11	0,068933		0,603661
12	0,066533		0,603953
13	0,066400		0,605120

Varianta C

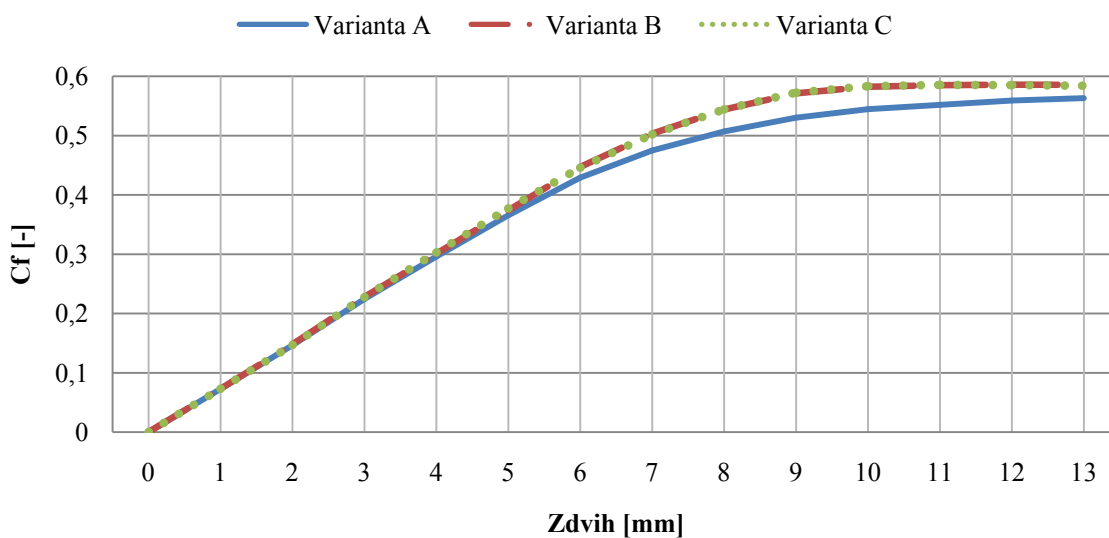


Obr. 49 Ztrátový koeficient - Varianta C

5.3.4 POROVNÁNÍ VARIANT

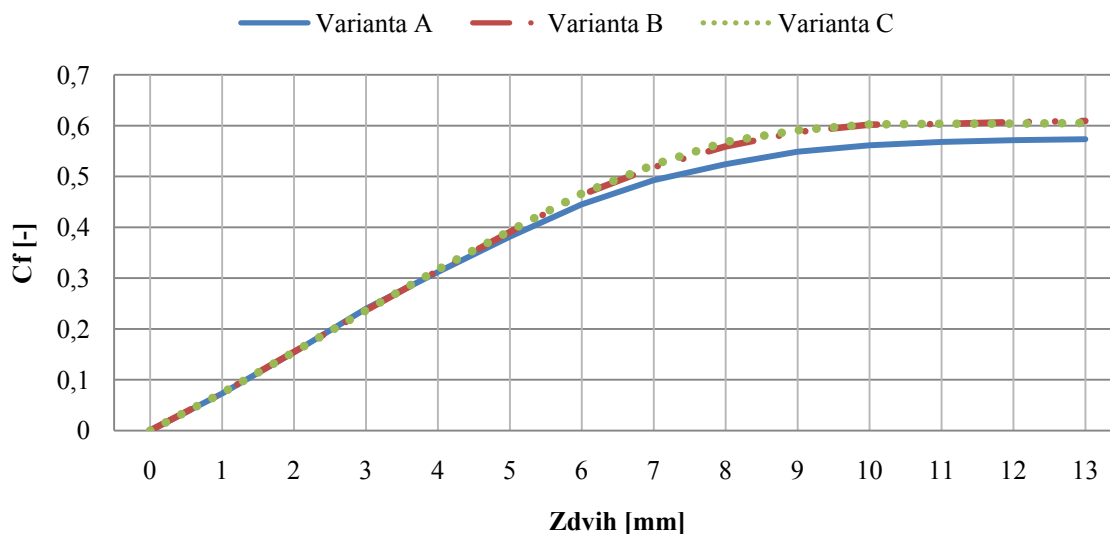
Všechny tři varianty měly stejné úpravy a byli dodrženy téměř stejné podmínky, tudíž se výsledky ztrátových koeficientů mohli vzájemně porovnat mezi sebou. Zároveň se tímto způsobem může ověřit, zda má vstupní část sacího kanálu opravdu vliv na přesnost výsledků ztrátových koeficientů.

Porovnání variant pro originální sací kanál



Obr. 50 Porovnání variant A, B, C pro originální sací kanál

Porovnání variant pro upravený sací kanál



Obr. 51 Porovnání variant A, B, C pro upravený sací kanál

Z grafů, kde jsou porovnány varianty A, B a C je zjevné, že vstupní část sacího kanálu ovlivňuje přesnost výsledků. Přesnost výsledků je ovlivněna zejména ve vyšších zdvizích.

Koeficienty, jako je například ztrátový koeficient sacího kanálu, je třeba znát ve výpočtových 1D simulacích. Některé softwary, jako je Lotus Engine Simulation nebo GT-Power, mají již tyto koeficienty předdefinované a mohou být zanedbány. Výpočetní simulace použije defaultní nastavení se svými zadanými hodnotami. Simulace zobrazí výsledky s defaultními koeficienty, které se se skutečnými nemusí shodovat. Právě pro tyto případy potřebujeme znát různé koeficienty, které jsou většinou zjišťovány experimentálně.

Z páté kapitoly, kde jsou porovnány varianty A, B a C, je zjevné, že vstupní část sacího kanálu ovlivňuje přesnost výsledků.

ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo snížit sací ztráty a zvýšit plnicí účinnost hlavy motoru. Nejdříve bylo důležité se zabývat problematikou proudění vzduchu. Toto téma bylo popsáno v první kapitole současně s laminárním a turbulentním prouděním.

K problematice plnění válce se taky řadí celý sací systém motoru. Komponenty nacházející se před hlavou válce taktéž ovlivňují plnicí účinnost. V případě, že se zvýší plnicí účinnost hlavy motoru, nesmí být omezující částí sací potrubí nacházející se před hlavou.

Experimentální úpravy sacích kanálů vyžadují spoustu zkušeností a znalostí z praxe, a proto bylo čerpáno z již otestovaných úprav (závodní motory). Do špatně přístupných míst sacích kanálů byla vybrána přímá bruska s dlouhou stopkovou frézku a ukázala se jako velmi vhodnou. Portování kanálu se musí provádět s velkou opatrností, protože obrobený materiál ve většině případů nelze přidávat.

Na základě rešerše se vybrala potencionální místa, která byla kritická. Tato kritická místa byla obrobena, popř. vhodně upravena. Jejich úprava byla ověřena na profukovací stanici se třemi variantami, které byly porovnány a vyhodnoceny. Bylo potvrzeno, že varianta B a C nemá příliš odlišné výsledky měření, tedy plastický nátrubek je pro měření dostačující. Pro zjišťování ztrátových koeficientů do 1D simulací (Lotus Engine Simulation nebo GT-power), kde jsou potřebné co nejpřesnější hodnoty, je doporučeno použít varianty B a C.

Přesnost výsledků je ovlivněna zejména ve vyšších zdvizích. Ve zdvizích od 0 mm do přibližně 6 mm jsou výsledky téměř totožné. Při nízkých zdvizích neproudí kanálem příliš mnoho vzduchu a není zapotřebí jej příliš usměrňovat. Jakmile je měřeno ve zdvizích vyšších, je nutné toto veliké množství vzduchu usměrňovat a navádět k ventilům. Z tohoto důvodu se používají vhodné nátrubky, které plní danou funkci.

V nízkých zdvizích je možné si všimnout, že průtok sacím kanálem do zdvihu ventilu 4 mm se téměř nemění. Z rešerše tedy bylo potvrzeno, že sací ventily jsou opravdu omezující částí, zejména do zdvihu 0,25D, který vychází přibližně do zdvihu 8 mm. Ztráty se podařilo ve zdvihu ventilu od 5 mm až do 8 mm snížit i přesto, že sedla sacích ventilů nebyla upravena. Byl však upraven spalovací prostor kolem sedel, a proto se v tomto rozmezí teoreticky mohli snížit hydraulické ztráty a plnicí účinnost byla zvýšena. Není to ovšem způsobeno pouze úpravou spalovacího prostoru ale i úpravou, která zvětšuje boční stěny sacího kanálu u sedel ventilu (*bias*). Pro zvýšení plnicí účinnosti v nízkých zdvizích by byla vhodná úprava sedel ventilu.

Dále je z výsledků patrné, že se sací kanál podařilo upravit tak, aby byla zvýšena jeho plnicí účinnost. Ve zdvihu od 0 mm do přibližně 10 mm se průtok v sacím kanále zvyšuje, ale za zdvihem 10 mm zůstává neměnný. To je nejspíš způsobeno průměrem sacích ventilů, které v tomto případě omezují průtok sacím kanálem a jsou tedy kritické, proto je pro další zvýšení plnicí účinnosti doporučeno zvětšení průměrů ventilů.

V případě, že by bylo vyžadováno ještě větší zvýšení plnicí účinnosti, museli by se sací ventily zvětšit. Vznikla by malá plocha mezi sacími ventily a toto místo by mohlo být velice namáhané na vysoké teploty a mechanické poškození, které by mělo destruktivní následky motoru. Nejvhodnějším řešením vzhledem k životnosti motoru se zdá být úprava úhlů sacích ventilů.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] URBAN, Ondřej. *Úvod do hydrodynamiky, proudění ideální kapaliny* [online]. [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://drive.google.com/file/d/1oLTWRBnw4IvmZXF87-BgTjG92dWBJF6e/view>
- [2] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily*. 2., aktualiz. vyd. Brno: Avid, 2008. ISBN 978-80-87143-08-7.
- [3] Filter Pressure Drops & Flow Calculations. *Norman Filter Company* [online]. c2020-2022 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.normanfilters.com/pressure-drops-and-flow-calculations.html>
- [4] Vzduchový filtr. In: *Filtron.eu* [online]. [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://filtron.eu/cz/vyroby/vzduchove-filtry>
- [5] Vzduchový filtr. In: *Chiptuning PowerTEC* [online]. [cit. 2022-05-09]. Dostupné z: <https://www.chiptuning.cz/chiptuning/nase-sluzby/vzduchove-filtry-kn>
- [6] Renault o škrticích klapkách a motorech. *FINEWS.cz* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://f1news.utoroad.cz/technika/43878-renault-o-skrticich-klapkach-a-motorech>
- [7] Custom billet barrel throttle bodies - Elmer Racing. In: *Youtube* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=LFHD57V7bRQ>
- [8] Hans Stuck V8 DTM Car - 034EFI'd. In: *Motorgeek* [online]. [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.motorgeek.com/viewtopic.php?t=20350>
- [9] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily*. 6. vyd. Brno: AVID, 2010. ISBN 978-80-87143-15-5.
- [10] Doc. Ing. Moc Lubomír, CSc. *kvm.tul.cz*. Pohonné jednotky II. [Online] <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2458>.
- [11] SVÍDA, David. *Vozidlové spalovací motory: Hlava 4D zážehového motoru*. Vysoké učení technické v Brně, 2006. Studijní opory.
- [12] VIZARD'S, David. *Horsepower Secrets: Cylinder Heads. How to Build Horsepower* [online]. [cit. 2022-05-10]. ISBN 9781934709177. Dostupné z: <https://www.musclecardiy.com/performance/horsepower-secrets-cylinder-heads/>
- [13] Talking Stainless Steel Valves With Erson – Material Is Everything. *Dragzine* [online]. c2022 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.dragzine.com/tech-stories/talking-stainless-steel-valves-with-erson-material-is-everything/>
- [14] Developing Highly Functional Ports in Cylinder Heads – Part 8. VIZARD'S, David. *How to Port & Flow Test Cylinder Heads* [online]. [cit. 2022-05-12]. Dostupné z: <https://www.musclecardiy.com/cylinder-heads/developing-highly-functional-ports-cylinder-heads-part-8/>

- [15] Developing Highly Functional Cylinder Heads for Performance Applications – Part 10. VIZARD'S, David. *How to Port & Flow Test Cylinder Heads* [online]. [cit. 2022-05-11]. ISBN 9781934709641. Dostupné z: <https://www.muscledcardiy.com/cylinder-heads/developing-highly-functional-cylinder-heads-performance-applications-part-10/>
- [16] 10 Myths Of Cylinder Head Porting. *Turn 14 Distribution* [online]. [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: <http://speed.academy/10-myths-of-cylinder-head-porting/?sfw=pass1613129880>
- [17] Does dimpling intake ports work? (No). *CLIO SPORT* [online]. [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: <https://cliosport.net/threads/does-dimpling-intake-ports-work-no.817453/>
- [18] *Cylinder Head 204 - Porting & Polishing* [online]. [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=iejDWSQEsqI>
- [19] The Complete Cylinder Head Guide for Chevy Small Block Engines. VIZARD'S, David. *How to Build Max-Performance Chevy Small-Blocks on a Budget* [online]. [cit. 2022-05-11]. ISBN 9781932494846. Dostupné z: <https://www.chevydiy.com/the-complete-cylinder-head-guide-for-chevy-small-block-engines/>
- [20] Ruthless Pursuit of Power: The Mystique of the C6 Corvette LS7 Engine. *Corvette Action Center* [online]. 2013 [cit. 2022-05-12]. Dostupné z: <https://www.corvetteactioncenter.com/specs/c6/corvette-ls7-engine/ls7-engine10.html>
- [21] VIZARD'S, David. *Edelbrock intermediate porting* [online]. 2021 [cit. 2022-05-11]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=Hsan2cPuxZ0&ab_channel=DavidVizardPerformance
- [22] MAGDA, Mike. Valve Seats: Will 50- or 55-degree Angles Work For Your Engine?. *Enginelabs* [online]. 29 December 2014 [cit. 2022-05-13]. Dostupné z: <https://www.enginelabs.com/features/valve-seats-will-50-55-degree-angles-work-engine/>
- [23] *TOYOTA GAZOO Racing Europe* [online]. [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://twitter.com/TGReurope/status/630752259291377664/photo/1>
- [24] *F1 from the inside* [online]. [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: https://www.highpowermedia.com/uploads/docs/956_RET049_Sample.pdf
- [25] Subaru EJ25 B25. *LarrysPower.com* [online]. [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <http://www.larryspower.com/heads/EJ25.html>
- [26] *SF-110/120 Flowbench Operator's Manual* [online]. [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: https://realtuners.com/wp-content/uploads/2019/07/SF110-Manual.pdf?fbclid=IwAR1fpDBU5v9hrsFH6MWMfJSsLwAdqjUiaBSLhF-juk_y1WRO5PqXwAg1AwI
- [27] Hustota suchého vzduchu. *Tzb-info* [online]. [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/70-hustota-sucheho-vzduchu>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

C_f	[-]	Ztrátový koeficient
D	[m]	Průměr sacího ventilu
g	[m/s ²]	Tíhové zrychlení
h	[m]	Výška
L	[m]	Charakteristický rozměr
m	[m ³ /s]	Objemový průtok
n	[-]	Počet ventilů na válec
p	[Pa]	Tlak
p_d	[Pa]	Tlakový spád
Q	[m ³ /s]	Objemový průtok
Q_m	[kg/s]	Hmotnostní průtok
Re	[min ⁻¹]	Reynoldsovo číslo
S	[m ²]	Průřezová plocha
T	[°C]	Teplota
α	[-]	Směšovací poměr
λ	[-]	Vzdušný součinitel
v	[m/s]	Rychlost tekutiny
ν_k	[m ² /s]	Kinematická viskozita
ρ	[kg/m ³]	Hustota tekutiny
u	[m/s]	Charakteristická rychlost