

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

**ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH MOTORŮ
A KOLEJOVÝCH VOZIDEL**



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

**MĚŘENÍ A VYHODNOCENÍ PRŮTOKOVÝCH A VÍROVÝCH VLASTNOSTÍ
KANÁLŮ SPALOVACÍHO MOTORU**

**MEASUREMENT AND EVALUATION OF FLOW AND SWIRLING
CHARACTERISTICS OF IC ENGINE PORTS**

Autor: Martin Suchý

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

Vedoucí práce: Ing. Petr Hatschbach, CSc.

PRAHA 2018



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení:	Suchý	Jméno:	Martin	Osobní číslo:	459866
Fakulta/ústav:	Fakulta strojní				
Zadávající katedra/ústav:	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel				
Studijní program:	Teoretický základ strojího inženýrství				
Studijní obor:	bez oboru				

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:
Měření a vyhodnocení průtokových a vírových vlastností kanálů spalovacího motoru

Název bakalářské práce anglicky:
Measurement and evaluation of flow and swirling characteristics of IC engine ports

Pokyny pro vypracování:

1. Proveďte rešerši způsobů měření průtokových a vírových vlastností kanálů spalovacích motorů
2. Vypracujte přehled způsobů vyhodnocení průtokových a vírových vlastností kanálů a jejich vzájemný přepočít
3. Vytvořte program (výpočetní tabulku) pro vyhodnocení měření a vzájemný přepočít výsledků různých metodik vyhodnocení.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:
Ing. Petr Hatschbach, CSc., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **18.04.2018** Termín odevzdání bakalářské práce: **11.07.2018**

Platnost zadání bakalářské práce:

 Ing. Petr Hatschbach, CSc. podpis vedoucí(ho) práce	 doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D. podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	 prof. Ing. Michael Valášek, DrSc. podpis děkana(ky)
--	---	--

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

<u>24.4.2018</u> Datum převzetí zadání	 Podpis studenta
---	---------------------

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval samostatně a to pouze s použitím pramenů a literatury, uvedených v seznamu citovaných zdrojů.

V Praze dne

.....

Podpis

Poděkování

Děkuji mému vedoucímu bakalářské práce Ing. Petru Hatschbachovi, CSc., za cenné připomínky, rady a čas, který mi věnoval při psaní mé bakalářské práce.

Anotace

Cílem mé bakalářské práce je provést přehled způsobů měření a vyhodnocení průtokových a vírových vlastností kanálů spalovacích motorů. Ze získaných poznatků je dále vytvořena výpočetní tabulka, pomocí které lze snadno získat výsledné hodnoty charakterizující průtokové a vírové schopnosti kanálů. Pro získání konkrétních dat je následně provedeno měření na konkrétní hlavě válců motoru. Získaná data jsou porovnána a diskutována.

Klíčová slova

Kanál, hlava válce motoru, Reynoldsovo číslo, průtokový součinitel, průtokové číslo, Gulp faktor, průměrný průtokový koeficient, vírové číslo, průměrný vírový koeficient, swirl, tumble.

Annotation

My Bachelor's thesis is analysing methods of measurement and evaluation of flow and swirling characteristics of IC engine ports. The computational program, which is involving the result of the analysis, is designed to evaluate the flow and swirling characteristics. The measurement of the specific engine cylinder head is carried out to obtain the real data. The results are compared and discussed.

Keywords

Port, engine cylinder head, Reynolds number, Discharge Coefficient, Flow Coefficient, Gulp factor, Mean Flow Coefficient, Swirl Number, Swirl Ratio, Swirl, Tumble.

Obsah

1	Úvod.....	9
2	Základní charakteristiky a rozdělení pístových spalovacích motorů.....	11
2.1	Tvorba směsi	11
2.1.1	Vnější tvorba směsi.....	11
2.1.2	Vnitřní tvorba směsi.....	11
2.2	Způsob zapálení směsi	12
2.2.1	Zážehové motory	12
2.2.2	Vznětové motory.....	12
2.3	Způsob činnosti	12
2.3.1	Dvoudobý motor	12
2.3.2	Čtyřdobý motor.....	12
2.4	Způsob plnění válce	14
2.4.1	Motory s přirozeným sáním.....	14
2.4.2	Přepřňované motory	14
2.4.3	Motory s vyplachováním	14
3	Hlava válce	15
4	Průtokové a vírové charakteristiky kanálů.....	17
4.1	Průtokové vlastnosti.....	18
4.1.1	Základní veličiny a rovnice pro popis proudění na zkušební trati	18
4.1.1.1	Objemový tok	18
4.1.1.2	Hmotnostní tok	19
4.1.1.3	Reynoldsovo číslo	19
4.1.1.4	Rovnice kontinuity	20
4.1.1.5	Bernoulliho rovnice	20
4.1.1.6	Stavová rovnice plynu	23
4.1.1.7	Rychlost zvuku a Machovo číslo.....	23

4.1.2	Průtokový součinitel	24
4.1.3	Průtokové číslo	26
4.1.4	Uzavírací číslo kanálu	27
4.1.5	Průměrný průtokový koeficient	27
4.1.5.1	Průměrný průtokový koeficient dle firmy Ricardo	28
4.1.5.2	Průměrný průtokový koeficient dle firmy AVL	28
4.1.6	Gulp faktor	30
4.1.7	Vliv tlakového spádu	30
4.2	Měření hmotnostního průtoku na cloně	32
4.3	Proudové pole ve válci motoru	37
4.3.1	Základní pohyby proudění ve válci motoru	38
4.3.1.1	Prstencový vír	38
4.3.1.2	Swirl	38
4.3.1.3	Tumble	39
4.3.1.4	Radiální vír	39
4.3.1.5	Další pohyby ve válci	39
4.3.2	Fyzikální veličiny popisující vířivý pohyb	40
4.3.3	Porovnávací čísla swirlu	41
4.3.3.1	Vírové číslo dle firmy Ricardo	41
4.3.3.2	Vírové číslo dle firmy AVL	42
4.3.3.3	Vírový koeficient dle firmy Ricardo	44
4.3.3.4	Vírový koeficient dle firmy AVL	46
4.3.3.5	Nový pohled na vyhodnocení vírového koeficientu	47
4.3.4	Vírová čísla a koeficienty vírového pohybu tumble	47
4.4	Experimentální měření swirlu a tumble	48
4.4.1	Kontaktní měření swirlu na aerodynamické trati	49
4.4.1.1	Lopátkový měřič víření	49

4.4.1.2	Impulzní měřič víření	50
4.4.2	Kontaktní měření tumble na aerodynamické trati.....	51
4.4.3	Bezkontaktní optické metody	52
4.4.3.1	LDA	53
4.4.3.2	PIV.....	55
4.5	GT-SUITE.....	57
4.6	ČVUT a porovnávací čísla kanálu	59
5	Experimentální vyhodnocení průtokových a vírových charakteristik	61
6	Závěr	76
7	Citovaná literatura.....	77
8	Seznam obrázků.....	81
9	Seznam tabulek.....	83
Příloha 1	I
Příloha 2	II
Příloha 3	III
Příloha 4	IV
Příloha 5	V

1 Úvod

Spalovací motor je tepelný stroj, který přeměňuje chemickou energii uloženou v palivu na energii tepelnou a následně tuto tepelnou energii mění na mechanickou energii na klikovém hřídeli motoru. V současnosti se kladou čím dál větší požadavky na motorová paliva. Základním předpokladem paliv je vysoká výhřevnost, chemická stálost a nízká agresivita vůči jednotlivým součástem palivového systému. Dále je důležité, aby při spalovacím procesu vznikalo minimum škodlivých látek, které by se dále přes výfukovou soustavu motoru dostaly do ovzduší. Pro správnou funkci motoru a využití energie v palivu je tedy podstatné, aby přeměna chemické energie na tepelnou probíhala ve vhodných podmínkách. Tyto podmínky musí v určitých případech zajistit velmi rychlé vytvoření směsi paliva s kyslíkem obsaženým ve vzduchu. Typickým příkladem jsou vznětové a zážehové motory, které využívají přímý vstřík paliva do válce motoru. U zážehových motorů karburátorových a s nepřímým vstříkem paliva je důležité, aby bylo proudové pole v okamžiku zážehu svíčkou dostatečně turbulentní pro správné proběhnutí chemických reakcí a spalování. Tento požadavek obecně platí pro všechny druhy spalovacích motorů. [1]

Z výše uvedeného odstavce vyplývá, že pro návrh a správný běh motoru je potřeba zaznamenat charakteristické veličiny, pomocí kterých je možné dále vyhodnotit průběh tvorby směsi, reakci spalování a odvod vzniklých spalin. Tato práce je zaměřena na vliv kanálů spalovacích motorů. Schopnost kanálu dodat náplň do válce motoru nebo odvést vzniklé spaliny z pracovního motoru je vyhodnoceno pomocí porovnávacích průtokových čísel a koeficientů. Druhou zkoumanou veličinou jsou vírová čísla a koeficienty. Pomocí těchto bezrozměrných čísel lze naopak posoudit, jak je kanál schopný zajistit rotační pohyb náplně uvnitř válce motoru a ovlivnit tak tvorbu směsi, podmínky pro zapálení a hoření.

Následující dvě kapitoly objasňují důležité pojmy, které jsou potřebné pro porozumění této problematice. V první z těchto dvou kapitol je provedeno rozdělení spalovacích motorů a je zde dále vysvětlen základní princip chodu motoru dvoudobého a čtyřdobého. Navazující kapitola popisuje základní informace o hlavě válce motoru. Hlava válce či válců motoru s konkrétním konstrukčním řešením sacích a výfukových kanálů je v průběhu měření umístěna na aerodynamickou trať. Ze získaných naměřených hodnot jsou dále vyhodnoceny zmíněné průtokové a vírové charakteristiky.

Obecné vztahy průtokových a vírových charakteristik jsou popsány a matematicky vyjádřeny v kapitole čtvrté. V této kapitole je též proveden přehled základních měřících metod nutných pro jejich vyhodnocení. Závěr kapitoly pojednává o speciálním programu GT-SUITE, pomocí kterého lze simulovat fyzikální děje motoru. Zpracované výsledky průtokových a vírových charakteristik kanálu slouží jako vstupní údaje tohoto programu.

Pro rychlý výpočet průtokových a vírových vlastností kanálů je vytvořena výpočetní tabulka. Vstupní hodnoty ve výpočtové tabulce jsou získány měřením na školní aerodynamické trati. Měření je provedeno pomocí clony a impulzního měřiče víření. Postupně je změřen samostatně levý a pravý kanál, poté oba kanály současně. Velikosti průtokových a vírových čísel a koeficientů jsou dále diskutovány. Též je provedeno porovnání velikostí průtokových a vírových čísel jednotlivých kanálů mezi sebou. Vyhodnocení je provedeno s uvažováním i bez uvažování vlivu stlačitelnosti proudícího média měřící trati.

2 Základní charakteristiky a rozdělení pístových spalovacích motorů

Pístové spalovací motory pracují za pomoci vnitřního spalování, přívod tepla se uskutečňuje uvnitř pracovního prostoru. Pohyb pístu způsobuje tlak spalin, tím se liší od lopatkových motorů, které využívají jejich kinetickou energii. Pohyb pístu je nejčastěji posuvný, ale existují i motory s rotačním pohybem pístu. Paliva do těchto motorů se dělí na kapalná a plynná paliva. Mezi kapalná paliva patří ropné produkty jako benzín, petrolej, nafta, mazut nebo paliva neropného původu, například bionafta. Jako plynné palivo se používá propan – butan či zemní plyn. Mohou mít jeden nebo více válců, ve kterých probíhá spalování. [2]

Spalovací motory lze dále rozdělit dle několika kritérií, kterým je nutno porozumět pro pochopení této problematiky.

2.1 Tvorba směsi

Jak již bylo zmíněno, pro správnou funkci motoru je třeba vytvořit směs paliva s kyslíkem. Toho lze docílit dvěma způsoby.

2.1.1 Vnější tvorba směsi

Směs vzniká mimo vnitřní prostor válce motoru. Pro motory na kapalná paliva je tato tvorba možná u snadno odpařitelných paliv, jako je benzín či líh. Tento způsob lze provést dvěma způsoby. Prvním z nich je použití karburátoru, kde se palivo směšuje ve formě kapek se vzduchem a následně se odpařuje v sacím potrubí a válci motoru. Druhým způsobem je vstřikování paliva do sacího potrubí. U motorů s plynným palivem dochází k vytvoření směsi ve speciálním směřovacím ústrojí. [2]

2.1.2 Vnitřní tvorba směsi

Směs je tvořena ve spalovací části válce motoru. Tímto způsobem lze vstřikovat i snadno odpařitelná paliva na konci sacího, nebo v průběhu kompresního zdvihu. Obtížně odpařitelná paliva jako nafta, mazut se vstříkují na konci kompresního zdvihu. [2]

2.2 Způsob zapálení směsi

Dle způsobu zapálení směsi se motory dělí na dvě základní skupiny.

2.2.1 Zážehové motory

Směs je zažehnuta vnějším zdrojem, obvykle elektrickou jiskrou. Tento způsob zapálení směsi je realizován u motorů, které využívají jako palivo benzin, líh nebo plynná paliva. [2]

2.2.2 Vznětové motory

Též se označují podle používaného paliva jako motory naftové či dieselové. Palivo je vstřikováno do válce motoru, kde se vlivem vysoké teploty vznítí. Vysoká teplota je dosažena stlačením vzduchu při velkém kompresním poměru. [2]

2.3 Způsob činnosti

Dalším dělením motorů je rozdělení podle počtu zdvihů pístu, které připadají na jeden pracovní cyklus motoru. V následujících podkapitolách je vysvětlen jejich základní princip.

2.3.1 Dvoudobý motor

Pracovní oběh motoru, který se skládá ze sání, komprese, expanze a výfuku, se uskuteční v průběhu dvou zdvihů pístu, za jednu otáčku klikového hřídele motoru. Vysvětlení je uvedeno na dvoudobém zážehovém motoru. V první době, při pohybu pístu směrem nahoru, vzniká pod pístem podtlak. Sacím kanálem proudí pod píst směs vzduchu a paliva. Zároveň je nad pístem směs z předchozího cyklu stlačována ve spalovacím prostoru, před horní úvratí je tato směs zapálena. Tím je zahájena druhá doba. Píst se pohybuje směrem dolů. Přepouštěcím kanálem se dostává čerstvá směs do válce nad píst a vytlačuje spaliny do výfukového kanálu. A cyklus se může opakovat. [2]

2.3.2 Čtyřdobý motor

U tohoto typu motoru se pracovní oběh uskuteční za dvě otáčky klikového hřídele motoru během 4 pracovních dob. Jednotlivé pracovní doby odpovídají dílčím zdvihům pístu.

U zážehového motoru s vnější tvorbou směsi je první doba charakterizována pohybem pístu od horní k dolní úvratí. V prostoru válce je podtlak, který zapříčiňuje nasátí čerstvé směsi do válce motoru. Sací ventil se otevírá ještě před horní úvratí. Je to z toho důvodu, aby ventil byl již plně otevřen v době, kdy ve válci vznikne podtlak. Tím se docílí vyššího naplnění válce směsí. Sací ventil se uzavírá až za dolní úvratí. Stejně jako v předchozím případě jde o snahu o vyšší naplnění válce směsí. Využívá se kinetické energie proudící směsi sacím kanálem a potrubím. V druhé době, která se označuje jako komprese, se píst pohybuje směrem nahoru od horní k dolní úvratí a stlačuje čerstvou směs. Dochází zde k vytvoření homogenní směsi. Kapičky paliva se odpařují a mísí se se vzduchem. Poté se vzniklá směs zapálí elektrickou jiskrou. Směs se zapaluje těsně před horní úvratí, aby většina směsi shořela v blízkosti této horní úvratí a dosáhlo se tak větší účinnosti. Roste výrazně teplota a tlak. Maximální tlak dosahuje velikosti 5 až 6 MPa [3]. Píst se při expanzi pohybuje směrem dolů od horní k dolní úvratí. Objem pracovního prostoru nad pístem se zvětšuje a tlak klesá. V poslední době zvané výfuk je otevřen výfukový ventil. Ve válci je vyšší tlak než ve výfukovém potrubí, tudíž dochází k unikání spalin z prostoru válce. Výfukový ventil se otevírá před dolní úvratí a uzavírá se až po dosáhnutí horní úvratě, kdy se využívá kinetická energie spalin k jejich lepšímu odstranění z prostoru válce motoru. [3]

Výměna náplně u vznětových motorů je prakticky stejná. Ovšem místo směsi paliva se vzduchem se do prostoru válce přes sací kanál dostává pouze čerstvý vzduch. Vzduch je stlačován na vyšší tlak než u zážehového motoru. Dochází k značnému zvýšení teploty. Před horní úvratí je proveden vstřík paliva pod vysokým tlakem. To způsobí, že se palivo dostane do pracovního prostoru válce ve formě kapiček, které se snadněji odpaří. Dochází ke tvorbě směsi. Po době, která se nazývá prodleva vznícení [3], dochází v některém místě nad pístem ke vznícení paliva. Hořlavá směs začne hořet a zvýší se tlak až na 6 až 8 MPa [3]. Část paliva hoří ještě v průběhu expanze. Tento jev je způsoben méně homogenní směsí vůči zážehovému motoru. Doba na vznik homogenní směsi je totiž kratší. [3]

2.4 Způsob plnění válce

Dle dopravy čerstvé směsi se dělí spalovací motory do těchto tří skupin.

2.4.1 Motory s přirozeným sáním

Tyto motory se nazývají atmosférické či nepřepřlňované. Do válce motoru nasávají podle typu motoru čerstvou směs nebo vzduch podtlakem vzniklým pohybem pístu ve válci. Do této skupiny patří některé čtyřdobé motory. [2]

2.4.2 Přepřlňované motory

Čerstvá směs či vzduch je stlačována dmychadlem. Dmychadlo může být poháněno pomocí energie výfukových plynů. Tento druh se označuje jako turbodmychadlo. Další možností je použití mechanicky poháněného dmychadla. S tímto přístrojem jsou konstruovány dvoudobé a čtyřdobé motory. [2]

2.4.3 Motory s vyplachováním

Čerstvá náplň se dostává do válce motoru pomocí dmychadla, nebo stlačením náplně pístem při jeho pohybu do dolní úvratě. Tato čerstvá náplň vyplachuje pracovní prostor válce od spalin. Tento způsob je realizován u dvoudobých motorů. [2]

3 Hlava válce

Vyhodnocení průtokových a vírových charakteristik se uskutečňuje na hlavě válce či válců. V této kapitole jsou vysvětlena základní fakta o tomto konstrukčním prvku motoru.

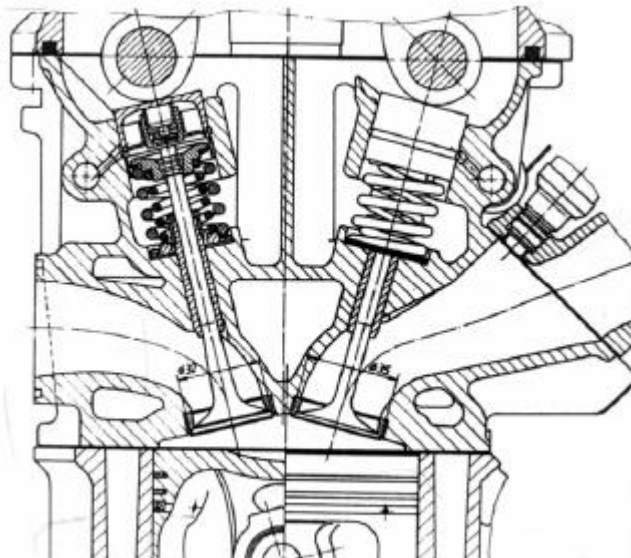
Hlava válce a dno pístu motoru ohraničují prostor spalování. Dalším z úkolů hlavy válce je zaručit polohu zapalovací svíčky nebo vstřikovače, dále také chladit spalovací prostor, svíčky či vstřikovače a ventily. Hlava válce musí být konstruována s ohledem na to, že je v průběhu práce motoru namáhána silami, které jsou zapříčeny tlakem plynů, dynamickými účinky rozvodového mechanismu a tepelným tokem, který se v závislosti na čase mění [3]. Hlavy válců se vyrábí z odlitků z šedé litiny nebo slitiny hliníku. Mezi výhody šedé litiny patří tepelná stabilita, vysoká pevnost, tuhost a nízká cena oproti slitině hliníku [3]. Konstrukce hlav válců se výrazně liší podle chlazení motoru. Motory využívající chlazení vzduchem mají obvykle pro každý válec vlastní hlavu motoru. Naproti tomu u motorů chlazené vodou hlava pro každý válec tvoří celistvou součást. Konstrukce hlavy u čtyřdobých motorů pomocí sacích a výfukových kanálů zajišťuje výměnu náplně válce. [2]

Náplň motoru u dvoudobého motoru může být regulována pouze pístem motoru, který svým pohybem otevírá či zavírá plnicí a výfukové otvory ve stěnách válce. Druhou variantou je ovládání pomocí pístu a ventilu v hlavě válce, které je řízeno ventilovým ústrojím. [4]

Nejčastěji se výměna náplně válce u čtyřdobých motorů uskutečňuje pomocí ventilů umístěných v hlavě motoru. Svým pohybem umožňují nebo znemožňují pohyb proudění ze sacího či výfukového kanálu. Ventily jsou otevírány a zavírány prostřednictvím rozvodového ústrojí vačkami, které jsou poháněny na vačkovém hřídeli. Vačkový hřídel je poháněn klikovým hřídelem pomocí ozubených kol, ozubenou řemenicí, nebo řetězem. Vačky jsou tvořeny ve tvaru, který určuje požadovaný pohyb ventilů. Uzavírání je řešeno pomocí pružin, které jsou navrhovány s ohledem na účinek setrvačných sil na rozvodové ústrojí a na rozdíl tlaků v potrubí a ve válci. [4]

Mezi blokem motoru a hlavou válců se umísťuje těsnění, které neprodyšně odděluje plyny ve spalovacím prostoru od okolí. Současně zabraňuje úniku chladícího média a oleje z jednotlivých chladících či mazacích soustav. Aby bylo těsnění účinné, musí být dosedací plochy rovné. [2]

Sedlo ventilu se vyrábí přímo v hlavách válců nebo zalisováním za velkého přesahu [3]. Zvyšují pevnost dosedacích ploch pro hlavy ventilů. Pro lepší proudící vlastnosti a zmenšení šířky sedla se obvykle vyrábí s kuželovými přechody. [2]



Obrázek 1 Řez hlavou válce [3]

4 Průtokové a vírové charakteristiky kanálů

Kanály spalovacích motorů jsou napojeny na plnicí nebo výfukovou soustavu. Úkolem sacích kanálů spojených s plnicí soustavou je dopravit čerstvou náplň do válce motoru a vytvořit uvnitř válce rotační pohyb náplně. Tedy vytvořit vhodné prostředí pro tvorbu směsi a reakci spalování. Kanály napojené na výfukovou soustavu se nazývají kanály výfukové. V tomto případě musí umožnit, co nejsnazší odvod vzniklých spalin z válce motoru. Správně navržená konstrukce a umístění kanálů spalovacích motorů vzhledem k válci je nezbytnou podmínkou pro uskutečnění spalování uvnitř válce motoru a odvod spalin. Skutečné proudění v prostoru válce motoru je značně nestacionární a tedy by bylo vhodné proudění takto experimentálně či numericky posuzovat. Tyto způsoby jsou ale velmi náročné a takovéto vyhodnocení probíhá pouze v opodstatněných případech. Při vývoji a návrhu kanálů se proto nejčastěji uskutečňují zjednodušené zkoušky stacionárního proudění, které jsou rychlejší, levnější a pro tyto účely často dostačující. Naměřená a dále zpracovaná data poskytují informace pro porovnání funkčnosti jednotlivých kanálů a dále slouží jako vstupní hodnoty pro speciální simulační programy spalovacích motorů.

Předpokládané stacionární proudění je proudění nezávislé na čase, velikost charakteristických veličin jako rychlost či tlak závisí pouze na aktuální poloze plynného média na měřicí trati. Tím se uvažované proudění liší od nestacionárního proudění, při kterém se obecně charakteristické veličiny mění s dráhou i časem [5]. Proudící vzduch zkušební tratí je pro výpočet teoretických hodnot popsán rovnicemi ideálního plynu, které jsou uvedeny a popsány v následující podkapitole. V této podkapitole je dále ukázáno, jak se model ideálního plynu liší od reálného chování plynu. Uvažování stlačitelnosti, schopnosti proudícího média měnit svůj objem v závislosti na tlaku, závisí na konkrétním zkušebním pracovišti, zda ho do svých výpočtů bude či nebude uvažovat. Firmy AVL a Ricardo, které se zabývají vývojem a testováním spalovacích motorů a výpočty proudění uvnitř motoru, vliv stlačitelnosti zanedbávají a do svých výpočtů tuto vlastnost plynu nezapočítávají [5]. Naopak specializovaný program GT-SUITE, pomocí kterého lze simulovat celý oběh spalovacího motoru, vliv stlačitelnosti uvažuje a nesmí se na něj zapomenout [6].

4.1 Průtokové vlastnosti

Schopnost kanálu dodávat náplň v průběhu zdvihu ventilu se určuje pomocí skutečného hmotnostního toku, který se dále porovnává s teoretickým hmotnostním tokem v určité definované ploše.

$$C_{por} = \frac{\dot{m}_{skut}}{\dot{m}_{teor}} \quad (1)$$

Kde C_{por} se může obecně označit jako porovnávací průtokové číslo, které naznačuje hodnotu velikosti ztrát proudění uvnitř kanálu spalovacího motoru. Tato podkapitola se zabývá určením hodnoty tohoto porovnávacího průtokového čísla a jeho dalším vyhodnocením ve tvaru průtokových koeficientů. Dále je v této kapitole posouzení vlivu lokální rychlosti vzduchu v místě prostoru kanálu na jeho plnicí schopnost.

4.1.1 Základní veličiny a rovnice pro popis proudění na zkušební trati

V této podkapitole jsou vysvětleny základní charakteristiky proudění, které jsou nezbytné pro pochopení, výpočet a odvození porovnávacích průtokových čísel a koeficientů zkoušky stacionárního proudění.

4.1.1.1 Objemový tok

Objemový tok proudícího média zkušební trati je definován jako objem plynného média, které proteče určitým průřezem za jednotku času. [7]

$$\dot{V} = \frac{dV}{dt} = \frac{S \cdot v \cdot dt}{dt} = S \cdot v \quad (2)$$

Jednotky objemového toku vyjádřené v základních jednotkách SI.

$$[\dot{V}] = m^3 \cdot s^{-1} \quad (3)$$

Kde dV je elementární objem tekutiny, dt je elementární časový interval, S plocha průřezu, v je rychlost tekutiny, která je ve všech bodech průřezu stejná při uvažování ideálního chování nevazké tekutiny.

Reálně proudící plyn se ovšem chová jako vazká tekutina, u které je třeba zohlednit, že její profil rychlosti není rozložený rovnoměrně a ve výpočtech se počítá se střední rychlostí. Střední rychlost je konstantní rychlost, při níž nastává stejný průtok. [8]

4.1.1.2 Hmotnostní tok

Hmotnostní tok je definován jako hmotnost proudícího média, které proteče určitým průřezem za jednotku času. [7]

$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} = \rho \dot{V} = \rho \frac{dV}{dt} = \rho \cdot \frac{S \cdot v \cdot dt}{dt} = \rho \cdot S \cdot v \quad (4)$$

Jednotky hmotnostního toku vyjádřené v základních jednotkách SI.

$$[\dot{m}] = kg \cdot s^{-1} \quad (5)$$

Kde dm je elementární hmotnost tekutiny, ρ je hustota plynného media.

Při ustáleném proudění, pro objemový, hmotnostní tok a rychlost v kterémkoliv místě myšlené trubice platí, že jsou stálé, nezávislé na čase. [7]

4.1.1.3 Reynoldsovo číslo

Reálné proudění tekutiny může probíhat dvěma způsoby. Pokud jednotlivé vrstvy tekutiny proudí vedle sebe, nedochází k jejich míšení, odtrhávání jednotlivých vrstev a rychlosti podél vrstev a mezi vrstvami se mění mírným tempem, označují se tato proudění jako laminární. Naopak proudění, při kterém dochází k míšení vrstev, ztrátám kontaktu, chaotickým fluktuacím rychlosti v závislosti na čase, je nazýváno jako proudění turbulentní. [7]

Pomocí Reynoldsova čísla lze určit přechod mezi laminárním a turbulentním prouděním. Reynoldsovo číslo je definováno vztahem. [7]

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\eta} \quad (6)$$

Kde v je střední rychlost tekutiny, D je hydraulický průměr potrubí, ν je kinematická a η dynamická viskozita potrubí.

Při dosažení určité velikosti Reynoldsova čísla se laminární proudění začne měnit na turbulentní. Pro kruhové potrubí je dolní kritické číslo, kdy začíná docházet k této přeměně, $Re_k = 2300$. [7]

4.1.1.4 Rovnice kontinuity

Rovnice vyjadřuje zákon zachování hmotnosti tekutiny při jejím proudění mezi určitými průřezy. [8]

$$\rho_1 \cdot S_1 \cdot v_1 = \rho_2 \cdot S_2 \cdot v_2 = konst \quad (7)$$

Uvedená rovnice platí pro stacionární proudění, pro nestacionární proudění rovnice platí jen pro daný časový okamžik.

Pokud se uvažuje nestlačitelné proudění.

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho \quad (8)$$

Dostane se tvar.

$$S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2 \quad (9)$$

Z této rovnice plyne, že ve velikostně velkém průřezu bude rychlost menší než v průřezu malém.

4.1.1.5 Bernoulliho rovnice

Bernoulliho rovnice je často uváděna ve třech tvarech. Zde je uveden tvar pro nevazkou, nestlačitelnou tekutinu ve výškové podobě, kde má každý člen této rovnice délkový rozměr. [7]

$$y_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = y_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} = konst \quad (10)$$

První člen této rovnice se označuje jako polohová výška, druhý člen jako tlaková výška a třetí člen jako rychlostní výška.

Slovně tato rovnice říká, že při stacionárním proudění ideální nestlačitelné tekutiny v homogenním gravitačním poli o gravitačním zrychlení g je součet polohové, tlakové a rychlostní výšky konstantní. [8]

Každá reálná tekutina je ale vazká, pokud se tato vlastnost uvažuje, je třetí člen v rovnici násoben korekčním členem α , který se nazývá Coriolisův součinitel. [7]

$$y_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \alpha_1 \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = y_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \alpha_2 \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g} = konst \quad (11)$$

Tento součinitel závisí na tvaru rychlostního profilu, pro laminární proudění nabývá hodnoty přibližně $\alpha \doteq 2$, pro turbulentní $\alpha \doteq 1$. [7]

Dále je třeba do výpočtů Bernoulliho rovnice započítat hydraulické ztráty způsobené disipací energie způsobené mimo jiné viskozitě tekutiny. Třecí ztráty jsou závislé na vlastnostech tekutin. Na množství, hustotě, viskozitě, koncentraci příměsí tekutiny. Dále rovněž na uvažovaných vlastnostech potrubí, na délce, průměru a drsnosti potrubí. Pro výpočet třecích ztrát se používá Weisbachův vzorec. [7]

$$e_z = \lambda \cdot \frac{l}{D} \frac{v^2}{2} \quad (12)$$

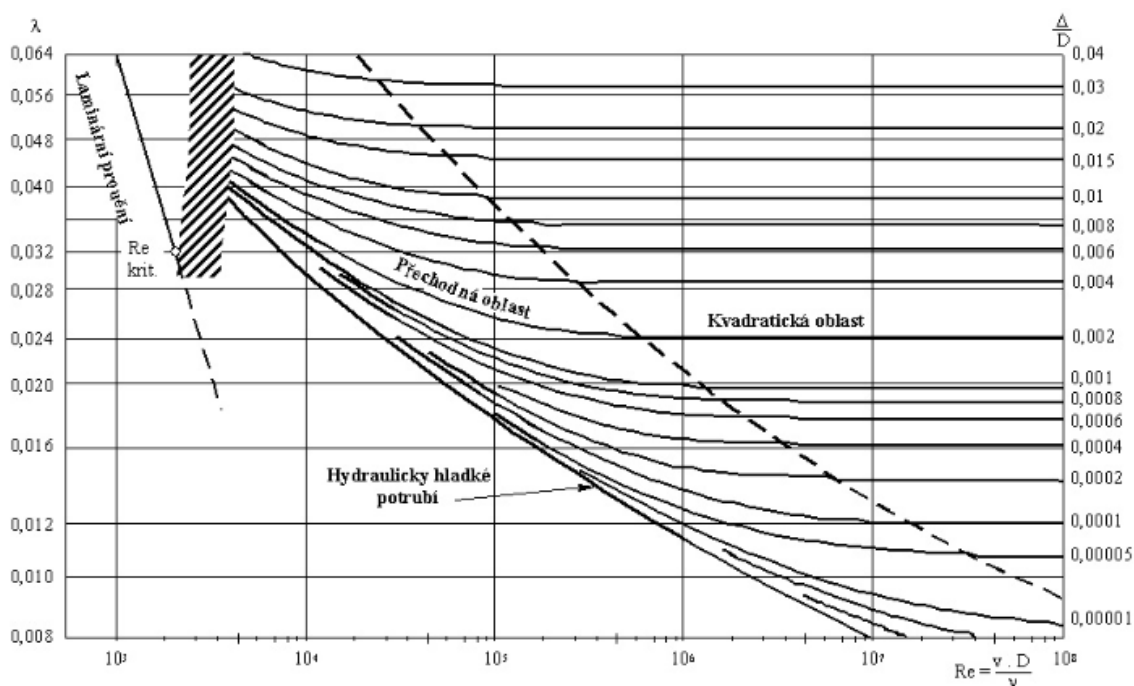
Kde v je střední rychlost, l je délka potrubí, D je průměr potrubí a λ je součinitel třecích ztrát.

Součinitel třecích ztrát se v laminární oblasti vypočte pomocí vztahu. [7]

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (13)$$

A tedy klesá s rostoucím Reynoldsovým číslem. Při přechodu na turbulentní proudění vzroste a λ je i závislé na relativní drsnosti $\frac{\Delta}{D}$. Pro hladké potrubí v turbulentní oblasti platí pro $Re < 80\,000$. [7]

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} \quad (14)$$



Obrázek 2 Moodyho diagram [9]

Z Moodyho diagramu je vidět, že při nižších relativních drsnostech se potrubí chová jako hladké a k odklonu od křivky pro hladké potrubí dochází až při větších Reynoldsových číslech. Při dosažení určité velikosti Reynoldsova čísla, hranice plně vyvinuté turbulence, součinitel třecích ztrát závisí pouze na relativní drsnosti. V Moodyho diagramu se jedná o kvadratickou oblast. U těchto čísel je hodnota součinitele třecích ztrát menší při nižších relativních drsnostech. [9]

K dalším ztrátám patří ztráty místní, které jsou způsobené změnou velikosti průřezu nebo směru proudění. Velikost těchto ztrát lze obecně spočítat dle vztahu. [7]

$$e_z = \xi \frac{v^2}{2} \tag{15}$$

Kde symbol ξ je označován jako ztrátový součinitel, hodnota tohoto součinitele je závislá na místní geometrii, ovšem při menších Reynoldsových číslech závisí i na tomto čísle. Mezi místní ztráty patří například vstup do potrubí, kde hodnota součinitele pro ostrohranný pravoúhlý vstup je větší než pro vstup zaoblený. Dále se jedná o ztráty při změně směru proudu, například v koleni nebo ohybu. A také zde patří Bordova ztráta při náhlém rozšíření potrubí, kde se ztrátový součinitel vypočte. [7]

$$\xi_2 = \left(\frac{S_2}{S_1} - 1\right)^2 \tag{16}$$

Kde S_1 a S_2 jsou jednotlivé průřezy.

4.1.1.6 Stavová rovnice plynu

Pro určení velikosti hmotnostního toku je potřeba znát hustotu proudícího média, kterou lze zjistit výpočtem ze stavové rovnice pomocí snadno měřitelných veličin jako je teplota T a tlak p . Chování plynu lze uvažovat za ideální a použít tak stavovou rovnici ideálního plynu. [7]

$$\frac{p}{\rho} = r \cdot T \quad (17)$$

V rovnici vystupuje měrná plynová konstanta r , která je určena druhem plynu.

4.1.1.7 Rychlost zvuku a Machovo číslo

Rychlost zvuku lze definovat jako rychlost šíření velmi malých změn tlaku v prostředí, které je stlačitelné. Její velikost je závislá teplotě a na druhu prostředí, ve kterém se uvažované změny tlaku šíří. Rychlost zvuku lze matematicky vyjádřit následujícími vztahem. [10]

$$a = \sqrt{\kappa \cdot \frac{p}{\rho}} \quad (18)$$

Vliv má tedy kromě tlaku a hustoty prostředí také izoentropický mocnitel κ . Závislost rychlosti zvuku na teplotě se získá dosazením ze stavové rovnice ideálního plynu.

$$a = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T} \quad (19)$$

Lokální rychlost proudícího média v vztažená na rychlost zvuku v daném místě se označuje jako Machovo číslo. [10]

$$Ma = \frac{v}{a} \quad (20)$$

Pomocí bezrozměrného Machova čísla můžeme proudění rozdělit na proudění podzvuková, pro které je hodnota Machova čísla menší jedné. Naopak nadzvuková proudění nabývají hodnot větších jedné. [10]

4.1.2 Průtokový součinitel

Způsob určení velikosti teoretického hmotnostního toku výrazně ovlivňuje hodnotu porovnávacího průtokového čísla. Teoretický hmotnostní průtok je závislý na volbě vztažené plochy. Pro smysluplné porovnávání hlav válců motorů a schopnosti kanálů dodat náplň do válce motoru je důležité, aby se teoretický hmotnostní tok vztahoval na tu samou plochu průřezu. Prvním porovnávacím průtokovým číslem je průtokový součinitel, který se v anglické literatuře označuje jako Discharge Coefficient [11]. Vztahuje se na mezeru mezi okraji ventilu a sedlem ventilu, teoretický hmotnostní tok je tedy vztažen na geometrickou průtokovou plochu sedlem ventilu. [11]

$$C_d = \frac{\dot{m}_{skut}}{m_{dteor}} = \frac{\dot{m}_{skut}}{N_v \cdot \rho \cdot S_V \cdot v_2} \quad (21)$$

Kde ρ je hustota vzduchu procházejícího při zkoušce, N_v značí počet ventilů a v_2 je uvažovaná rychlost, která je odvozena z Bernoulliho rovnice pro ideální tekutinu (10). Nejprve vliv stlačitelnosti nebude uvažován.

Dominantní vliv na celkovou energii plynů má pouze tlaková a kinetická složka energie, polohová energie je prakticky zanedbatelná, tudíž lze polohovou výšku v rovnici (10) zanedbat.

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} \quad (22)$$

Následně se uvažuje nátok z prostoru.

$$v_1 = 0 \quad (23)$$

A hledaná rychlost se tedy rovná.

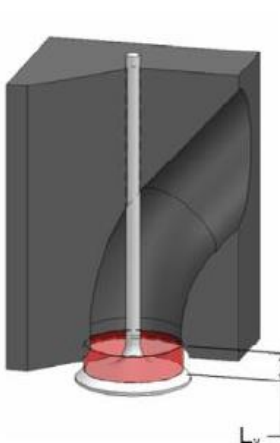
$$v_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_V}{\rho}} \quad (24)$$

Výraz Δp_V označuje daný tlakový spád, je dán rozdílem tlaku atmosférického p_1 a tlaku ve válci p_2 .

Geometrická průtoková plocha kanálu sedlem ventilu je rovna. [11]

$$S_V = \pi \cdot D_V \cdot L_V \quad (25)$$

D_V je vnitřní průměr sedla ventilu a L_V značí zdvih ventilu.



Obrázek 3 Geometrická průtoková plocha [12]

Nyní se stlačitelnost plynů bude uvažovat. Odvození rychlosti, která uvažuje stlačitelnost plynů, vychází z první věty termodynamické. Konkrétně z jejího jednoduchého tvaru pro adiabatické proudění bez přívodu technické energie. [10]

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2} = h_2 + \frac{v_2^2}{2} \quad (26)$$

První člen v rovnici vyjadřuje velikost entalpie a druhý člen kinetickou energii plynu. Opět se uvažuje nátok z prostoru, tudíž je rychlost v_1 nulová. Pro další postup je třeba využít vztahu pro entalpii h ideálního plynu. V této rovnici znamená první člen měrnou tepelnou kapacitu plynu při stálém tlaku a druhý člen má význam teploty. [10]

$$h = c_p \cdot T \quad (27)$$

Tato měrná kapacita lze pro ideální plyn rozepsat. [10]

$$c_p = \frac{\kappa \cdot r}{\kappa - 1} \quad (28)$$

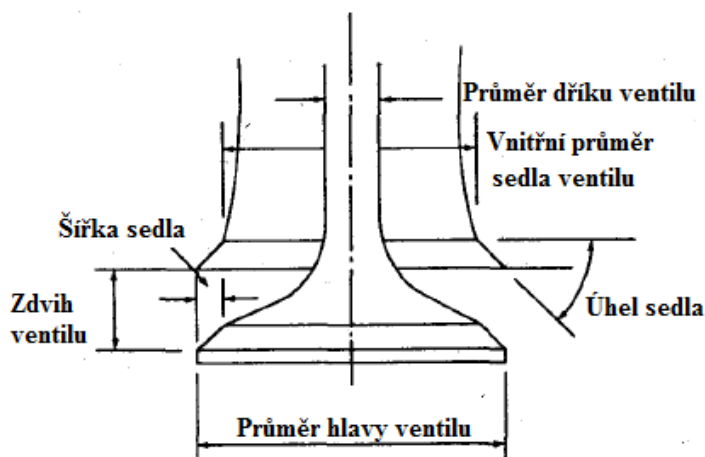
Izoentropická změna lze popsat Poissonovým vztahem. [10]

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (29)$$

Na základě popsaných rovnic a předpokladů lze odvodit Saint Vénantovu – Wantzelovu rovnici, která uvažuje vliv stlačitelnosti ideálního plynu. [10]

$$v_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot r \cdot T_1 \cdot \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)}$$

$$= \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_1}{\rho} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)}$$
(30)



Obrázek 4 Detail vstupu kanálu do válce motoru [13] (přeloženo)

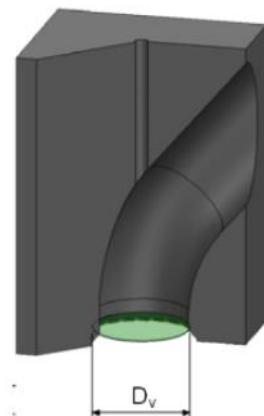
4.1.3 Průtokové číslo

Průtokové číslo, které se v anglické literatuře označuje jako Flow Coefficient [11], se na rozdíl od průtokového součinitele vztahuje na kruhový průřez kanálu. Průměr dříku ventilu se většinou neuvažuje.

$$C_f = \frac{\dot{m}_{skut}}{\dot{m}_{f_{teor}}} = \frac{\dot{m}_{skut}}{N_v \cdot \rho \cdot S_p \cdot v_2}$$
(31)

Výpočet je tedy obdobný jako u průtokového součinitele s tím rozdílem, že se kruhový průřez kanálu bez uvažování průměru dříku vypočte jako. [11]

$$S_p = \frac{\pi \cdot D_V^2}{4}$$
(32)



Obrázek 5 Kruhový průřez kanálu [12]

Firma AVL dále průtokové číslo upravuje koeficientem β . Koeficient β definuje jako poměr vnitřní plochy sedla ventilu a vrtání B . [14]

$$\beta = N_v \cdot \frac{D_V^2}{B^2} \quad (33)$$

Upravené průtokové číslo, pomocí kterého je vyjádřena schopnost sacích kanálů dodat čerstvou náplň do válce motoru, lze tedy definovat. [14]

$$C_{f\beta} = C_f \cdot \beta \quad (34)$$

4.1.4 Uzavírací číslo kanálu

Souvislost průtokového součinitele a čísla určuje uzavírací číslo kanálu. Jedná se o geometrický parametr, zdvih ventilu je dán do poměru s vnitřním průměrem sedla ventilu. [1]

$$\sigma = \frac{C_f}{C_d} = \frac{\frac{\dot{m}_{skut}}{\rho \cdot S_P \cdot v_2}}{\frac{\dot{m}_{skut}}{\rho \cdot S_V \cdot v_2}} = \frac{S_V}{S_P} = \frac{\pi \cdot D_V \cdot L_V}{\frac{\pi \cdot D_V^2}{4}} = \frac{4 \cdot L_V}{D_V} \quad (35)$$

4.1.5 Průměrný průtokový koeficient

Z porovnávacích průtokových čísel lze dále vyhodnotit takzvané průměrné průtokové koeficienty $\overline{C_f}$, které udávají celkovou účinnost kanálu motoru na plnění válce motoru či souhrnnou schopnost kanálu odvádět spaliny z pracovního prostoru. Jsou definovány

dvěma způsoby. Liší se rozdílným přístupem vyhodnocení porovnávacích průtokových čísel. [11]

4.1.5.1 Průměrný průtokový koeficient dle firmy Ricardo

Prvním druhem je průměrný průtokový koeficient dle firmy Ricardo, v anglické literatuře označovaný jako Ricardo Mean Flow Coefficient. Definice koeficientu je určena podle následující rovnice. [11]

$$\overline{C_{fR}} = \frac{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} C_f \cdot d\varphi}{\varphi_2 - \varphi_1} \quad (36)$$

φ_1 a φ_2 jsou jednotlivé úhly klikového hřídele, při kterých dochází k otevření a uzavření ventilu.

Způsob vyjádření průměrného koeficientu předpokládá, že začátek doby plnění začíná v době, kdy se otevírá sací ventil, a končí v okamžiku zavření sacího ventilu. Celkové množství průtoku náplně závisí tudíž pouze na konkrétním tvaru vačky, která řídí a ovládá dobu otevření sacího ventilu [11]. Použitím reálné zdvihové křivky pro vyhodnocení průtokového koeficientu je tato metoda odlišná vůči způsobu výpočtu průměrného průtokového koeficientu dle AVL. Vyhodnocení koeficientu dle AVL je vysvětleno v následující kapitole.

4.1.5.2 Průměrný průtokový koeficient dle firmy AVL

Druhým způsobem je vyjádření průměrného průtokového koeficientu dle AVL, v anglické literatuře označovaný jako AVL Mean Flow Coefficient. [1]

$$\overline{C_{fA}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{\pi} \cdot \int_0^\pi \left(\frac{C(\varphi)}{C_m}\right)^3 \cdot \frac{1}{C_f^2} \cdot d\varphi}} \quad (37)$$

$C(\varphi)$ značí okamžitou rychlost pístu, C_m má význam průměrné rychlost pístu.

Pro poměr okamžité a střední rychlostí pístu lze použít následující rovnici. [1]

$$\frac{C(\varphi)}{C_m} = \frac{\pi}{2} \cdot \left[\sin(\varphi) + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2 \cdot \varphi) \right] \quad (38)$$

V rovnici vystupující λ se spočte. [1]

$$\lambda = \frac{r}{l_{oj}} \quad (39)$$

V čitateli zlomku vystupující r značí poloměr kliky a l_{oj} udává velikost ojnice.

Tento způsob naopak předpokládá, že proces sání probíhá pouze mezi horní a dolní úvratí, tedy během natočení klikového hřídele o půl otáčky. AVL na rozdíl od firmy Ricardo nedefinovala integraci podle konkrétní zdvihové křivky, ale definovala si svoji vlastní zdvihovou křivku. Tato standardní zdvihová křivka tedy platí pro všechny hlavy válců bez ohledu na skutečné uspořádání vaček a jejich časování. [11]

Standardní zdvihová křivka je pro průběh sání definována pro dva intervaly následujícím způsobem.

Pro úhel natočení klikového hřídele $\varphi \in \langle 0^\circ; 30^\circ \rangle$.

$$\frac{L_V}{D_V} = \frac{\varphi}{30} \cdot 0,10625 \quad (40)$$

Pro úhly $\varphi \in \langle 30^\circ; 180^\circ \rangle$.

$$\frac{L_V}{D_V} = -3 \cdot 10^{-5} \cdot (\varphi - 105)^2 + 0,275 \quad (41)$$

Pro výfuk je poté určena podobně jako u sání pro dva intervaly.

Pro $\varphi \in \langle 0^\circ; 30^\circ \rangle$ je určena funkcí.

$$\frac{L_V}{D_V} = \frac{\varphi}{30} \cdot 0,116625 \quad (42)$$

A pro zbývající úhly $\varphi \in \langle 30^\circ; 180^\circ \rangle$.

$$\frac{L_V}{D_V} = -3,26 \cdot 10^{-5} \cdot (\varphi - 105)^2 + 0,3 \quad (43)$$

Průměrný průtokový koeficient dle firmy AVL lze dále upravit koeficientem β definovaným dle rovnice (33). Pro upravený koeficient platí následující vztah. [15]

$$\overline{C_{f_{A\beta}}} = \beta \cdot \overline{C_{f_A}} \quad (44)$$

Vzhledem k různým zdvihovým křivkám a tedy rozdílným způsobům integrace nelze průměrné průtokové koeficienty dle firmy Ricardo a AVL mezi sebou přepočítávat.

4.1.6 Gulp faktor

Gulp faktor, Machův vstupní index, je určen jako poměr průměrné rychlosti proudu v hrdle kanálu během plnění k místní rychlosti zvuku. Jeho definice je blízká velikosti Machova čísla v daném místě. [11]

Gulp faktor lze vyjádřit následujícím vztahem [16].

$$Z = \frac{1}{N_v} \cdot \frac{C_m}{a} \cdot \left(\frac{B}{D_V}\right)^2 \cdot \frac{1}{\overline{C_{fR}}} \quad (45)$$

Základem výpočtu Gulp faktoru je tedy poměr střední pístové rychlosti C_m , která je vztažena na rychlost zvuku a v místě kanálu. Velikost tohoto poměru se dále upravuje počtem ventilů N_v , velikostí vrtání válce B , vnitřním průměrem sedla ventilu D_V a průměrným průtokovým koeficientem dle firmy Ricardo $\overline{C_{fR}}$. [16]

Střední pístová rychlost je definována. [2]

$$C_m = 2 \cdot S \cdot n_j \quad (46)$$

V definici střední pístové rychlosti S značí zdvih pístu a n_j jmenovité otáčky motoru.

Machův vstupní index naznačuje omezení plnicí schopnosti kanálů motoru v závislosti na otáčkách klikového hřídele. Pomocí Gulp faktoru lze tedy vyhodnotit, zda proudící vzduch lokálně nedosáhne během otvírání ventilu rychlosti zvuku. Dosažení lokální rychlosti vzduchu má za následek aerodynamické ucpání v určitém místě kanálu, které následně způsobí nižší plnicí účinnost kanálu. Hodnota, při které začíná výrazně klesat hodnota účinnosti, nastává při $Z \geq 0,5$. [13]

4.1.7 Vliv tlakového spádu

Na velikost skutečného hmotnostního toku mohou mít vliv všechny popsané hydraulické ztráty způsobené disipací energie. Velikost těchto ztrát může být závislá na hodnotě Reynoldsova čísla proudícího vzduchu. Děje se tak hlavně při jeho malých hodnotách. Jak již bylo popsáno, z Moodyho diagramu vyplývá, že při velkých Reynoldsových číslech součinitel třecích ztrát již nezávisí na velikosti Reynoldsova čísla. Proto je potřeba, aby porovnávací měření probíhala při takto vysokých hodnotách Reynoldsova čísla v automodelní oblasti, ve které je turbulence plně vyvinutá.

Při stacionární zkoušce lze v prostoru hlavy válce a samotného válce uvažovat tři základní hodnoty Reynoldsova čísla. [11]

Prvním z nich je Reynoldsovo číslo v kanálu. Jeho velikost se určí dosazením střední rychlosti v_k na daném průměru kanálu D_k do základního vztahu Reynoldsova čísla. [11]

$$Re_k = \frac{\rho \cdot v_k \cdot D_k}{\eta} = \frac{\frac{4 \cdot \rho \cdot \dot{V}_{skut}}{N_v \cdot \pi \cdot D_k^2} \cdot D_k}{\eta} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{skut}}{N_v \cdot \pi \cdot \eta \cdot D_k} \quad (47)$$

Druhým z těchto čísel je Reynoldsovo číslo v mezeře mezi sedlem ventilu a ventilem. V rovnici v_v značí střední rychlost proudícího média v místě mezery. [11]

$$Re_v = \frac{\rho \cdot v_v \cdot L_V}{\eta} = \frac{\frac{\rho \cdot \dot{V}_{skut}}{N_v \cdot \pi \cdot D_V^2} \cdot L_V}{\eta} = \frac{\dot{m}_{skut}}{N_v \cdot \pi \cdot \eta \cdot D_V} \quad (48)$$

Pro Reynoldsovo číslo ve válci platí následující rovnice. Ve vztahu pro třetí z těchto čísel v_c znamená střední rychlost proudu ve válci. [11]

$$Re_c = \frac{\rho \cdot v_c \cdot B}{\eta} = \frac{\frac{4 \cdot \rho \cdot \dot{V}_{skut}}{N_v \cdot \pi \cdot B^2} \cdot B}{\eta} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{skut}}{N_v \cdot \pi \cdot \eta \cdot B} \quad (49)$$

Firma Ricardo zjistila, že výsledků nezávislých na Reynoldsově čísle se dosahuje při hodnotě Reynoldsova čísla kanálu $Re_k = 60\,000$ při malých zdvizích ventilu a při větších zdvizích ventilu $Re_k = 90\,000$. Pro dosažení těchto minimálních hodnot Reynoldsova čísla určili minimální tlakový spád $\Delta p_{vmin} = 2491\text{ Pa}$ pro vnitřní průměr sedla ventilu $D_v = 30\text{ mm}$. [11]

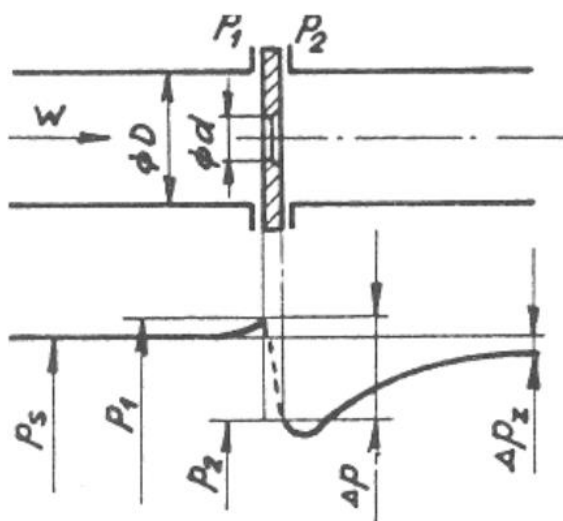
Hodnota tlakového spádu při testování hlav válců není normalizována, nejčastěji je její hodnota volena 254 nebo 508 mm vodního sloupce, což odpovídá přibližně 2491 Pa a 4982 Pa [11]. Nižší hodnota tlakového spádu se používá pro dvouventilové hlavy a vyšší hodnota pro moderní čtyřventilové hlavy motorů. Na pracovišti ČVUT v Praze je volena hodnota 500 mm vodního sloupce do velikosti vrtání válce 110 mm a pro větší vrtání je používán tlakový spád o hodnotě 250 mm vodního sloupce.

4.2 Měření hmotnostního průtoku na cloně

Pro výpočet porovnávacích čísel a koeficientů stacionární zkoušky proudění je nezbytné zjistit skutečný hmotnostní průtok procházející kanálem spalovacího motoru. Existuje celá řada způsobů jak tento průtok změřit. Existují průtokoměry vírové, elektromagnetické, lopátkové, turbínové, ultrazvukové a mnoho dalších. Mezi časté způsoby měření patří měření rozdílu tlaků před a za škrticím orgánem vloženým do potrubí. [17]

Podstatou těchto měření je tedy umístění škrticímho zařízení do potrubí měřicí stanice, které způsobí rozdíl statických tlaků před a za tímto měřicím zařízením. Mezi tato zařízení patří kromě clony též dýza, Venturiho dýza a trubice. [18]

Měření pomocí clony se uskutečňuje pomocí clonového kotouče, ve kterém je vytvořen otvor ve tvaru kruhu. Clona je nejmenším otvorem tohoto kotouče a je souosá s osou potrubí. Umístění tohoto prvku do potrubí způsobí rozdíl statických tlaků, které se odebírají za a před clonou. Potrubí musí být v určité vzdálenosti před a za měřidlem přímé. Jsou náchylné na opotřebení, proto je zde kladen velký důraz na čistotu měřeného média. Nevýhodou, se kterou se musí počítat, jsou poměrně velké tlakové ztráty, jak je naznačeno na obrázku pod tímto odstavcem. Hodnota této ztráty je ale menší než tlaková diference na cloně. Proudící medium by mělo vyplňovat po celou dobu úplný prostor potrubí, jinak může docházet k nepřesnostem měření. Výhodou clon je ale jejich snadné konstrukční provedení. [19]



Obrázek 6 Průběh tlaků na cloně [17]

Výpočet skutečného hmotnostního toku se odvozuje z Bernoulliho rovnice a rovnice kontinuity. Rovnice jsou bilancovány v prostoru potrubí před vstupem do clony a v těsné blízkosti za touto clonou. Symbol p_1 v Bernoulliho rovnici při výpočtu skutečného hmotnostního toku značí tlak před clonou a p_2 za clonou. [19]

Použitím těchto rovnic je získán vztah popisující skutečný hmotnostní průtok. [19]

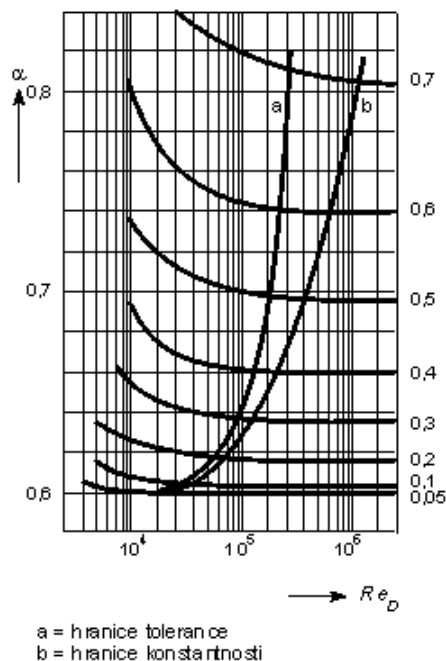
$$\dot{m}_{skut} = \rho \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - m^2}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho}} \quad (50)$$

V tomto vztahu se objevil výraz m , který se označuje jako poměr zúžení. V rovnici malé d značí průměr clony a velké D vnitřní průměr potrubí. [19]

$$m = \frac{d^2}{D^2} \quad (51)$$

Výše uvedený vzorec pro určení skutečného hmotnostního toku není úplný. Do výpočtu je třeba zařadit opravné koeficienty, které zohledňují chování proudění v blízkosti škrťacího prvku měřící tratě. Všechny opravné koeficienty jsou obsaženy v průtokovém součiniteli clony, který se značí α . Do tohoto součinitele je zahrnut poměr zúžení, třecí ztráty v potrubí a v místě samotné clony. Dále zohledňuje vířivé pohyby proudu, které vznikají před a za clonou. Je zde obsažen i fakt, že se za škrťacím prvkem z důvodu zužujících proudnic rychlost stále zvyšuje. [19]

Jelikož je průtokový součinitel závislý na mnoha faktorech, jeho hodnoty byly zjišťovány experimenty pro normované měřící tratě. Pomocí pokusem zjištěných hodnot se dále určila velikost tohoto součinitele pro konkrétní uspořádání clony a zkušebních podmínek při dodržení určitých pravidel. Při určení velikosti opravného součinitele se musela dodržet geometrická a hydrodynamická podobnost. Geometrická podobnost je charakterizována poměrem zúžení, odběry jednotlivých snímaných tlaků a samotným tvarem měřícího zařízení. Podobnost hydrodynamická je stanovena hodnotou Reynoldsova čísla. [19]



Obrázek 7 Normalizované hodnoty průtokového součinitele clony [19]

Hodnoty součinitele byly odečítány z tabulek a diagramů. Na výše uvedeném obrázku je uveden příklad takového diagramu. Jak již bylo zmíněno, hodnoty hydraulických ztrát jsou silně závislé na velikosti Reynoldsova čísla. Tato závislost je patrna i v tomto diagramu. Je zde vidět významná hranice konstantnosti. Vlevo od této hranice, v intervalu malých hodnot Reynoldsova čísla, je průtokový součinitel clony závislý na poměru zúžení a velikosti Reynoldsova čísla. Naopak v pravé části diagramu je hodnota součinitele závislá pouze na poměru zúžení uvedené v pravé části diagramu. Pro měření průtoku pomocí clony je tedy vhodnější, pokud je proudění zcela turbulentní a výsledná hodnota hmotnostního toku není ovlivněna závislostí na Reynoldsově číslu. [19]

Druhé opravné číslo, které je nutné do rovnice zařadit, je expanzní součinitel ϵ , který zohledňuje stlačitelnost proudícího plynu clonou. Při nižší hodnotě tlaku v prostoru clony dochází k expanzi a změně hustoty proudícího média. Hodnota tohoto opravného součinitele závisí na druhu protékající látky. Pro nestlačitelné kapaliny je jeho hodnota rovna jedné, u plynů nabývá hodnoty menší jak jedna. Dále pak závisí na poměru zúžení a tlakovém rozdílu na cloně. Podobně jako u průtokového součinitele clony jsou jeho hodnoty dohledatelné v tabulkách či diagramech. [19]

Pro hodnotu skutečného hmotnostního toku tedy platí následující vztah [19]. Rozdíl tlaků před a za clonou je označen symbolem Δp .

$$\dot{m}_{skut} = \rho \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \varepsilon \cdot \alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (52)$$

V současné době je použití monogramů pro určení průtokového součinitele clony a expanzivního součinitele problematické, jelikož mnoho měřících stanic je napojeno na počítačovou techniku. Proto byla zavedena norma ČSN EN ISO 5167, která definuje způsob výpočtu skutečného hmotnostního toku protékajícím kruhovým průřezem. Norma se skládá ze čtyř částí. V první části jsou vysvětleny principy měření, definovány fyzikální veličiny a termíny vyskytující se v dalších třech částech. Každá z těchto tří částí se poté zabývá konkrétním způsobem měření. Měření pomocí clon je uvedeno v ČSN EN ISO 5167-2. Třetí část se zabývá měření Venturiho dýzou a poslední díl normy specifikuje stanovování hmotnostního průtoku při použití Venturiho trubice. [18]

Norma ISO 5167-2 definuje způsob výpočtu hmotnostního toku clonou a určuje technické provedení clonového kotouče a odběr tlaků. [20]

$$\dot{m}_{skut} = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho} \quad (53)$$

C v tomto vzorci označuje součinitel průtoku. Jeho hodnota je závislá na Reynoldsově čísle vypočtené vzhledem k vnitřnímu průměru potrubí Re_D a poměru průměrů $\beta = \frac{d}{D}$, kde d značí průměr clonového otvoru a D vnitřní průměr potrubí před clonou. [20]

Tento součinitel lze spočítat dle Raeder-Harris/Gallagherovy rovnice. [20]

$$\begin{aligned} C = & 0,5961 + 0,0261 \cdot \beta^2 - 0,216 \cdot \beta^8 \\ & + 0,000521 \cdot \left(\frac{10^6 \cdot \beta}{Re_D}\right)^{0,7} \\ & + (0,0188 + 0,0063 \cdot A) \cdot \beta^{3,5} \cdot \left(\frac{10^6}{Re_D}\right)^{0,3} \\ & + (0,043 + 0,080 \cdot e^{-10 \cdot L_1} - 0,123 \cdot e^{-7 \cdot L_1}) \\ & \cdot (1 - 0,11 \cdot A) \cdot \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} \\ & - 0,031 \cdot (M_2 - 0,8 \cdot M_2^{1,1}) \cdot \beta^{1,3} \end{aligned} \quad (54)$$

Pro případy potrubí $D < 71,12$ mm je potřeba, aby k této rovnici byl přičten člen. [20]

$$+0,011 \cdot (0,75 - \beta) \cdot \left(2,8 - \frac{D}{25,4}\right) \quad (55)$$

Kde $L_1 = \frac{l_1}{D}$ je poměr vzdálenosti odběru předního tlaku od přední strany clonového kotouče a vnitřního průměru potrubí, $L_2 = \frac{l_2}{D}$ je poměr vzdálenosti zadního odběru tlaku od zadní strany clonového kotouče a vnitřního průměru potrubí. Příslušné vzdálenosti odběrů jsou definovány dle normy. Dále $A = \left(\frac{19\,000 \cdot \beta}{Re_D}\right)^{0,8}$ a $M_2 = \frac{2 \cdot L_2}{1 - \beta}$. [20]

Norma rozlišuje tři základní druhy odběrů tlaku. Při dodržení podmínek stanovených normou lze pro jednotlivé typy odběrů doplnit.

Pro koutové odběry. [20]

$$L_1 = L_2 = 0 \quad (56)$$

Pro clony s odběry tlaku ve vzdálenostech D a $D/2$ platí následující rovnice. Pro odběr předního tlaku. [20]

$$L_1 = 1 \quad (57)$$

A pro poměr vzdálenosti zadního odběru tlaku. [20]

$$L_2 = 0,47 \quad (58)$$

A pro přírubové odběry. [20]

$$L_1 = L_2 = \frac{25,4}{D} \quad (59)$$

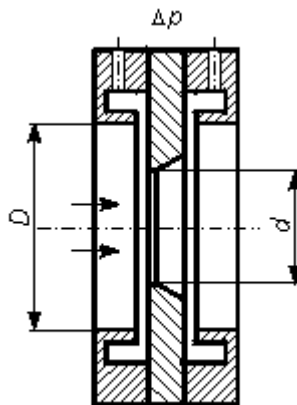
V příloze normy lze dohledat určité hodnoty součinitele průtoku. Jsou vypsány pro konkrétní vnitřní průměry potrubí v závislosti na poměrech průměrů a Reynoldsově čísle vztažené na vnitřní průměry.

Hodnota expanzního součinitele je dána vztahem. [20]

$$\varepsilon = 1 - (0,351 + 0,256 \cdot \beta^4 + 0,93 \cdot \beta^8) \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}}\right] \quad (60)$$

A podobně jako u součinitele průtoku jsou hodnoty součinitele pro určité podmínky dohledatelné v příloze normy.

Určení velikosti skutečného hmotnostního průtoku znamená určit okamžitou hodnotu součinitele průtoku definovaným normou. Součinitel průtoku je, jak bylo popsáno, závislý na hodnotě Reynoldsova čísla. Reynoldsovo číslo je ovšem samo závislé na hmotnostním průtoku. Z tohoto důvodu se určení součinitele a hmotnostního průtoku provádí pomocí iteračního výpočtu a odhadnutí prvotních hodnot. V příloze normy je uveden návod, jak tento iterační výpočet realizovat a jaké vstupní parametry dosadit do příslušných rovnic. [18]



Obrázek 8 Konstrukční řešení clony s koutovým odběrem tlaku [19]

4.3 Proudové pole ve válci motoru

Proudění se může pohybovat dvěma odlišnými způsoby, jak již bylo popsáno. Uvnitř válce motoru je vyžadováno dostatečné turbulentní prostředí, které se skládá z malých vírových útvarů. Tyto útvary podporují přípravu a tvorbu směsi paliva se vzduchem a jsou předpokladem pro správné zapálení a hoření směsi. Proudění ve válci vzniká jednak přirozenou cestou. Je dáno posouváním pístu, tlakovou vlnou při kompresi či různými teplotami ve válci. Na přirozené proudění má ale také vliv například provedení kanálů motorů, tvar a umístění spalovacího prostoru či systém vstřikování. [21]

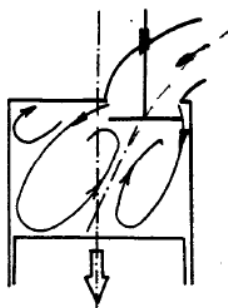
Malé vírové útvary lze definovat jako chaotické turbulence, které ale souvisí s nízkou hodnotou energie a její disipací. Pokud by tedy nedocházelo k přísunu energie těmto malým vírovým útvarům, došlo by k jejich zániku a přeměna chemické energie v palivu v tepelnou by se značně zkomplikovala. Ve fázi plnění a komprese tedy musí vznikat ve válci velké uspořádané pohyby, které těmto chaotickým turbulencím předávají svoji energii. [21]

4.3.1 Základní pohyby proudění ve válci motoru

V této kapitole jsou vyjmenovány základní pohyby proudění ve válci. V pracujícím motoru se nejčastěji uplatňuje více druhů těchto pohybů současně a výsledné proudění je pak dáno jejich vzájemným součtem. [21]

4.3.1.1 Prstencový vír

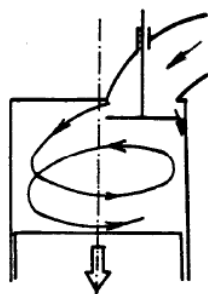
Natékáním proudu okolo ventilu a jeho následnému šíření uvnitř válce motoru vede ke vzniku prstencového víru. Pro uskutečnění tohoto víru je třeba, aby se plnicí kanál nacházel v blízkosti stěny válce. Je závislý na úhlu sedla ventilu a poloze ventilu vůči okraji válce. Vyznačuje se nízkou stabilitou, která vede k jeho brzkému zániku. [21]



Obrázek 9 Prstencový vír [21]

4.3.1.2 Swirl

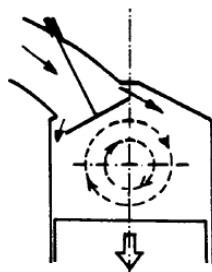
Jedná se o tečnou rotaci náplně. Základním principem tohoto víru je vznik rotačního momentu hybnosti vůči ose válce. Na jeho velikost a vznik má vliv tvar plnicího kanálu a jeho připojení na válec. Dále také tvar ventilu, sedla ventilu a orientace směru proudu do válce. [21]



Obrázek 10 Swirl [21]

4.3.1.3 Tumble

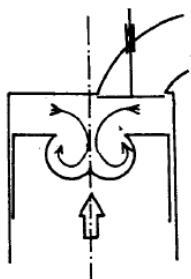
Tento válcový vír má osu rotace kolmou na osu válce. Na jeho průběh má značný vliv poloha kanálu vůči válci motoru. Ve fázi komprese je stabilnější v porovnání s tečnou rotací. [1]



Obrázek 11 Tumble [21]

4.3.1.4 Radiální vír

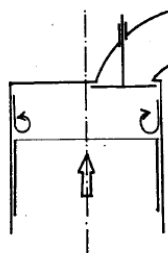
Při kompresi dochází k vytlačování náplně do spalovacího prostoru z místa kraje válce. Uplatnění radiálního víru přichází v úvahu, pokud se spalovací prostor nachází v pístu. Na tvarování pístu je též závislý. Jeho výhodou je, že se tvoří až na závěr komprese, tudíž vliv radiálního víru na fázi hoření je tedy možný i s jeho nízkou intenzitou. [21]



Obrázek 12 Radiální vír [21]

4.3.1.5 Další pohyby ve válci

V průběhu práce motoru vznikají ve válci další útvary, které ovlivňují proudové pole. Při posouvání pístu na stěně válce dochází k shrnutí a sbalování mezní vrstvy, která zapříčiňuje vznik koutového víru. Podstatou vzniku stěnového proudu jsou vady těsnění pístu, náplň může prostupovat do oblasti klikové skříně. Dále také vznikají víry obtokem okrajů dílčích úseků spalovacího prostoru. [1]



Obrázek 13 Koutový vír [21]

4.3.2 Fyzikální veličiny popisující vířivý pohyb

Každá částice vykonávající posuvný pohyb s rychlostí v o hmotnosti m se dá určit vektorovou veličinou, která se značí jako hybnost. [8]

$$\vec{p} = m \cdot \vec{v} \quad (61)$$

Vyjádřené jednotky hybnosti.

$$[p] = kg \cdot m \cdot s^{-1} \quad (62)$$

Pro rotační pohyb částice je zavedena veličina, která nese název moment hybnosti. Je dána vektorovým součinem polohového vektoru a hybností rotující částice. [8]

$$\vec{L} = \vec{r} \times \vec{p} = \vec{r} \times m \cdot \vec{v} \quad (63)$$

Moment hybnosti vyjádřený v jednotkách SI.

$$[L] = kg \cdot m^2 \cdot s^{-1} \quad (64)$$

Moment hybnosti je možný vyhodnotit v určitém objemu tekutiny a čase. Pro proudící tekutinu je výhodné pracovat s tokovou veličinou průtokový moment hybnosti. Průtokový moment hybnosti se určuje na určité definované ploše ohraničující objem. Fyzikálně lze tuto vektorovou veličinu popsat dle následující rovnice. [8]

$$\vec{G} = \frac{d\vec{L}}{dt} \quad (65)$$

Průtokový moment hybnosti a jeho fyzikální jednotky.

$$[G] = kg \cdot m^2 \cdot s^{-2} \quad (66)$$

Pro další posouzení velikosti průtokového momentu hybnosti je ukázán vzájemný vztah mezi touto veličinou a momentem síly, který je definován vektorovým součinem polohového vektoru a síly působící na myšlenou částici.

$$\vec{M} = \vec{r} \times \vec{F} = \vec{r} \times m \cdot \frac{d\vec{v}}{dt} = \frac{d}{dt} (\vec{r} \times m \cdot \vec{v}) = \frac{d\vec{L}}{dt} = \vec{G} \quad (67)$$

Z této rovnice lze usoudit, že velikost průtokového momentu hybnosti se dá číselně určit pomocí momentu náplně válce. Tento poznatek je využíván při měřících metodách průtokového momentu hybnosti.

4.3.3 Porovnávací čísla swirlu

Pro vyhodnocení schopnosti kanálu spalovacích motorů vytvářet rotační pohyb náplně byla zavedena bezrozměrná porovnávací čísla, v anglické literatuře označována jako Swirl Number [11]. Firma AVL je naopak značí jako Swirl Ratio [15]. Vírových čísel vznikla celá řada. Tato práce je zaměřena na vírová čísla definovaná podle firem Ricardo a AVL, která jsou nejčastěji používána v automobilovém průmyslu [11]. Vírová čísla swirlu jsou určena na základě okamžitého průtokového momentu hybnosti vířivého pohybu při jednotlivých zdvizích ventilu. Ve skutečně pracujícím motoru je okamžitá hodnota průtokového momentu hybnosti dána úhlem natočení klikové hřídele během plnicího procesu. Z vírových čísel lze dále vyhodnotit vírové koeficienty charakterizující průměrnou schopnost kanálu vytvořit rotační pohyb náplně. V anglické literatuře jsou tato bezrozměrná čísla označována jako Swirl Ratio [11]. Firma AVL je označuje jako Swirl Number a používá tedy opačné značení vírových čísel a koeficientů [15].

4.3.3.1 Vírové číslo dle firmy Ricardo

Při určení velikosti vírového čísla používaného firmou Ricardo se vychází z poměru tangenciální rychlosti vířivého pohybu k jeho ideální rychlosti [11]. Tento poměr je definován následujícím vztahem [5].

$$N_{SR} = \frac{B \cdot \omega_D}{v_2} \quad (68)$$

Ve vztahu vystupující ω_D značí úhlovou rychlost vířivého pohybu a v_2 určuje rychlost proudění procházející v mezeře mezi ventilem a sedlem. Ideální rychlost proudění byla odvozena v předchozí kapitole s uvažováním stlačitelnosti i nestlačitelnosti proudícího média při stacionární zkoušce.

Pokud se uvažuje vířivý pohyb pomocí modelu tuhého tělesa, lze průtokový moment hybnosti vířivého pohybu rozepsat v závislosti na průtokovém momentu setrvačnosti. [5]

Pro průtokový moment setrvačnosti náplně válce platí. [22]

$$I_D = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{B}{2}\right)^2 \cdot \dot{m}_{skut} \quad (69)$$

A hledaný vztah je poté.

$$G = I_D \cdot \omega_D = \frac{\dot{m}_{skut} \cdot B^2}{8} \cdot \omega_D \quad (70)$$

Vyjádřením úhlové rychlosti vířivého pohybu a následným dosazením do původní rovnice vírového čísla se získá tvar vírového čísla dle firmy Ricardo v závislosti na průtokovém momentu hybnosti. [5]

$$N_{SR} = \frac{8 \cdot G}{\dot{m}_{skut} \cdot B \cdot v_2} \quad (71)$$

4.3.3.2 Vírové číslo dle firmy AVL

Další vírové číslo, které lze určit při jednotlivých zdvizech ventilu je vírové číslo podle metody AVL. Metoda podle AVL má odlišný přístup pro určení intenzity swirlu ve válci motoru. Podstatou této metody je poměr otáček náplně válce k ose válce vzhledem k otáčkám fiktivního motoru. [5]

$$N_{SA} = \frac{n_D}{n} \quad (72)$$

Otáčky fiktivního motoru se získají za předpokladu, že se hmotnostní tok naměřený při stacionární zkoušce rovná hmotnostnímu toku, který protéká fiktivním motorem. Z toho vyplývá předpoklad, že se axiální rychlost náplně rovná střední rychlosti pístu C_m . Pro průtočné množství uvnitř fiktivního válce platí. [5]

$$\dot{V}_{skut} = \frac{\pi B^2}{4} \cdot C_m \quad (73)$$

Dosazením za střední rychlost pístu. [5]

$$\dot{V}_{skut} = \frac{\pi B^2}{4} \cdot 2 \cdot S \cdot n \quad (74)$$

V této rovnici S značí zdvih pístu, otáčky fiktivního motoru jsou tedy rovny.

$$n = \frac{2 \cdot \dot{V}_{kut}}{\pi \cdot B^2 \cdot S} \quad (75)$$

Dále se vyjádří závislost průtokového momentu hybnosti na otáčkách náplně. [5]

$$G = \rho \cdot \dot{V}_{skut} \cdot \frac{B^2}{8} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_D \quad (76)$$

Otáčky náplně se rovnají.

$$n_D = \frac{4}{\pi \cdot \rho \cdot \dot{V}_{skut} \cdot B^2} \cdot G \quad (77)$$

Dosazením otáček náplně a fiktivního motoru do původní rovnice (72) se získá hodnota vírového čísla podle firmy AVL. [5]

$$N_{SA} = \frac{2 \cdot S}{\rho \cdot \dot{V}_{skut}^2} \cdot G \quad (78)$$

Hodnota vírového čísla převedená na tvar, ve kterém se vyskytuje hmotnostní průtok.

$$N_{SA} = \frac{2 \cdot S \cdot \rho}{\dot{m}_{skut}^2} \cdot G \quad (79)$$

Firma AVL též zavádí redukované vírové číslo pro takzvaný čtvercový motor. Pro čtvercový motor platí rovnost velikosti vrtání a zdvihu [1]. Matematicky lze redukované vírové číslo vyjádřit. [14]

$$(N_{SA})_{red} = N_{SA} \cdot \frac{B}{S} \quad (80)$$

Závislost vírových čísel dle firmy Ricardo a AVL je odvozena následujícím způsobem.

$$\frac{N_{SR}}{N_{SA}} = \frac{8 \cdot G}{\dot{m}_{skut} \cdot B \cdot v_2} \cdot \frac{\dot{m}_{skut}^2}{2 \cdot S \cdot \rho \cdot G} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{skut}}{B \cdot S \cdot v_2 \cdot \rho} \quad (81)$$

Pro získání vzájemného vztahu vírových čísel a průtokového čísla, je třeba vyjádřit skutečný hmotnostní tok ze vztahu pro průtokové číslo (31).

$$\dot{m}_{skut} = N_v \cdot \rho \cdot \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} \cdot v_2 \cdot C_f \quad (82)$$

A dosazením se získá požadovaná závislost vírových čísel na průtokovém čísle.

$$\frac{N_{SR}}{N_{SA}} = N_v \cdot \frac{\pi \cdot D_V^2 \cdot C_f}{B \cdot S} \quad (83)$$

4.3.3.3 Vírový koeficient dle firmy Ricardo

Hodnocení souhrnných vlastností kanálů spalovacích motorů se tedy uskutečňuje pomocí vírových koeficientů. Velikost těchto koeficientů je závislá na jednotlivých vírových číslech, které jsou měřeny při určitých zdvizích ventilu. Stanovení hodnoty tohoto porovnávacího čísla je založeno na pohybu víru, který je uvažován modelem tuhého tělesa. Toto těleso má na konci plnicího procesu moment hybnosti rovný integračnímu součtu hodnot průtokových momentů hybnosti vznikajících během celého sacího procesu. [11]

Vyhodnocení vírového koeficientu dle firmy Ricardo je založeno na poměru úhlové rychlosti souhrnného vířivého pohybu náplně a odpovídající úhlové rychlosti motoru. [5]

$$R_{SR} = \frac{\omega_C}{\omega_E} \quad (84)$$

Pro určení odpovídající úhlové rychlosti motoru je třeba znát celkovou hmotnost náplně m_e ve válci skutečného motoru. Metoda dle firmy Ricardo uvažuje, že médium začíná proudit do prostoru válce v okamžiku, kdy se otevírají sací ventily. A zároveň sací proces končí v okamžiku uzavření sacích ventilů. [5]

$$m_e = \int_{t_1}^{t_2} \dot{m}_e \cdot dt = \frac{\pi}{4} \cdot B^2 \cdot S \cdot \rho_e \cdot \mu_v \quad (85)$$

\dot{m}_e je hmotnostní tok procházející kanály skutečně pracujícího motoru v době definované dle firmy Ricardo, ρ_e je hustota vzduchu ve válci, μ_v je objemová účinnost, která nabývá hodnoty 1 vzhledem k základním předpokladům metod podle firem Ricardo a AVL. [5]

Hmotnostní tok procházející reálně pracujícím motorem lze rozepsat definičním vztahem průtokového čísla, které se určuje při stacionární zkoušce. Pro dodržení tohoto předpokladu je nutné, aby proudící médium v reálném chodu motoru a při stacionární zkoušce bylo turbulentní. Závislost hmotnostního toku na rychlosti média v_{2e} v oblasti sedla ventilu skutečného motoru lze tedy napsat ve tvaru. [5]

$$\dot{m}_e = \rho_e \cdot N_v \cdot \frac{\pi \cdot D_V^2}{4} \cdot v_{2e} \cdot C_f \quad (86)$$

Pro celkovou hmotnost je tak získán vztah. [5]

$$m_e = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \rho_e \cdot N_v \cdot \frac{\pi \cdot D_V^2}{4} \cdot v_{2e} \cdot C_f \cdot \frac{dt}{d\varphi} \cdot d\varphi \quad (87)$$

Úhlová rychlost motoru je rovna. [5]

$$\omega_E = \frac{d\varphi}{dt} \quad (88)$$

Rovnici pak lze upravit na tvar.

$$m_e = \frac{\rho_e \cdot N_v \cdot v_{2e}}{\omega_E} \cdot \frac{\pi \cdot D_V^2}{4} \cdot \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} C_f \cdot d\varphi \quad (89)$$

Úpravou celkové hmotnosti a vyjádřením ω_E se získá požadovaná úhlová rychlost motoru. [5]

$$\omega_E = \frac{N_v \cdot v_{2e} \cdot D_V^2}{B^2 \cdot S} \cdot \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} C_f \cdot d\varphi \quad (90)$$

Pro další postup je třeba určit úhlovou rychlost vířivého pohybu náplně obsahující veškeré médium získané během sacího procesu. Moment hybnosti na konci sacího procesu je roven integračnímu součtu dílčích průtokových momentů hybnosti při jednotlivých zdvizích ventilu. [5]

$$\int_{t_1}^{t_2} G_E \cdot dt = I_c \cdot \omega_c = \frac{m_e \cdot B^2}{8} \cdot \omega_c \quad (91)$$

Následně je zde rozepsán upravený vztah pro určení vírového čísla dle firmy Ricardo. [5]

$$N_{SR} = \frac{8 \cdot G_E}{m_e \cdot B \cdot v_{2e}} \quad (92)$$

Úpravou vírového čísla, hmotnostního toku a dosazením do předchozí rovnice je získána úhlová rychlost vířivého pohybu náplně na konci sacího procesu. [5]

$$\omega_c = \frac{v_{2e} \cdot \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} C_f \cdot N_{SR} \cdot d\varphi}{B \cdot \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} C_f \cdot d\varphi} \quad (93)$$

Porovnáním těchto úhlových rychlostí je získán výsledný vírový koeficient podle firmy Ricardo. [5]

$$R_{SR} = \frac{B \cdot S}{N_v \cdot D_V^2} \cdot \frac{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} C_f \cdot N_{SR} \cdot d\varphi}{\left[\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} C_f \cdot d\varphi \right]^2} \quad (94)$$

Zlomek v definici vírového koeficientu se v anglické literatuře často označuje L_D . [5]

$$L_D = \frac{B \cdot S}{N_v \cdot D_V^2} \quad (95)$$

Je zapotřebí zdůraznit, že vírový koeficient je závislý na konkrétním profilu zdvihu ventilu a tedy tvaru vačky. Tím se jeho vyhodnocení podstatně liší oproti metodě dle AVL, jak bude v následující kapitole vysvětleno. Velikost vírového koeficientu podle firmy Ricardo je také určena geometrií a konstrukčním řešením motoru, ve vzorci se objevuje vrtání motoru, zdvih pístu, vnitřní průměr sedla ventilu a počet sacích ventilů.

4.3.3.4 Vírový koeficient dle firmy AVL

Metoda AVL na rozdíl od předchozího postupu uvažuje proces plnění válce pouze od horní do dolní úvrati pohybu pístu podobně jako u průměrného průtokového koeficientu AVL. Časový interval integrace je tedy opět kratší s porovnání vírového koeficientu podle firmy Ricardo. Integrace se též realizuje pomocí standardní zdvihové křivky, nikoliv podle reálné zdvihové křivky. Firma AVL tento koeficient definovala jako průměrnou hodnotu N_{SA} v tomto časovém rozmezí vynásobenou poměrem druhé mocniny okamžité rychlosti pístu a střední rychlosti pístu. [5]

$$R_{SA} = \frac{1}{\pi} \cdot \int_0^{\pi} N_{SA} \cdot \left(\frac{C_{(\varphi)}}{C_m} \right)^2 \cdot d\varphi \quad (96)$$

Podobně jako pro vírové číslo firma AVL definovala takzvaný redukovaný vírový koeficient pro čtvercový motor. Vírový koeficient je upraven poměrem vrtání a zdvihu. [15]

$$(R_{SA})_{red} = R_{SA} \cdot \frac{B}{S} \quad (97)$$

Jednoduchý převod mezi vírovými koeficienty podle firmy Ricardo a AVL není možný. Důvodem je opět různý průběh zdvihové křivky a s tím spojený rozdílný způsob integrace.

4.3.3.5 Nový pohled na vyhodnocení vírového koeficientu

Tato nová metoda se snaží zpřesnit vyhodnocení vírových charakteristik [5]. Metody AVL a Ricardo předpokládají tlakový spád mezi sacím potrubím a válcem motoru za konstantní v průběhu sání, objemovou účinnost za stoprocentní a vliv zbytkových plynů, které zůstávají uvnitř válce po fázi výfuku, za zanedbatelný. Tyto podmínky ovšem nejsou ve skutečně pracujícím motoru splněny, proto se tato nová metoda snaží upravit postup výpočtu vírového čísla dle firmy Ricardo, aby více odpovídala realitě. Ve vztahu přibude člen ε vyjadřující kompresní poměr. Předpoklad konstantního tlaku se nahrazuje tlakem $\Delta p_e(\varphi)$ závislým na úhlu otočení klikové hřídele během plnicího procesu. Objemová účinnost μ_v je hodnotou daného typu motoru a hmotnost zbytkových plynů se připočítává k celkové hmotnosti náplně na konci procesu sání. [5]

Uvažováním těchto předpokladů je získán upravený vírový koeficient dle firmy Ricardo. [5]

$$R_S = \frac{(\varepsilon - 1) \cdot \mu_v}{\varepsilon} \cdot \frac{B \cdot S}{N_v \cdot D_V^2} \cdot \frac{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \Delta p_e \cdot C_f \cdot N_{SR} \cdot d\varphi}{\left[\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sqrt{\Delta p_e} \cdot C_f \cdot d\varphi \right]^2} \quad (98)$$

Potíží upraveného vírového koeficientu je určení objemové účinnosti a okamžitého tlakového rozdílu. Hodnoty těchto veličin v pracujícím motoru mohou být změřeny senzory, problém ale nastává při prvotním návrhu motoru. Jejich hodnoty lze získat specializovaným softwarem založenými na termodynamických simulacích motoru. Jedná se například o Boost nebo GT-Power software. [5]

4.3.4 Vírová čísla a koeficienty vírového pohybu tumble

Stanovení bezrozměrných porovnávacích čísel tumble probíhá obdobným způsobem jako u swirlu. Tumble se tedy též vyhodnocuje vírovými čísly a koeficienty dle metody firem AVL a Ricardo za stejných podmínek, které tyto dvě metody definovaly. Z toho vyplývá, že i jejich vzájemný přepočít je stejný jako u swirlu. [11]

Tumble vírové číslo dle firmy Ricardo v závislosti na průtokovém momentu hybnosti tumble.

$$N_{TR} = \frac{8 \cdot G_T}{\dot{m}_{skut} \cdot B \cdot v_2} \quad (99)$$

Tumble vírové číslo podle firmy AVL.

$$N_{TA} = \frac{2 \cdot S \cdot \rho}{\dot{m}_{skut}^2} \cdot G_T \quad (100)$$

Redukované tumble vírové číslo dle firmy AVL.

$$(N_{TA})_{red} = N_{TA} \cdot \frac{B}{S} \quad (101)$$

Tumble vírový koeficient definovaný firmou Ricardo.

$$R_{TR} = \frac{B \cdot S}{N_v \cdot D_V^2} \cdot \frac{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} C_f \cdot N_{TR} \cdot d\varphi}{\left[\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} C_f \cdot d\varphi \right]^2} \quad (102)$$

Tumble vírový koeficient určený firmou AVL.

$$R_{TA} = \frac{1}{\pi} \cdot \int_0^\pi N_{TA} \cdot \left(\frac{C(\varphi)}{C_m} \right)^2 \cdot d\varphi \quad (103)$$

V redukovaném tvaru.

$$(R_{TA})_{red} = R_{TA} \cdot \frac{B}{S} \quad (104)$$

A stejně tak jako u swirlu lze upravit koeficient podle firmy Ricardo, aby více odpovídal reálnému pracujícímu motoru.

$$R_T = \frac{(\varepsilon - 1) \cdot \mu_v}{\varepsilon} \cdot \frac{B \cdot S}{N_v \cdot D_V^2} \cdot \frac{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \Delta p_e \cdot C_f \cdot N_{TR} \cdot d\varphi}{\left[\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sqrt{\Delta p_e} \cdot C_f \cdot d\varphi \right]^2} \quad (105)$$

4.4 Experimentální měření swirlu a tumble

Potřebná data pro vyhodnocení porovnávacích vírových struktur uvnitř válce motoru lze změřit na aerodynamické trati. Rozlišují se dva základní způsoby měření, které lze označit jako kontaktní a bezkontaktní. Prvním z nich je měření kontaktní, které se vyznačuje umístěním měřicího zařízení přímo do aerodynamické tratě. Tato metoda je v porovnání s bezkontaktním měřením jednodušší na realizaci. Bezkontaktní způsob měření naopak umožňuje vyhodnotit i další parametry, mezi které lze zahrnout i průtok proudícího vzduchu aerodynamickou tratí.

4.4.1 Kontaktní měření swirlu na aerodynamické trati

Model hlavy válců nebo skutečná hlava válců s konkrétním uspořádáním sacích a výfukových kanálů je položena na trubku s vnitřním průměrem rovným vrtání válce a společně jsou umístěny na vyrovnávací nádobu. Je důležité, aby proudění bylo v oblasti plně vyvinuté turbulence. Z tohoto důvodu se tlakový spád volí stejný jako u měření průtokových vlastností. Započítání vlivu stlačitelnosti proudícího média je opět volbou příslušné měřicí stanice. Firmy AVL a Ricardo znovu vliv stlačitelnosti zanedbávají [5]. Tlakový pokles, který se během zkoušky udržuje na konstantní velikosti, je určen rozdílem tlaku atmosférického a podtlaku ve vyrovnávací nádobě. Je zřejmé, že způsob měření vírových vlastností kanálu na aerodynamické trati je zidealizovanou zkouškou. Ve skutečně pracujícím motoru je tlak v kanálech motoru proměnný. Pro spalovací motory, které využívají přirozené saní náplně do válce, je obvykle tlak v okamžiku sání v sacích kanálech pod hodnotou a u motorů přeplňovaných nad hodnotou atmosférického tlaku [3]. Je doporučeno umístit měřicí zařízení ve vzdálenosti 1,75 násobku vrtání válce od hlavy válců. Tato vzdálenost je kompromisem mezi dostatečným rozvinutím swirlu a jeho rozpadem [11]. Měřené hodnoty se získávají při jednotlivých zdvizích ventilu. Měření průtokového momentu hybnosti se provádí lopatkovým nebo impulzním měřičem víření [11].

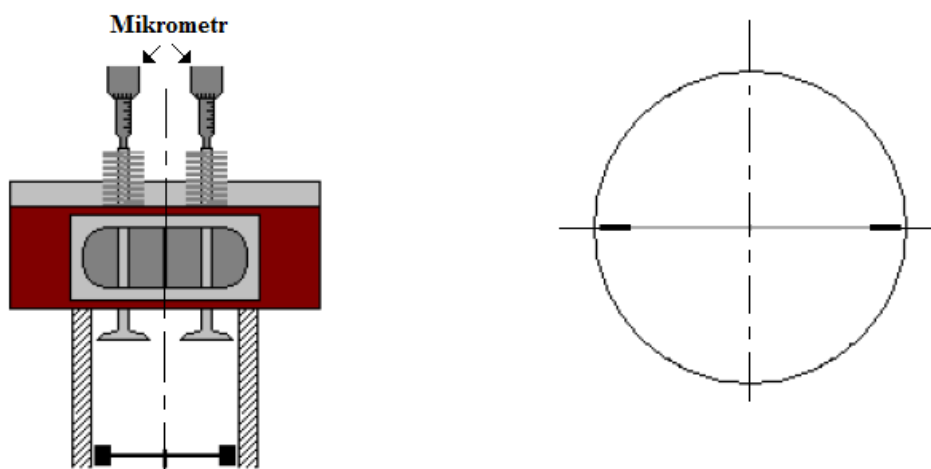
Základním předpokladem pro vyhodnocení vířivého pohybu je uvažování víru jako modelu tuhého tělesa. Tato idealizace předpokládá rotaci celého objemu náplně. Tangenciální neboli též obvodová rychlost náplně lineárně narůstá se zvětšující se vzdáleností od středu rotace, axiální rychlost je považována za konstantní. [23]

Bylo zjištěno, že s rostoucí vzdáleností proudění od hlavy válce se reálné proudění ve válci blíží k idealizovanému modelu. Poloha středu víru se více blíží k ose válce a průběh tangenciální rychlosti se více blíží k lineární funkci. [23]

4.4.1.1 Lopatkový měřič víření

Lopatkovým měřičem víření, nebo též rotačním anemometrem, se měří otáčky vírového pohybu za pomoci speciálních snímačů. Tvar měřiče není normalizován a existují různé druhy tohoto anemometru. Jedinou zvyklostí je ztotožnění osy lopatky s osou válce. Dále se doporučuje, aby velikost válce byla rovna 2,5 násobku vrtání válce z důvodu neovlivnění proudění za měřicí lopatkou [1]. Používá se dvoulistá nebo čtyřlistá lopatka

[23]. Tvar lopatky se liší v závislosti na uživateli, charakteristickým rozměrem pro určení průměru lopatky je vrtání válce.



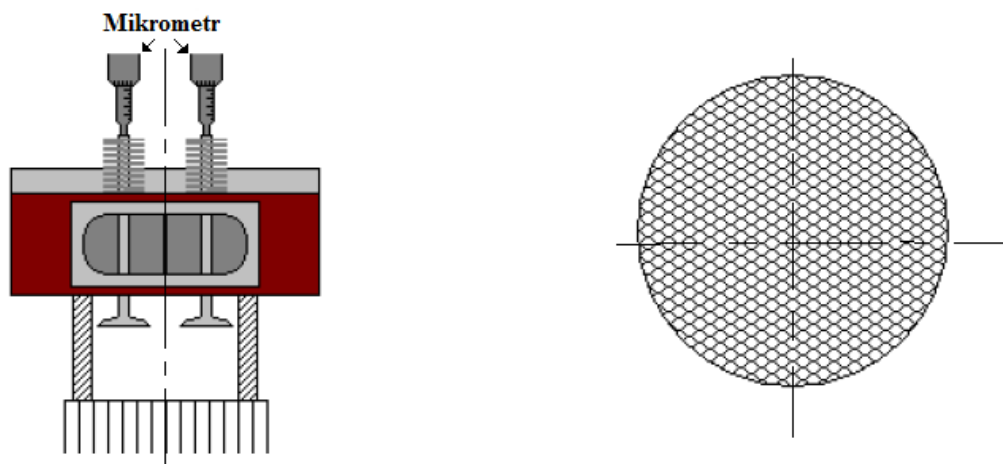
Obrázek 14 Lopatkový měřič víření [24] (doplněny osy, přeloženo)

Nicméně přeměna otáček vířivého pohybu swirlu na otáčky lopatky není bezchybná. Bylo dokázáno, že anemometr podhodnocuje hodnoty porovnávacích čísel swirlu až o 60 % [11]. Podhodnocení výsledků může být zapříčiněno například tím, že osa rotace swirlu nemusí být shodná s osou válce. Další možnou příčinou je tření v uložení lopatky, které způsobuje odpor jejího pohybu. Tato skutečnost zapříčiní, že naměřené otáčky lopatky zcela neodpovídají otáčkám vírového pohybu [23]. Experimenty bylo dále zjištěno, že předpoklad konstantní axiální rychlosti na dané vzdálenosti od hlavy válce není splněn. Navíc dochází i ke změně rychlosti v axiálním směru v závislosti na vzdálenosti od hlavy válce [23].

4.4.1.2 Impulzní měřič víření

Impulzním měřičem víření měříme průtokový moment hybnosti swirlu přímou cestou. Nejčastěji se ke stanovení této charakteristické veličiny swirlu používá voštinový kotouč umístěný ve válci. Dochází k usměrnění proudu vzduchu, který za kotoučem proudí pouze ve směru osy válce. Pokud vycházející proud za měřícím elementem protéká zcela v tomto přímém směru, příslušná složka průtokového momentu hybnosti se v ideálním případě přemění na reakční moment měřícího zařízení. Principem měření je tedy určení tohoto vzniklého krouticího momentu, který má tendenci natočit kotouč upevněný například na pružinu. Bylo zjištěno, že na rozdíl od lopatkového měřiče víření, impulzní metoda víření nezávisí na rozložení rychlosti v axiálním směru [1]. S rostoucí vzdáleností

voštinového kotouče se především vlivem mezní vrstvy u stěny válce postupně snižuje osová složka průtokového momentu hybnosti. Z tohoto důvodu se volí zmíněná standardní vzdálenost od hlavy válce, která je kompromisem mezi vyvinutím tangenciálního víru a jeho útlumem vlivem mezní vrstvy.

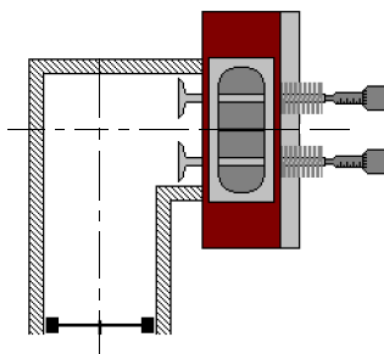


Obrázek 15 Impulzní měřič víření [24] (doplňeny osy, přeloženo)

S porovnáváním s lopatkovým měřičem víření jsou získávány lepší výsledky, proto je v současné době více používán impulzní měřič pro měření vírových charakteristik kanálů [11]. Důvodem je, že na přesnosti měření se ve větší míře projeví pouze výše popsané ztráty způsobené mezní vrstvou.

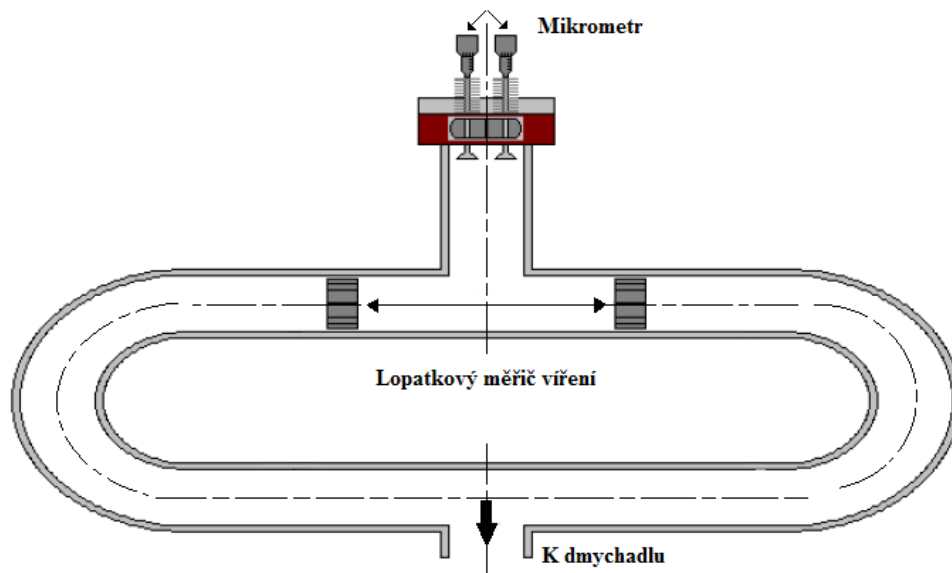
4.4.2 Kontaktní měření tumble na aerodynamické trati

Měření tumble podobně jako u swirlu není normalizováno. Podstatou kontaktního měření je převedení pohybu tumble na vířivý pohyb swirlu v kolmo umístěné trubici, ve které je umístěn lopatkový či impulzní měřič víření. Mezi základní techniky této transformace patří typ L a T. [11]



Obrázek 16 Měření tumble pomocí L-trubice [24] (doplňeny osy)

Vzdálenější část kolmé trubice působí jako fiktivní dno pístu, které má snahu vyvolat stejnou intenzitu tumble jako ve skutečném motoru. Ovšem tento fiktivní píst je stále ve stejné poloze pro všechny zdvihy ventilu, což odporuje skutečnému běhu motoru. [11]



Obrázek 17 Měření tumble pomocí T-trubice [24] (doplňeny osy, přeloženo)

Tento způsob měření je využíván různými uživateli ale i firmou Ricardo. Firma Ricardo doporučuje, aby vzdálenost mezi povrchem hlavy válce a středem kolmé trubice byla rovna velikosti poloviny vrtání válce zvětšené o 20 mm a měřič víření byl umístěn půl metru za spojením kolmé trubky na válec odpovídajícího průměru. [11]

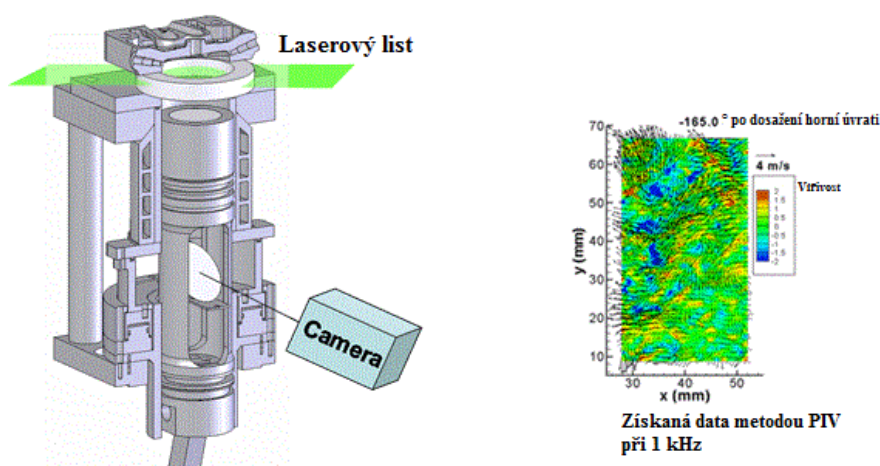
Převodění vířivého pohybu tumble je spojeno se ztrátami v kolmo položené trubici a je též ovlivněno změnou směru proudění. Ve spojení s přeměnou průtokového momentu hybnosti pomocí lopatkového či impulzního měřiče víření vede k nepřesnostem vyhodnocení tumble. I přes tato omezení je kontaktní měření tumble všeobecně používáno. [11]

4.4.3 Bezkontaktní optické metody

Kontaktní měření pomocí lopatkového a impulzního měřiče víření je nejlevnější a nejrychlejší metodou pro určení potřebných hodnot pro vyhodnocení vírových pohybů uvnitř válce motoru. Ovšem tyto dvě metody mají své nedostatky. Impulzní a lopatkový způsob měření vyhodnocuje vírová čísla a koeficienty pouze při pevně daném zdvihu ventilu a tvaru vačky. Stav proudového pole může být ale značně odlišný při pohybu ventilu ve skutečně fungujícím motoru. Největší problém nastává u motorů s variabilním

časováním otevírání ventilů, u kterých může nastat mnoho proudových stavů uvnitř válce v závislosti na otáčkách motoru. Dále, proudění ve válci motoru je ve skutečnosti trojrozměrné, což tyto dva způsoby měření nemohou vystihnout. Třetím problémem je jejich předpoklad chování vírů jako modelu tuhého tělesa, který ve skutečně fungujícím motoru není splněn. I přes tato negativa jsou tato zařízení široce používána. [25]

Pomocí optických metod se měří rychlostní pole proudícího média. Z naměřených hodnot rychlostí se dále vyhodnocují další parametry, mezi které patří kromě vírových čísel také objemový průtok. Je možné pomocí optických metod při použití speciální aparatury simulovat proudění uvnitř válce za skutečných podmínek pracujícího motoru. Takto získané výsledky by měly více odpovídat reálnému proudovému stavu motoru. Nevýhodou optických metod je mít k dispozici speciální měřicí přístroje, které mohou zvýšit výslednou cenu výzkumu a vývoje motoru. Pro optické metody je třeba upraveného válce, který zajišťuje průchod světelného paprsku. Potřebný je též speciálně navržený píst a zrcadlově odrazecí systémy, které jsou často používány pro průchod paprsku. Dále jsou součástí vybavení lasery, vysokorychlostní kamery, filtry a čočky [25]. Naměřené hodnoty se zpracovávají a vyhodnocují pomocí počítačové techniky.



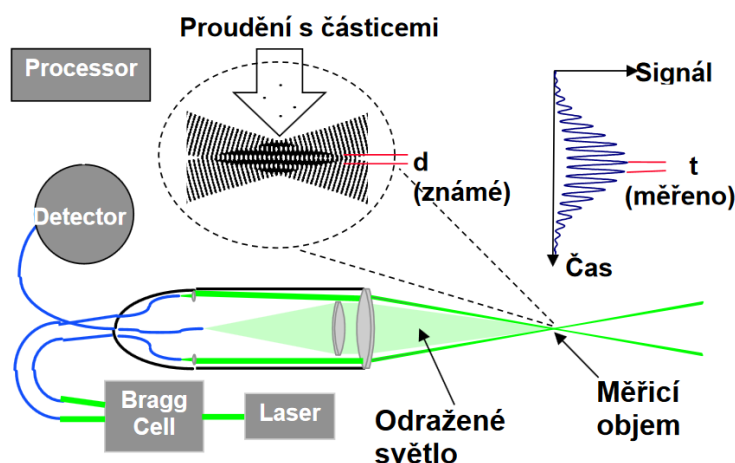
Obrázek 18 Ukázka optické metody PIV [26] (přeloženo)

4.4.3.1 LDA

Laserová dopplerovská anemometrie, v anglické literatuře pojmenována jako Laser Doppler Velocimetry či Laser Doppler Anemometry, je založena na Dopplerově jevu. Jak již z názvu vyplývá, zdrojem světla je laser, který vysílá paprsek procházející

měřeným médiem. Nutnou podmínkou měření je výskyt částic v proudícím médiu, které rozptylují procházející záření. Tato částice je novým zdrojem záření. Pokud je částice v pohybu vůči zdroji záření, dochází k Dopplerovu jevu, rozptýlené záření má jinou frekvenci vůči frekvenci zdroje [27]. Dopadající rozptýlené záření se snímá z interferenčního obrazce na detektoru a vyhodnocuje se rychlost proudícího média v daném místě měření.

Výhodou je, že se jedná o absolutní měření, tudíž je získána absolutní hodnota velikosti rychlosti. Není potřeba žádné kalibrace a pozorovaný proud není měřením ovlivněn. Nutnou podmínkou pro dopplerovskou anemometrii je výskyt částic v proudícím médiu, které se do proudící tekutiny obvykle musí zavést uměle. Pro správné měření musí být měřené médium průhledné a částice by měly být schopny sledovat proudění zkušebního média, tedy hustota částic by měla být v ideálním případě rovna hustotě proudícího vzduchu, což může být těžko splnitelné. [28]



Obrázek 19 Princip metody LDA [29]

Z důvodu malého rozdílu frekvence zdroje a rozptýleného záření způsobené částicí je důležité, aby zdroj záření byl monochromatický a koherentní. Monochromatický zdroj světla dodává konstantní hodnotu frekvence a tedy i vlnové délky. Koherentní vlnění jsou vlnění o stejné frekvenci, zároveň u nich platí, že fázový rozdíl v libovolně zvoleném bodě je s časem neměnný. Jako zdroj monochromatického koherentního záření se používá laser a jeho paprsek vycházející ze zdroje se rozčlení na dva. Rozdíl původní a odražené frekvence závisí kromě rychlosti částice unášené médiem, také na směru zdroje světla. Z tohoto důvodu se odražené záření skládá ze dvou složek, které mají rozdílné frekvence způsobené Dopplerovým jevem. Tyto dvě složky záření interferují na detektoru a vzniká Dopplerův zákmit sloužící jako vyhodnocovací signál, který odpovídá kolmé rychlosti

částice na osu optického zařízení a nacházející se v rovině paprsků [30]. Detektor totiž není schopný zachytit samotnou frekvenci odraženého záření z důvodu její vysoké velikosti. [27]

Pro zjištění rychlosti w_{\perp} proudícího média platí následující vztahy. [29]

$$d = \frac{\lambda}{2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (106)$$

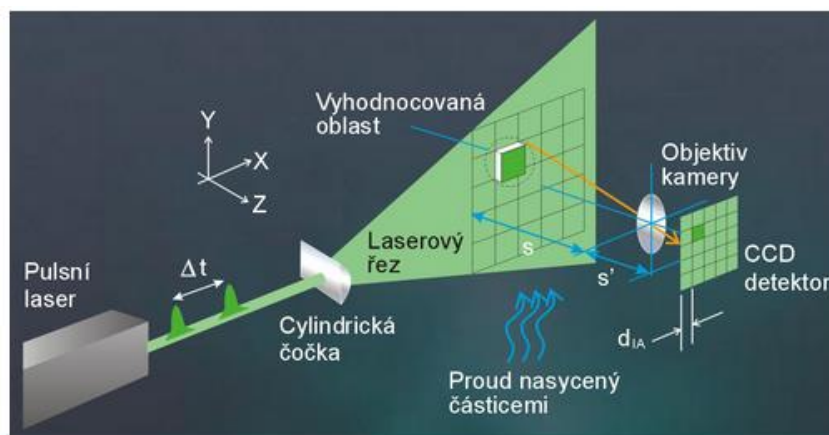
Ve vztahu λ je vlnová délka použitého záření, α je úhel mezi paprsky.

A pro rychlost je potřeba tedy znát velikost frekvence Dopplerova zákmitu.

$$w_{\perp} = d \cdot f_D \quad (107)$$

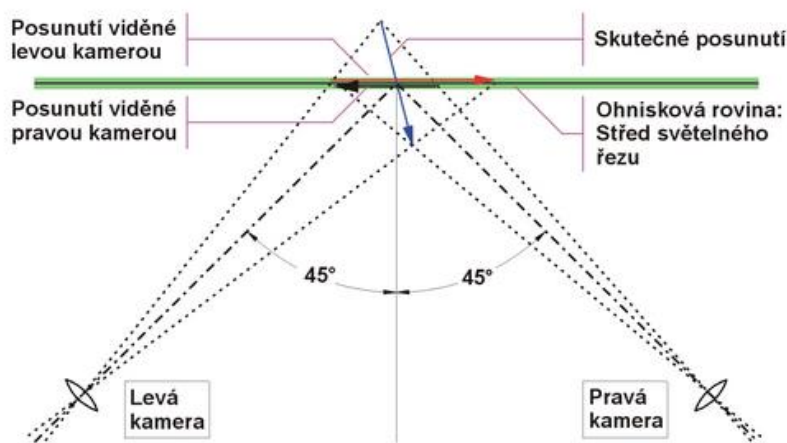
4.4.3.2 PIV

Rovinná laserová anemometrie, v anglické literatuře označovaná jako Particle Image Velocimetry, má s metodou LDA společné značkování tekutiny částicemi a zdrojem světelného záření je též laser. Laser se používá pulzní s dvojicí trubic se společným výstupem. Laserový paprsek je pomocí válcové optiky rozevřen do výseče, do takzvaného laserového listu. Měřená rovinná oblast je tedy osvětlena dvojicí pulzů. Speciální kamerou, která je umístěna kolmo na měřenou plochu, synchronizovaná s pulzy laseru, se zaznamenají oba snímky částic v měřené oblasti. Nejčastěji je používána CCD nebo C MOS kamera [31]. Pomocí speciálního softwaru využívající pokročilé korelační algoritmy se vyhodnotí posun zaznamenaných částic unášených proudem a při známém času mezi oběma snímky lze zjistit velikost dvou složek rychlosti v osvětlené rovině. Částice je třeba mít nasnímané v dobré kvalitě, nesmí docházet k jejich rozostření. Pulzy vzniklé v laseru tudíž musí proběhnout ve velmi krátké době a optiku je třeba správně seřadit za pomocí soustav čoček [31]. Na rozdíl od LDA se tedy měření uskutečňuje v rovině, nikoliv prakticky bodově na částici.



Obrázek 20 Princip Rovinné laserové anemometrie [32]

Firma AVL vyhodnocuje vírové charakteristiky pomocí metody 3D Particle Imaging Velocimetry, v českém překladu prostorová laserová anemometrie. Prostorová laserová anemometrie umožňuje měřit nejen složky v rovině laserového listu, ale s mírně horší přesností i složku rychlosti k laserovému listu kolmou. Dokáže tedy měřit i velice komplikovaná proudová pole. [33]



Obrázek 21 Princip prostorové laserové anemometrie [34]

Principiálně je tato metoda obdobná konvenční rovinné laserové anemometrii. Místo jedné kamery jsou použity kamery dvě, které jsou oproti sobě natočené o pravý úhel. Každá tato vysokofrekvenční kamera zaznamenává stav proudového pole z jiného úhlu. Výsledné zobrazení v prostoru je dáno vzájemnou kombinací dvou dvourozměrných pohybů proudícího média.

Při měření proudového pole metodou PIV je zapotřebí se vyhnout základním problémům, které se při zkoušce mohou vyskytnout. Časové rozpětí mezi po sobě následujícími snímky částic vyskytujících se v proudu ve zkušebním válci musí být tak krátké, aby byla

na každém ze záběrů zachycena nejrychlejší částice naočkovaná v proudícím médiu. Dále se doporučuje měření několikrát za sebou opakovat pro dosažení přesných výsledků. [33]

4.5 GT-SUITE

GT-SUITE je program sloužící k simulaci motorů a vozidel, který je využíván pro návrh a konstrukci spalovacích motorů. Skládá se z mnoha aplikací a knihoven sloužící k rychlému návrhu a optimalizaci vyšetřovaného systému. Mezi základní funkce programu GT-SUITE patří simulace proudění, akustiky, tepla, mechaniky, elektřiny, elektromagnetismu, chemie. Má v sobě též zabudovanou 3D počítačovou dynamiku tekutin, neboli Computational Fluid Dynamics. [35]

GT-POWER je součástí GT-SUITE sloužící k simulaci proudění, hoření, chemických reakcí a mnoho dalších.

Pomocí GT-POWER lze modelovat kanály spalovacích motorů s jednotlivými částmi potrubního systému. Důležitou sledovanou veličinou je schopnost kanálů dodávat do prostoru válce množství plynného média. Vstupní hodnota se získává z výsledků stacionárních zkoušek průtokových vlastností kanálů. Výsledkem této zkoušky jsou porovnávací čísla, která jsou ovlivněna tlakovými ztrátami způsobené změnami tvaru kanálu, drsností povrchu a dřikem ventilu. Aby se tyto vlivy nezapočetly v simulaci dvakrát, koeficienty tření a tlakové ztráty musí být nastaveny v programu na hodnotu nula. [6]

V kapitole, která je zaměřena na průtokové vlastnosti kanálů, byly naznačeny dva základní typy porovnávacích čísel, které se liší volbou referenční průtočné plochy. Jedná se o průtokové číslo a průtokový součinitel. Obě dvě tato porovnávací čísla mohou být použita v prostředí programu. Ovšem izoentropická rychlost sloužící k jejich výpočtu se musí počítat s uvažováním stlačitelnosti plynů. Pokud se do programu zadává průtokové číslo, první hodnota čísla musí začínat s nulovou hodnotou. Zatímco při zadání průtokového součinitele je nutné vložit první hodnotu nenulovou. [36]

Další možností programu je simulace rychlostního pole a intenzity turbulence ve válci motoru za pomoci funkce EngCylFlow. Získané výsledky mohou být dále zpracovávány v dalších simulačních modelech. Prvním z nich je model přenosu tepla EngCylHeatTr.

Druhým typem jsou simulační modely spalování EngCylCombSITurb a EngCylCombDIJet. [6]

Model proudění ve válci rozděluje válec na několik definovaných oblastí. V každém časovém okamžiku v definovaných oblastech jsou vypočteny všechny tři složky rychlosti proudění s ohledem na geometrii válce, pohyb pístu a průtok plynného média směrem dovnitř či ven z válce. V jednotlivých zónách je dále simulována kinetická energie turbulence a rychlost její disipace.

Jako vstupní hodnota pro simulace turbulence je vírové číslo pro swirl N_{SU} . [6]

$$N_{SU} = \frac{G}{\dot{m}_{skut} \cdot \frac{B}{2} \cdot v_2} \quad (108)$$

Pro tumble N_{TU} platí obdobný vztah. [6]

$$N_{TU} = \frac{G_T}{\dot{m}_{skut} \cdot \frac{B}{2} \cdot v_2} \quad (109)$$

Výše uvedená vírová čísla definoval Uzkan a kolektiv. Určil vírové číslo jako poměr měřeného momentu a teoretického momentu, který by nastal v případě tangenciálně umístěného proudu u stěny válce. Takto definovaná vírová čísla nemohou přesáhnout velikosti jedné. Dále uvažuje proudící médium za stlačitelné, čímž se liší od základních předpokladů firem AVL a Ricardo [23]. Jak již bylo odvozeno, rychlost pro stlačitelné proudění se spočte dle vztahu (30), který je i naznačen v příručce GT-SUITE.

Výše popsaná vírová čísla dle rovnic (108) a (109) se velmi podobají vírovým číslům definovanými firmou Ricardo. Pro získání jejich vzájemné souvislosti jsou dána do vzájemného poměru. Poměr je proveden pro vírová čísla swirlu.

$$\frac{N_{SR}}{N_{SU}} = \frac{\frac{8 \cdot G}{\dot{m}_{skut} \cdot B \cdot v_2}}{\frac{2 \cdot G}{\dot{m}_{skut} \cdot B \cdot v_2}} = 4 \quad (110)$$

Obě čísla jsou si tedy velmi podobná, N_{SR} je tedy čtyřikrát větší než N_{SU} .

4.6 ČVUT a porovnávací čísla kanálu

Vyhodnocení průtokových a vírových charakteristik kanálů spalovacích motorů fakultou strojní ČVUT a firmou AVL je velmi podobné. Výpočty na fakultě strojní ČVUT ovšem respektují stlačitelnost proudícího vzduchu. Porovnávací čísla jsou často označována různými matematickými symboly. Značení porovnávacích čísel firmou AVL [15] a fakultou strojní [1] je ale přibližně stejné, což usnadňuje vzájemné porovnávání výsledků. Ovšem často používaný program na fakultě strojní GT-SUITE používá označení zcela jiné [6] [36], což může zkomplikovat celkový výzkum či simulaci běhu motoru. Jak již bylo uvedeno, vírové číslo v prostředí programu GT-SUITE je definováno podobným způsobem jako vírové číslo firmy Ricardo. Bylo odvozeno, že toto číslo je čtyřikrát menší. Definované číslo v prostředí GT-SUITE se tedy liší od vírového čísla používaného firmou AVL i fakultou strojní ČVUT. Z toho vyplývá, že vírová čísla používaná na fakultě strojní je třeba přepočítat na správný tvar. Pro GT-SUITE a fakultu strojní ČVUT platí společné respektování stlačitelnosti vzduchu.

Při výzkumu či simulaci běhu motoru je tedy možné pracovat se třemi základními způsoby značení porovnávacích čísel. Pro snadnou orientaci jsou v této kapitole uvedeny dvě souhrnné tabulky. V tabulkách je uvedeno tradiční značení používaných veličin jednotlivých pracovišť či programu. Tabulky jsou též doplněny o symbolické zápisy porovnávacích veličin uvedené v této práci.

	Průtokový součinitel	Průtokové číslo	Upravené průtokové číslo	Průměrný průtokový koeficient	Upravený průměrný průtokový koeficient
Základní přehled	C_d	C_f	$C_{f\beta}$	$\overline{C_{fA}}$	$\overline{C_{fA\beta}}$
ČVUT	μ	$\mu\sigma$	—	$(\mu\sigma)_{str}$	$(\mu\sigma)_{str} \cdot \beta$
AVL	—	$\mu\sigma$	$\mu\sigma\beta$	$(\mu\sigma)_m$	$(\mu\sigma)_m \cdot \beta$
GT-SUITE	C_D	C_D	—	—	—

Tabulka 1 Přehled způsobů značení průtokových porovnávacích čísel a koeficientů

Je patrné, že program GT-SUITE nerozlišuje značení pro průtokový součinitel a číslo.

	Vírové číslo AVL	Redukované vírové číslo AVL	Vírové číslo Uzkan	Průměrný vírový koeficient	Redukovaný průměrný vírový koeficient
Základní přehled	N_{SA}	$(N_{SA})_{red}$	N_{SU}	R_{SA}	$(R_{SA})_{red}$
ČVUT	$\frac{n_j}{n}$	$\left(\frac{n_j}{n}\right)_r$	–	$\frac{n_{DU}}{n}$	$\left(\frac{n_{DU}}{n}\right)_r$
AVL	$\frac{n_D}{n}$	$\left(\frac{n_D}{n}\right)_{red}$	–	$\left(\frac{n_D}{n}\right)_m$	$\left(\frac{n_D}{n}\right)_{m,red}$
GT-SUITE	–	–	C_s	–	–

Tabulka 2 Přehled způsobů značení vírových porovnávacích čísel a koeficientů

V přehledové tabulce je uvedeno značení vírových čísel a koeficientů pro vírový pohyb swirlu. Je obvyklé, že tumble vírová čísla a koeficienty se značí pomocí indexu malé t či velké T. Tato metodika je použita i v této práci. Program GT-SUITE používá tedy symbol pro vírové číslo tumble C_t [6] a firma AVL pro redukované vírové číslo $\frac{n_T}{n}$ [33].

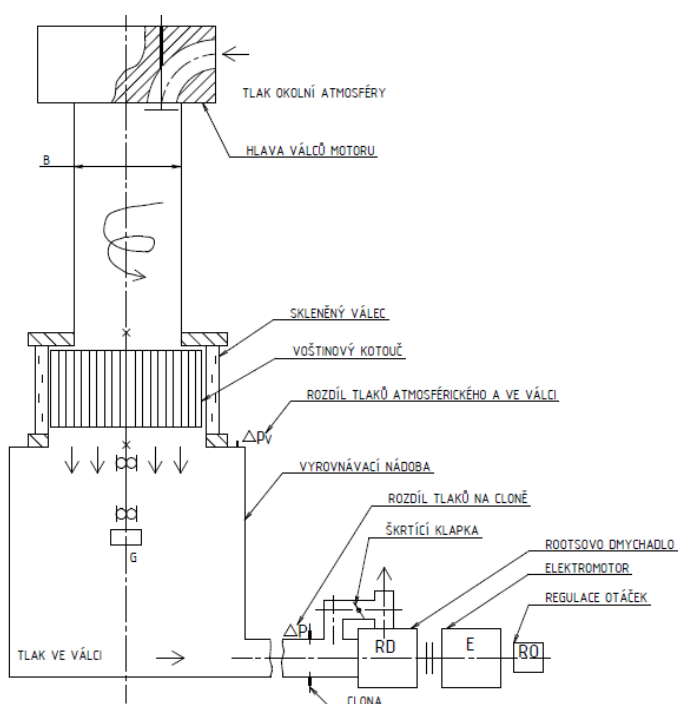
5 Experimentální vyhodnocení průtokových a vírových charakteristik

Pro získání konkrétních výsledků průtokových a vírových vlastností kanálů spalovacích motorů proběhlo měření na aerodynamické trati ve školních laboratořích na Julisce. Experiment se zaměřil na vyhodnocení swirlu a průtokových vlastností sacích kanálů. Vyhodnocovací program byl zvolen MS Excel. Zkouška probíhala na hlavě motoru s označením Škoda 1.6 MPI EA211. Charakteristické rozměry zkoušené hlavy a údaje motoru pro určení průtokových a vírových vlastností jsou uvedeny v následující tabulce.

Rozměr	Jednotky	Hodnota
Vrtání válce	[mm]	76,5
Zdvih	[mm]	86,9
Vnitřní průměr sedla ventilu	[mm]	29,5
Počet sacích ventilů	[-]	2
Délka ojnice	[mm]	140

Tabulka 3 Technické parametry zkoušené hlavy motoru

Schéma měřicí tratě je uvedeno na následujícím obrázku.



Obrázek 22 Schéma měřicí tratě v laboratořích ČVUT

Potřebný pohyb vzduchu je vyvolán podtlakem ve vyrovnávací nádobě. Podtlak je regulován otáčkami či obtokem dmyhadla pomocí škrticí klapky. Na následujícím obrázku je vidět konstrukční řešení dmyhadla poháněného elektromotorem ve školních laboratořích.



Obrázek 23 Dmyhadlo poháněné elektromotorem

Hmotnostní průtok vzduchu byl měřen pomocí clony s následujícími charakteristickými rozměry.

Rozměr	Jednotky	Hodnota
Průměr clony	[mm]	63,25
Průměr potrubí	[mm]	100

Tabulka 4 Technické parametry aerodynamické trati

Na dalším obrázku je vyfotografována měřicí clona s odběrovým potrubím tlaku před a za clonou.



Obrázek 24 Měřicí clona

Měřicí clona je konstrukčně řešena jako clona s koutovými odběry tlaku. Tudíž se Reader-Harris/Gallagherova rovnice pro použitou clonu upraví na tvar.

$$\begin{aligned}
 C = & 0,5961 + 0,0261 \cdot \beta^2 - 0,216 \cdot \beta^8 \\
 & + 0,000521 \cdot \left(\frac{10^6 \cdot \beta}{Re_D} \right)^{0,7} \\
 & + (0,0188 + 0,0063 \cdot A) \cdot \beta^{3,5} \cdot \left(\frac{10^6}{Re_D} \right)^{0,3}
 \end{aligned} \tag{111}$$

Způsob výpočtu skutečného hmotnostního průtoku byl proveden v souladu s normou ČSN EN ISO 5167. Vstupní parametr v iteračním výpočtu je Reynoldsovo číslo potrubí, které se volí. [18]

$$Re_D = \infty \tag{112}$$

Dále je určeno C_∞ a z tohoto čísla se určí proměnná veličina v lineárním algoritmu, dle normy obecně definovaná jako součin průtokového součinitele clony a takzvané invarianty A_1 . [18]

$$X_1 = Re_D = C \cdot A_1 \tag{113}$$

Invarianta je rovna. [18]

$$A_1 = \frac{\varepsilon \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_1}}{\eta_1 \cdot D \cdot \sqrt{1 - \beta^4}} \tag{114}$$

Poté se skutečný hmotnostní tok určí dle rovnice. [18]

$$\dot{m}_{skut} = \frac{\pi}{4} \cdot \eta_1 \cdot D \cdot X_1 \quad (115)$$

Iterační výpočet se provádí do té doby, než je zjištěn dostatečně přesný výsledek.

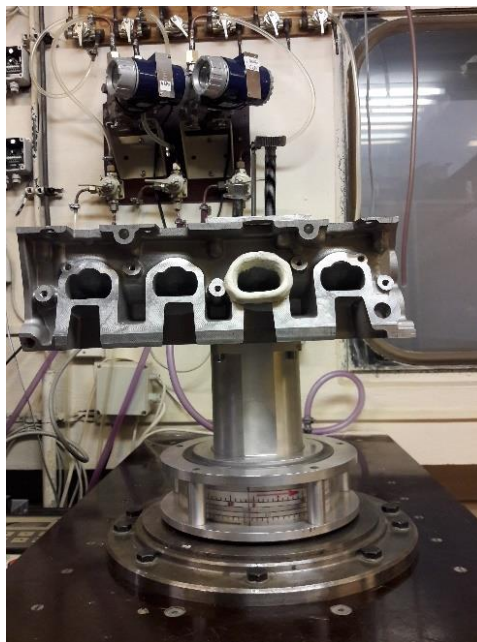
Odběrová potrubí tlaku na cloně a ve vyrovnávací nádrži jsou připojena na snímače tlakové difference XMD od BD Sensors zobrazené na následujícím obrázku. Tlakový spád během zkoušky byl udržován kolem hodnoty 4900 Pa. Hodnoty teploty a okolního tlaku byly měřeny pomocí měřící stanice umístěné v laboratořích na Julisce.



Obrázek 25 Snímače tlakové difference

Vyhodnocení vírových charakteristik bylo provedeno za pomoci impulzního měřiče. Impulzní měřič víření, voštinový kotouč, je uložen na hřídeli pomocí jednořadých kuličkových ložisek. Průtokový moment hybnosti proudícího vzduchu je během zkoušky zachycen spirálovou pružinou nacházející se v kovovém krytu hřídele. Během zkoušky se odečítá z viditelné rysky na voštinovém kotouči. S ohledem na způsob provedení kalibrace měřícího zařízení je reakční moment odečítán v jednotkách gramů jako hmotnost kalibračního závaží vyvolujícího svou tíhou na obvodu voštinového kotouče moment síly. Pro získání skutečné velikosti krouticího momentu vznikajícího průchodem proudu je třeba naměřenou velikost vynásobit konstantou voštinového kotouče. Jak již bylo popsáno v rovnici (66), výsledný průtokový moment hybnosti má jednotku $kg \cdot m^2 \cdot s^{-2}$.

$$G = G(g) \cdot k_{imp} \quad (116)$$



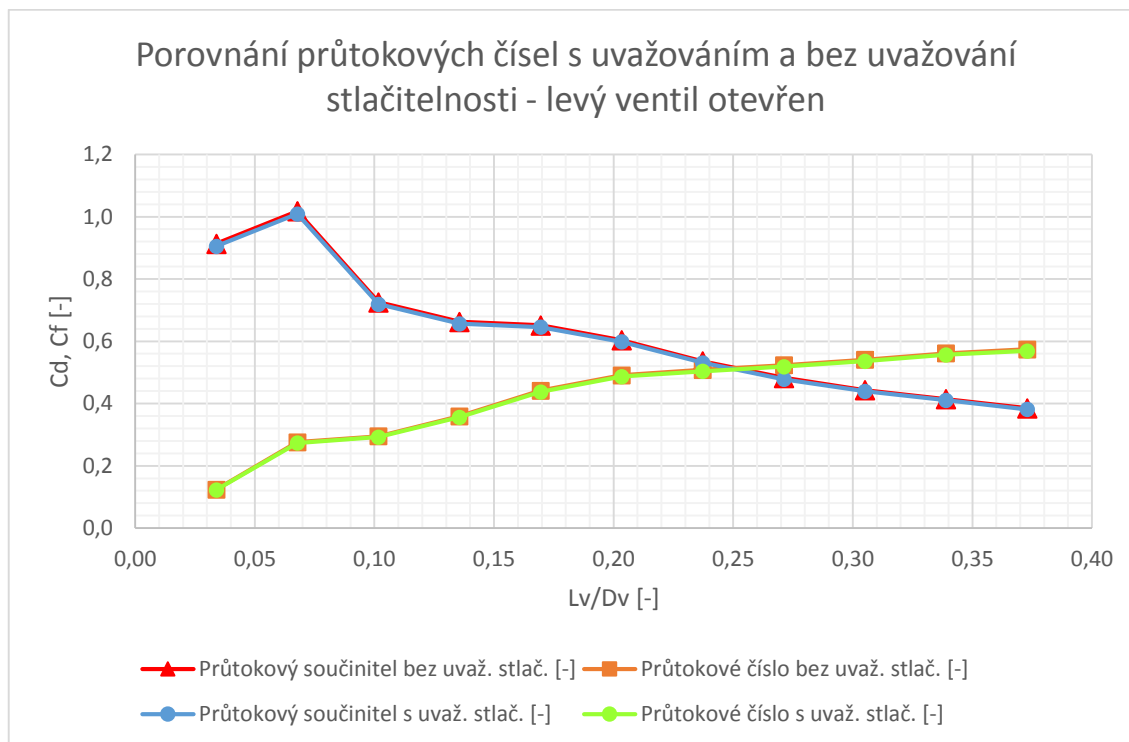
Obrázek 26 Hlava válců motoru s ryskou pro odečítání reakčního momentu

Z obrázku, na kterém je hlava válců motoru upevněna na vyrovnávací nádobu, je vidět upravený společný vstup měřených sacích kanálů. Pomocí plastelíny je vytvořen hladký, zaoblený vstup, aby se omezila vstupní ztráta a změřená průtoková porovnávací čísla odpovídala právě jen kanálu. Jak již bylo zmíněno, ztráty ostrohranných vstupů nabývají větších hodnot než vstupy zaoblené. Z obrázku je dále vidět mechanický způsob nastavování zdvihů ventilu během zkoušky. Jednotlivé zdvihy byly nastavovány po hodnotě jednoho milimetru, což odpovídá jedné otáčce použitého šroubu.

Pro výpočet průměrných průtokových a vírových koeficientů byla provedena integrace podle příslušných zdvihových křivek. Průměrné koeficienty dle firmy AVL byly vypočteny podle standardní zdvihové křivky a podle firmy Ricardo pomocí reálné zdvihové křivky zkoušené hlavy motoru. Příslušné hodnoty průtokového a vírového čísla na dané zdvihové křivce byly určeny pomocí naměřených hodnot a metody interpolace. Krok integrace byl volen po 1° . Pro výpočet je také potřeba znát dynamickou viskozitu vzduchu při aktuální teplotě měření. Hodnoty dynamické viskozity jsou uvedeny v Příloze 1 a byly použity ze zdroje [37]. Pomocí těchto hodnot viskozity při určité teplotě a MS Excel byla určena funkce závislosti dynamické viskozity na teplotě.

Nejprve proběhlo měření při otevírání pouze jednoho z ventilů. V případě měření levého kanálu byl uzavřen po celou dobu pravý ventil a naopak. Posléze byly oba ventily otevírány současně. Při každé zkoušce bylo naměřeno 11 zdvihů ventilu. V následujících stránkách je za pomoci grafů uvedena závislost průtokových a vírových čísel v závislosti

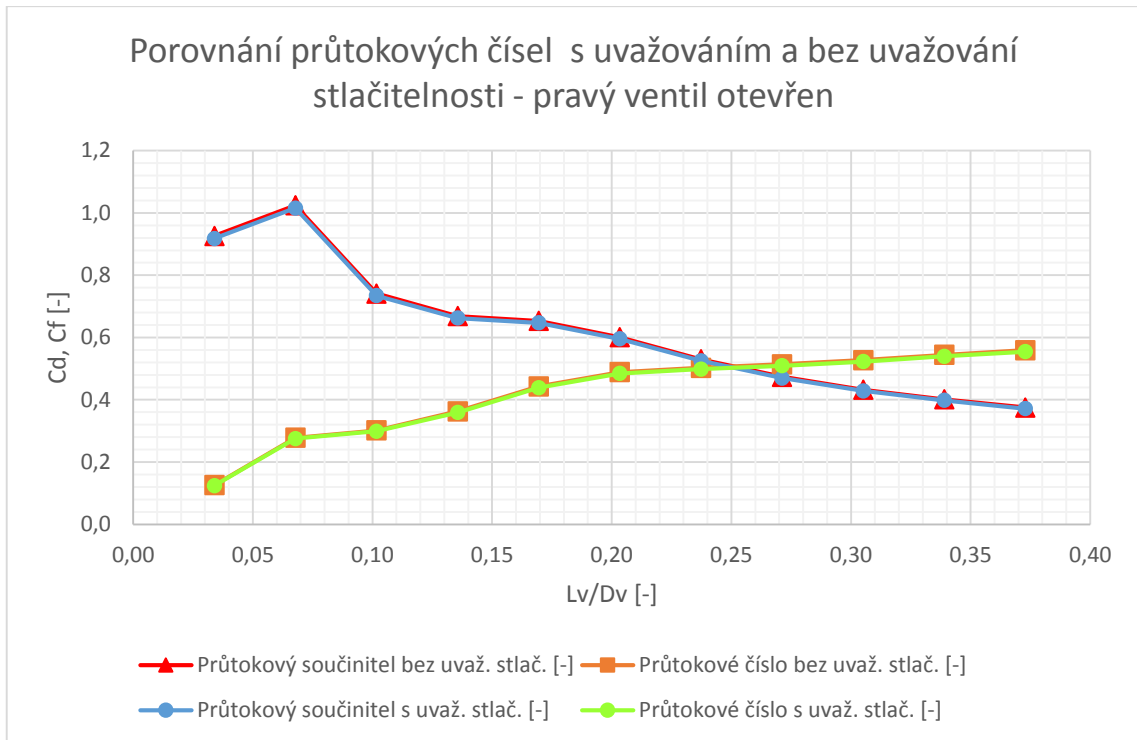
na poměrném zdvihu, číselné hodnoty těchto porovnávacích čísel pro jednotlivé zkoušky jsou uvedeny v Příloze 2 až 4.



Obrázek 27 Graf – porovnávací průtoková čísla – levý ventil otevřen

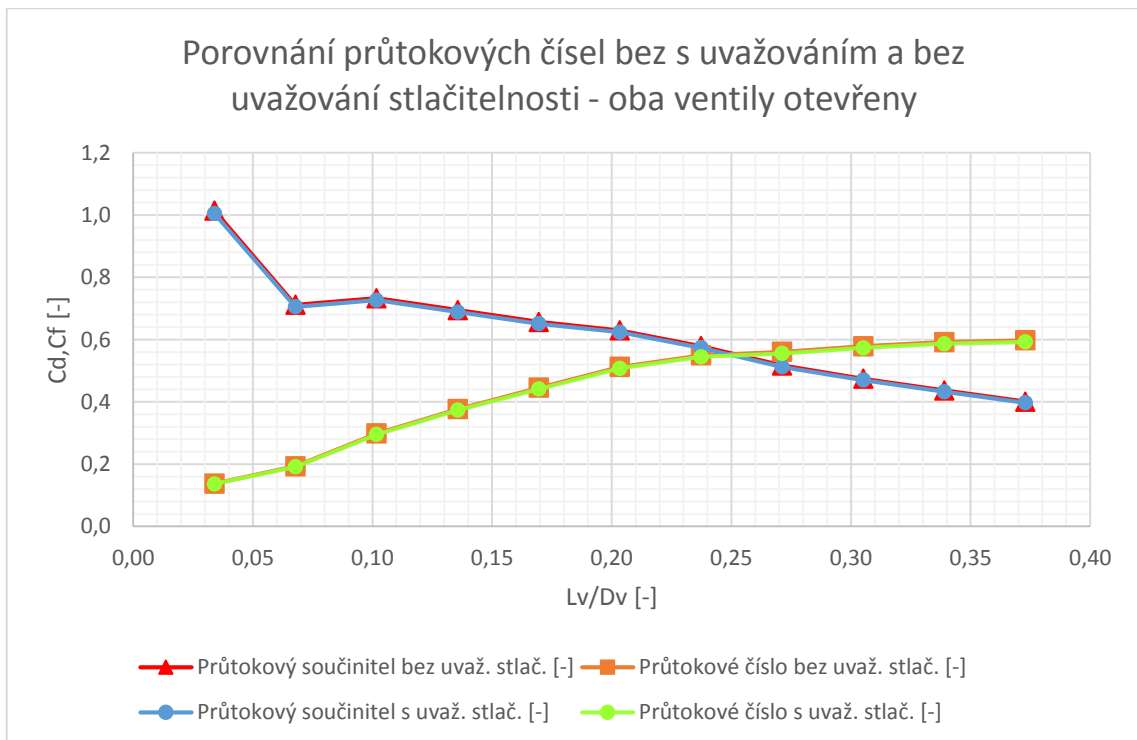
Z grafického vyjádření výsledků levého kanálu je patrné, že průtokový součinitel má tendenci s rostoucím zdvihem ventilu zmenšovat svoji hodnotu. Hodnota průtokového čísla naopak roste při zvyšování velikosti zdvihu ventilu. Dále se vyhodnocení zaměřilo na posouzení vlivu stlačitelnosti protékajícího vzduchu aerodynamickou tratí. Jak je vidět z grafu, rozdíly ve výsledcích jsou nepatrné, křivky průtokových součinitelů a čísel se téměř překrývají. Odchyłka se pohybuje kolem 0,88 %. V dnešní době moderní přístrojové techniky ovšem není problém pracovat s matematicky složitějšími rovnicemi, proto je vhodnější uvažovat stlačitelnost plynného média k dosažení výsledků odpovídající více reálnému chování stlačitelných tekutin.

Výsledky zjištěné z naměřených údajů při otevírání levého ventilu byly potvrzeny měřením pravého kanálu. Průběh porovnávacích průtokových čísel při nastavování zdvihu pravého ventilu je vidět na dalším grafu.



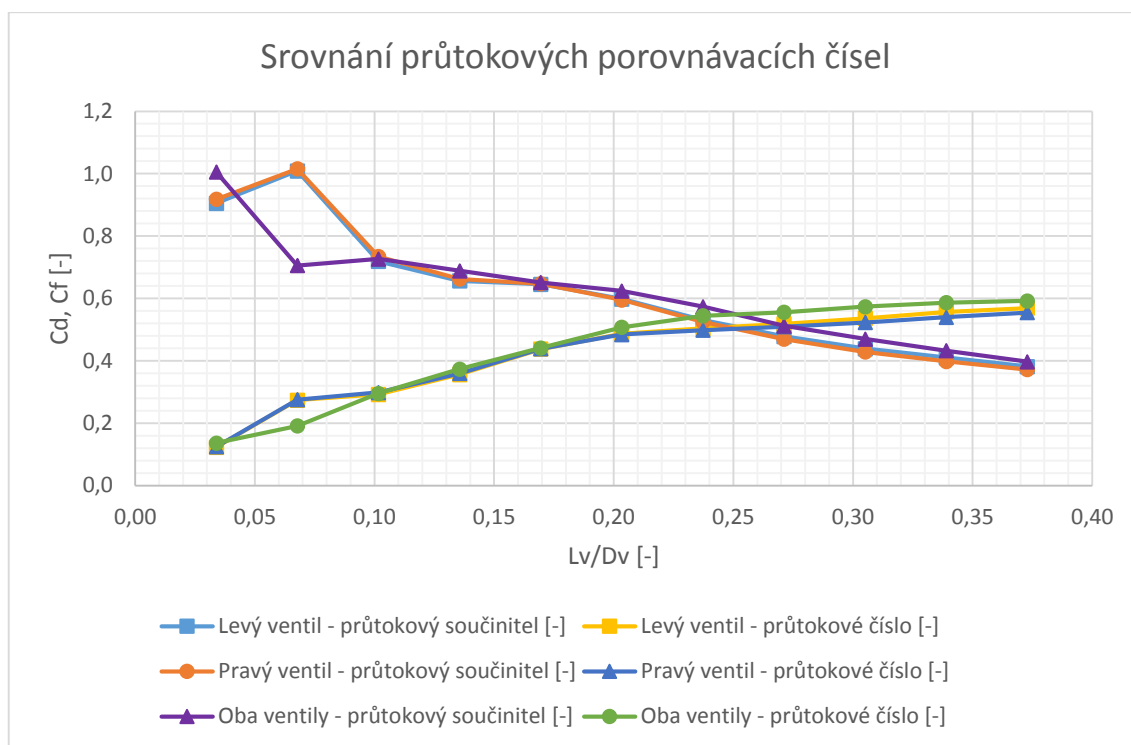
Obrázek 28 Graf – porovnávací průtoková čísla – pravý ventil otevřen

Posléze byla posouzena schopnost kanálů dodávat čerstvou směs při současném otevírání obou dvou ventilů.



Obrázek 29 Graf – porovnávací průtoková čísla – oba ventily otevřeny

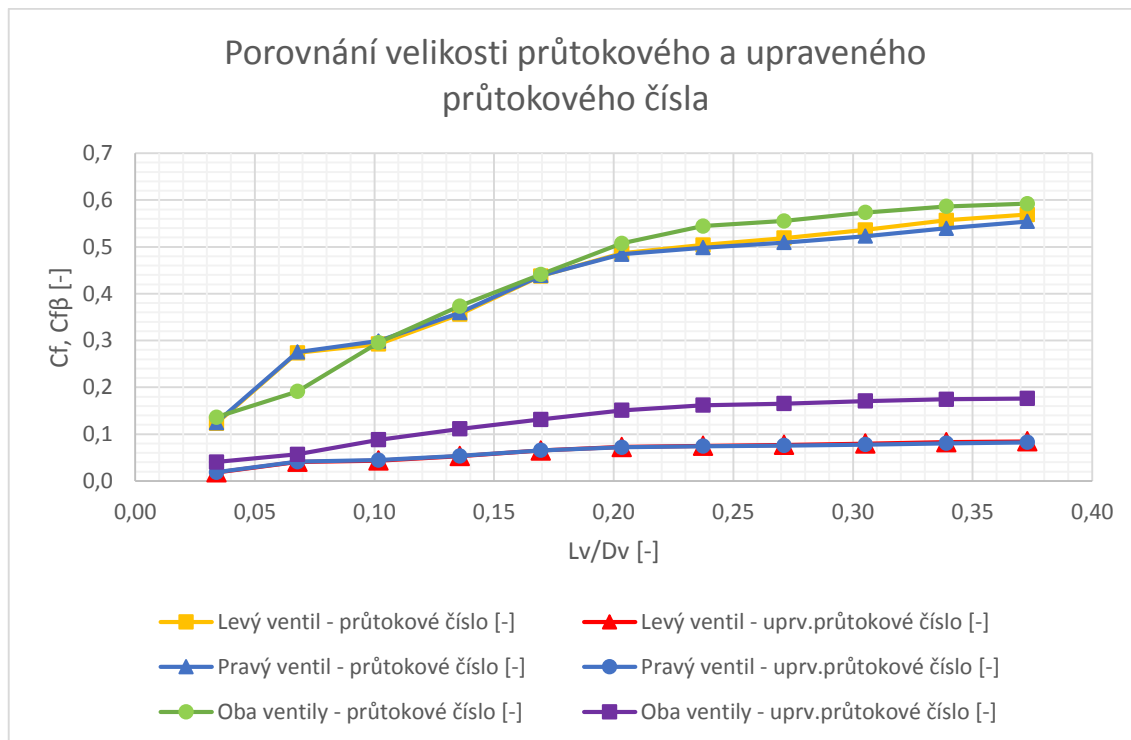
Pro lepší představivost naměřených hodnot byly zjištěné údaje o průtokových vlastnostech kanálů dány do jednoho grafu. Jelikož se u všech měření potvrdilo, že výsledky s i bez uvažování stlačitelnosti nabývají téměř stejných hodnot, jsou v tomto grafu uvedeny pouze průtokové součinitele a čísla s uvažováním stlačitelnosti.



Obrázek 30 Graf – srovnání průtokových porovnávacích čísel

Konstrukční řešení levého i pravého kanálu je totožné, tudíž i výsledky naměřených hodnot při samostatném otevírání levého a pravého ventilu kanálu by si měly odpovídat. Z experimentálního měření vyplývá, že je tento předpoklad téměř splněn. Odchylna průtokových čísel a součinitelů levého a pravého kanálu se pohybovala přibližně v intervalu 0 až 3 %. Odchylny mohly vzniknout při měření nepřesným ručním nastavením zdvihů ventilu. Další odchylna mohla vzniknout nedokonalým nanesením plastelíny na společný vstup do kanálů. Tato skutečnost mohla mít za následek různorodé chování proudícího média podél vstupního průřezu. Další vnesenou chybou měření byly malé změny tlakového spádu mezi atmosférickým tlakem vně aerodynamické tratě a podtlakem uvnitř vyrovnávací nádoby. Tlakový spád by měl být v ideálním případě konstantní. Odchylny též mohly vzniknout jako důsledek nedokonalé výroby hlavy válců. Lítí má poměrně velké tolerance. Průběh porovnávacích průtokových čísel při otevírání obou dvou sacích ventilů současně byl nepatrně plynulejší než při postupném otevírání pouze jednoho z ventilů.

Též lze průtoková čísla upravit koeficientem β . Matematická definice opravného koeficientu β je popsána rovnicí (33). Vzájemné porovnání velikostí průtokového čísla a upraveného průtokového čísla pro jednotlivé zkoušky je ukázáno na následujícím grafu. Pro přehlednost jsou v tomto grafu vyneseny hodnoty respektující stlačitelnost proudícího vzduchu.



Obrázek 31 Graf – porovnání velikosti průtokového a upraveného průtokového čísla

Dále byly vyhodnoceny průměrné průtokové koeficienty. Výpočet byl proveden pro srovnání s uvažováním a bez uvažování stlačitelnosti proudícího vzduchu.

Bez uvažování stlačitelnosti			
Průměrný průtokový koeficient [-]	Levý ventil	Pravý ventil	Oba ventily
AVL	0,360	0,357	0,374
Upravený AVL	0,054	0,053	0,111
Ricardo	0,313	0,310	0,326
S uvažováním stlačitelnosti			
Průměrný průtokový koeficient [-]	Levý ventil	Pravý ventil	Oba ventily
AVL	0,357	0,354	0,371
Upravený AVL	0,053	0,053	0,110
Ricardo	0,310	0,307	0,323

Tabulka 5 Průměrné průtokové koeficienty

Z tabulky lze odečíst, že hodnoty koeficientů při samostatném otevírání levého a pravého ventilu vyšly velmi podobně. To samé lze konstatovat i při srovnání výsledků vyhodnocení s uvažováním a bez uvažování stlačitelnosti plynného média. Výsledná hodnota se liší až na třetím desetinném místě. Velikost průměrného průtokového koeficientu vyšla pro oba otevřené ventily kanálů o necelé dvě desetiny více než pro levý a pravý sací ventil zvlášť. Též byl vyhodnocen upravený průměrný průtokový koeficient. Jeho velikost je v porovnání s průměrným průtokovým koeficientem menší. Dále je vidět, že hodnota průměrného průtokového koeficientu se liší zvlášť pro metodu AVL a Ricardo. Tento rozdíl je způsobený jejich odlišnou definicí.

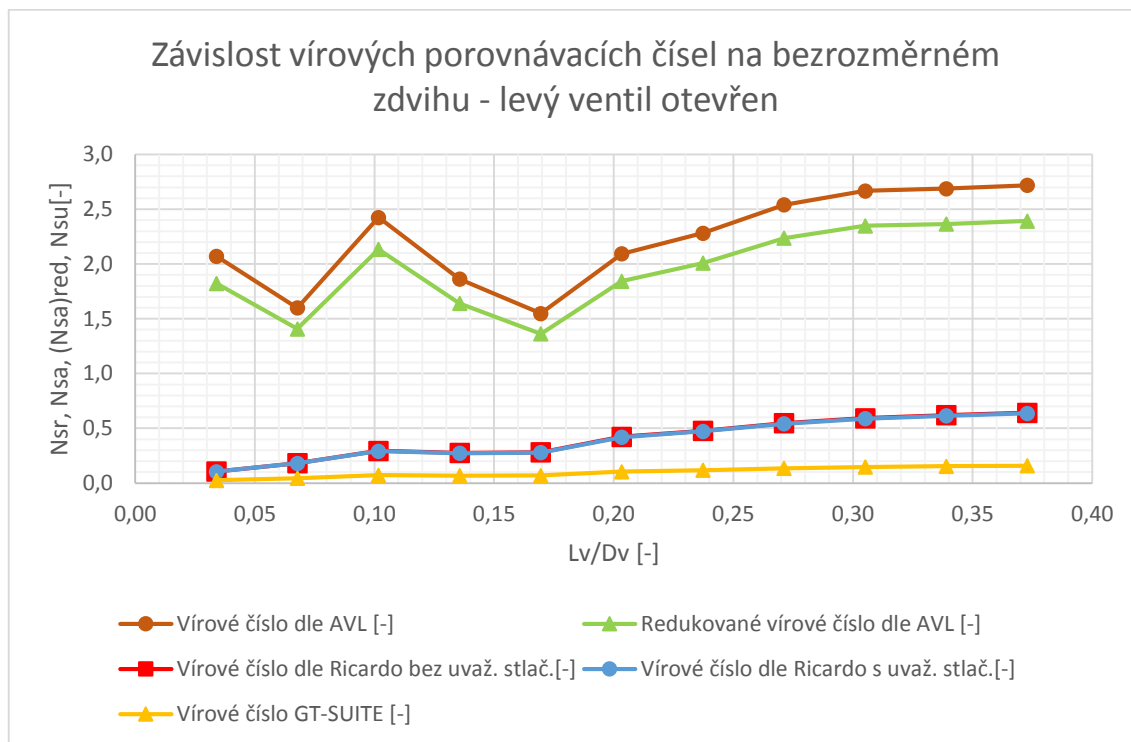
Ze získaného průměrného průtokového koeficientu dle firmy Ricardo byly zjištěny kritické otáčky, při kterých je rovna hodnota Gulp faktoru $Z = 0,5$. Hodnota průtokového koeficientu vyšla s i bez uvažování stlačitelnosti vzduchu velmi podobná, do výpočtů byl použit průměrný průtokový koeficient s uvažováním stlačitelnosti.

Kritické otáčky [$ot \cdot min^{-1}$]		
Levý ventil	Pravý ventil	Oba ventily
2747	2722	5721

Tabulka 6 Kritické otáčky

Hodnota kritických otáček pouze jednoho otevřeného ventilu vychází přibližně v průměru kolem $2735 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. Pro oba otevřené ventily současně vychází kritické otáčky zhruba dvojnásobné.

Dále byly vyhodnoceny vírové vlastnosti kanálů, postupovalo se obdobně jako u průtokových vlastností.



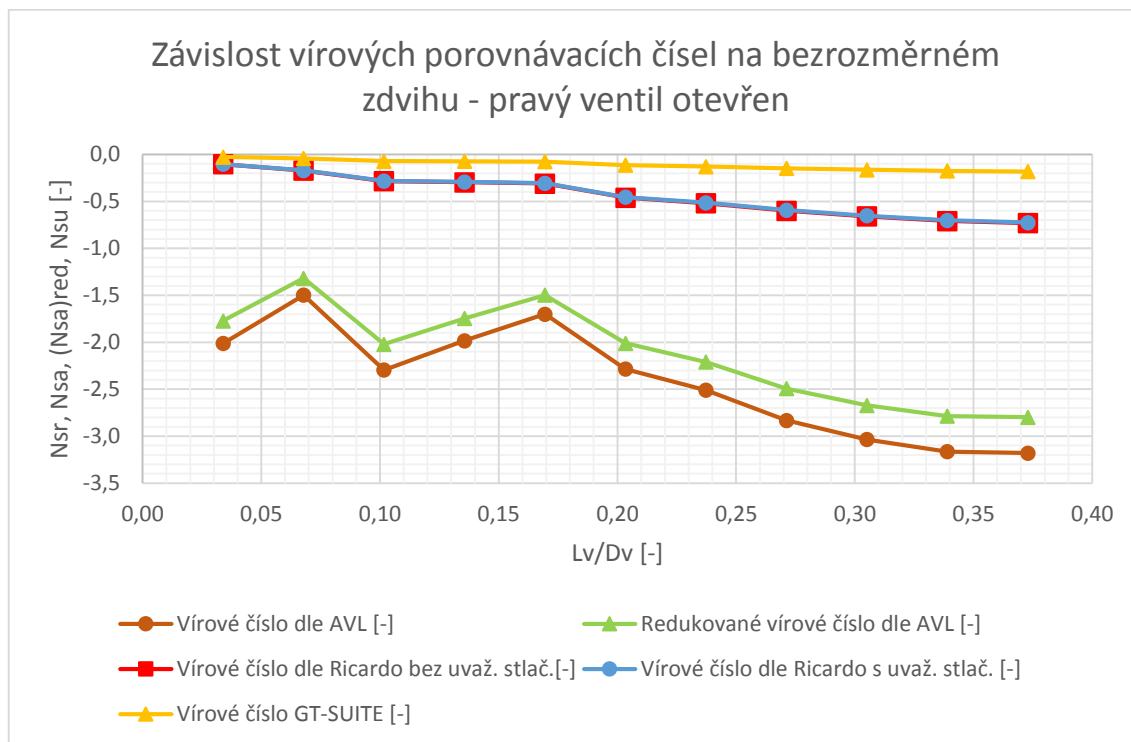
Obrázek 32 Graf – porovnávací vírová čísla – levý ventil otevřen

Na výše uvedeném grafu jsou zjištěná vírová čísla levého kanálu. V porovnání s vírovými čísly definovanými firmou AVL vychází hodnoty čísel formulované firmou Ricardo menší. Z definice těchto čísel se může na vliv stlačitelnosti posoudit pouze vírové číslo používané firmou Ricardo. Z grafu lze vidět, že hodnota vírového čísla je prakticky totožná u obou těchto výpočetních případů. Odchytky se opět pohybují kolem 0,88 %. Platí tedy stejné závěry jako u průtokových součinitelů a čísel.

V grafu je též vyhodnoceno redukované vírové číslo dle firmy AVL v závislosti na poměrném zdvihu ventilu. Jelikož je velikost vrtání válce menší než zdvih, je redukované vírové číslo menší v porovnání s vírovým číslem. Posledním porovnávacím vírovým číslem v grafu je vírové číslo používané v programu GT-SUITE, které je čtyřikrát menší než vírové číslo definované firmou Ricardo s uvažováním stlačitelnosti vzduchu.

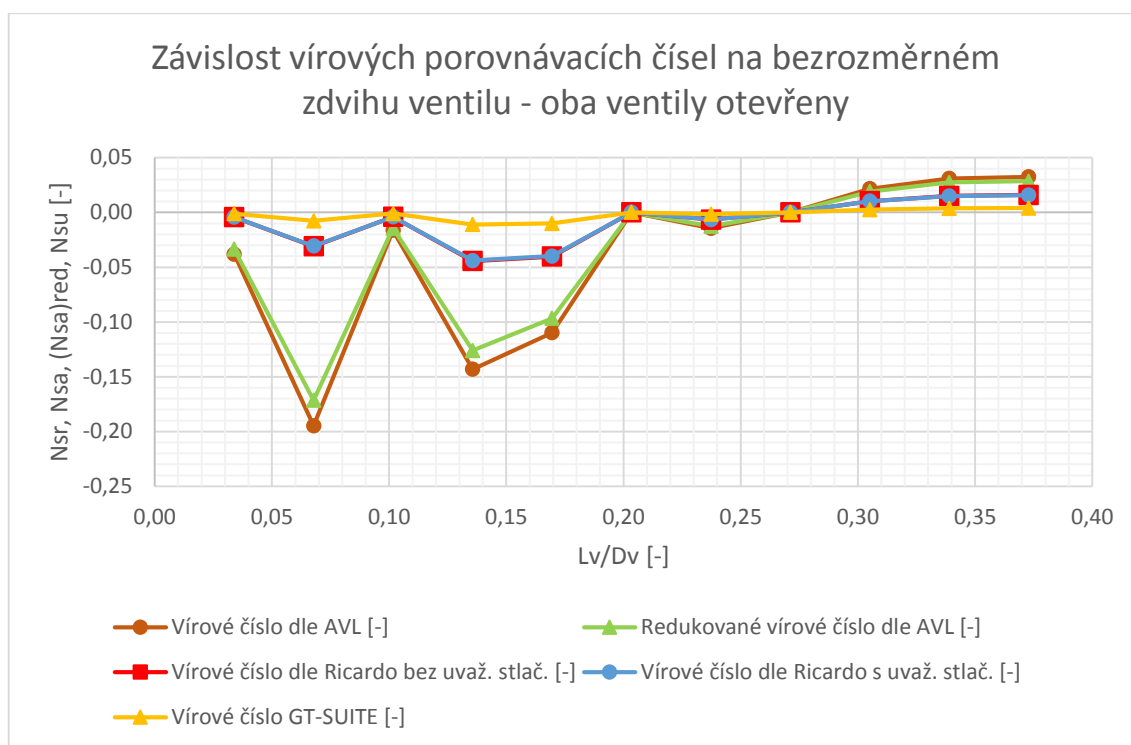
Dále byly vyhodnoceny vírové vlastnosti kanálu při samostatném otevírání pravého ventilu. Podobně jako u vyhodnocení porovnávacích průtokových čísel i zde se očekává,

že absolutní velikost vírových čísel bude z důvodu stejného konstrukčního provedení levého a pravého kanálu stejná.



Obrázek 33 Graf – porovnávací vírová čísla – pravý ventil otevřen

Průběhy vírových čísel levého a pravého kanálu v absolutní hodnotě skutečně přibližně vyšly shodně. Ovšem vzniklý rozdíl absolutních hodnot vírových čísel levého a pravého kanálu je v porovnání s rozdílem porovnávacích průtokových čísel větší. Rozdíl vírových čísel se pohybuje v intervalu 2 až 18 %. Při otevírání levého ventilu byl zvolen naměřený reakční moment kladný, při nastavování zdvihu pravého ventilu záporný. Podobně i u pravého kanálu hodnoty vírových čísel vypočtené metodou dle firmy Ricardo vyšly s uvažováním i bez uvažování stlačitelnosti velmi podobně. Též platí stejné závěry pro redukované vírové číslo firmy AVL a vírové číslo v prostředí GT-SUITE.

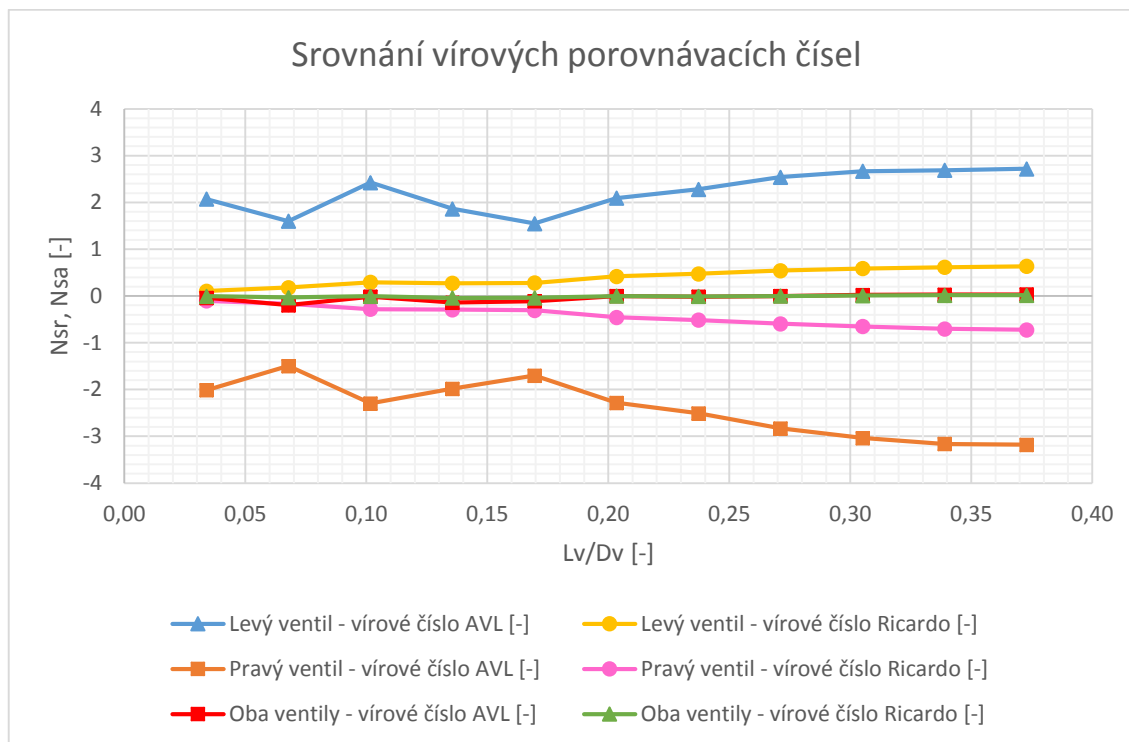


Obrázek 34 Graf – porovnávací vírová čísla – oba ventily otevřeny

Při současném otevírání obou dvou ventilů by vzniklý reakční moment z důvodu stejného konstrukčního řešení a symetrie pozic levého a pravého kanálu měl vyjít nulový. Tato úvaha by měla být dále potvrzena shodným průběhem a zhruba stejnými hodnotami vírových čísel levého a pravého kanálu. Měření ukázalo, že se skutečně hodnota vírových čísel pohybuje kolem nulové hodnoty. Vzniklé proudové pole bylo ale natolik komplikované, že během měření chvílemi převládal reakční moment způsobený levým kanálem, chvílemi zas kanálem pravým. Tento fakt byl patrný dokonce i při odečítání na konkrétním zdvihu ventilu, což znesnadnilo odečítání vzniklého momentu na voštinovém kotouči. Z tohoto důvodu lze chápat naměřené hodnoty pouze jako přibližné. Měřená hlava motoru je navíc určena pro zážehový motor, u kterých je typický převládající vliv tumble na rozdíl od motorů vznětových [25]. Tudíž pro celkové vyhodnocení by bylo ještě potřeba vyhodnotit vírová čísla tumble. Dále pomocí tohoto měření nelze zcela jasně vyhodnotit intenzitu swirlu. Hodnoty porovnávacích vírových čísel se pohybují kolem nulové hodnoty a bez měření každého kanálu zvlášť by mohl vzniknout dojem, že sací kanál není schopen vyvolat tečnou rotaci náplně.

Následující graf sumarizuje základní způsob vyhodnocení vírových čísel podle firem AVL a Ricardo. Vzhledem k velmi podobným hodnotám vírových čísel definovaných

firmou Ricardo s uvažováním a bez uvažování stlačitelnosti vzduchu, jsou v tomto grafu uvedena pouze čísla respektující tuto stlačitelnost.



Obrázek 35 Graf – porovnávací vírová čísla

Pro průměrnou schopnost vyvolat tečnou rotaci náplně byly z vypočtených hodnot vírových čísel určeny průměrné vírové koeficienty podle firem AVL a Ricardo. Posouzení vlivu stlačitelnosti na celkový výsledek vírového koeficientu bylo možné provést pouze u vírového koeficientu, který definovala firma Ricardo. Výsledky jsou uvedeny v tabulce pod tímto odstavcem.

Bez uvažování stlačitelnosti			
Průměrný vírový koeficient [-]	Levý ventil	Pravý ventil	Oba ventily
AVL	2,873	-3,150	-0,031
Redukovaný AVL	2,529	-2,773	-0,027
Ricardo	2,309	-2,526	-0,015
S uvažováním stlačitelnosti			
Průměrný vírový koeficient [-]	Levý ventil	Pravý ventil	Oba ventily
AVL	2,873	-3,150	-0,031
Redukovaný AVL	2,529	-2,773	-0,027
Ricardo	2,309	-2,526	-0,015

Tabulka 7 Průměrné vírové koeficienty

Absolutní hodnoty průměrného vírového koeficientu definovaného firmou AVL i Ricardo při samostatném otevírání levého a pravého ventilu sacího kanálu ve srovnání s průměrnými hodnotami průtokového koeficientu jsou více odlišné. Důvodem může být, že měření intenzit uspořádaných vírových pohybů je v porovnání s měření hmotnostního průtoku pomocí clony méně přesné. Odečítání hodnot na rysce voštinového kotouče je více závislé na lidském faktoru, než je tomu u clony. Tento fakt vnáší do měření a vyhodnocení nepřesnosti. Hodnota průměrného vírového koeficientu při současném otevírání obou dvou ventilů podle obou metod je blízko rovna nule. Na této nulové hodnotě je dobře viditelný již zmíněný fakt protichůdných reakčních momentů vzniklých od levého a pravého kanálu. Velikosti průměrných vírových koeficientů dle firmy AVL a Ricardo nabývají různých hodnot, jak to vyplývá z podstaty jejich definice. Hodnoty vírového koeficientu dle firmy Ricardo vyšly v porovnání s AVL menší. Z výsledků je dále vidět, že vliv stlačitelnosti je nevýznamný při vyhodnocení vírového koeficientu podle firmy Ricardo. Hodnota koeficientu se neliší na třetím desetinném místě. Rovněž byl vyhodnocen i redukovaný vírový koeficient dle firmy AVL. Hodnota tohoto koeficientu vyšla menší. Podobně jako u redukovaného vírového čísla dle AVL je tento fakt dán menší velikostí vrtání válce vůči zdvihu.

6 Závěr

Měření průtokových a vírových vlastností kanálů spalovacích motorů lze uskutečnit spousta způsoby, podobně je tomu tak i při vyhodnocení a zpracování naměřených hodnot. Získané výsledky lze použít například pro posouzení jednotlivých kanálů dodat čerstvou náplň a vytvořit vhodné prostředí pro tvorbu směsi paliva se vzduchem při konkrétních hodnotách zdvihu nebo je možné tuto schopnost vyjádřit definovanými průměrnými koeficienty. Hodnoty výsledků mohou být dále použity jako vstupní data pro simulační programy motorů a ovlivnit tak jejich další vývoj. Z důvodu mnoha podob porovnávacích průtokových a vírových čísel je důležité, aby nedocházelo k chybnému srovnávání hlav motoru či zadávání vypočtených hodnot do simulačních programů. Hodnoty čísel se mohou výrazně lišit. Je zapotřebí zjistit, jaké porovnávací číslo je používáno druhou skupinou nebo které konkrétní číslo je potřeba zadat do používaného programu. Dále je důležité dodržení vhodných podmínek při měření. Významná je hodnota Reynoldsova čísla. Je vyžadováno dostatečně turbulentní proudění pro zajištění smysluplných výsledků. Vliv stlačitelnosti proudícího média je volbou konkrétní měřicí nebo výzkumné stanice, zda ho do svých výpočtů zahrne či nikoliv. Experimentem, vykonaným v laboratořích školy, byly dokázány pouze nepatrné odchylky ve finálních výsledcích zkoušky hlavy motoru s uvažováním a bez uvažování stlačitelnosti vzduchu. Pomocí současné moderní přístrojové techniky lze pracovat se složitými matematickými rovnicemi. Z tohoto důvodu již není časově náročné zahrnout do výpočtu vliv stlačitelnosti a přiblížit se tak reálnému chování proudícího média na aerodynamické trati.

Za užití simulačních programů by se dále mohl řešit vliv těchto vlastností kanálů na průběh spalování a účinnost motoru. Získaná data by sloužila jako vstup do simulačních programů. Rovněž by bylo zajímavé vyhodnotit průtokové a vírové vlastnosti pomocí bezkontaktních metod a srovnat výsledky kontaktních a bezkontaktních způsobů měření.

7 Citovaná literatura

- [1] BAUMRUK, Pavel. *Problematika náplně válce spalovacích motorů*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999. ISBN 80-01-02010-X.
- [2] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023887564.
- [3] RAUSCHER, Jaroslav. VOZIDLOVÉ MOTORY. In: *Ústav automobilního a dopravního inženýrství* [online]. ©2001-2018 [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/ramik/files/Vozidlove%20motory.pdf>
- [4] MACEK, Jan. *Spalovací motory I*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03618-1.
- [5] LI, Yufeng. A New Estimation of Swirl Ratio from Steady Flow Rig Testing. *SAE Technical Paper 2014-01-2587*. 2014, 8. DOI: <https://doi.org/10.4271/2014-01-2587>.
- [6] *GT-SUITE: Engine Performance Application Manual*. Verze 7.4. Gamma Technologies, 2014.
- [7] JEŽEK, Jan, Blanka VÁRADIOVÁ a Josef ADAMEC. *Mechanika tekutin*. Vyd. 3. přeprac. Praha: České vysoké učení technické, 1997. ISBN 80-01-01615-3.
- [8] ČERNÝ, František. *Fyzika I*. Vyd. 2. přeprac. V Praze: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02913-1.
- [9] HAVLÍK, Aleš a Tomáš PICEK. Hydraulika potrubí. In: *Katedra hydrauliky a hydrologie - K141* [online]. 2018 [cit. 2018-05-25]. Dostupné z: http://hydraulika.fsv.cvut.cz/Hydraulika/Hydraulika/Predmety/HY2V/ke_stazeni/prednasky/HY2V_04_Hydraulika_potrubni.pdf
- [10] NOŽIČKA, Jiří. *Základy termomechaniky*. Vyd. 2. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2008. ISBN 978-80-01-04022-5.
- [11] XU, Hongming. Some Critical Technical Issues on the Steady Flow Testing of Cylinder Heads. *SAE Technical Paper 2001-01-1308*. 2001, 16. DOI: <https://doi.org/10.4271/2001-01-1308>.

- [12] BINJUWAIR, Saud. *Characterisation of flow structures inside engine cylinder under steady state condition* [online]. Loughborough, 2013 [cit. 2018-05-25]. Dostupné z: <https://dspace.lboro.ac.uk/dspace-jspui/handle/2134/12536>. Disertace. Loughborough University.
- [13] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill, ©1988. ISBN 0-07-028637-X.
- [14] LAIMBOECK, Franz J., Franz J. LEITNER, Michael F. X. PESCOLLER a Paul E. KAPUS. 09 AVL Lean Burn Systems CCBR and CBR Light for Fuel Economy and Emission Optimization on 4-Stroke Engines. SAE Technical Paper 2002-32-1778. 2002, 20.
- [15] LAIMBOECK, Franz J. a Reinhard GLANZ. AVL Approach for Small 4-Stroke Cylinderhead-, Port- and Combustion Chamber Layout. SAE Technical Paper 1999-01-3344. 1999, 32. DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-3344>.
- [16] LUMLEY, John L. *Engines: an introduction*. New York: Cambridge University Press, 1999. ISBN 05-216-4489-5.
- [17] VOLF, Jaromír a Josef JENČÍK. *Technická měření*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000. ISBN 80-01-02138-6.
- [18] *Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu - Část 1: Obecné principy a požadavky*. 2. vydání. Praha: Český normalizační institut, 2003.
- [19] 2. *Ústav počítačové a řídicí techniky* [online]. ©2013 [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://uprt.vscht.cz/kminekm/mrt/F4/F4k45-prut.htm>
- [20] *Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu - Část 2: Clony*. Praha: Český normalizační institut, 2003.
- [21] Vnitřní aerodynamika spalovacího motoru: Pohyb náplně ve válci a spalovacím prostoru motoru. In: *Úvod* [online]. ©2005-2018 [cit. 2018-05-26]. Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2460>

- [22] ***Přehled momentů setrvačnosti některých těles:: MEF. *Fyzika:: MEF* [online]. ©2006-2018 [cit. 2018-05-28]. Dostupné z: <http://fyzika.jreichl.com/main.article/view/104-prehled-momentu-setrvacnosti-nekterych-teles>
- [23] STONE, C. R. a N. LADOMMATOS. The Measurement and Analysis of Swirl in Steady Flow. *SAE Technical Paper 921642*. 1992, 19. DOI: <https://doi.org/10.4271/921642>.
- [24] PITCHER, Graham. *An investigation and comparison between standard steady flow measurements and those in a motored engine* [online]. Loughborough, 2011 [cit. 2018-05-25]. Dostupné z: <https://dspace.lboro.ac.uk/dspace-jspui/handle/2134/12576>. Disertace. Loughborough University.
- [25] KIM, Myoungjin, Sihun LEE a Wootae KIM. Tumble Flow Measurements Using Three Different Methods and its Effects on Fuel Economy and Emissions. *SAE Technical Paper 2006-01-3345*. 2006, 14. DOI: <https://doi.org/10.4271/2006-01-3345>.
- [26] Scattering: Engine Research Center ~ UW-Madison. In: *Engine Research Center ~ UW-Madison* [online]. ©2018 [cit. 2018-05-25]. Dostupné z: <https://www.erc.wisc.edu/scattering.php>
- [27] Základní princip. *FAST VUT v Brně* [online]. ©2014 [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <https://www.fce.vutbr.cz/VST/zubik.p/zkladn1.htm>
- [28] MALÍK, Michal a Jiří PRIMAS. Anemometrické metody. In: *Fakulta mechatroniky, informatiky a mezioborových studií* [online]. 2011 [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <http://www.fm.tul.cz/esf0247/index.php?download=566>
- [29] URUBA, Václav. Laser Doppler Anemometry (LDA). In: *Ústav termomechaniky AV ČR, v. v. i.* [online]. ©2008-2018 [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <http://www.it.cas.cz/~uruba/docs/ZIE/LDA.pdf>
- [30] ZUBÍK, P., K. ŠEVELA, J. SVOJANOVSKÝ a A. ZHARFBIN. Možnosti laserové dopplerovské anemometrie (LDA) při zjištění krevních elementů v peritoneálním roztoku. In: *FAST VUT v Brně* [online]. ©2014 [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <https://www.fce.vutbr.cz/vst/lvv/dialyza.pdf>

- [31] Particle Image Velocimetry (PIV). *LAO - lasery a optika* [online]. 2014 [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <http://www.lao.cz/aplikace-79/zobrazovaci-metody-145/particle-image-velocimetry-piv-290>
- [32] Měření proudových polí metodou PIV: Popis. *Nano[studijní] materiály* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <https://nanoed.tul.cz/mod/book/view.php?id=2213>
- [33] PETSCHENING, Egon, Glanz REINHARD a Helfried SORGER. DIFFERENTIAL FLOW FIELD ANALYSIS IN ENGINE DEVELOPMENT. *MTZ worldwide*. 2010, 71(5), 8. DOI: <https://doi.org/10.1007/BF03227012>. ISSN 2192-9114.
- [34] Měření proudových polí metodou 3D PIV: Popis. *Nano[studijní] materiály* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <https://nanoed.tul.cz/mod/book/view.php?id=2214>
- [35] GT-SUITE Overview | Gamma Technologies. *Gamma Technologies | Engine and Vehicle simulation* [online]. ©2015-2017 [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <https://www.gtisoft.com/gt-suite/gt-suite-overview/>
- [36] *GT-SUITE: Flow Theory Manual*. Verze 7.4. Gamma Technologies, 2014.
- [37] Air - Dynamic and Kinematic Viscosity. *Engineering ToolBox* [online]. 2001 [cit. 2018-05-29]. Dostupné z: https://www.engineeringtoolbox.com/air-absolute-kinematic-viscosity-d_601.html

8 Seznam obrázků

Obrázek 1 Řez hlavou válce [3].....	16
Obrázek 2 Moodyho diagram [9].....	22
Obrázek 3 Geometrická průtoková plocha [12].....	25
Obrázek 4 Detail vstupu kanálu do válce motoru [13] (přeloženo).....	26
Obrázek 5 Kruhový průřez kanálu [12]	27
Obrázek 6 Průběh tlaků na cloně [17]	32
Obrázek 7 Normalizované hodnoty průtokového součinitele clony [19].....	34
Obrázek 8 Konstrukční řešení clony s koutovým odběrem tlaku [19]	37
Obrázek 9 Prstencový vír [21].....	38
Obrázek 10 Swirl [21].....	38
Obrázek 11 Tumble [21].....	39
Obrázek 12 Radiální vír [21]	39
Obrázek 13 Koutový vír [21].....	40
Obrázek 14 Lopatkový měřič víření [24] (doplněny osy, přeloženo).....	50
Obrázek 15 Impulzní měřič víření [24] (doplněny osy, přeloženo)	51
Obrázek 16 Měření tumble pomocí L-trubice [24] (doplněny osy).....	51
Obrázek 17 Měření tumble pomocí T-trubice [24] (doplněny osy, přeloženo).....	52
Obrázek 18 Ukázka optické metody PIV [26] (přeloženo)	53
Obrázek 19 Princip metody LDA [29]	54
Obrázek 20 Princip Rovinné laserové anemometrie [32].....	56
Obrázek 21 Princip prostorové laserové anemometrie [34]	56
Obrázek 22 Schéma měřicí tratě v laboratořích ČVUT.....	61
Obrázek 23 Dmychadlo poháněné elektromotorem	62
Obrázek 24 Měřicí clona.....	63
Obrázek 25 Snímače tlakové difference	64
Obrázek 26 Hlava válců motoru s ryskou pro odečítání reakčního momentu.....	65
Obrázek 27 Graf – porovnávací průtoková čísla – levý ventil otevřen	66
Obrázek 28 Graf – porovnávací průtoková čísla – pravý ventil otevřen	67
Obrázek 29 Graf – porovnávací průtoková čísla – oba ventily otevřeny	67
Obrázek 30 Graf – srovnání průtokových porovnávacích čísel.....	68
Obrázek 31 Graf – porovnání velikosti průtokového a upraveného průtokového čísla .	69

Obrázek 32 Graf – porovnávací vírová čísla – levý ventil otevřen	71
Obrázek 33 Graf – porovnávací vírová čísla – pravý ventil otevřen	72
Obrázek 34 Graf – porovnávací vírová čísla – oba ventily otevřeny	73
Obrázek 35 Graf – porovnávací vírová čísla	74

9 Seznam tabulek

Tabulka 1 Přehled způsobů značení průtokových porovnávacích čísel a koeficientů....	59
Tabulka 2 Přehled způsobů značení vírových porovnávacích čísel a koeficientů.....	60
Tabulka 3 Technické parametry zkoušené hlavy motoru	61
Tabulka 4 Technické parametry aerodynamické trati.....	62
Tabulka 5 Průměrné průtokové koeficienty.....	69
Tabulka 6 Kritické otáčky.....	70
Tabulka 7 Průměrné vírové koeficienty.....	74

Příloha 1

Závislost dynamické viskozity vzduchu na teplotě

Teplota [K]	Dynamická viskozita [$\mu\text{Pa} \cdot \text{s}$]
273,15	17,15
278,15	17,4
283,15	17,64
288,15	17,89
293,15	18,13
298,15	18,37
303,15	18,6
313,15	19,07
323,15	19,53
333,15	19,99
353,15	20,88
373,15	21,74

Příloha 1 Dynamická viskozita [37]

Příloha 2

Průtoková a vírová porovnávací čísla levý ventil otevřen

Levý ventil						
$\frac{L_v}{D_v} [-]$	C_{d_bez} [-]	C_{d_s} [-]	C_{f_bez} [-]	C_{f_s} [-]	$C_{f\beta_bez}$ [-]	$C_{f\beta_s}$ [-]
0,034	0,913	0,905	0,124	0,123	0,018	0,018
0,068	1,018	1,009	0,276	0,274	0,041	0,041
0,102	0,725	0,719	0,295	0,293	0,044	0,043
0,136	0,662	0,656	0,359	0,356	0,053	0,053
0,169	0,651	0,646	0,442	0,438	0,066	0,065
0,203	0,604	0,598	0,491	0,487	0,073	0,072
0,237	0,536	0,531	0,508	0,504	0,076	0,075
0,271	0,482	0,478	0,523	0,519	0,078	0,077
0,305	0,443	0,439	0,541	0,536	0,080	0,080
0,339	0,414	0,410	0,562	0,557	0,084	0,083
0,373	0,385	0,382	0,574	0,569	0,085	0,085
$\frac{L_v}{D_v} [-]$	N_{SA} [-]	$(N_{SA})_{red}$ [-]	N_{SR_bez} [-]	N_{SR_s} [-]	N_{SU} [-]	
0,034	2,071	1,823	0,105	0,105	0,026	
0,068	1,600	1,409	0,182	0,180	0,045	
0,102	2,425	2,135	0,294	0,292	0,073	
0,136	1,863	1,640	0,275	0,273	0,068	
0,169	1,548	1,362	0,281	0,279	0,070	
0,203	2,094	1,843	0,423	0,419	0,105	
0,237	2,281	2,008	0,477	0,473	0,118	
0,271	2,540	2,236	0,547	0,542	0,135	
0,305	2,668	2,348	0,593	0,588	0,147	
0,339	2,687	2,366	0,621	0,615	0,154	
0,373	2,718	2,393	0,642	0,636	0,159	

Příloha 2 Vyhodnocení průtokových a vírových vlastností kanálu – levý ventil

Index X_{bez} – bez uvažování stlačitelnosti, index X_s – s uvažováním stlačitelnosti.

Příloha 3

Průtoková a vírová porovnávací čísla pravý ventil otevřen

Pravý ventil						
$\frac{L_v}{D_v} [-]$	C_{d_bez} [-]	C_{d_s} [-]	C_{f_bez} [-]	C_{f_s} [-]	$C_{f\beta_bez}$ [-]	$C_{f\beta_s}$ [-]
0,034	0,926	0,918	0,126	0,124	0,019	0,019
0,068	1,024	1,015	0,278	0,275	0,041	0,041
0,102	0,741	0,734	0,301	0,299	0,045	0,044
0,136	0,668	0,663	0,363	0,359	0,054	0,053
0,169	0,653	0,647	0,443	0,439	0,066	0,065
0,203	0,601	0,595	0,489	0,484	0,073	0,072
0,237	0,530	0,525	0,503	0,498	0,075	0,074
0,271	0,474	0,469	0,514	0,509	0,076	0,076
0,305	0,432	0,428	0,527	0,523	0,078	0,078
0,339	0,402	0,398	0,544	0,540	0,081	0,080
0,373	0,375	0,372	0,559	0,554	0,083	0,082
$\frac{L_v}{D_v} [-]$	N_{SA} [-]	$(N_{SA})_{red}$ [-]	N_{SR_bez} [-]	N_{SR_s} [-]	N_{SU} [-]	
0,034	-2,012	-1,771	-0,104	-0,103	-0,026	
0,068	-1,498	-1,319	-0,171	-0,170	-0,042	
0,102	-2,296	-2,021	-0,285	-0,282	-0,071	
0,136	-1,984	-1,747	-0,296	-0,293	-0,073	
0,169	-1,700	-1,497	-0,310	-0,307	-0,077	
0,203	-2,285	-2,011	-0,459	-0,455	-0,114	
0,237	-2,511	-2,210	-0,519	-0,515	-0,129	
0,271	-2,833	-2,494	-0,598	-0,593	-0,148	
0,305	-3,036	-2,672	-0,658	-0,653	-0,163	
0,339	-3,164	-2,786	-0,708	-0,702	-0,176	
0,373	-3,180	-2,799	-0,731	-0,725	-0,181	

Příloha 3 Vyhodnocení průtokových a vírových vlastností kanálu – pravý ventil

Index X_{bez} – bez uvažování stlačitelnosti, index X_s – s uvažováním stlačitelnosti.

Příloha 4

Průtoková a vírová porovnávací čísla oba ventily otevřeny

Oba ventily						
$\frac{L_v}{D_v} [-]$	C_{d_bez} [-]	C_{d_s} [-]	C_{f_bez} [-]	C_{f_s} [-]	$C_{f\beta_bez}$ [-]	$C_{f\beta_s}$ [-]
0,034	1,014	1,005	0,138	0,136	0,041	0,041
0,068	0,712	0,705	0,193	0,191	0,057	0,057
0,102	0,733	0,726	0,298	0,295	0,089	0,088
0,136	0,694	0,688	0,377	0,373	0,112	0,111
0,169	0,657	0,651	0,445	0,441	0,132	0,131
0,203	0,629	0,624	0,512	0,508	0,152	0,151
0,237	0,579	0,574	0,549	0,544	0,163	0,162
0,271	0,517	0,512	0,560	0,555	0,167	0,165
0,305	0,474	0,470	0,579	0,574	0,172	0,171
0,339	0,436	0,433	0,592	0,586	0,176	0,174
0,373	0,401	0,397	0,598	0,592	0,178	0,176
$\frac{L_v}{D_v} [-]$	N_{SA} [-]	$(N_{SA})_{red}$ [-]	N_{SR_bez} [-]	N_{SR_s} [-]	N_{SU} [-]	
0,034	-0,038	-0,034	-0,004	-0,004	-0,001	
0,068	-0,195	-0,171	-0,031	-0,031	-0,008	
0,102	-0,016	-0,014	-0,004	-0,004	-0,001	
0,136	-0,143	-0,126	-0,044	-0,044	-0,011	
0,169	-0,110	-0,097	-0,040	-0,040	-0,010	
0,203	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	
0,237	-0,014	-0,013	-0,007	-0,006	-0,002	
0,271	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	
0,305	0,022	0,019	0,010	0,010	0,003	
0,339	0,031	0,027	0,015	0,015	0,004	
0,373	0,032	0,029	0,016	0,016	0,004	

Příloha 4 Vyhodnocení průtokových a vírových vlastností kanálu – oba ventily

Index X_{bez} – bez uvažování stlačitelnosti, index X_s – s uvažováním stlačitelnosti.

Příloha 5

Výpočetní tabulka

Výpočetní tabulka s naměřenými hodnotami a zadanou zdvihovou křivkou ventilu reálného motoru ve formátu MS Excel s názvem „Vypocetni tabulka“ na přiloženém CD.