

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci

nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

Obor 23 - 20 - 8

Stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

zaměření:

Stroje a zařízení pro průmyslovou dopravu

Katedra strojů průmyslové dopravy

Z A Ř Í Z E N Í K E Z K O U Š E N Í V L A S T N O S T Í
S A C Í H O A V Ý F U K O V É H O T R A K T U

K S D - 0 9 4

Vladimír Bandouch

Vedoucí práce: Ing. Lubomír Moc
VŠST Liberec

Konzultant: Ing. Stanislav Beroun, CSc.

Rozsah práce a příloh

Počet stran:	43
Počet tabulek:	4
Počet obrázků:	15
Počet výkresů:	14
Počet jiných příloh:	2

DT 621.431

Liberec 23. května 1986

Vysoká škola: **VŠST Liberec**

Fakulta: **strojní**

Katedra: **strojů průmysl. dopravy**

Školní rok: **1985/86**

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro **Vladimír B a n d o u c h**

obor **23-20-8 stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu**

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných zkouškách a státních rigorózních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: **Zařízení ke zkoušení vlastností sacího a výfukového traktu**

Zásady pro vypracování:

Zpracujte přehled měřicích zařízení a metod používaných k ověření vlastností sacího a výfukového traktu spalovacích motorů.

Porovnejte jednotlivé metody měření a současně sledujte závislost velikosti a tvaru spalovacího prostoru na velikost víření.

Navrhněte metodu k ověření vlastností traktu motorů řady LIAZ. Proveďte ekonomické posouzení návrhu.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 8
PSČ 461 17

V 80 / 865

Rozsah grafických prací: **výkresová dokumentace návrhu měřicího zařízení**

Rozsah průvodní zprávy: **50-60 stran**

Seznam odborné literatury: **Radzimirski, S.: Víření ve válci vznětového motoru. Biuletyn 1979, č. 5-6**

Hehenberg, G.: A new Method for the Analysis of the Swirl in the Combustion Chamber of Diesel Engines, Cimac 1979

Monaghan, M.L.: Air Motion and Its Effect on Diesel Performance and Emissions, SAE Preprint 810255, 1981

Max, E.: Measurement of turbulent flow in engine using a Laser Doppler anemometer, International Journal of Vehicle Design, 4, 1983

Klick, D.: Laser Anemometry for Engine Flow Studies, SAE Tech. Pap. Ser. 1983, č. 830417 /také EI č. 16, 1984/

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Lubomír Moc

Konzultant:

Ing. Stanislav Beroun, CSc.

Datum zadání diplomové práce: **3.12.1984**

Termín odevzdání diplomové práce: **23.5.1986**

L. S.

Doc. Ing. Oldřich Červinka, CSc.

Vedoucí katedry

Doc. RNDr. Bohuslav Stráž, CSc.

Děkan

V Liberci dne 3.12. 1984

M Í S T O P Ř Í S E Ž N Ě P R O H L Á Š E N Í

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci
vypracoval samostatně a s použitím uvedené literatury.

V Liberci dne 23.května 1986

Bandoch Vladimír

Vladimír B A N D O U C H

O B S A H	str.
1. Úvod	4
1.1 Požadavky na spalovací motory	4
1.1.1 Zvyšování otáček motoru	5
1.1.2 Zvyšování plnicích tlaků	5
1.1.3 Snižování ztrát při výměně obsahu spalovacího prostoru	6
1.1.4 Změna časování rozvodu	6
2. Vlastnosti sacího a výfukového traktu	6
2.1 Význam vyšetřování vlastností sacího traktu	6
2.2 Experimentální metody vyšetřování vlastností sacích orgánů	7
2.3 Přehled měřicích metod	8
2.3.1 Stacionární profukování sacích orgánů	8
2.3.1.1 Měřicí metoda podle Thiena	8
2.3.2 Zviditelňování proudu v sacích orgánech	13
2.3.2.1 Profukování modelu na šlírovacím zařízení	13
2.3.2.2 Zviditelňování proudu viditelnými čisticemi	13
2.3.2.3 Laserová anemometrie	13
2.4 Metody pro měření na reálných motorech za chodu	15
2.4.1 Metody založené na měření přestupu tepla z plynu do stěn spalovacího prostoru	15
2.4.1.1 Měření na povrchu spalovacího prostoru	16
2.4.1.2 Měření ve spalovacím prostoru	16
2.4.1.3 Měření průměrného přestupu tepla ze spalovacího prostoru	17
2.4.2 Rychlostní kinematografie	17
3. Diskuse metod užívaných k vyšetřování úhrnného průtokového součinitele	19
3.1 Rozbor podmínek za nichž probíhá nízkotlaká profukovací zkouška podle Thiena	19
3.2 Rozbor podmínek při vysokotlaké zkoušce	21
3.3 Rozbor podmínek za nichž probíhá plnění válce motoru	22
3.4 Diskuse současných metod měření úhrnného průtokového součinitele	24
4. Návrh měřicího zařízení	25

	str.
4.1 Popis měřicího zařízení	28
5. Návrh metody hodnocení sacích orgánů	31
6. Stručné ekonomické zhodnocení návrhu	39
7. Závěr	40
8. Použitá literatura	41
9. Seznam použitých značek	42

1. Úvod

1.1 Požadavky na spalovací motory

Současná společnost si klade velké nároky na neustálý růst životní úrovně. S tím je spojen progresivní rozvoj služeb a průmyslové výroby. To si vyžaduje rychlou a efektivní dopravu surovin, polotovarů, hotových výrobků a osob.

Při manipulaci s materiálem a přepravě osob na krátkých a středních tratích převládá pro svou operativnost automobilová doprava. Obecně se předpokládá, že v devadesátých letech bude přepravováno automobily až 70% celkového objemu přepravy. Je zákonité, že je na výrobcích pohonných jednotek pro automobily požadován neustálý růst jejich absolutních, ale zejména měrných výkonů. V souvislosti s růstem ceny pohonných hmot vystupuje do popředí zájmu měrná spotřeba paliva. Současně s počtem provozovaných motorů stoupá význam snižování množství škodlivých látek ve splodinách hoření a úrovně hluku. Tato problematika je komplexně řešena ve státním cílovém úkolu O7, "Nové pohonné jednotky".

Pro zajištění těchto požadavků je rozhodující co nejdokonalější využití energie obsažené v palivu, tedy jeho optimální smíšení se vzduchem a dokonalého spálení za všech režimů chodu motoru. Zvýšení jednotkového /litrového/ výkonu je podmíněno množstvím čerstvé náplně ve spalovacím prostoru. Na něm závisí také maximální množství paliva, které lze dokonale spálit. Zvýšení hmotnosti náplně lze dosáhnout buď cestou extenzivní - zvýšením měrné hmotnosti plnicího vzduchu zvýšením tlaku v sání /přeplňováním/, nebo cestou intenzivní - snížením ztrát při plnění válce. Výměnou obsahu válce při co nejdokonalějším odstranění zbytku splodin hoření lze zlepšit delší dobou vyplachování a vhodným tvarováním spalovacího prostoru. Na řešení tohoto úkolu může mít kladný vliv i plynulá změna časování rozvodu v závislosti na režimu motoru. V současné době není toto zařízení používáno. S rostoucími nároky na kvalitu spalování paliva a při zavádění elektronické automatické regulace do tohoto oboru se zřejmě i přes značnou složitost a cenu postupem času prosadí.

V současnosti se u výkonných automobilech pro nákladní i osobní dopravu ustálily jako pohonné jednotky rychloběžné přeplňované čtyřdobé vznětové motory. Jsou známy čtyři způsoby zvyšování para-

metrů motorů. Každý z nich má své výhody, nevýhody a omezení.

1.1.1 Zvyšování otáček motoru

přináší zvýšení výkonu motoru. Zároveň však roste měrná spotřeba paliva, hlučnost, tepelné i mechanické namáhání dílců motorů a jejich opotřebení. Maximální otáčky běžných motorů pro nákladní automobily se ustálily na 2000 až 2100 otáček min^{-1} . Tyto otáčky nelze prakticky již dále zvyšovat nejen v důsledku růstu namáhání dílců motoru od dynamických sil a jejich tepelného zatížení, ale i z hlediska času potřebného pro vytvoření homogenní směsi s optimálním přebytkem vzduchu.

1.1.2 Zvyšování plnicích tlaků

má za následek zvýšení hmotnosti náplně spalovacího prostoru vzduchem. Umožňuje zvýšení dodávky paliva při zachování optimálního složení směsi. Umožňuje růst výkonu a pokles obsahu škodlivých látek ve spalinách ve srovnání s atmosférickým plněním motoru. Spolehlivě zajišťuje dostatečný výkon motoru i ve vyšších nadmořských výškách.

Stlačování a doprava plynů je energeticky velmi náročná. Vyžaduje si proto velmi pečlivý a důsledný přístup k řešení problému při jeho hlubokém teoretickém poznání. Jako optimální řešení se v současnosti ukazuje přeplňování turbodmychadlem. Vzhledem k dosahovanému stupni stlačení je již u vysoce přeplňovaných motorů nutné používat mezichladič, aby nedocházelo k přílišnému růstu teploty plnicího vzduchu, čímž k poklesu jeho měrné hmotnosti a růstu tepelných ztrát. Vzhledem k tomu, že při spolupráci turbodmychadla s motorem dochází vlastně ke spolupráci dynamicky a objemově pracujících tepelných strojů a je nutno celý problém optimalizovat. Optimalizace se provádí zpravidla oblasti maximálního točivého momentu motoru a minimální měrné spotřeby. Toto seřízení je výhodné zejména u motorů pracujících dlouhodobě v oblasti výpočtového režimu /kolejová vozidla a dálková kamionová doprava/. Zde pak pracuje turbodmychadlo s maximální účinností, klesá spotřeba paliva a obsah škodlivin ve výfukových plynech.

Vzhledem k závislosti stupně stlačení a účinnosti na otáčkách turbodmychadla a na dopravovaném množství jsou vyvíjeny i jiné systémy, které se však pro svoji výrobní náročnost prakticky nerozšířily.

ly. Jde hlavně o přeplňování mechanicky poháněným dmychadlem Roots a přeplňování systémem "Komprex". /4/

1.1.3 Snižování ztrát při výměně obsahu spalovacího prostoru

Nejvýrazněji se uplatňují ztráty způsobené přestupem tepla do čerstvé náplně jejím smíšením se zbytkem spalin, hydraulické ztráty a vnitřní ztráty způsobené zmařením vysoké kinetické energie proudící náplně. Významné jsou i ztráty způsobené rázovými vlnami. S ohledem na to, že výměna obsahu válce je nestacionární děj ve stlačitelném prostředí, je jeho matematický popis možný jen s přijetím určitých zjednodušujících předpokladů. Také popis okrajových podmínek za nichž děje probíhá bývá nespolehlivý. Konečné řešení tvaru a rozměrů sacího a výfukového traktu a spalovacího prostoru bývá proto výsledkem experimentů prováděných na základě těchto výpočtů.

Přesto, že jde o problematiku značně složitou, bude zvyšování parametrů motorů záviset především na jejím úspěšném vyřešení. Snižování ztrát stojí proto v popředí zájmu všech výrobců spalovacích motorů.

1.1.4 Změna časování rozvodu

Vsoučasnosti se u seriových motorů nepoužívá. Je však pravděpodobné, že s postupem řešení předchozích otázek najde uplatnění i jako koncepce. Umožní optimální řízení motoru ve všech režimech, spolu s elektronickým řízením a regulací chodu motoru umožní vyloučení ztrát i vliv lidského faktoru.

2. Vlastnosti sacího a výfukového traktu spalovacího motoru

2.1 Význam vyšetřování vlastností sacího traktu

Z možných způsobů zvyšování měrného výkonu a snižování měrné spotřeby i obsahu škodlivin ve splodinách hoření uvedených v úvodu vyplývá, že možnosti extenzivního zvyšování parametrů jsou prakticky vyčerpány. Další vývoj přeplňovaných čtyřdobých vznětových motorů se bude ubírat převážně cestou růstu dopravní účinnosti a maximálního využití energie obsažené v palivu.

Nejúčinnější způsob, jak zajistit u daného motoru maximální dodávku vzduchu do válce, je snížení ztrát vznikajících během proudění vzduchu sacím traktem. Pomineme-li ztráty v turbodmychadle, vystoupí do popředí ztráty vzniklé v sacích kanálech hlav

válci a v okolí sacích ventilů. Je tedy třeba najít takové uspořádání sacích orgánů, které by umožňovalo co největší hmotnostní průtok s minimálními ztrátami - řešení s maximální dopravní účinností. Dopravní účinnost omezuje celá řada faktorů z nichž nejvýznamnější jsou: ohřev čerstvé náplně od hlavy válce, válce a pístu, mísení této náplně se zbylými spaliny, hydraulické ztráty, ztráty vzniklé zmařením vysoké kinetické energie náplně. Další ztráty vznikají během vyplachování spalovacího prostoru únikem čerstvé náplně do výfuku. K tomu mohou ještě přistupovat ztráty vzniklé rázovými vlnami. Nejsnáze lze ovlivnit ztráty způsobované uspořádáním sacích orgánů v hlavě válce. Vhodným kritériem pro srovnávání různých řešení sacího traktu je úhrnný průtokový součinitel μ , který se vyjadřuje jako poměr skutečného a teoretického dopravovaného množství. Součinitel postihuje hydraulické ztráty vzniklé v sacích orgánech. Druhou vlastností charakterizující dané řešení je schopnost kanálu rozvířit náplň ve spalovacím prostoru a tak zrychlit a zkvalitnit přípravu směsi. To se opět projeví jako ztráta z hlediska dopravní účinnosti. Proto se potřebného víření dosahuje vhodným tvarováním spalovacího prostoru a tangenciální rozvíření náplně ve válci nahrazuje vířením ve směru osy válce.

2.2 Experimentální metody vyšetřování vlastností sacích orgánů mají doposud základní význam. Umožňují získat vstupní hodnoty pro výpočet i zpětné ověřování výsledků konstrukčních úprav a výpočtů.

Vyšetřování vlastností lze provádět buď na reálném motoru, nebo na modelovém zařízení. Měření prováděná na reálném motoru za chodu však naráží na celou řadu problémů a jsou náročná na měřicí techniku a zpracování výsledků. Vzhledem k technickým i ekonomickým nárokům se především ve fázi výzkumu uplatňují měření na modelech. Zde je třeba přijímat mnohé zjednodušující předpoklady, které jsou hlavní příčinou zkreslení oproti reálným motorům. Tím že měření probíhá za ustáleného stavu proudění, nelze postihnout dynamiku probíhajících dějů. Přesto přináší cenné poznatky o tvarovém řešení sacího traktu pokud jde o hydraulické ztráty.

2.3 Přehled měřicích metod

2.3.1 Stacionární profukování sacích orgánů

Při stacionárních profukovacích zkouškách jde především o zjištění úhrnného průtokového součinitele a stupně rozvíření náplně válce. Pro naplnění válce a vytvoření směsi je u rychloběžných motorů k dispozici velmi krátká doba a je nutno zajistit co největší hmotnostní průtok vzduchu plicními orgány.

Z obecné rovnice pro průtočné množství lze zjistit, jaké parametry rozhodují o naplnění válce čerstvou směsí. Pro okamžitý průtočné množství platí:

$$\dot{m} = S_v \cdot \mu \cdot \sqrt{2\rho \cdot \Delta p}$$

1

kde:

S_v - okamžitý průtoč. plocha ventilu

μ - úhrnný průtokový součinitel zahrnující všechny ztráty v sacím traktu

ρ - měrná hmotnost plicního vzduchu

Δp - rozdíl tlaků před a za plicním orgánem

Je patrné, že o kvalitě plnění rozhoduje úhrnný průtokový součinitel μ , jehož zjištění je cílem měření.

Při této zkoušce je také zjišťován stupeň axiálního rozvíření náplně válce to jest velikosti vírového čísla. Přesná definice tohoto vírového čísla není jednotná a liší se u různých autorů. V zásadě však jde o poměr otáček vířící náplně a otáček motoru /3/.

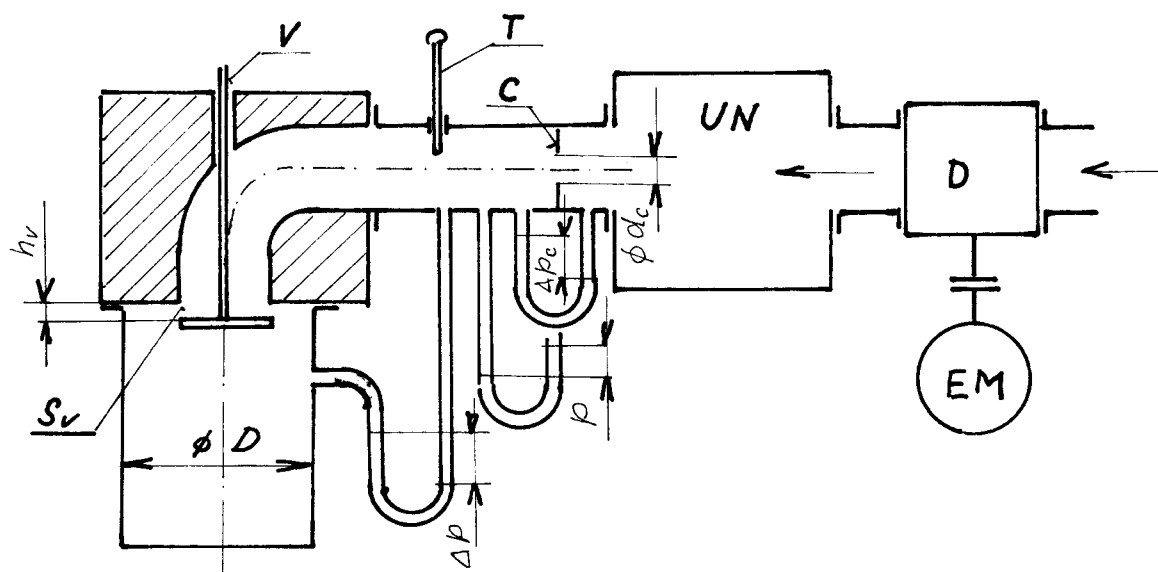
2.3.1.1 Měřicí metoda dle Thiena /2/, /3/

Tato metoda je jednou z nejstarších. Jde o nízkotlakou profukovací zkoušku na modelovém zařízení při ustáleném proudění. Jejím výsledkem jsou průtočné charakteristiky plicního orgánu. Jde o smluvní metodu. Pro svou jednoduchost je značně rozšířena a umožňuje srovnávat řešení sacích orgánů různých motorů.

V další obměně se provádí i jako vysokotlaká zkouška /3/, t. j. charakteristika sacích orgánů se proměřuje v širokém rozsahu tlakových spádů na ventilu.

Tlakový spád se realizuje buď přetlakem na vstupu, nebo odsávání na straně válce.

Princip měření úhrnného průtokového součinitele - Liaz /2/



obr.1

D - dmychadlo

EM - regulační elektromotor

HV - hlava válce

V - ventil

UN - uklidňovací nádoba

T - teploměr

C - clonka pro měř. průtok

S_v - průtočná plocha ventilu

Průtokový součinitel μ :

$$\mu = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_t} \quad 2$$

$$\dot{m}_t = S_v \cdot \rho_1 \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_s}} \quad 3$$

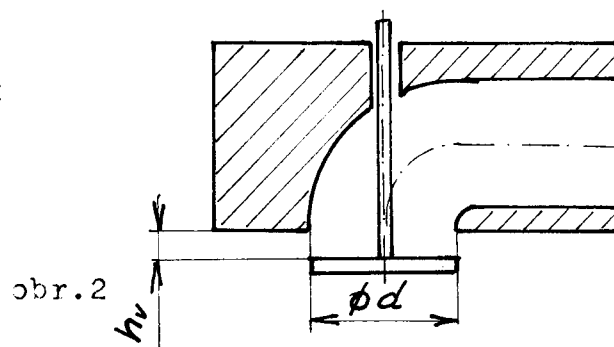
kde:

ρ_1 - měrná hmota před ventilem

ρ_s - průměrná měrná hmota mezi místem měření tlaku a výstupu z trati

$\dot{m}_s$ - skutečný hmot. průtok

$\dot{m}_t$ - teoretický hmot. průtok



obr.2

d - vnitřní průměr sedla ventilu

h_v - zdvih ventilu

$$S_v = \pi \cdot d \cdot h_v$$

4

U ventilových rozvodů je výhodné vynásobit průtokový součinitel t.zv. uzavíracím číslem ζ vyjadřujícím poměr průtočné plochy a plochy průřezu kanálu v místě sedla ventilu. Pro výpočet S_v a ζ se uvažuje zjednodušení tvaru ventilu dle obr. 2 a zanedbá se průřez dřívku ventilu.

$$\zeta = \frac{\pi \cdot d \cdot h_v}{\pi \frac{d^2}{4}} = \frac{4h_v}{d}$$

5

Součin $\mu \cdot \zeta$ se pak nazývá průtokové číslo a vynáší se do grafu v závislosti na relativním zdvihu h_v/d .

Pro posouzení průtoku během celého zdvihu ventilu se užívá "střední průtočné číslo" $(\mu \cdot \zeta)_m$. Pro jeho stanovení je třeba znát hodnoty časování rozvodu, průběh zdvihové křivky ventilu a stacionárně zjištěná průtoková čísla pro každý poměrný zdvih. Pak lze vypočítat střední průtočné číslo

$$(\mu \cdot \zeta)_m = \frac{1}{\alpha_c} \cdot \int_{\alpha_p}^{\alpha_k} \mu \cdot \zeta \cdot d\alpha$$

6

kde:

α - úhel otočení klik.hřídele motoru

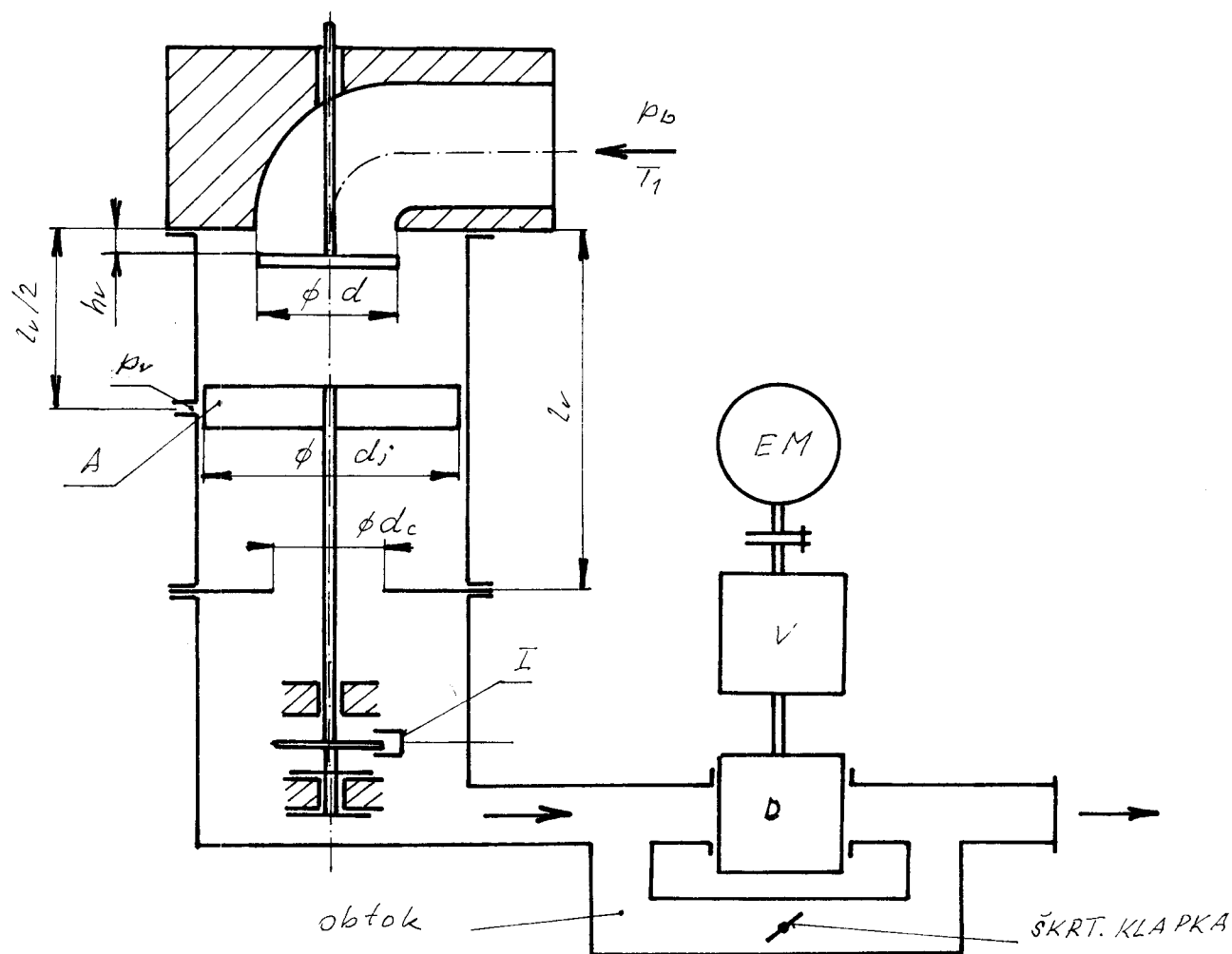
α_c - celk.úhel otevření sacího ventilu

α_k - konec sání

α_p - počátek sání

Protože ne vždy bývají dostupné hodnoty časování a zdvihové závislosti ventilu, přičemž integrace přes různé průběhy zdvihových závislostí znepřehledňuje porovnání kanálů jako takových, spokojujeme se často pouze s porovnáním průběhů křivek $(\mu \cdot \zeta)$.

Princip měření vírového čísla hlav válců metodou ČVUT /3/



obr. 3

D - dmychadlo
V - variátor
EM - elektromotor
 $l_v = 0.7 D$
 $d_j = 0.9 D$

$d_c = /0.4 \text{ až } 0.45/ D$
I - indukční snimač otáček
A - lopatkový anemometr

Měření vírového čísla se provádí za předpokladu, že rychlost proudění ve válci je stejná jako střední pístová rychlost. Změna hustoty proudu vzduchu se zanedbává. Měření víru se provádí buď lopatkovým anemometrem, nebo impulzním měřičem. Vzhledem ke značným nepřesnostem při měření lopatkovým anemometrem, je vhodnější používat pro měření impulzní měřič tvořený vřetínovou deskou zachycující přímo tangenciální složku hybnosti proudu vzduchu. V tomto případě měříme moment, na rozdíl od lopatkového anemometru, kde měříme otáčky vrtulky.

Vírové číslo - Thish /3/

Pro lopatkový anemometr:

$$\frac{n_j}{n} = \frac{n_j \cdot V_z}{30 V_c} = \frac{D^2 \cdot z}{4} \cdot \frac{\omega_j}{V_c}$$

7

ω_j - úhlová rychlost lopatky anemom.

n_j - otáčky víru

n - otáčky motoru

V_z - zdvihový objem

V_c - objem uvolněný pístem za jednotku času

z - zdvih pístu

D - průměr pístu

Při měření impulzním měřičem - Ricardo /3/ se měří přímo hybnost proudu vzduchu v tangenciálním směru. Měření je necitlivé na tvar rychlostního profilu v axiálním směru a nerovnoměrnosti víru. Pak za předpokladu válcového víru platí: /3/

$$M = I \cdot \omega_j = \frac{\pi \cdot D^2}{8} \cdot \omega_j$$

8

a z toho pak

$$\frac{n_j}{n} = \frac{2 M \cdot z}{\pi \cdot V_c}$$

9

Srovnáním momentu hybnosti níplně na konci sání a integrací momentu hybnosti tvořeného kanálem během sání lze získat vírové číslo na konci sání: /3/

$$\frac{\omega_k}{\omega} = \frac{n_k}{n} = \frac{\pi}{z^2} \cdot \int_{\alpha_p}^{\alpha_k} \frac{n_i}{n} \cdot \left(\frac{dx}{d\alpha} \right)^2 \cdot d\alpha$$

10

Toto vírové číslo umožňuje srovnávat jednotlivá provedení kanálů.

2.3.2. Zviditelňování proudu v sacích orgánech

2.3.2.1 Profukování modelu na šlírovacím zařízení

Šlírou se v praxi rozumí nestejnorodosti optických vlastností látky. Při zviditelnění těchto nestejnorodostí lze sledovat mimo jiné také lokální změny vzniklé v proudění plynu. Tuto metodu tedy lze využít i při vyšetřování vlastností sacích traktů spalovacích motorů /6/.

Zviditelnění proudu se provádí v modelovém zařízení z opticky průhledného materiálu. Model se umísťuje v měřicím prostoru šlírovacího zařízení. Vzhledem k tomu, že zviditelňování je prováděno světlem, musí být model vyroben tak, aby jeho stěny opticky nezkrášlovaly obraz šlíru. Proudí-li modelem vzduch, světelné paprsky se vlivem nerovnoměrností rozložení měrných hustot odchýlí od původního směru. Vedle primárního obrazu kanálu se pak na matnici objeví více či méně obrazy šlíru. Primární paprsky lze odclonit a tak získat pouze obraz vzniklý odchýlením paprsků na šlírech. Tak lze přesně určit místo vzniku šlíru. Zaměřováním snímací optiky na jednotlivé řezy modelu lze získat jejich šlírový obraz. Vyhodnocením fotografií se získá přehled o místech v nichž dochází ke stlačování vzdušiny, tedy ke zbrždění proudu vzduchu.

2.3.2.2 Zviditelnění proudu viditelnými částicemi

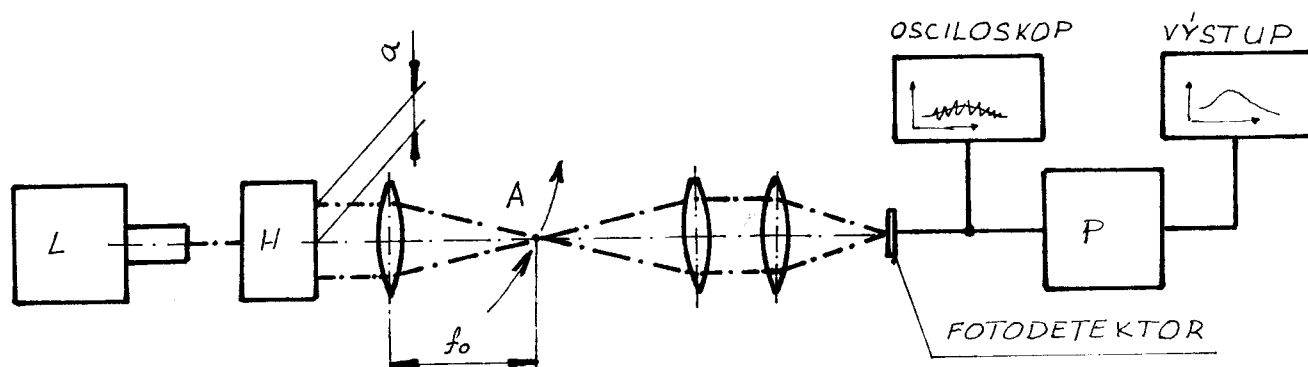
Rozptýlíme-li v tekutině proudící modelem viditelné částice nebo např. bublinky vzduchu, lze pozorovat jejich pohyb v průhledném modelu i bez speciálního optického zařízení - kouřové kanály.

Zviditelněním proudu můžeme získat přehled o tom, jak která část sacích orgánů ovlivňuje proudění.

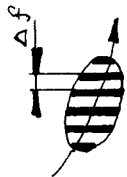
2.3.2.3 Laserová anemometrie

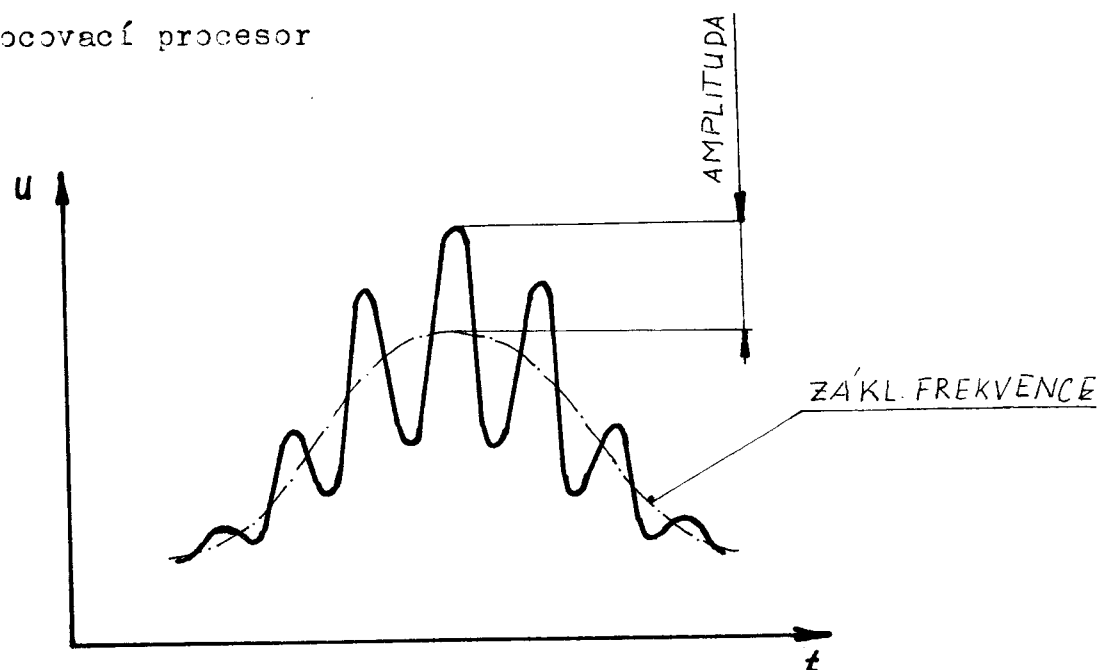
Metodou laserové anemometrie lze velmi přesně měřit okamžitou rychlost částic v proudu vzduchu. Je proto potřeba zajistit dostatečný počet částic vhodné velikosti - řádově um. Částice této velikosti budou velmi dobře sledovat proudění. Pak lze anemometrem velmi přesně měřit okamžitou rychlost proudu vzduchu ve zvoleném bodu sacího traktu. Výhodou laserového anemometru je linearita a bezdotykové měření. Zařízení není třeba cejchovat a lze jím měřit rychlost proudu ve velmi malém prostoru.

Princip Dopplerovského Laserového anemometru - LDA - s dvojitým paprskem



obr.4

- A -  průsečík paprsků s interferenčními proužky
směr pohybu částic
- L - Laser
- P - vyhodnocovací procesor
- H - hranol



obr.5

Funkce LDA:

Laserové paprsky vychýlené hranolem a zaostřené optikou do místa A vytvoří zde interferenční proužky. Přijímací optika převede obraz průsečíku na fotodetektor. Při průchodu částic přes světelnou stopu tato částice postupně zakrývá interferenční proužky.

Na fotodetektoru se objevuje frekvence úměrná rychlosti částice a vzdálenosti proužků. Příběh amplitudy modulovaného signálu odpovídá Gausovu rozložení intenzity paprsku laseru.

Vzdálenost mezi proužky v bodu A je obecně:

$$\Delta f = \frac{\lambda}{2 \cdot \sin(\Phi/2)} \quad 11$$

kde

$$\Phi/2 = \arctg \frac{a}{f_0} \quad 12$$

pak pro rychlost W platí:

$$W = f \cdot \Delta f \quad 13$$

Frekvence měření na výstupu z detektoru je tedy

$$f = \frac{W}{\Delta f} = \frac{W}{\lambda} \cdot \sin(\Phi/2) \quad 14$$

kde

a - vyosení paprsku hranolem

f - frekvence výstupního signálu fotodetektoru

f₀ - ohnisková vzdálenost

λ - vlnová délka zdroje laserového paprsku

Φ - úhel křížení paprsků

W - rychlost proudu

Δf - vzdálenost interferenčních proužků

Pro určení rychlosti je třeba měřit frekvenci f a znát vlnovou délku λ, jakož i úhel křížení paprsků Φ. LDA měří složku kolmou k rovině křížení paprsků a má 180° dvojznačnost.

2.4 Metody pro měření na reálných motorech za chodu /8/

Měřicí metody jsou svou podstatou určeny pro posouzení účinnosti celého procesu plnění válce, vytváření a spalování směsi.

2.4.1 Metody založené na měření přestupu tepla z plynu do stěn spalovacího prostoru. /8/

Za předpokladu, že rychlost proudu je na povrchu válce rovna nule a teplota na povrchu válce je stejná jako teplota náplně, lze z Newtonova vztahu určit přestup tepla z náplně do stěn válce

ve tvaru :

$$q = \alpha \cdot (T_G - T_G) \quad 15$$

kde:

q - teplo přestupující jednotkou plochy v jednotce času

α - součinitel přestupu tepla

T_G - teplota náplně

T_G - teplota povrchu spalovacího prostoru

Součinitel přestupu tepla α závisí na stavu plynu a rychlosti proudění dle /8/ takto:

$$\alpha = C \cdot (p^{0,8} \cdot T_G^{-0,53} \cdot w^{0,8}) \quad 16$$

C - konstanta

p - tlak

w - rychlost

Za předpokladu, že p , T_G a T_G jsou po celé délce spalovacího prostoru konstantní, lze vypočítat relativní změnu rychlosti proudu ve spalovacím prostoru. Vypočíst lze i absolutní hodnoty rychlostí. /8/ Toto měření lze provést ve třech variantách, zjišťujících přestup tepla na povrch spalovacího prostoru, uvnitř spalovacího prostoru a do jeho stěn.

2.4.1.1 Měření na povrchu spalovacího prostoru

Při tomto měření zjišťujeme lokální tepelný tok do stěny.

Vyjdeme ze vztahu pro tepelný tok

$$q = -\lambda \cdot \left(\frac{\partial T_G}{\partial x} \right)_{x=0} \quad 17$$

λ - tepelná vodivost

x - vzdálenost od vnitřního povrchu spalovacího prostoru

Protože je těžko vyšetřitelný gradient T_G , vychází se pouze z rozdílu teplot T_G na vnitřní stěně a vnější stěně. Měření se provádí jako relativní, neboť absolutní teploty T_G lze získat jen obtížně. Pro měření teplot se užívají miniaturní termočlánky Ni-Cr Ni o průměru 0,5 mm. Termočlánky se vyrábějí v různých obměnách pro dosažení co nejmenší časové konstanty.

2.4.1.2 Měření ve spalovacím prostoru

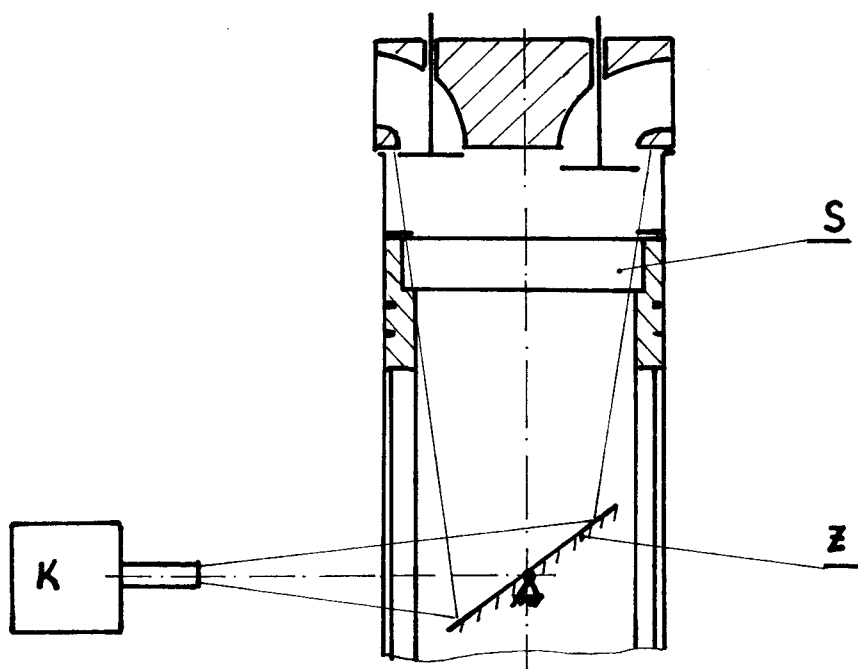
Pro měření místního přestupu tepla se užívají dva druhy čidel.

Termočlánek Ni,cr,Ni a tak zvaný žhavený drátový anemometr. Jeho princip je založen na měření výkonu, který je odváděn proudícím vzduchem z rozžhaveného drátu Pt,Rh. Tato měření jsou velmi náročná na cejchování a čidla jsou zvláště při měření v pístu, značně namáhána.

2.4.1.3. Měření průměrného přestupu tepla ze spalovacího prostoru
Změřením skutečných hodnot stavu nálpně a jejich porovnáním s vypočtenými teoretickými hodnotami lze zjistit ztráty. Tato metoda je velmi náročná jak na výpočty, tak i na měření. Metody uvedené pod 2.4.1 se zpravidla vhodně kombinují.

2.4.2. Rychlostní kinematografie

Vhodným konstrukčním uspořádáním zkušebního jednoválce umožňuje zaznamenat rychlou kamerou děje probíhající během spalování směsi v motoru.

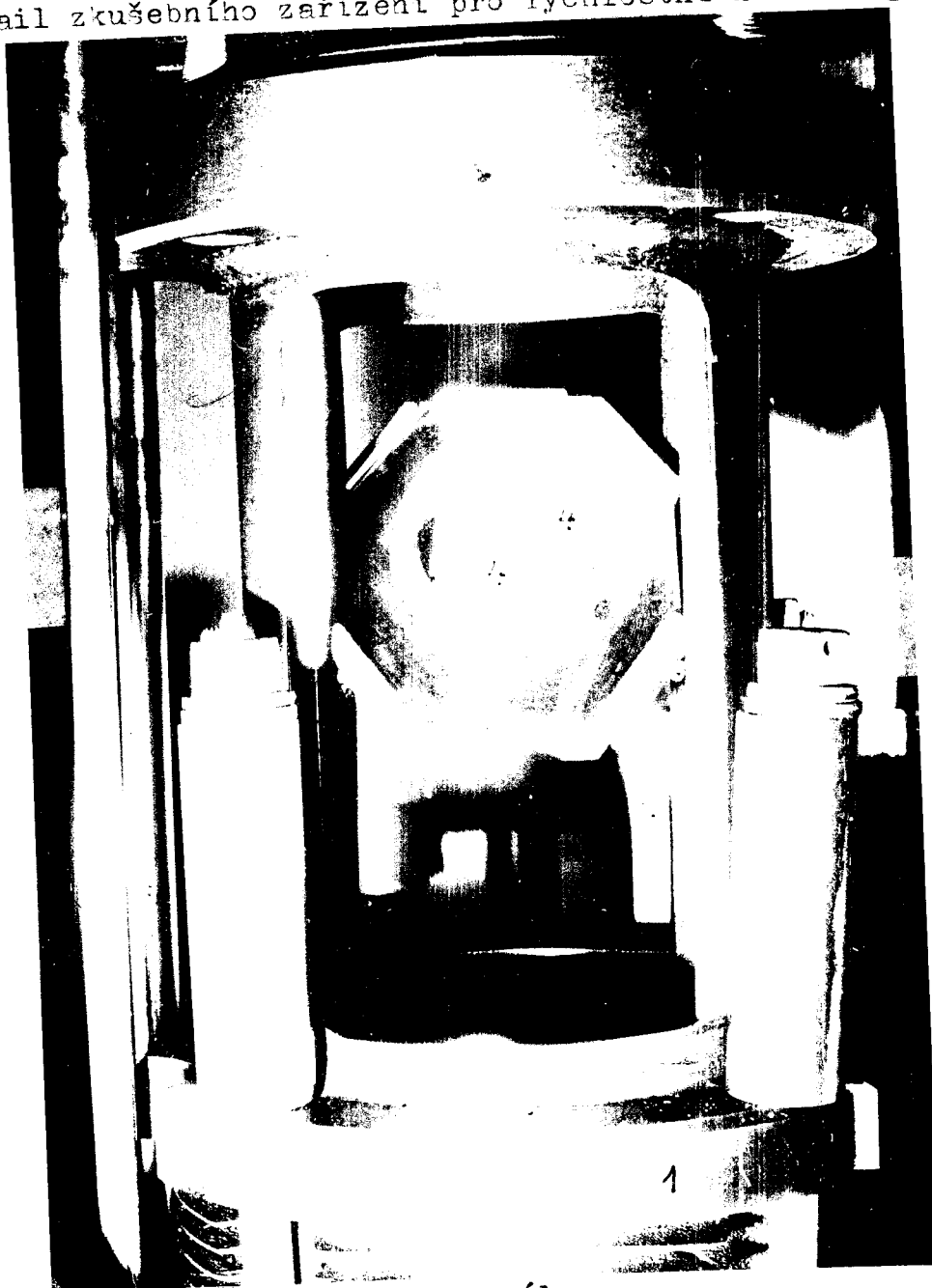


obr.5

- K - rychlostní kamera
- Z - zrcadlo
- S - skleněné dno pístu

Metoda je vhodná hlavně pro sledování šíření čela plamene při spalování směsi. Přimísíme - li do nasávaného vzduchu vhodné pevné částice a doplníme - li spalovací prostor osvětlením, můžeme sledo-

obr.5 a
Detail zkušebního zařízení pro rychlostní kinematografii



- 1 . Blok zkušebního jednoválce
- 2 . píst
- 3 . zrcadlo
- 4 . ventily

zení. Při obvyklém uspořádání dle Thiena je pro výpočet uvažováno $p_1 = p_b = 100 \text{ kPa}$. Při uspořádání s přetlakem na vstupu je $p_1 = p_b + 2,5 \text{ kPa}$. Pro výpočet tedy bude $p_1 = 102,5 \text{ kPa}$.

Stav plynového vzduchu je blízký atmosférickým podmínkám. Pro posouzení proudu vzduchu v sacích orgánech je rozhodující Reynoldsovo číslo - Re:

$$Re = \frac{d \cdot w}{\nu} \quad 18$$

d - charakteristický rozměr - průměr sedla ventilu

ν - kinematická viskozita

μ - dynamická viskozita

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad 19$$

ρ - měrná hmotnost

$$\mu = \mu_0 \cdot \sqrt{\frac{T}{T_0}} \cdot \frac{1 + \left(\frac{T_0}{C}\right)^{-1}}{1 + \frac{T}{C}} \quad /9/ \quad 20$$

T - teplota

C - konstanta

Pro vzduch je $\mu_0 = 1,721 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s}$

$C = 126$

Měrnou hmotnost vzduchu vypočteme ze stavové rovnice:

$$\rho = \frac{p}{r \cdot T} \quad 21$$

kde r je plynová konstanta / vzduch $287,1 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ /. Rychlost proudění na výtoku ze sacích orgánů lze k odhadu Re vypočítat ze vztahu pro rychlost proudění v obecném kanálu. Pro zjednodušení uvažujeme plně otevřený ventil:

$$w = \sqrt{w_1^2 + 2\chi \cdot r \cdot / T_1 - T /} \quad 22$$

w_1 - vstupní rychlost na začátku kanálu

$$\chi = \frac{n}{n - 1} \quad 23$$

n - exponent polytropy

Posuneme-li počátek expanze po téže polytropě do místa s nejvyšší teplotou, lze vztah 22 upravit do tvaru:

$$w = \sqrt{2 \cdot x \cdot r \cdot / T_0 - T /} \quad 24$$

kde pro T_0 platí:

$$T_0 = T_1 + \frac{1}{x \cdot r} \cdot \frac{w_1^2}{2} \quad 25$$

Poslední uvedený tvar vztahu 24 lze dále upravit do tvaru:

$$w = \sqrt{2 x \cdot r \cdot T_0} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{n-1}{n}}} \quad 26$$

kde první činitel popisuje počáteční stav vzdušiny a druh expanze, zatímco druhý činitel popisuje poměrnou změnu tlaků při expanzi.

Mezi stavovými veličinami v idealizovaném počítku platí:

$$\left(\frac{T_0}{T_1}\right)^{\frac{n}{n-1}} = \frac{p_0}{p_1} = \left(\frac{v_0}{v_1}\right)^{-n}$$

v_0 - měrný objem plynu v idealizovaném počítku expanze

v_1 - skutečný měrný objem $\frac{se_j}{\rho}$

Přítoková rychlost (pro výpočet se uvažuje jako hodnota střední přítokové rychlosti na reálném motoru.

Teoretická střední přítoková rychlost do jednoho sacího kanálu motoru M 2.3 pro $n = 2000 \text{ Min}^{-1}$ pak vychází:

$$w_1 = 45 \text{ ms}^{-1}$$

Uvažujme nejdříve případ s tlakem na vstupu $p_1 = 100 \text{ kPa}$ / Thien/. Tomu odpovídá tlak za sacími orgány $p = 97,5 \text{ kPa}$. Pak rychlost na výtoku z ventilu odhadnutá s použitím /26/ má velikost $w \approx 79 \text{ ms}^{-1}$. Této rychlosti při daném stavu odpovídá $Re = 2,23 \cdot 10^5$.

Nyní uvažujme druhý případ uspořádání měřicího zařízení, případ s přetlakem na vstupu. S použitím stejných vztahů vychází při stejné teplotě T_1 a přítokové rychlosti w_1 rychlost $w \approx 78 \text{ ms}^{-1}$ a $Re = 2,265 \cdot 10^5$. Parametry pro nízkotlaké profukovací zkoušky jsou uvedeny v tabulce 1.

3.2 Rozbor podmínek při vysokotlaké zkoušce

Pro uspořádání modelu dle ČVUT, kdy je tlakový spád vytvářen podtlakem na straně válce jsou hodnoty T, w, Re uvedeny v tabulce 2 pro různé hodnoty dosaženého tlakového spádu. Vstupní parametry ná-

plně T_1, p_1, w_1 jsou stejné jako u nízkotlaké zkoušky dle Thiena.

Pro vysokotlakou zkoušku s přetlakem na vstupu a při obdobném uspořádání měřicího zařízení jako LIAZ, jsou vypočtené hodnoty uvedeny ve druhé části tabulky 2. Vstupní veličiny T_1 a w_1 jsou uvažovány stejné jako v předchozích případech.

3.3 Rozbor podmínek za nichž probíhá plnění válce motoru

Z výsledků měření publikovaných v /5/ - viz obr.5 u přeplňovaných motorů plyne, že plnicí tlak před hlavou válce je prakticky konstantní. Přesto, že doposud nebyla publikována nízkotlaká část indikátorového diagramu tohoto motoru, lze usoudit dle provedených měření, že dosahované tlakové spídy při plnění válce jsou značně velké - obr.6 až 30 kPa./5/ Údaje vypočtené za uvedených předpokladů jsou v tabulce 3. Vstupní hodnoty pro výpočet T, w, Re , jsou převzaty z /5/. Vstupní rychlost je shodná s již dříve vypočtenou rychlostí w_1 pro shora uvedené měřicí metody, teplota T_1 a tlak p_1 je z /5/.

$$T_1 = 323 \text{ }^{\circ}\text{K} \quad p_1 = 270 \text{ kPa}$$

Δp kPa	Thien		LIAZ	
	$T_1 = 293 \text{ K} = \text{konst.}$		$w_1 = 45 \text{ ms}^{-1} = \text{konst.}$	
	$p_1 = 100 \text{ kPa}$		$p_2 = 102,5 \text{ kPa}$	
	$w \text{ ms}^{-1}$	Re	$w \text{ ms}^{-1}$	Re
2,5	79	$2,23 \cdot 10^5$	73	$2,265 \cdot 10^5$

tab.1

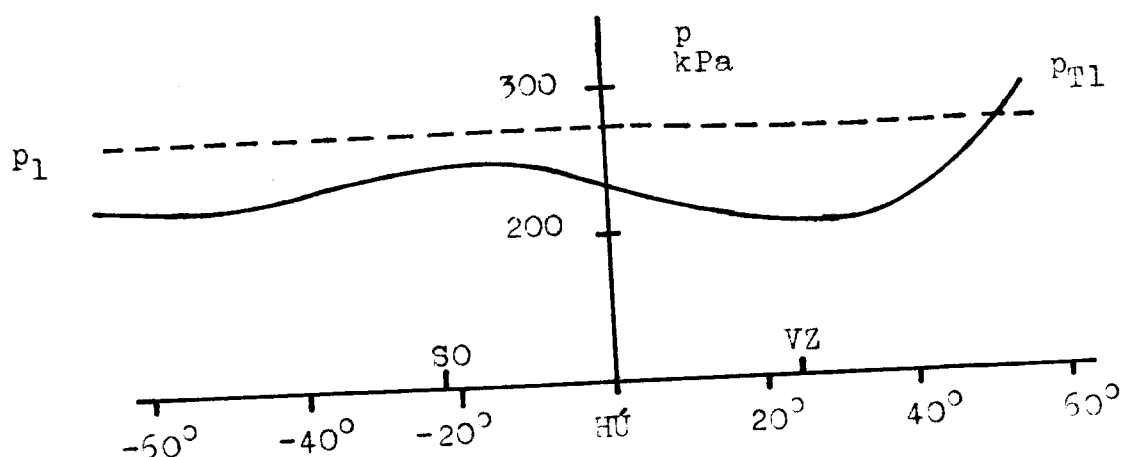
	podle ČVUT			přetlak na vstupu		
	$T_1 = 293 \text{ K} = \text{konst.}$ $w_1 = 45 \text{ ms}^{-1} = \text{konst.}$					
	$p_1 = 100 \text{ kPa} = \text{konst.}$					
Δp kPa	w ms^{-1}	T $^{\circ}\text{K}$	Re $\cdot 10^5$	w ms^{-1}	T $^{\circ}\text{K}$	Re $\cdot 10^5$
10	139,5	284,3	3,83	132	285,2	3,94
20	196	274,3	5,19	177	278,3	5,685
30	243	264,6	6,17	210	272	7,06

tab.2

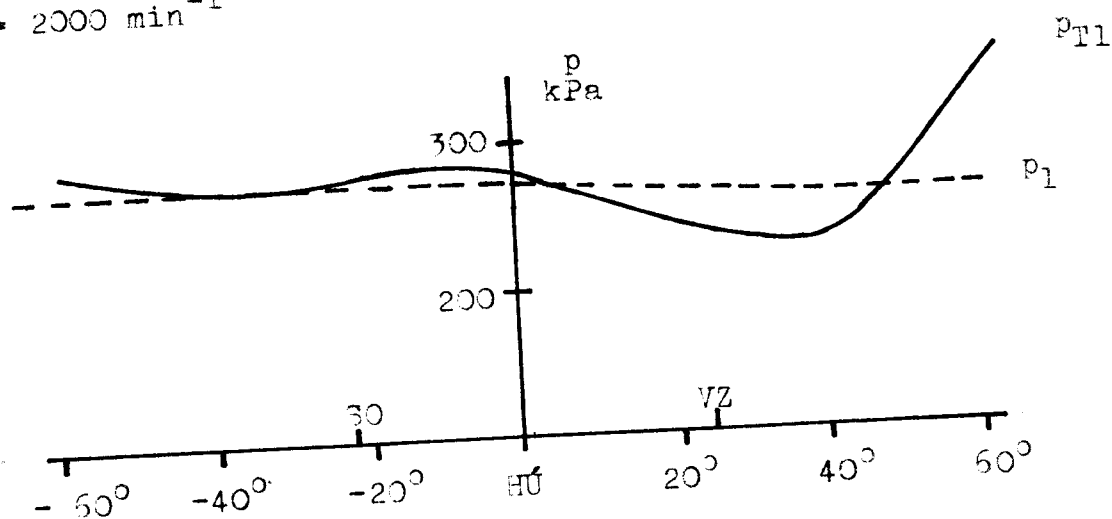
Δp kPa	w ms^{-1}	T $^{\circ}\text{K}$	Re $\cdot 10^5$
10	35	319,5	5,77
20	127	315,97	7,58
30	153	312,3	9,13

tab.3

$$n = 1600 \text{ min}^{-1}$$



$$n = 2000 \text{ min}^{-1}$$



obr. 6

3.4 Diskuse současných metod měření úhrnného průtokového součinitele

Protože Re dosahovaná u nízkotlakých zkoušek jsou podstatně menší než u reálného motoru nebo vysokotlakých zkoušek, lze usoudit, že výsledky jejich pomocí získané, budou pouze orientační. Re zjištěná pro obě varianty nízkotlakých zkoušek - tab.1 - jsou téměř shodná a obě metody lze považovat za srovnatelné.

Vypočtené hodnoty Re pro proudění při nízkotlaké, ^{vysokotlaké,} zkoušce a hodnoty Re na reálném motoru jsou tak velké, že lze o proudění prohlásit, že probíhá v autodelní oblasti. Pro tuto oblast je příznačné, že bezrozměrné charakteristiky proudění, součinitel tření λ , součinitelé místních ztrát ζ , rychlostní součinitel φ a součinitel kontrakce α , jsou konstantní a nezávisí na hodnotě Re . Součinitelé jsou závislí jen na geometrických rozměrech sacích orgánů.

Celkové ztráty jsou charakterizovány ztrátovou výškou. Tlaková ztráta je závislá při stejném tvaru sacích orgánů jen na tvaru rychlostních polí, tedy na dosahovaných rychlostech.

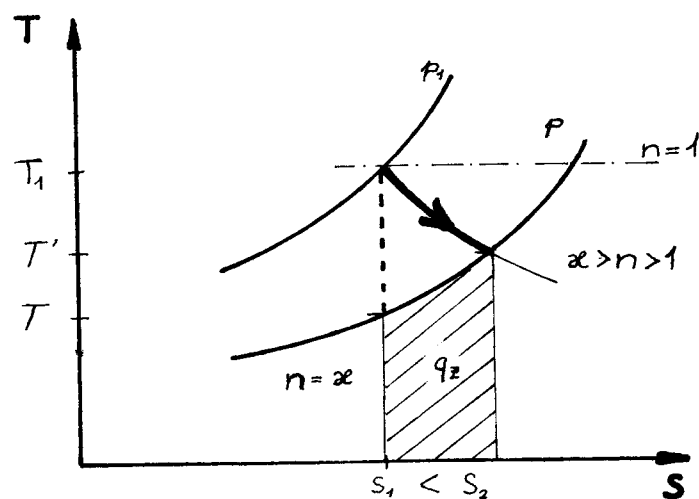
Pro podobnost rychlostních polí musí být splněna kinematická podobnost proudění. Ta je závislá na geometrii a Re . Protože sací orgány u modelů jsou totožné s originálními na motoru, je kinematická podobnost závislá jen na velikosti Re . Celková tlaková ztráta je úměrná kvadrátu rychlosti. Vzhledem k tomu, že se Re na motoru liší od Re dosahovaných na modelech až 1,5 krát, budou zřejmě i odlišná rychlostní pole proudění v modelových zařízeních a v motoru. Tyto rozdíly by se měly výrazněji projevit i v celkových tlakových ztrátách.

Tlakové ztráty se obecně projevují přívodem tepla zevnitř proudící náplně, tedy i změnou stavu vzduchu a polytropického exponentu n . Tím dojde k posunu konečného stavu náplně směrem k vyšší entropii obr.7.

Vzhledem k tomu, že se liší velikosti Re u modelu a motoru dost podstatně, hlavně při vysokých tlakových spádech, lze předpokládat i různé tlakové ztráty při proudění. Pak se musí lišit polytropické exponenty při nichž proudění probíhá a i konečný stav náplně ve válci.

Z uvedeného vyplývá, že úhrnné průtokové součinitele u motoru a modelu se budou zřejmě lišit.

Pro ověření tohoto závěru a zjištění konkrétních rozdílů je třeba provést modelové zkoušky za podmínek odpovídajících jak současným metodám, tak i podmínkám na reálném motoru.



obr.7

- S0 - sací ventil otevírá
- VZ - výfukový ventil zavírá
- HÚ - horní úvrať pístu
- p_{T1} - tlak ve výfuk.potrubí
- p_1 - plnicí tlak
- T_1 - teplota na počátku expanze
- T - teplota na konci adiabatické expanze
- T' - skutečná teplota po polytrop.expanzi
- q_z - teplo přivedené ze ztrát
- α - exponent adiabatické změny
- n - exponent polytropické změny
- S - entropie

4. Návrh měřicího zařízení

Z rozboru současných metod užívaných ke zjišťování průtokových vlastností sacích orgánů vyplývá potřeba ověření spolehlivosti a přesnosti těchto metod a jejich porovnání s výsledky měření, které by co nejvěrněji modelovalo skutečný stav. Srovnávací metoda vychází z podmínek na skutečném motoru. Aby bylo možno prověřit současné metody, je třeba nejdříve provést měření průtokových vlastností sacích orgánů na konkrétním přepřínávaném motoru M 2.3. současnými metodami. Jejich výsledky je pak možno konfrontovat s měření provedeným za teplot a tlaků, které jsou u reálného motoru.

Měřicí zařízení pro ověření současných metod musí být konstruováno tak, aby umožňovalo měření při podmínkách blízkých skutečným. Proto musí být tlakový spád vyvolán přetlakem na vstupu. Vzhledem k tlakům, které jsou u skutečného motoru, musí být zařízení vhodně dimenzováno. S ohledem na to, že další významnou vlastností sacích kanálů je rozvíření směsi, mělo by navrhované zařízení umožňovat i ověření vírových vlastností hlav válců.

Žádání z dosud uvedených metod neumožňovala alespoň částečně postihnout vliv pístu na proudění náplně. Při malých odlehlostech pístu od horní úvratí dochází prakticky okamžitě po výtoku vzduchu z kanálu k jeho zabrždění buď o stěnu válce, nebo o dno pístu. Sací ventily jsou přitom již otevřeny obr. 8. Ztráty prudkým zabržděním proudící náplně by se již měly projevit na celkovém přívodu tepla zevnitř. Navrhovaná metoda má postihnout alespoň přibližně vliv pístu na tlakové ztráty při plnění válce.

Většina publikovaných měření se týká dvouventilového provedení hlav válců. V případě motoru M 2.3 je hlava válce řešena jako čtyřventilová. Je proto žádoucí postihnout vliv každého kanálu zvlášť, pro vzájemné jejich porovnání a srovnání s vlivem obou ventilů při jejich současném otevření.

Protože měření s podtlakem na straně válce neumožňuje dosažení takových absolutních tlaků, jaké jsou na reálném motoru, nebude tato metoda v návrhu zkušebního zařízení uvažována.

Shrneme-li výše uvedené požadavky na měřicí zařízení, musí ověřovací metoda umožňovat měření:

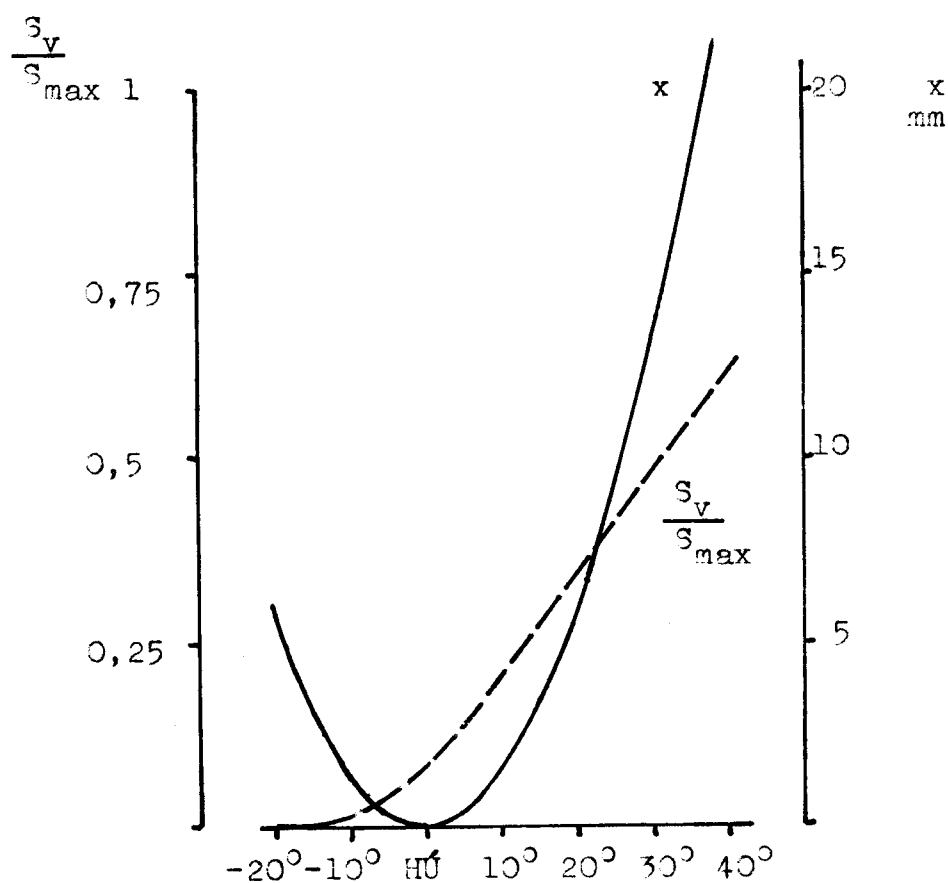
- nízkotlakové zkoušky

- vysokotlakové zkoušky s přetlakem na vstupu
- při vysokých absolutních tlacích a teplotách na vstupu
- měření úhraného průtokového součinitele
- vírového čísla
- vlivu dna pístu na celkové ztráty

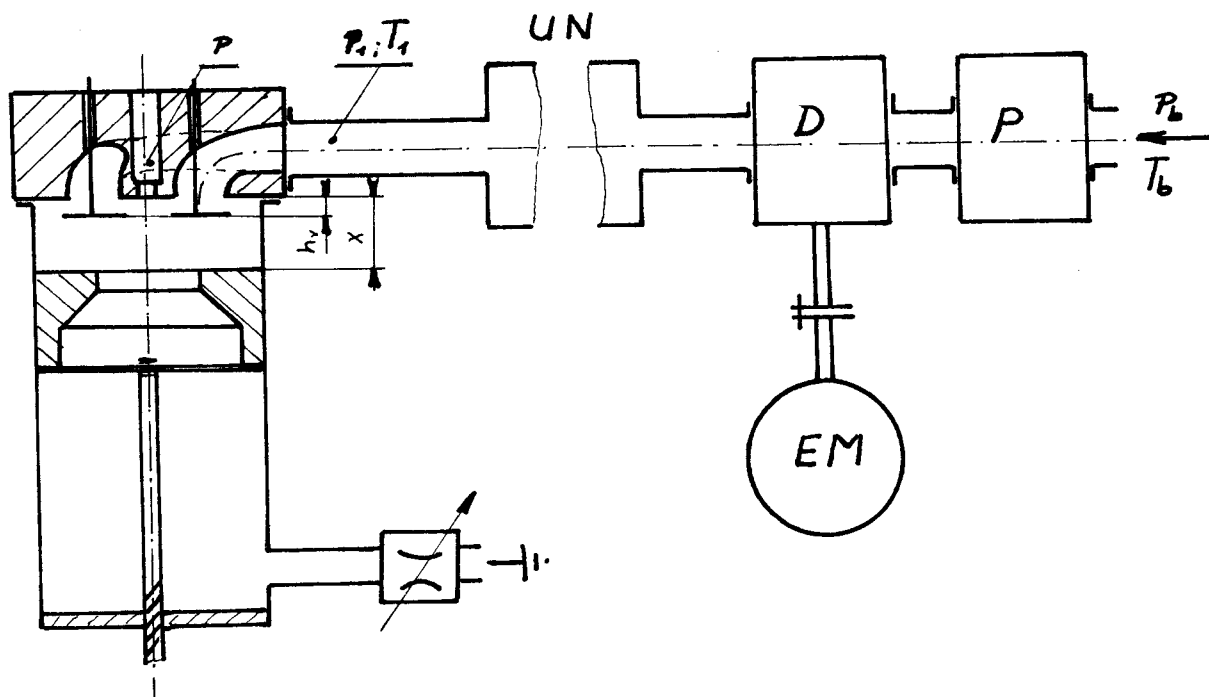
a dále:

- zjištění plynulé změny tlakových spádů
- dobrou reprodukovatelnost měření
- rozlišení vlivu každého kanálu zvlášť.

Celé zařízení musí být bezpečné pro obsluhu a levné. Většina prvků měřicího zařízení je proto použita ze skutečného motoru. Návrh je proveden tak, aby bylo třeba upravovat co nejméně dílců motoru. Schema zařízení je na obr. 9.



obr. 8



V - válec motoru

P - plynoměr

D - dmychadlo

EM - regulační elektromotor

- - - - - původní tvar dna pístu

UN - uklidňovací nádoba

HV - hlava válce

MP - maketa pístu s pohyb. šroubem

Š - škrtící clona

Obr. 9

4.1 Popis měřicího zařízení

Konkrétní návrh zařízení pro ověření současných metod vychází z podmínek použitých měřicích přístrojů a prostoru, který je k dispozici v laboratoři.

Jako zdroj tlakového plnicího vzduchu je použito Rootsovo dmychadlo poháněné regulačním motorem dynamometru. K měření průtoku je použit přesný plynoměr Gaselan. Tlaky jsou měřeny manometry. K uklidnění proudu vzduchu za dmychadlem slouží tlaková nádoba o objemu $0,5 \text{ m}^3$.

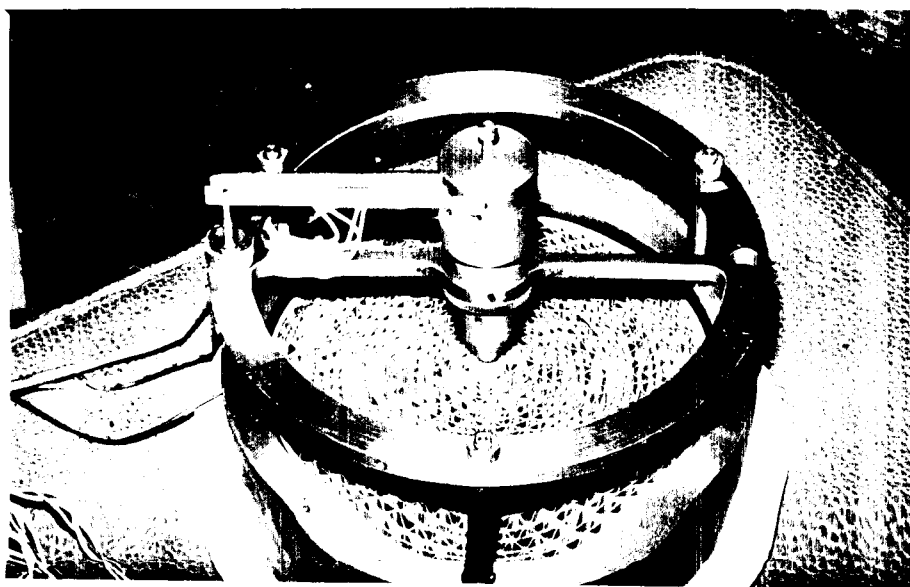
Vlastní modelové zařízení se skládá z hlavy válce, plnicího potrubí, upravené vložky válce motoru M 2.3 a z clony s plynule měnitelnou průtočnou plochou. Vše je připevněno na základovou desku stojanu. Pro modelování vlivu pístu slouží upravený píst

motoru upevněný na pohybovém šroubu procházejícím středem clony. Tlak ve válci je snímán sondou zasazenou do otvoru pro vstřikovač. Výfukové ventily zůstávají zavřené silou pružin. U rozvodu sacích ventilů byla pro snížení sil při otevírání odstraněna vnější pružina spolu s vahadly.

Sací ventily je možno stlačovat buď oba současně přes běžný příčník, nebo každý zvlášť, při použití příčníku s jedním ramenem. Příčník je stlačován šroubem proti třmenu připevněnému na hlavě válce. Zdvih ventilu je snímán ručičkovým úchylkoměrem se setinovým dělením.

Vzduch je do hlavy válce přiváděn originálním sacím potrubím, u něž jsou nepoužívaná výstupní hrdla zaslepena. Plnicí tlak je udržován konstantní $p_1 = 270 \text{ kPa}$. Tlakový spád na sacích orgánech se nastavuje pootáčením pokyblivého dílu clony. Pro měření s maketou pístu je třeba nastavit její odlehlost od hlavy válce v závislosti na zdvihu ventilu dle tabulky 4.

Pro měření vírového čísla lze použít impulzního měřiče obr. 10.



obr. 10

Při těchto měřeních nelze používat maketu pístu a je třeba nahradit stávající vložku válce zkrácenou. Clona pro seřízení tlakových spídi při měření, je pak umístěna až pod impulzním měřičem.

Při měření obvyklými metodami se clona nepoužívá.

α °	x mm	$\frac{h_v}{d}$ l	δ l	h_v mm
-20	6,2	0	0	0
-10	1,6	0,011	0,043	0,4
0	0	0,032	0,130	1,2
10	1,5	0,068	0,270	2,5
20	6,2	0,119	0,476	4,4
30	13,5	0,170	0,681	6,3
40	23,4	0,211	0,843	7,8
50	35,3	0,251	1,005	9,3
60	48,6	0,281	1,124	10,4
70	62,7	0,300	1,200	11,1
80	72,2	0,308	1,232	11,4
90	91,4	0,316	1,265	11,7
100	105,0	0,308	1,232	11,4
110	117,5	0,300	1,200	11,1
120	128,6	0,281	1,124	10,4
130	131,1	0,251	1,005	9,3
140	146,0	0,211	0,843	7,8
150	152,1	0,170	0,681	6,3
160	156,5	0,119	0,476	4,4
170	159,1	0,068	0,270	2,5
180	150,0	0,032	0,13	1,2
190	159,1	0,011	0,043	0,4
200	156,5	0	0	0

Tab.4

5. Návrh metody hodnocení sacích orgánů
Pro psouzení průtokových vlastností lze využít zákona o změně hybnosti /9/.

Pro hybnost proudu vzdušiny platí II. Newtonův zákon:

$$\sum F_x = \frac{d}{dt} \cdot / m \cdot w_x / v$$

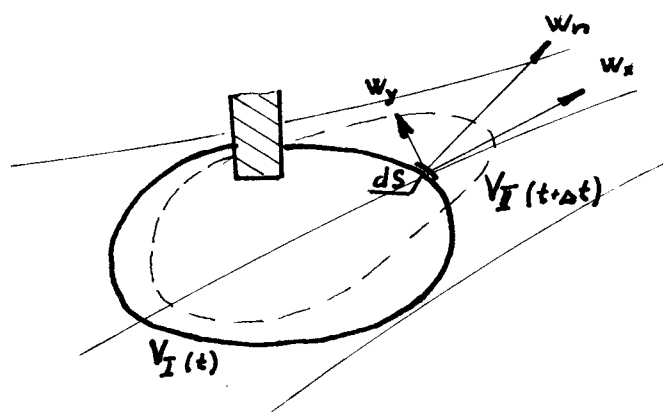
27

kde

$\sum F_x$ - součet vnějších sil působící na vzdušinu ve směru x

m - hmotnost vzdušiny v kontrolním objemu

w_x - rychlost vzdušiny ve směru x



$$V_I(t) = V_{II}(t + \Delta t) = V$$

obr.11

Z kontrolního objemu vytéká vzdušina s hybností

$$\frac{/m \cdot w_{x2}/_{II} \cdot / t + \Delta t /}{dt} = \frac{\rho_2 \cdot w_{x2} \cdot w_{n2} \cdot dt \cdot ds}{dt}$$

28

Vytékající objem:

$$w_n \cdot dt \cdot ds = \frac{dV}{dt} \quad 29$$

Časová změna hybnosti vzdušiny v kontrolním objemu je ze vztahu 28:

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_v = \rho \cdot w_n \cdot dt \cdot ds \quad 30$$

Rozdíl hybností přitékající a vytékající vzdušiny v čase dt je potom:

$$\int_{s_1}^{s_1} \rho_1 \cdot w_{x1} \cdot w_{n1} \cdot ds_1 - \int_{s_2}^{s_2} \rho_2 \cdot w_{x2} \cdot w_{n2} \cdot ds_2 \quad 31$$

takže výsledný výraz obsahující časovou i místní změnu hybnosti lze napsat ve tvaru

$$\sum F_x = \int \frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot w_x) \cdot dV + \int_{s_1}^{s_1} \rho_1 \cdot w_{x1} \cdot w_{n1} \cdot ds_1 - \int_{s_2}^{s_2} \rho_2 \cdot w_{x2} \cdot w_{n2} \cdot ds_2 \quad 32$$

Pro ustálené proudění je první člen roven nule. Projeví se tedy pouze místní změna hybnosti, vypočtení ze vztahu 31.

$$\sum F_x = \int_{s_1}^{s_1} \rho_1 \cdot w_{x1} \cdot w_{n1} \cdot ds_1 - \int_{s_2}^{s_2} \rho_2 \cdot w_{x2} \cdot w_{n2} \cdot ds_2$$

Součet všech vnějších sil působících ve směru x , $\sum F_x$ obsahuje:

- výslednou tlakovou sílu na kontrolní plochu, dáno rozdílem tlaku vzdušiny a okolí,
- výsledný účinek obtékaných těles a kanálů,
- síly způsobené silovým polem.

Silový účinek tedy reprezentuje celkový vliv tvaru, rozměru a aerodynamickou vazbu sacího traktu na proudící vzdušinu.

ρ - měrná hmotnost vzdušiny

w_x - rychlost ve směru x

w_n - rychlost kolmá k povrchu kontrolního objemu

s - účinná plocha

Index 1 platí pro vstupní hodnoty a 2 pro výstupní.

Gravitační síly na vzdušinu jsou malé a můžeme je pro náš případ zanedbat. Potom můžeme pro sílu v daném směru psát výraz:

$$F_x = -\Delta S \cdot dp - \tau_w \cdot dS_0$$

34

kde

ΔS - rozdíl přítočných ploch

dp - tlakový spád

S_0 - smáčená plocha

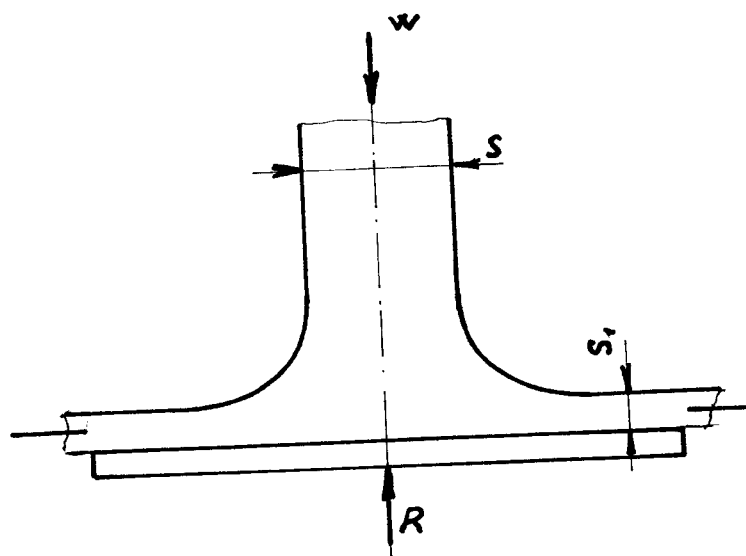
τ_w - smykové napětí na stěně

$$\tau_w = f \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}$$

35

f - součinitel tření

Výpočet silového účinku změny hybnosti vzdušiny je prakticky nerealizovatelný. Lze jej zato velmi snadno měřit s dostatečnou přesností. K měření silového účinku lze opět využít zákona o změně hybnosti.



obr.12

Za předpokladu, že tekutina je nestlačitelná, bez tření a uvnitř vystupujícího proudu je tlak roven okolnímu, a že se rychlost proudu po odchýlení nezmění, lze napsat rovnici rovnováhy desky:

Gravitační síly na vzdušinu jsou malé a můžeme je pro náš případ zanedbat. Potom můžeme pro sílu v daném směru psát výraz:

$$F_x = -\Delta S \cdot dp - \tau_w \cdot dS_o \quad 34$$

kde

ΔS - rozdíl průtočných ploch

dp - tlakový spád

S_o - smáčená plocha

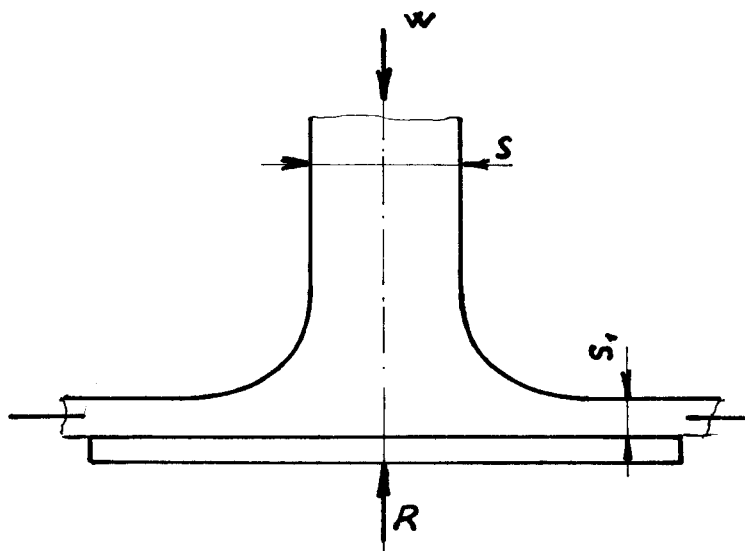
τ_w - smykové napětí na stěně

$$\tau_w = f \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}$$

35

f - součinitel tření

Výpočet silového účinku změny hybnosti vzdušiny je prakticky nerealizovatelný. Lze jej zato velmi snadno měřit s dostatečnou přesností. K měření silového účinku lze opět využít zákona o změně hybnosti.



obr.12

Za předpokladu, že tekutina je nestlačitelná, bez tření a uvnitř vystupujícího proudu je tlak roven okolnímu, a že se rychlost proudu po odchýlení nezmění, lze napsat rovnici rovnováhy desky:

$$-\rho \cdot S \cdot w^2 + R = 0$$

36

a odtud

$$R_x = \rho \cdot S \cdot w^2 = F_x$$

37

Měříme přímo silový účinek hybnosti vystupujícího proudu vzduchu po průchodu modelovým zařízením.

F - síla

R - reakce

S_2 - průřez výstup. proudu

w_2 - rychlost výstup. proudu

ρ_2 - měrná hmota vytékající vzdušiny

S_h - plocha, kterou vzdušina odtéká z desky

Pro vstupující vzdušinu platí:

$$F_1 = \dot{m}_1 \cdot w_1$$

38

kde

$$\dot{m}_1 = \dot{V}_1 \cdot \rho_1$$

39

$$w_1 = \frac{\dot{V}_1}{S_1}$$

40

Vztah 38 pak lze psát jako

$$F_1 = \frac{\dot{V}_1^2}{S_1} \cdot \rho_1$$

41

po dosazení za ρ_1

$$\rho_1 = \frac{p_1}{r \cdot T_1}$$

$$F_1 = \frac{\dot{V}_1^2}{S_1} \cdot \frac{p_1}{r \cdot T_1}$$

42

tlaková ztráta při průtoku modelu je

$$\Delta p = \frac{F_1}{S_1} - \frac{F_2}{S_2} + \Delta p$$

43

S_1 - vstupní průřez

S_2 - výstupní průřez

Dosažením do vztahu 43 za ϱ ze stavové rovnice a rovnice 40 dostaneme výraz

$$\Delta p_z = \left(\frac{\dot{V}}{S_1} \right)^2 \cdot \frac{p_1}{r \cdot T_1} - \frac{T_2}{S_2} + \Delta p \quad 44$$

kde Δp_z je tlaková ztráta při průtoku modelem

$\dot{V}$ - objemový průtok

S_1 - průřez proudu na vstupu

S_2 - průřez proudu na výstupu

p_1 , T_1 a T_2 jsou naměřené hodnoty

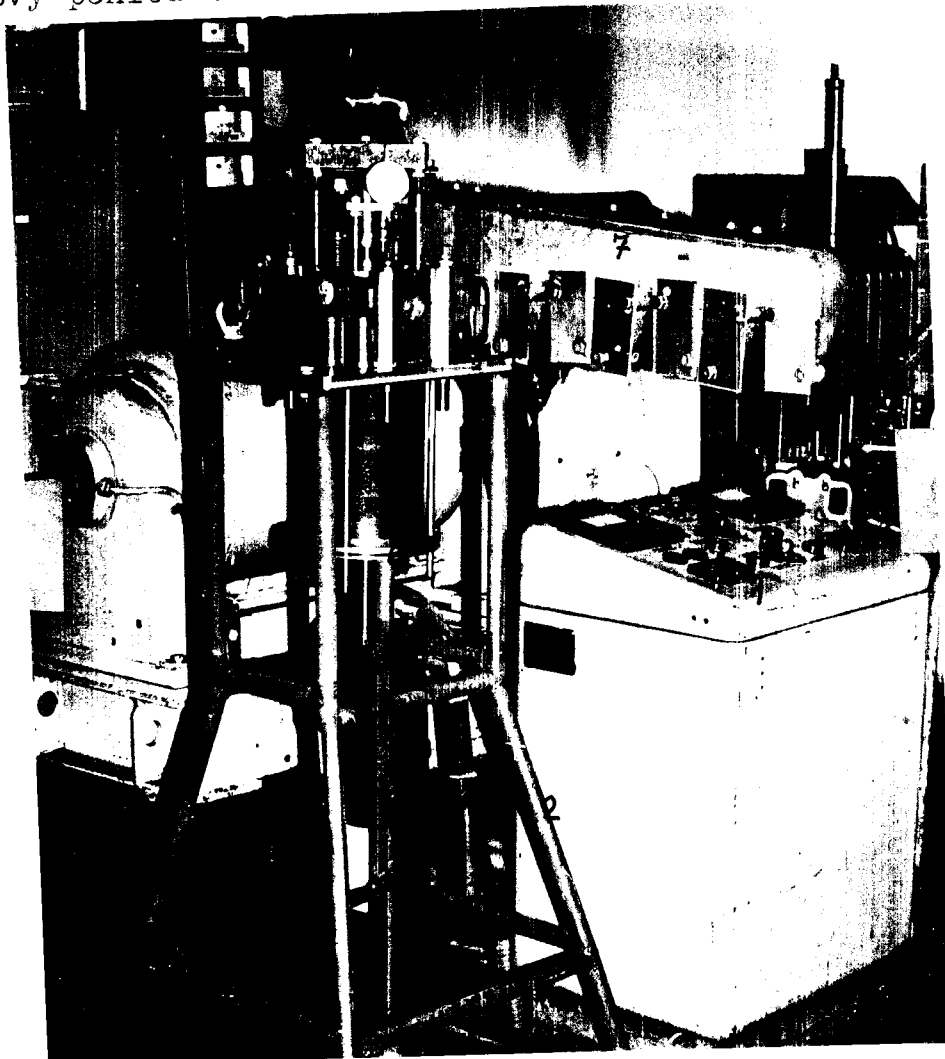
Podosažení naměřených hodnot do 44 lze vypočítat celkovou tlakovou ztrátu při proudění kanálem. Posuzování průtokových vlastností kanálů tlakovou ztrátou umožňuje kvantitativní i kvalitativní posouzení těchto orgánů jak mezi sebou, tak i ve vztahu k izoentropickému proudění ideálního plynu.

Hodnoty takto změřených ztrát při měření bez použití clony a makety pístu lze použít přímo. Měříme-li s těmito přídatnými prvky, je nutno změřit dříve jejich vlastní ztráty tlaku.

Podělíme-li takto získané údaje o tlakových ztrátách v modelu hmotnostním průtokem, který byl naměřen, můžeme vzít toto kritérium za srovnávací pro značně odlišné rozměry motorů.

Obr.13

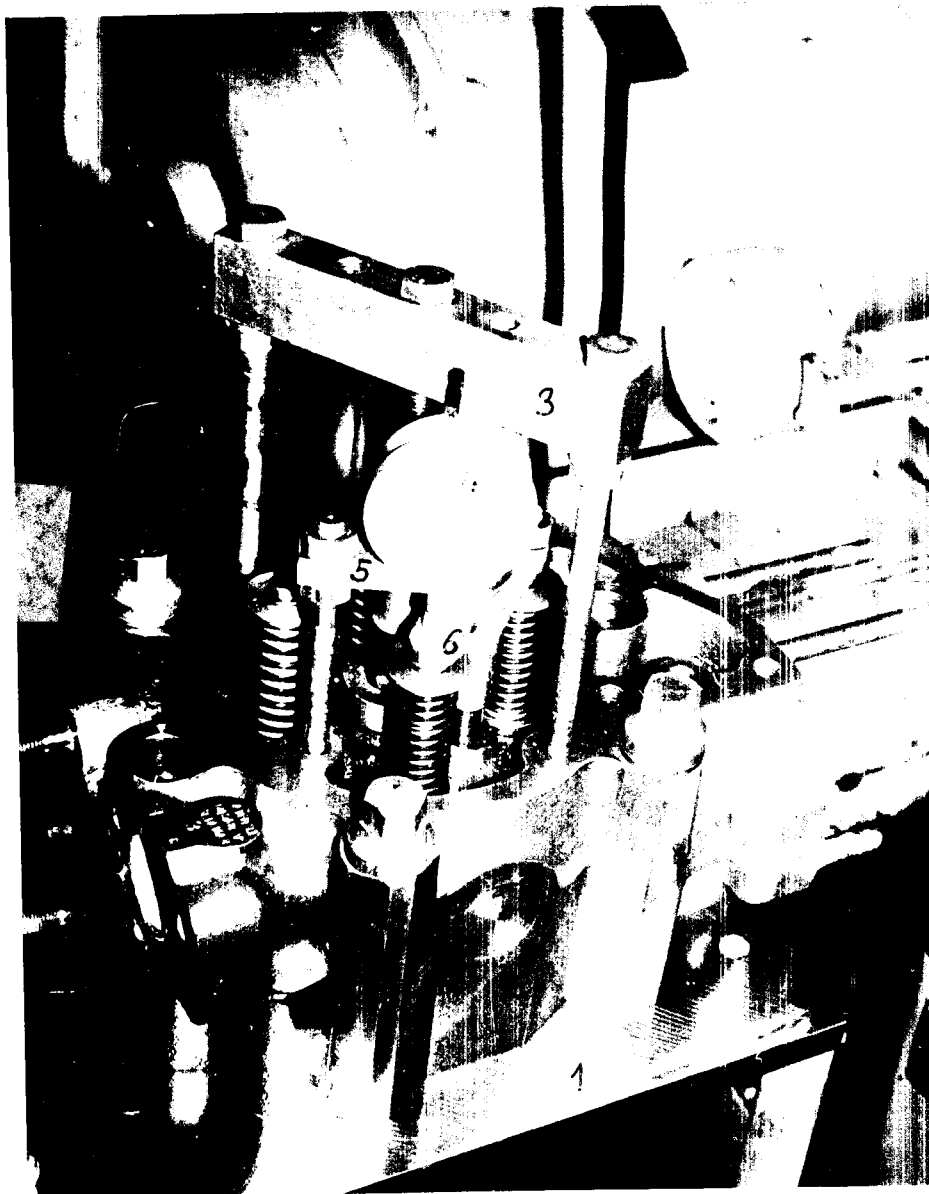
Celkový pohled na měřicí číst zařízení



- 1 . ovládací pult dynamometru
- 2 . stojan
- 3 . základová deska
- 4 . hlava válce
- 5 . válec
- 6 . clona
- 7 . sací potrubí

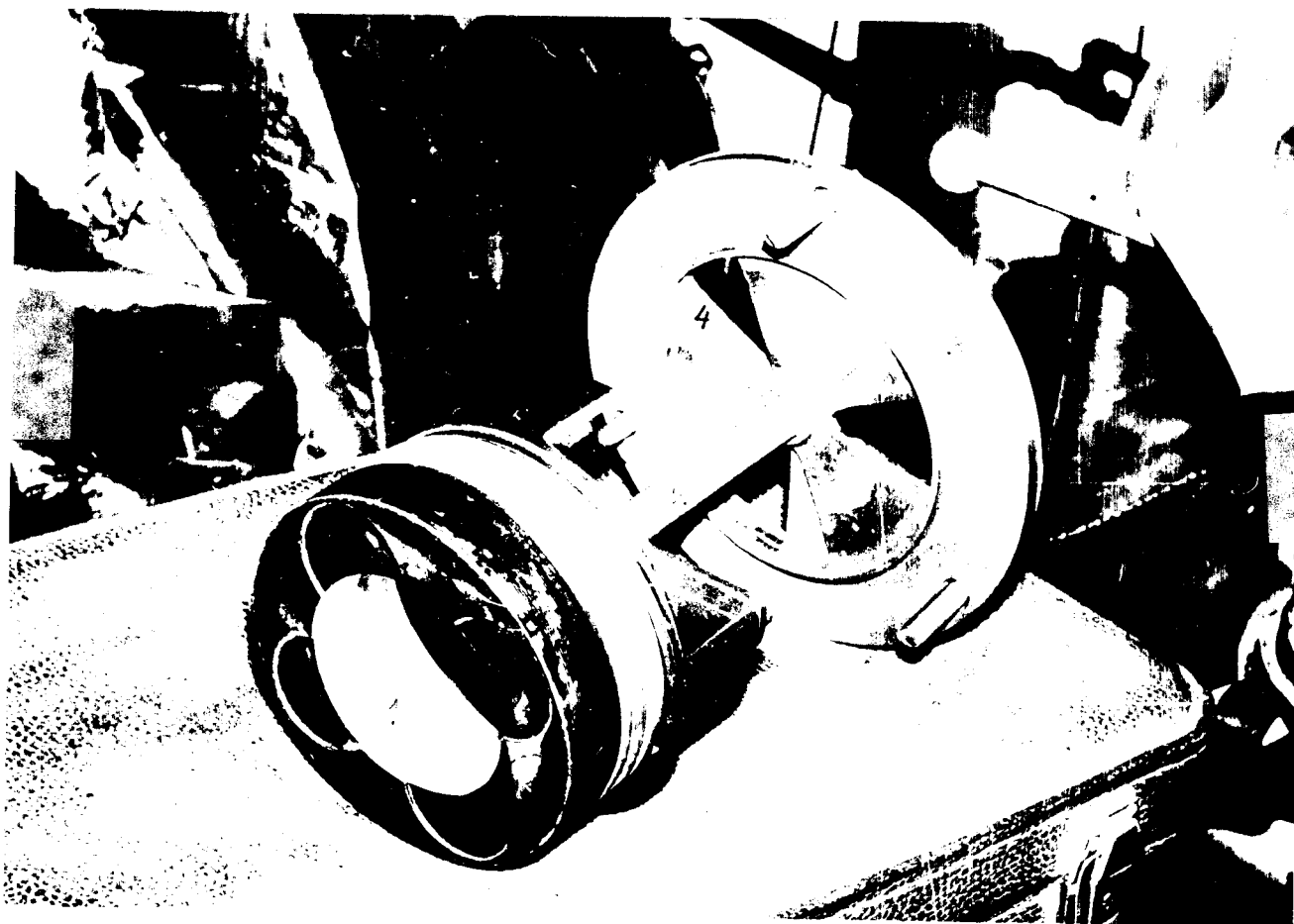
obr.14

Hlava válce upravená pro měření. V pozadí dynamometr pohánějící dmychadlo.



- 1 . základní deska
- 2 . hlava válce
- 3 . třmen
- 4 . úchylkoměr
- 5 . držák úchylkoměru
- 6 . příčník

obr. 15
Clona a maketa pístu



- 1 . maketa pístu
- 2. pohybový šroub
- 3 . pevná část clony
- 4 . pohyblivá část clony

6. Stručné ekonomické zhodnocení návrhu

Navrhovaná metodika zjišťování vlastností sacího traktu spalovacích motorů je realizovatelná s minimálními nároky na výrobu modelu, neboť je možno ji aplikovat na zařízení postaveném ze seriových dílců vyvíjeného motoru.

Na ekonomiku provozu spalovacích motorů mají podstatný vliv správné směšovací poměry paliva a vzduchu, nasávaného do spalovacího prostoru prostřednictvím sacího traktu. Lepší poznání zákonitostí v této exponované části spalovacího motoru, k němuž je zaměřena předkládaná práce, přispěje ke zkvalitnění jeho optimalizace a tím i dosažení lepšího využití paliva a snížení exhalací. To může pozitivně ovlivnit ekonomiku výrobce. Případné zařazení výrobku do I. jakostní třídy umožní realizaci vyššího zisku.

Společenský prospěch tkví hlavně v úsporách paliva, jehož nákupní ceny ve světě stále stoupají. Druhotný přínos zlepšeného spalování je ve snížení exhalací, které nejsou vzhledem k masivnímu nárůstu automobilové dopravy zanedbatelné, uvážíme-li, jak již bylo uvedeno v úvodu, že v devadesátých letech má automobilová doprava převzít až 70% všech nákladů.

7. Závěr

Předložený návrh zařízení má mimo ověření současných metod umožnit i měření průtokových vlastností sacího traktu spalovacího motoru za podmínek podobných skutečnému provozu. Pro vyhodnocení vlastností sacího traktu je navržena metoda založení na měření změny hybnosti náplně dopravované do válce spalovacího motoru. Po jednoduchém výpočtu lze z naměřených hodnot stanovit celkovou tlakovou ztrátu sledovaného objektu.

Výsledky měření je možno vyjadřovat v absolutních jednotkách. Zkušební zařízení umožňuje měření tlakové ztráty i rozvíření náplně. Měření je díky své fyzikální podstatě snadno proveditelné a dobře reprodukovatelné. Takto získané poznatky přispívají ke snadnější optimalizaci sacího traktu spalovacích motorů. Ve spojení s výsledky nízkotlakých indikací v sání a válci motoru umožňuje zjištění průběhu tlakových ztrát a tím i přesnější odhad naplnění válce.

Zkušební zařízení navržené v této práci bylo souběžně s řešením realizováno v laboratoři KSD VŠST Liberec.

Předkládaná diplomová práce byla zpracována pod vedením Ing. Lubomíra Moce a konzultována Ing. Stanislavem Berounem CSc. Na tomto místě děkuji zejména Ing. Berounovi za jeho cenné podněty a připomínky k řešení diplomového úkolu, dále pak pracovníkům katedry za jejich pomoc při realizaci zkušebního zařízení.

8. Použitá literatura

- /1/ Mayer, J. :Teoretické základy energetických zařízení II
VŠST Liberec 1984
- /2/ Kovář, D. :Modelové zkoušky kanálů hlav válců motorů
LDA 672 /Lombardini/ F2L 411 D - Deutz a
Slavia 2530 A /zkušební protokol/ LIAZ
- /3/ Baumruk, P. :Automobil, II.1982, s 14
- /4/ Hoffman, K. :Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory,
SNTL 1985
- /5/ Beroun, S. :Plnicí charakteristika a účinnost plnění
vysoce přeplňovaných rychloběžných vznětových
motorů
Sborník XVI konference kateder a pracovišť
spalovacích motorů Československých vysokých
škol, VŠZ Praha 1985 s.32
- /6/ Bukovský, J.:Šlířovací přístroj Zeiss 80,
Zpráva VZLÚ Letňany , 1960
- /7/ Strádal, J. :Laserový dopplerovský anemometr
Zpráva KVÚ Elitex, 1983
- /8/ Hohenberg, G. :A New Method for The Analysis of The Air
Hardenberg, H. Swirl in Combustion Chamber of Diesel Engines
Daimler - Benz AG, Stuttgart
- /9/ Olehla, J. :Teoretické základy energetických zařízení I
VŠST Liberec 1980

9. Seznam použitých značek

a	mm	vyosení paprsku laseru
C		konstanta
D	mm	vrtání válce
d	mm	malý průměr sedla ventilu
F	N	síla
f	s ⁻¹	frekvence
Δ f	m	vzdálenost interferenčních proužků
f ₀	m	ohnisková vzdálenost
h	mm	zdvih
I	kgm ²	moment setrvačnosti
l	m	délka
M	Nm	moment
$\dot{m}$	kg s ⁻¹	hmotnostní průtok
n	s ⁻¹	otáčky
		exponent polytrop.změny
p	Pa	tlak
Δ p	Pa	tlakový spád
R	N	reakce, síla
Re		Reynoldsovo číslo
r	J kg ⁻¹ K ⁻¹	plynová konstanta pro vzduch 287,1
q	J	teplo
S	m ²	plocha
	J kg ⁻¹ K ⁻¹	entropie
s	m ²	účinná plocha
S ₀	m ²	smáčená plocha
T	K	teplota
t	s	čas
U	V	el.napětí
V	m ³	objem
$\dot{V}$	m ³ s ⁻¹	objemový průtok
v	m ³ kg ⁻¹	měrný objem
x	m	vzdálenost
Z	mm	zdvih
V _c	m ³ s ⁻¹	objem uvolněný pístem za čas
V _z	m ³	zdvihový objem

p_0	Pa	tlak - idealizovaná stav.veličina
w	ms^{-1}	rychlost
T_G	K	teplota náplně
T_C	K	teplota stěny
p_{T1}	Ba	tlak před turbinou
T_1	K	teplota na vstupu
μ		úhrnný průtokový součinitel
ρ	Kg m^{-3}	měrná hmota
σ		uzavírací číslo
$\mu \cdot \sigma$		průtokové číslo
$(\mu \cdot \sigma)_m$		střední průtokové číslo
α		úhel
α_c		úhel otvírání sacího ventilu
α_k		konec sání
α_p		počátek sání
ω_j		úhlová rychlost náplně
ω_{ak}		úhlová rychlost náplně na konci sání
ω		úhlová rychlost klik.hřídele
Π		Ludolfovo číslo
ϕ		úhel křížení paprsků laseru
λ_m		vlnová délka
λ		součinitel tření vzdušina - stěna
α		součinitel tepelné vodivosti
α		součinitel přestupu tepla
ν		kinematická viskozita
μ		dynamická viskozita
μ		úhrnný průtokový součinitel
ξ		souč.místních ztrát
φ		rychlostní součinitel
σ		Poissonova konst
τ_w		smykové napětí