2 吸気弁式機関におけるシリンダ内ガス流動
と機関性能との関係*横山淳一^{*1}, 高木靖雄^{*1},
伊東輝行^{*1}, 漆原友則^{*1}The Correlation between In-Cylinder Air Motion and Engine Performance
in Two Intake Valve EngineJunichi YOKOYAMA, Yasuo TAKAGI
Teruyuki ITOH, and Tomonori URUSHIHARA

Recently, two intake valve engines have come into wide use because of their high output performance. However, there exists some difficulties in strengthening the air motion in combustion chamber in order to achieve stable combustion on partial load in a lean mixture operation. In this study improvements in engine performance that result in a stable combustion of lean mixture are examined. These improvements are brought about by the installation of a swirl control valve in the siamesed-type intake port of a two intake valve engine. Characteristics of air motion inside a combustion chamber are also examined using a laser doppler velocimeter.

As a result of this study it is clarified that lean stable limit was not always extended in proportion to the strength of tangential swirl and combustion velocity. It is also found that an enlargement of lean stable limit was related to a decrease of cycle by cycle variation.

Key Words: Flow Measurement, Air Motion, Swirl Control Valve, Lean Stable Limit, Cycle By Cycle Variation

1. 緒 言

火花点火機関におけるシリンダ内のガス流動が機関性能に強い影響を及ぼすことは良く知られている。特に近年、より一層の燃焼改善、エミッション低減のため空燃比の希薄化が図られ、これを実現する手段としてシュラウドバルブやいくつかの仕様の異なるスワールコントロールバルブ(以下SCVと称す)を用いた研究がなされている^{(1)~(3)}。これらの研究においては、いずれも1吸気弁式機関で実験が行なわれており、2吸気弁式機関に関する報告例は見当たらない。

ところが、最近では高出力化のため2吸気弁式機関が広く使われ始めており、これら機関のシリンダ内ガス流動を観察、解析することは非常に重要であると思われる。また2吸気弁式機関では前述のように高出力化を図るため、ポート形状は流量係数が大きくなるよ

う設計する傾向にあり、反面、部分負荷域の燃焼改善に必要な十分な吸入スワールが得られないという問題がある。このため高出力化と部分負荷域での燃焼改善とを両立させることが大きな課題となる。これを実現するにはSCVを用いて、部分負荷域で機関に要求される最適スワールを生成することが有効となる。

一方、従来よりシリンダ内のガス流動を計測する試みが多くなされてきており、現在では、レーザドップラ流速計(以下LDVと称す)による測定が盛んに行なわれている^{(4)~(8)}。

そこで、本研究ではサイアミーズポートを有する2吸気弁式機関を用いて、一部に切り欠きを設けたSCVを吸気系に配設し、シリンダ内におけるガス流動パターンを十数種生成するとともに、LDVによりその特性を検討した。また、合わせて希薄空燃比における機関性能も検討し、ガス流動パターンとの相関についても考察を加えた。

2. 実験装置および方法

* 昭和62年8月21日 第65期全国大会講演会において講演、原稿受付 昭和62年2月2日。

^{*1} 正員、日産自動車(株)中央研究所(〒237 横須賀市夏島町1)。

2.1 供試機関主要諸元, 運転条件

実験には、図1に示すペントーフ形燃焼室を有する水冷四サイクル単気筒機関を用いた。また、流速測定用の光学窓は、有効径 $\phi 10\text{mm}$ のものをシリンダブロックの対向する位置に二つ設けている。なおレーザー光を燃焼室に伝送するための光学窓ガラスにオイルやシーディング用粉体が付着しないよう、無潤滑ピストンリングを使用した。

表1に、供試機関の主要諸元と運転条件を示す。運転条件は1400rpm が充てん効率 η c40%, 1600rpm が充て

図1 燃焼室形状と測定点

表1 供試機関の主要諸元と運転条件

Bore x Stroke	$\phi 83 \times 90\text{mm}$
Displacement	486.9cm^3
Compression Ratio	5.1
Combustion Chamber	Pentroof
Engine Speed	1400, 1600rpm
Charging Efficiency	40, 45%
Operating Condition	Motoring

図2 SCVの概要

ん効率 η c45%で行なった。

SCVは、図2に示すように1(シリンダヘッド端面からの距離), α , β , D(切り欠き部)の数値を変更し各種のガス流動パターンが得られるようにした。なお、実験に用いたSCVの各仕様については、別に羽根車法による定常流試験を行ない、最大バルブリフト量8mm, 吸入空気量8g/s条件でスワール比を測定した。スワール比の計算は、一般に用いられている羽根車回転数から求まる接線方向流速と空気流量から求まる軸方向流速の比とした⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾。

2.2 LDV測定方法

実験に使用したLDVは前方散乱方式で、燃焼室内の複雑なガス流動の向きも連続的に測定するため周波数シフタ(プラグセルシフタ)を用いた。光源には最大出力4Wのアルゴンイオンレーザー(波長は514.5nm)を用いた。光線の交差全角は 4.8° で、測定部は直径約0.14mm, 長さ約3.35mmである。また、シーディング粒子としてはSAE規格エアクリーナテストダスト(実測中位径 $0.7\mu\text{m}$)を使用した。ドップラ信号処理器としてはカウンタを用いて流速を測定した。流速の測定点は図1に示すシリンダの一直径線上A~Oの15点で行ない、各点において接線方向流速(図中 V_x)と軸方向流速(図中 V_z)の計測を行なった。

2.3 流速のデータ処理

カウンタ出力を 0.25° クランク角(以下単位は $^\circ\text{CA}$ で表示する)のサンプリング間隔にて100サイクル計算機に入力し、出力のホールド部分を削除した後、統計処理を行なった。統計処理法は移動平均法とし、平均化区間は 10°CA で、カットオフ周波数は840,960Hzに対応する。この後平均流速と平均流速のサイクル変動について計算を行なった。

以下に計算式を示す。 i 番目サイクルのクランク角 θ における流速を $U(i, \theta)$ とすると、平均流速 $\bar{U}(i, \theta)$ は次式で表わされる。 a は平均化区間である。

$$\bar{U}(i, \theta) = \frac{1}{a} \int_{\theta-a/2}^{\theta+a/2} U(i, \phi) d\phi \quad \dots\dots(1)$$

さらに、 $\bar{U}(i, \theta)$ のアンサンブル平均値とサイクル変動は次式で計算される。

$$\bar{U}_e(\theta) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \bar{U}(i, \theta) \quad \dots\dots(2)$$

$$\tilde{U}(\theta) = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \{\bar{U}(i, \theta) - \bar{U}_e(\theta)\}^2 / N} \dots (3)$$

以後、 $\bar{U}_e(\theta)$ を平均流速、 $\tilde{U}(\theta)$ をサイクル変動と呼ぶ。

3. 結 果

3.1 シリンダ内のガス流動

3.1.1 平均流速およびスワール比の検討 SCV無しおよび各種SCVの仕様により生成される接線方向の平均流速分布のなかから、代表的な例を図3に示す。上段が機関回転数1400rpmの結果で、下段が1600rpmの結果である。図中の①②③④は上下段で対応しており同一のSCV仕様である。

この結果をみるとSCV無しの仕様(①)では運転条件によらず平均流速は非常に小さく、スワールがほとんど発生していないことがわかる。それに対してSCV付の仕様(②③④)では、スワールの流速分布パターンが運転条件によらず剛体渦に近く、スワール中心のシリンダ中心軸に対する偏心量は小さい。また②と④仕様では図2で示した β とDが異なるだけで、②の切り欠き部開口面積は④の約80%と狭いにもかかわらず、平均流速の大きさ、スワールの強さは明らかに④仕様より小さくなっている。すなわち、平均流速の

大小、スワールの強弱は必ずしも開口面積に比例して決まるものではなく、SCVの切り欠き開口位置(たとえば β)も非常に重要な要素であることがわかる。さらに、SCV仕様によっては②のように運転条件が変わると流速分布パターンが大幅に変化し、結果としてスワールの強さも大きく変わる仕様が存在する。

図4には機関回転数1400rpmの軸方向における平均流速分布の代表例を示す。図中①②③④の仕様は図3

図4 軸方向流速の空間分布

図3 接線方向流速の空間分布

の各SCV仕様に对应している。②④仕様では縦スワールの存在がうかがわれる。①③仕様については、縦スワールが測定する断面の方向により現われない場合もあると考えられるため縦スワールの存在を否定することはできない。なお図で示していないが、機関回転数1800rpmの平均流速もほぼ同様の分布パターンであり、軸方向流速は接線方向流速に比べて小さい傾向にある。また圧縮上死点近傍においては接線方向流速が支配的であると考えられるため、以後接線方向流速を中心に考察を進める。

図5にはLDV測定値から算出した接線方向におけるスワール比 $SR(LDV)$ のクランク角 θ に対する変化

図5 LDV測定によるスワール比の時間変化

図6 $SR(SFR)$ と $\overline{SR}(LDV)$ の関係

を示す。 $SR(LDV)$ の算出にあたっては、流速分布から求めた角運動量と等しい角運動量をもつ剛体渦の回転数を機関回転数で割った値とした⁽¹¹⁾。この図からわかることは、②の1400rpm データのように50° BTDCからTDCにかけてスワール比が大きくなる仕様が存在することである。また、②では図3で示したように、運転条件により平均流速パターンが大きく変わる結果、スワール比も大幅に変化していることがわかる。

図6には定常流試験によるスワール比 SR (Steady Flow Rig: SFR) と50° BTDC～TDCまで10° CA 毎の6個の $SR(LDV)$ を相加平均した平均スワール比 $\overline{SR}(LDV)$ との相関を、全SCV仕様について示す。図中(1)のデータを除き $SR(SFR)$ 2前後まで良い対応を示している。ただし(1)については、定常流試験によるスワール比の予測が困難となる仕様が存在することを意味している。

3.1.2 サイクル変動の検討

機関の燃焼変動、燃焼安定性に重要な影響をもつと考えられる平均流速のサイクル変動について検討を行った。図7には接線方向におけるサイクル変動 $\tilde{U}(\theta)$ の空間分布例を示す。二つの仕様(①④)は、図3に示したようにスワールが存在しない仕様と強いスワールが生成されている仕様との比較である。両者共に運転条件の違いも含めサイクル変動の値は2～5 m/s

図7 サイクル変動の空間分布

の範囲内にあり大きな差は認められない。しかしながら①仕様ではサイクル変動値が、図3で示した平均流速値より大きくなっており、サイクルによって流速方向は反転していることが予想され、燃焼変動に対して悪影響を及ぼしていると考えられる。なお、図示していないが、他のSCV仕様の結果でもサイクル変動の値はほぼ同じ範囲に分布していた。

次にサイクル変動の、空間分布の特徴をさらに詳細に検討するため、図8に示す空間的サイクル変動 $\tilde{U}(\theta)$ (測定点15点のサイクル変動値を相加平均したもの)のクランク角 θ に対する特性を調べた。平均流速が小さい仕様(①)ほど $\tilde{U}(\theta)$ が小さいとは限らないことがわかる。また図4で示した、縦スワールが存在したとしても非常に弱いと考えられる仕様(①③)ほど圧縮上死点付近の $\tilde{U}(\theta)$ は小さい値を示す傾向がある。

3.2 機関性能とガス流動の関係

機関性能については、部分負荷運転域の希薄空燃比における燃焼安定性に着目し実験を行なった。燃焼の安定度判断は400サイクル統計処理による図示平均有効圧力の変動率 C_{pi} で行なった。図示平均有効圧力 P_i のサイクル平均値を $\bar{P}_i$ 、 P_i の標準偏差を σ とすると、 C_{pi} は以下の式で定義される。

$$C_{pi} = \frac{\sigma}{\bar{P}_i} \times 100 \quad \text{.....(4)}$$

運転条件を表2に示す。なお本実験では機関の圧縮比は9.5とし、点火位置はシリンダ中心とした。また C_{pi} が4%となる空燃比を、以後希薄限界空燃比と呼ぶ。

図8 空間的サイクル変動の時間変化

図9、図10に空燃比A/Fと C_{pi} 、点火時期(Ignition Timing: Ig.T.)との関係を代表例について示す。図5と比較して、スワール比の大きい仕様(④)ほど希薄限界空燃比が延びるとはいえず、スワール比の大きい仕様ほど Ig.T.が遅れ側にあるとは限らないことがわかった。さらに Ig.T.が遅れ側にある仕様(②)ほど希薄限界空燃比が延びるともいえない。

表2 運転条件

Engine Speed	1400rpm	1600rpm
P_i	0.31MPa (3.2Kgf/cm ²)	0.44MPa (4.5Kgf/cm ²)
Air Fuel Ratio	Varied	Varied
Ignition Timing	MBT	MBT

図9 機関性能の検討

図10 機関性能の検討

図11には希薄限界空燃比 $A/F(Lim)$ と図6で示した $\overline{SR}(LDV)$ との関係を全SCV仕様について示す。運転条件により希薄限界空燃比が最も延びる $\overline{SR}(LDV)$ 値は異なり、負荷条件が増大するほど最適 $\overline{SR}(LDV)$ 値は小さくなる。この結果は長尾らの見解⁽³⁾と一致する。また、負荷条件の増大につれて $\overline{SR}(LDV)$ 変化に対する $A/F(Lim)$ の伸びは鈍化、すなわち図中Cの値は小さくなり、高負荷条件下における接線方向のスワール生成は燃焼安定性に対し効果が小さいこともわかる。ただし図中(D)のように相関線にのらない特異点も存在しており、今後、さらに検討する必要がある。

一方、燃焼安定に対しては、点火時期から初期燃焼開始にかけて、サイクル変動値が空間的にも時間的にもより小さい仕様、サイクル間の燃焼変動を小さくすると考えられる。そこで、図12に示すごとく希薄限界空燃比と平均サイクル変動 $\overline{U}(\theta)$ の関係について調べた。 $\overline{U}(\theta)$ は図8で求めた $\tilde{U}(\theta)$ をクランク角 50° BTD C~TDCの間で相加平均したものである。この結果から、負荷条件の高い1600rpmデータについては $\overline{U}(\theta)$ が小さい仕様ほど希薄限界空燃比は延びる傾向にあり、

両者には強い相関が認められる。しかしながら1400rpmデータでは、顕著な相関はみられない。なお図中の(A)(B)(C)の点は図11 $\overline{SR}(LDV)$ の値で、最大でも約0.3以下であり、このようなガス流動場における希薄空燃比下の燃焼安定性については、サイクル変動以外の概念により理解する必要があると思われる。

4. 結 論

SCV付の2吸気弁式機関を用いて幅広いスワール比を実現し、シリンダ内における主として接線方向のガス流動を検討すると共に、希薄空燃比下の機関性能についても考察を加え以下のことが明らかとなった。

(1) 定常流試験によるスワール比とLDV測定による平均スワール比とは、スワール比2近くまで良く対応する。

(2) 希薄限界空燃比の伸びは、スワール比の大きさおよび点火時期の値で一義的に決まらず、点火時期の値もスワール比の大きさで論じることは出来ない。

(3) 負荷条件の増大につれて、スワールの希薄限界空燃比拡大に対する効果は小さくなる。

(4) 負荷条件の高い運転域ではサイクル変動の空間的、時間的の平均である平均サイクル変動と希薄限界空燃比との間には強い相関があり、平均サイクル変動の値が小さいほど希薄限界空燃比は延びる傾向にある。

文 献

- (1) 漆原・ほか3名, 第6回内燃機関合同シンポジウム講演論文集, (昭62-1), 325.
- (2) 中西・ほか3名, 第4回内燃機関合同シンポジウム講演論文集, (昭59-1), 97.
- (3) 長尾・田中, 最近のガソリン機関技術シンポジウム, (昭60-1), 32.
- (4) Itoh, T., ほか4名, COMODIA 85 Symp., (1985), 185.
- (5) Santavicca, D., Bracco, F. V., SAE Paper, 840375, (1984).
- (6) Peter, O. W., Jose, M. C., SAE Paper, 861531, (1986).
- (7) 浜本・ほか3名, 機論, 52-480, B (昭60), 3059.
- (8) 小保方・ほか2名, 日本機学会 関西支部 第246回講演会, 315A (昭61).
- (9) 八田・ほか2名, 内燃機関計測ハンドブック, (昭57), 朝倉書店
- (10) 小林, 自動車技術会論文集, 2 (昭46), 10.
- (11) 河合・ほか4名, 機論, 780-16 (昭53-11), 10.

図11 希薄限界空燃比と平均スワール比の関係

図12 希薄限界空燃比と平均サイクル変動の関係

討 論

〔質問〕 浜 本 嘉 輔〔岡山大学工学部〕

(1) 機関の燃焼変動, 燃焼安定性に重要な影響をもつと考えられる平均流速のサイクルごとの変動 $\bar{U}(\theta)$ について検討したとある(4 ページ)が, この実験の結果として $\bar{U}(\theta)$ と p_i のサイクルごとの変動 σ との間には, どの程度の相関があったのか。

(2) 図 11, 12 では, 希薄限界空燃比 $A/F(\text{Lim})$ と $\overline{SR}(\text{LDV})$ および $\bar{U}(\theta)$ との間の関係について調べておられるが, このような多サイクルにわたる平均値ではなく, サイクルごとの変動 $\bar{U}(\theta)$ と $A/F(\text{Lim})$ との間には相関はないのか。

〔回答〕 (1) サイクル変動 $\bar{U}(\theta)$ は, 流速測定点 15 点の各測定点ごと, 各クランク角ごとのデータであり, これらデータをそのまま空間的, 時間的変化である燃焼と比較することはあまり意味がないと考え解析していない。このため本研究ではおもに, 空間的, 時間的なガス流動特性と機関性能との関係を検討したわけである。

(2) 前述の考えから解析, 検討していない。いずれにせよサイクル変動を空間的あるいは時間的に処理しないで, 流速測定点 1 点だけのサイクル変動で燃焼を議論するのは無理かと思う。

〔質問〕 中 川 洋〔三菱重工(株)長崎研究所〕

(1) シリンダ内のガス流動特性において 2 吸気弁式機関と 1 吸気弁式機関の本質的な差異はなにか。

(2) ピストン位置が TDC よりも前にある場合のデータは空間の一部のデータであり, これをもって空間的な平均スワール比 $\overline{SR}(\text{LDV})$ を算出する根拠は, どこにあるのか。また, $50^\circ \text{ BTDC} \sim \text{TDC}$ までの 6 個の $\overline{SR}(\text{LDV})$ を相加平均した平均スワール比 $\overline{SR}(\text{LDV})$ の物理的意味は何か。さらに, これと定常流試験によるスワール比 SR と比較し得る根拠は何か。

(3) 機関性能試験による燃料供給方法はどのようなものか, 2 吸気弁からの燃料供給(混合気)は均一

か。貴研究で得られた機関性能とガス流動の関係は, 2 吸気弁式機関特有のものか, それとも 1 吸気弁式機関でも成立するものか。また, 点火栓位置との関連はないのか。

〔回答〕 (1) 2 吸気弁式機関では, 二つのポートより導かれた吸入空気がシリンダ内で衝突するため, 平均流速, スワール比が非常に小さいのに対して, 1 吸気弁式機関では一般的に 1 吸気弁である程度の出力を確保するため弁面積を広くする傾向にあり, 弁中心はシリンダ中心より偏心して設ける場合が多く, 2 吸気弁式機関に比べ平均流速, スワール比が大きくなる傾向にある。

(2) 本研究では主に, ガス流動パターンと希薄空燃比下の機関性能との相関を検討したものである。このためガス流動についても, 機関性能に大きな影響を及ぼすと考えられる点火時期から初期燃焼にかけてのデータ, すなわち $50^\circ \text{ BTDC} \sim \text{TDC}$ までのデータを重要視し, これらをもって機関性能と対比させた次第である。また LDV による平均スワール比と定常流試験によるスワール比との比較は, 簡便な定常流試験により圧縮行程のスワール比の大小を予想するという意味で非常に重要であると思う。

(3) 燃料供給方法は, 均一な混合気を供給しガス流動の良否判断を正確にするため, ミキシングチャンバを用いて燃料と空気を予混合した。また本研究で得られた機関性能とガス流動の関係については, 同様の実験を 1 吸気弁式機関で行っていないため, 2 吸気弁式機関特有の結果であるかどうかは断言できない。ただし, 2 吸気弁式機関で点火栓位置変更により機関性能が変わることから, 設計上中心点火の困難な 1 吸気弁式機関では, 本研究の機関性能とガス流動の関係はすべて成立するとは限らないと考えるのが妥当かと思う。