

デュアル吸気ポート DI ディーゼルエンジンの スワールパラメータ予測手法

Prediction Method of Induction Swirl Parameters for
Dual Inlet Port of DI Diesel Engine

長谷川 俊 平* 高 橋 易 資*
Shumpei Hasegawa Yasushi Takahashi

要 旨

乗用車用の直噴 (DI) ディーゼルエンジンには、DI の優れた燃費性能とともに、ガソリンエンジンに匹敵する様な、高回転、高出力の性能が望まれる。そのため、デュアル吸気ポートシステムの研究を行い高回転域では高い充填効率を得る為に2バルブ同時運転し、低回転域では最適なスワール比を得る為に片方のバルブのみを運転するシステムを用いた。二つのバルブを同時に運転した時のスワール比は、双方のバルブのスワール比とバルブ平均有効開口面積の影響を受け、試行錯誤的な方法では、全ての回転域にとって最適なポート諸元を求める事は難しく、各諸元の最適化のための理論的予測手段を用いた。

本論文では、バルブの特性から2バルブ運転時のスワール比を求める予測計算式を導き、計算値と実測値を比較した結果、実用上十分な精度で一致したことを報告する。さらに、単気筒エンジンテストでも、出力、燃費共に予想通りの性能向上が得られた。

ABSTRACT

For passenger vehicle applications of direct injection (DI) diesel engines, it is desirable for the engine to have high speed and high power output performance comparable to that of gasoline engines, while retaining its good fuel economy. To obtain these characteristics, a dual inlet port system, which operates both valves simultaneously at high engine speed to improve the volumetric efficiency but operates only one valve at low engine speed to obtain the optimum swirl ratio (SR) is examined. The swirl ratio with two valve operation (SR_{1+2}) is affected by SR and the mean effective valve area (Z_m) of each valve. Using experimental techniques, it is difficult to find port configurations which are optimum for both high and low engine speeds simultaneously. Therefore, a predictive method has been employed to obtain the optimum configurations.

This paper describes how to derive the predictive equation of SR_{1+2} from the SR and Z_m of each valve for the optimum intake system design. To examine the accuracy of the equation, predicted values were compared with measured values. The result show good agreement for practical applications. Moreover, a single cylinder engine with this system shows a reasonable improvement in power output and fuel consumption.

1. ま え が き

乗用車には、一般にガソリンエンジンが使用されており、予燃焼室付 (IDI) ディーゼルエンジンも燃費が良いことから一部において使用されている。一方、直噴 (DI) ディーゼルエンジンは、IDI ディーゼルエンジンよりさらに燃費が

良く、将来の乗用車における低燃費エンジンとして最も有望視されている。しかしながら、DI ディーゼルエンジンは、最高回転数が低いこと、出力が低いこと、スモークレベルが高いことなど数々の欠点があり、現在はまだ市販車に適用されるに至っていない。乗用車用 DI ディーゼルエンジ

*和光研究所

ンの実用化には、その優れた燃費性能を維持しつつ、これらの欠点を解決する必要がある。

エンジンの高回転化、高出力化のために、ガソリンエンジンでは、それぞれにバルブを持つデュアル吸気ポートシステムが広く用いられている。DI ディーゼルエンジンにおいても、このシステムを用いることにより、高回転時の体積効率 (η_v) を上げ、出力の向上をはかることが可能と考えられる。一方、空気と燃料の良好な混合によりスモーク低減をはかるため、小型 DI ディーゼルエンジンには吸入空気に高いスワール比を与えることが求められる。従って、DI ディーゼルエンジンの出力性能には、スワール比 (SR) と、充填効率を支配するバルブ平均有効開口面積 (Z_m) の二つの重要な吸気パラメーターがある。

DI ディーゼルエンジンにデュアル吸気ポートシステムを採用する場合、高回転域でのエンジン性能が最適となる様にポート諸元を選択すると、通常、低回転域ではスワール比が低すぎて性能上不都合が生じる⁽¹⁾。低回転域での性能を維持しつつ高回転域での性能向上をはかるため、バルブ休止システム (低回転域で二つのバルブのうち片方のみを休止) との併用が考えられる。我々は、このシステムを用いて幾種類かのシリンダーヘッドを試作して実験を行った。その結果、高回転域では良好な混合気を生成し、かつ高い体積効率を得るために、SR と Z_m の両方が重要なパラメーターであり、低回転域では、良好な混合気を生成するために、SR が重要なパラメーターであることがわかった。つまり、エンジンの幅広い回転域でより良い性能を得るためには、2 バルブ運転時の SR と Z_m 、1 バルブ運転時の SR の三つのパラメーターを同時に満足させる必要がある。しかしながら、これら三つのパラメーターは互いに影響し合っているため、最適な吸気系の諸元を求めることは困難である。従来からの試行錯誤的な手法では、個々のポートの特性を測定するだけではなく、ポートの組み合わせやそれぞれの配置も実験によって求めなければならなかったため、開発効率が極めて低かった。そのため、個々のポートの測定値から最適なポートの組み合わせや配置を容易に選り出せる様に、三つのパラメーターの関

係が明確になることが望まれていた。

本論文では G. D. Partington⁽²⁾、G. Tipplmann⁽³⁾ の提唱するスワール比の定義を基礎に、2 バルブ運転時のスワール比 (SR_{1+2}) の予測計算式を導いた。この式により、2 バルブ運転時のスワール比は、それぞれのバルブの SR と Z_m から求めることが可能となった。さらに、計算値と実測値の対比により、この式の精度を検証した。

2. 基本パラメーターの定義

2 バルブ運転時のスワール比の式について議論を進める前に、基本的な吸気パラメーターについて述べる。

2.1 バルブ平均有効開口面積の定義

ポートを流れる単位時間当りの空気量は、単にバルブの幾何学的面積で決まるのではなく、ポートやバルブの形状によって影響を受ける。従って、バルブ有効開口面積 (Z) は、実際にポートを通過する単位時間当たりの吸入空量 (m) により、式 (1) で表される。

$$Z = \frac{\dot{m}}{\rho V_0} \quad (1)$$

$$V_0 = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (2)$$

ここで、 ΔP はバルブ前後の圧力差、 V_0 は ΔP によって定まる理論空気速度、 ρ は空気密度である。

体積効率を支配するバルブ平均有効開口面積 (Z_m) は、 Z の平均値である。この計算は吸気バルブの有効開弁期間 ($\alpha_o \sim \alpha_c$) で行われ、 Z_m は次式の様に定義される。

$$Z_m = \frac{\int_{\alpha_o}^{\alpha_c} Z d\alpha}{\alpha_c - \alpha_o} \quad (3)$$

ここで、 α_o 、 α_c は、夫々吸気バルブの開弁時、閉弁時のエンジンクランク角を表す。

2 バルブ運転時のバルブ有効開口面積 (Z_{1+2}) は、一般に良く知られている様に、個々のバルブの Z の単純加算によって求められる。

$$Z_{1+2} = Z_1 + Z_2 \quad (4)$$

2 バルブ運転時のバルブ平均有効開口面積 ($Z_{m_{1+2}}$) は、以上の式から求められる。
尚、各々のバルブの有効開弁期間が同じ場合には、 $Z_{m_{1+2}}$ の式は、次の様な簡単な式で表される。

$$Z_{m_{1+2}} = Z_{m_1} + Z_{m_2} \quad (5)$$

2.2 スワール比の定義

スワール比 (SR) は、回転ベーンを用いた旋回流の測定に基づく定義が一般的であった。⁽⁴⁾⁽⁵⁾ しかし、この方法による定義は、測定装置の諸元が各々の研究者で一致しておらず、また、理論的展開も困難であるという問題点がある。そのため、本論文では、G. D. Partington, G. Tipplmann の提唱するスワール比の定義を用いた。それによれば、スワール比は、シリンダーに流れ込む旋回流の角運動量変化率の測定により定義される。

図 1 にその測定原理を示す。

先ず初めに、次の様な仮定を行う。

- 仮定 1：エンジン及び定常流試験装置のポートを通過する空気は、非圧縮性、かつポート通過中の熱の授受は無いものとする。
仮定 2：ポートの特性は、エンジン過渡運転時も、定常流試験時も同じである。

仮定 3：バルブ前後の圧力差 (ΔP) は、吸入行程中、一定である。

仮定 4：エンジンシリンダー内も、定常流試験のシリンダー内も、空気の旋回運動は剛体渦とする。

仮定 5：ポートから流入する空気の角運動量は、吸気行程終了時まですべて保存され、シリンダー内壁面との摩擦抵抗により、スワールが減衰することはない。

仮定 6：体積効率 (η_v) は 100% とする。

スワール比 (SR) は、吸気行程終了時のスワール速度 (ω_c) とエンジンクランクの角速度 (ω_e) の比で定義され、次式で表される。

$$SR = \frac{\omega_c}{\omega_e} = \omega_c \frac{dt}{d\alpha} \quad (6)$$

ここで、 α はエンジンクランク角を表す。

ω_c は、次の様にして求めることができる。仮定 4 より、旋回流は剛体であり、半径 $B/2$ の円盤と見なされる (B はシリンダーの直径)。従って、その円盤の慣性モーメント (I) は、 $mB^2/8$ である (m は円盤と見なされる空気の質量)。これより、ポートから流入する空気の角運動量の変化率 ($\omega_r dI/dt$) は次式で与えられる。

$$\omega_r \frac{dI}{dt} = \omega_r \frac{\dot{m}B^2}{8} \quad (7)$$

ここで、 ω_r はポートから流入した空気のスワール速度である。

仮定 5 より、吸入空気の角運動量は吸気行程終了時まですべて保存され、その時のスワール速度が ω_c であることから次式が成り立つ。

$$\int_{t_o}^{t_c} \omega_r dI = \omega_c \int_{t_o}^{t_c} dI \quad (8)$$

ここで、 t_o 、 t_c は夫々吸気バルブの開弁、閉弁時期を表す。

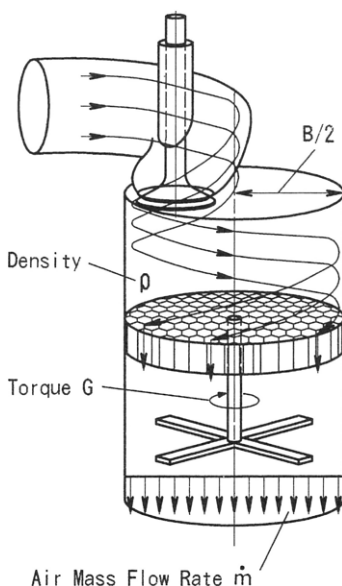


図 1 測定原理

添字 1 は、第一吸気バルブのみの運転、添字 2 は、第二吸気バルブのみの運転、及び添字 1 + 2 は、両方の吸気バルブの同時運転を示す。

従って、 ωc は次式で表される。

$$\omega c = \frac{\int_{t_0}^{t_c} \dot{m} \omega r dt}{\int_{t_0}^{t_c} \dot{m} dt} \quad (9)$$

上式の分母は、一行程当りの吸入空気量 (M) を表す。仮定 6 より、体積効率 は 100% であるから次式が導かれる。

$$M = \int_{t_0}^{t_c} \dot{m} dt = \frac{\rho \pi B^2 S}{4} \quad (10)$$

ここで、S はエンジンストロークを表す。

ωr を無次元で表すために、無次元リグスワール (Nr) を導入し、次式で定義する。

$$Nr = \omega r B / V_o \quad (11)$$

以上より、1 バルブ運転時のスワール比 (SR) は、次式の様に表示される。

$$SR = \frac{\pi B S}{4} \times \frac{\int_{\alpha_0}^{\alpha_c} Z Nr d\alpha}{\left\{ \int_{\alpha_0}^{\alpha_c} Z d\alpha \right\}^2} \quad (12)$$

尚、 ωr は、角運動量の変化率と、仮定 4 より求めることができる。ここで、角運動量の変化率は、図 1 の装置で測定されるトルク (G) に等し

い。従って、次式の様に表される。

$$G = \omega r \frac{dI}{dT} \quad (13)$$

式 (7) と (13) より次式を得る。

$$\omega r = \frac{8 G}{m B^2} \quad (14)$$

2.3 2 バルブ運転時のスワール比予測計算式の誘導

図 2 に、デュアル吸気ポートによる吸気合流の概念を示す。各ポートを通過する空気は、各々のポートの特性に応じた旋回流をシリンダー内に発生させる。この時、双方の吸気ポートを通じて流入した空気は、相互干渉による乱れを生じないと見なし、次の様な仮定を設ける。

仮定 7: シリンダー内空気のもつ角運動量は、各ポートから流入した空気のもつ角運動量の総和とする。

従って、両ポートから流入した空気の角運動量の変化率の総和は、 $(\omega r_1 \frac{dI_1}{dt} + \omega r_2 \frac{dI_2}{dt})$

で表される。ここで、 ωr_1 、 ωr_2 は、各ポートから流入した空気のスワール速度、また、 I_1 、 I_2 はその空気のもつ慣性モーメントである。

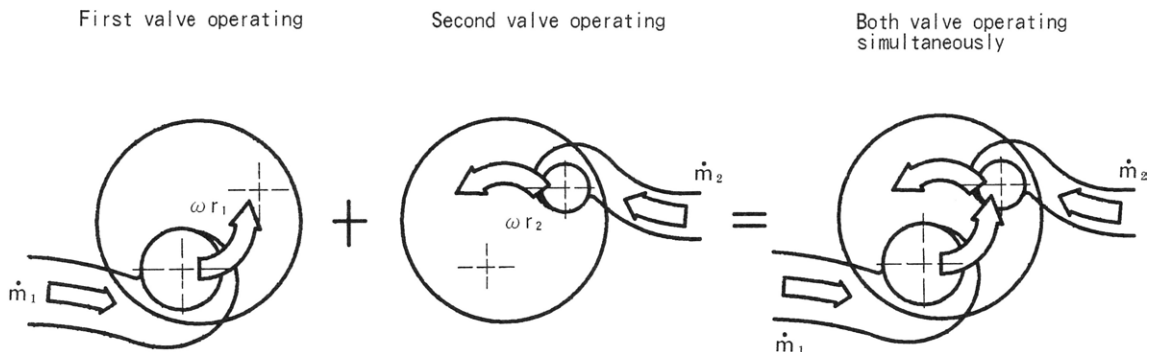


図 2 二つのポートからの吸気合流の概念

一方、仮定5より、ポートから流入した空気の角運動量は、吸気行程終了時まですべて保存される。さらに、吸気行程終了時のスワール速度が ωc_{1+2} とすれば、次の関係式が成り立つ。

$$\int_{t_0}^{t_c} (\omega r_1 \frac{dI_1}{dt} + \omega r_2 \frac{dI_2}{dt}) dt = \omega c_{1+2} \int_{t_0}^{t_c} (\frac{dI_1}{dt} + \frac{dI_2}{dt}) dt \quad (15)$$

尚、 I_1 、 I_2 は仮定4に従い、半径 $B/2$ の円盤として式(7)で表される。よって、 ωc_{1+2} は次式のようになる。

$$\omega c_{1+2} = \frac{\int_{t_0}^{t_c} (\dot{m}_1 \omega r_1 + \dot{m}_2 \omega r_2) dt}{\int_{t_0}^{t_c} (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) dt} \quad (16)$$

ここで、 $\dot{m}_1$ 、 $\dot{m}_2$ は各ポートの単位時間当りの吸入空気量である。

各々のポートの単独の特性は実測よりわかっているので、2バルブ運転時において、次の様な仮定を設ける。

仮定8：2バルブ運転時の各ポートの特性は、相互干渉により変化することはなく、1バルブ運転時と同じとする。

仮定3より、 ΔP は双方のポートで等しいから、 $\dot{m}_1$ 、 $\dot{m}_2$ は各々のポートごとに式(1)を用いて計算できる。同様に、 ωr_1 、 ωr_2 も式(11)を用いて Nr_1 、 Nr_2 で表される。また、式(16)の分母は一行程当りの吸入空気量 (M) であり、式(10)より求められる。

以上の式より、 ωc_{1+2} は次式の様に書き換えられる。

$$\omega c_{1+2} = \frac{4 V_{O_2}}{\pi B^3 S} \times \int_{t_0}^{t_c} (Z_1 Nr_1 + Z_2 Nr_2) dt \quad (17)$$

この ωc_{1+2} を、スワール比の定義式(6)に適用する事により、2バルブ運転時のスワール比 (SR_{1+2}) を求める式は次の様に導かれる。

$$SR_{1+2} = \frac{\pi BS}{4} \times \frac{\int_{\alpha_0}^{\alpha_c} (Z_1 Nr_1 + Z_2 Nr_2) d\alpha}{\left\{ \int_{\alpha_0}^{\alpha_c} (Z_1 + Z_2) d\alpha \right\}^2} \quad (18)$$

ここで、もし各々のバルブの有効開弁期間が同じであるならば、前式の Z 、 Nr は、式(3)、式(12)を用いて Z_m 、 SR で表され、 SR_{1+2} は次式の様に簡単な式となる。

$$SR_{1+2} = \left(\frac{Z_{m1}}{Z_{m1+2}} \right)^2 SR_1 + \left(\frac{Z_{m2}}{Z_{m1+2}} \right)^2 SR_2 \quad (19)$$

尚、 SR は、旋回流の回転方向により、正負の符号をもつものとして扱われる。

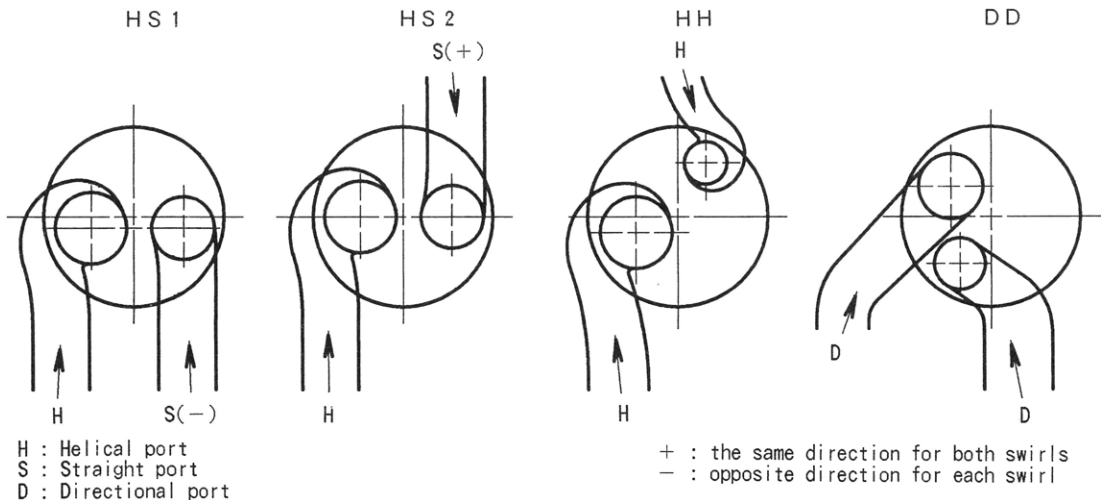


図3 ポート配置

3. 計算値と実測値の比較

前節までで、2バルブ運転時の吸気性能パラメーター (Zm_{1+2} , SR_{1+2}) を導いた。

即ち、

$$Zm_{1+2} = Zm_1 + Zm_2$$

$$SR_{1+2} = \left(\frac{Zm_1}{Zm_{1+2}} \right)^2 SR_1 + \left(\frac{Zm_2}{Zm_{1+2}} \right)^2 SR_2$$

本式の精度を確認するために、ポート形状、配

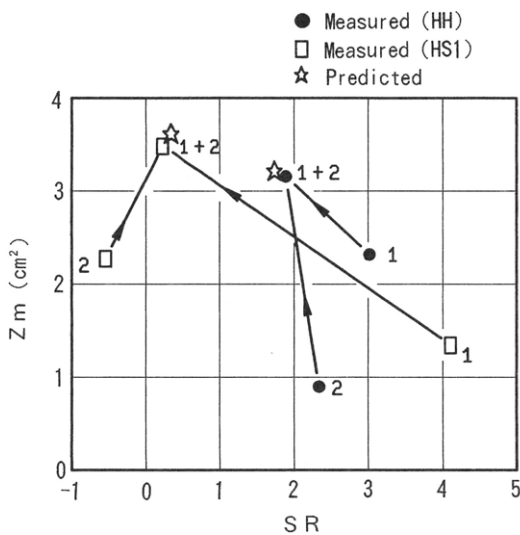


図4 2バルブ運転によるSRとZmの変化

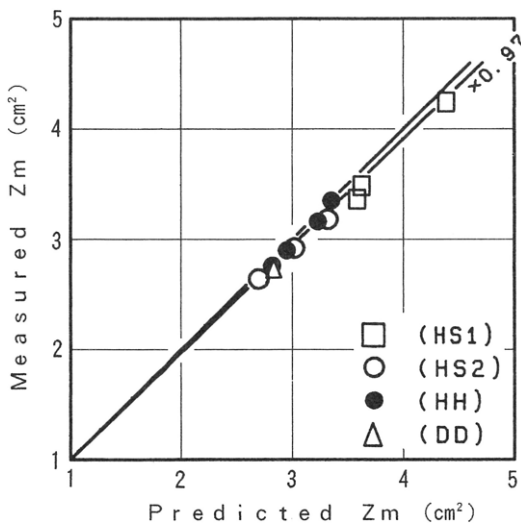


図5 Zmの計算値と実測値の比較

置の異なる4つのグループ、合計11通りのシリンダーヘッド及びポートモデルを試作した。ポート形状はヘリカル、ダイレクショナル、ストレートの3種類を採用した。これを図3に示す。またポート配置は、両方のポートで発生するスワールが同じスワール方向となるものと、逆のスワール方向になるものの2種類を用いた。

測定装置は、図1の原理に基づいて作られた装置を用いた。

図4に、計算値と実測値の比較例として、ヘッドグループHHとHS1を示す。図中添字の1, 2はそれぞれ第一バルブ、第二バルブの実測値を表し、1+2は2バルブ同時運転時の実測値を表す。また、☆は計算値を表す。ポート配置はHH, HS1で異なっているが、どちらも実測値と計算値は良く一致している。

図5, 6に、 Zm_{1+2} と SR_{1+2} の計算値と実測値を比較して示す。図5より、Zmの計算値は実測値と良く一致していることがわかる。Zmの誤差 (ΔZm) の平均は約3%あり、計算値の方が実測値より常に大きい。一方、SRの計算値は実測値よりいくらか小さく、その差 (ΔSR) は約0.3である。SR₁₊₂を計算する際に、式中のZm₁₊₂に3%低い値を用いてZmの誤差を補正することにより、 ΔSR の平均は0.2となり、予測精度は若干向上する。尚、ヘッドグループ

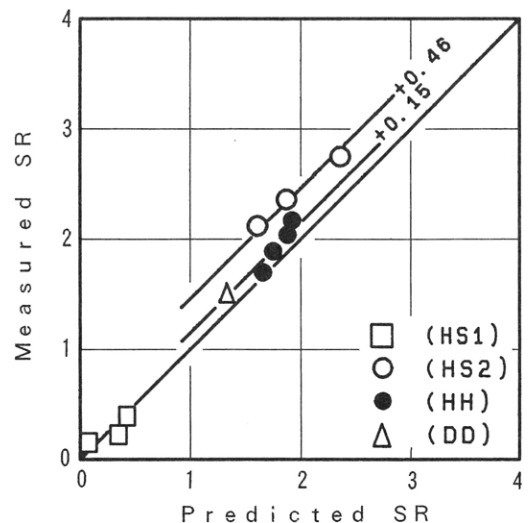


図6 SRの計算値と実測値の比較

HH みでみると、 ΔSR は 0.15 である。

以上、この予測計算式は、単純な仮定に基づいて導かれた簡便な式であるが、実用上の精度は充分であることが示された。

尚、同一方向から空気を入れたヘッドグループ HS1 では、旋回流が互いに打ち消し合うため、スワール比はほぼ零となり、DI ディーゼル用可変スワールコントロールシステムのためのポート配置としては適当ではない。

表 1 エンジン諸元

燃焼方式	直接噴射式
給 気	自然吸気
ポート配置	HH (図 3)
気筒数	1
ボア×ストローク(mm)	80.26×88.9
排気量 (cm ³)	449.8
圧縮比	20.0
バルブ傘径 (mm)	
吸気第 1 バルブ	φ 36.5
吸気第 2 バルブ	φ 21.5
排気バルブ	φ 32.5
バルブタイミング	(at 1 mm lift)
吸気 (開)	ATDC 11°
(閉)	ABDC 20°
排気 (開)	BBDC 43°
(閉)	BTDC 7°
噴射ポンプ	ボッシュ A タイプ
噴射ノズル	φ 0.20 × 5
噴射タイミング	MBT

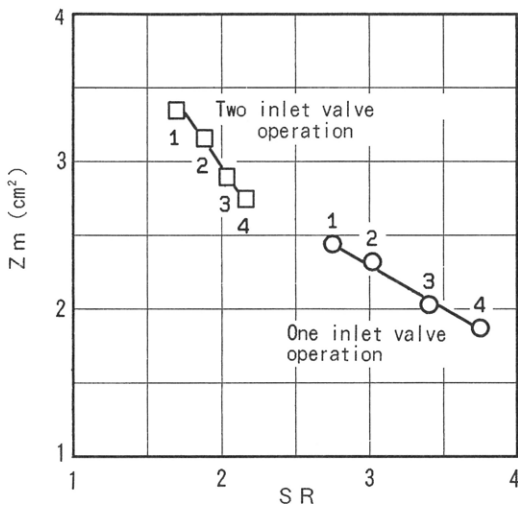


図 7 HH ポート 4 種の SR と Zm の関係

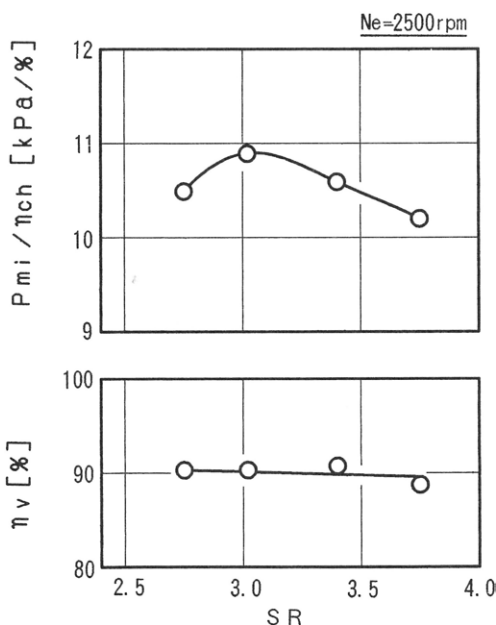


図 8 2500rpm での SR のエンジン出力への影響

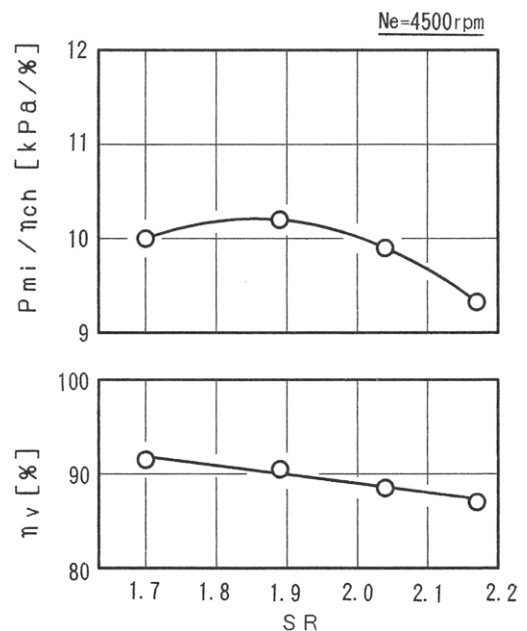


図 9 4500rpm での SR のエンジン出力への影響

エンジン出力に最適なスワール比の測定

実際のエンジンにおいて、最大の出力を与えるSR、Zmを求めるために、第一バルブにそれぞれ異なるスワール比(SR_1)をもったヘッド4台を用いて、エンジンのベンチダイナモテストを行った。試験に用いたエンジンの主要諸元を表1に示す。

テストにおいて、高回転域は吸気2バルブ運転により、また、低回転域は片方のバルブを休止した吸気1バルブ運転により、エンジンの出力性能を評価した。尚、出力測定条件として、スモークレベルを一定(BSU3.0)とした。

図7に、供試ヘッドのSRとZmの関係を示す。一般に知られているように、SRとZmは相反する関係にあり、一方を上げるともう一方が低下する。⁽⁶⁾

図8、9にテスト結果を示す。図中、 η_v は体積効率、 η_{ch} は充填効率、Pmiは図示平均有効圧力を示す。Pmi/ η_{ch} は、充填空気質量あたりの出力であり、スモークレベルが一定の条件下における空気有効利用率を表すパラメーターとして用いている。

図8は、2500rpm、吸気1バルブ運転によるテスト結果である。この図より、このテストエンジンにおいては、空気有効利用に最適なスワール比は約3である。一方、図7に示す様に、高いSRによってZmは比較的低くなっているが、図8に示される様に、 η_v はSRに殆ど依存していない。従って、この回転域では、SRのみが出力に対して重要なパラメーターとなっている。

図9は、4500rpm 吸気2バルブ運転によるテスト結果である。この図より、空気有効利用に最適なスワール比は約1.9である。一方、 η_v はSRに依存する。つまり、SRが減少すると、図7に示す様にZmが増加し、 η_v も増加する。従って、この回転域では、SRとZmの両方が出力に対して重要なパラメーターとなっている。

各回転数で最大のPmiを与えるスワール比を選び出し、プロットしたのが図10である。この図は、このテストエンジンにおいて、エンジン回転数と、出力に最適なスワール比との関係を示す。吸気1バルブの特性と吸気2バルブの特性では、傾きが

異なっている。その理由は明らかではないが、推定として、二つのポートからの流れが合流する際に何らかの乱れが生成され、これが燃焼に影響を与えていることが考えられる。

4. エンジン性能向上への応用

以上のテスト結果から、図7のHHタイプNo.2ヘッドを用いれば、吸気1バルブ運転時、2バルブ運転時共に、それぞれの出力性能上、スワール比が適切であることがわかった。

HH タイプ No.2	SR	Zm(cm ²)
吸気1バルブ運転時	3.02	2.32
吸気2バルブ運転時	1.89	3.16

図11に、本ヘッドを用いたテストエンジンの全負荷性能を示す。

高回転域では吸気2バルブで運転し、低回転域では吸気1バルブで運転することにより、低回転域での性能を維持しながら高回転域の出力を向上することが出来た。その効果は、吸気1バルブのみの場合と比べ、最高回転数は約1000rpm、最高出力は約15%向上した。同時に、最良の燃費性能の得られる回転域を、従来に比べ500rpm広げることができた。

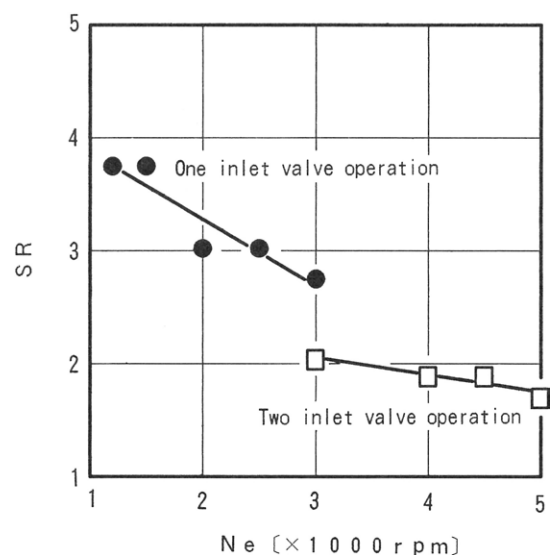


図10 各回転数において最大の出力が得られるスワール比

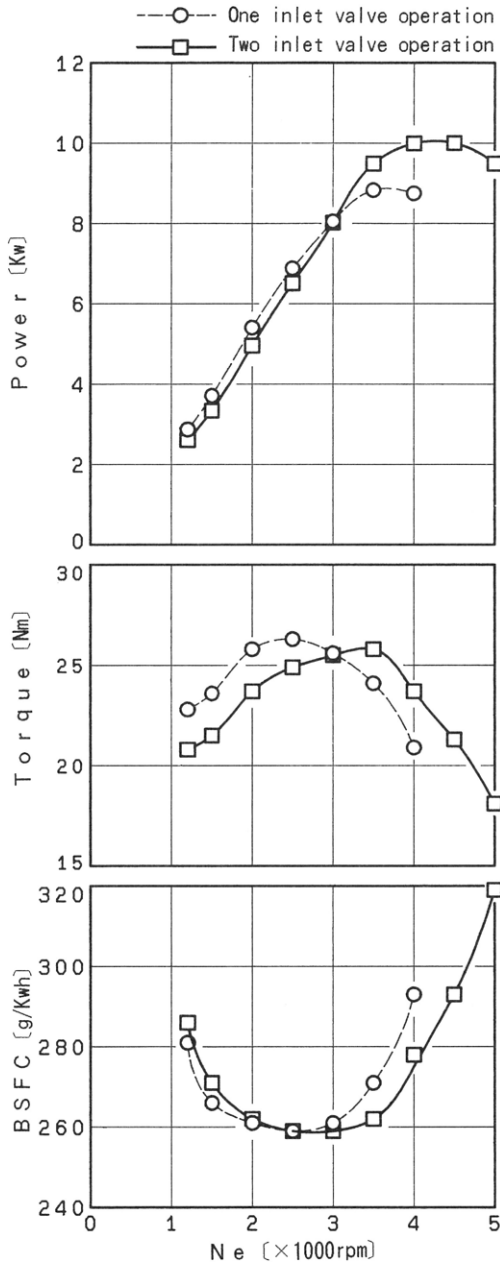


図 11 デュアル吸気ポートシステムによる全負荷性能

5. 結 論

本論文では、直噴ディーゼルエンジンの高回転化、高出力化を目的に、デュアル吸気ポートシステムとバルブ休止システムを組み合わせ、その最適化の検討を行ってきた。その結果、次の結論を

得るに至った。

- (1) デュアル吸気ポートシステムについて、その吸気スワールパラメーター (SR , Z_m) をそれぞれのバルブのスワール比 (SR_1 , SR_2)、及びバルブ平均有効開口面積 (Z_{m1} , Z_{m2}) から求める計算式を導いた。

$$SR_{1+2} = \left(\frac{Z_{m1}}{Z_{m1+2}} \right)^2 SR_1 + \left(\frac{Z_{m2}}{Z_{m1+2}} \right)^2 SR_2$$

$$\text{ただし、} Z_{m1+2} = Z_{m1} + Z_{m2}$$

- (2) 上式で得られた計算値が実測値と良く一致することを、定常流試験によって実証した。その結果、吸気系の最適設計にあたり、本式は十分な精度をもって適用できることがわかった。
- (3) 高回転域、低回転域の両方で最適なスワール比を持つデュアル吸気ポート直噴ディーゼルエンジンは、低回転域での性能を犠牲にすること無く、最高回転数、最大出力を向上させることが出来た。

これにより、直噴ディーゼルエンジンの高回転化、高出力化の可能性が示された。

記号の説明

- B : シリンダーの直径
- G : インパルス・スワールメーターのトルク
- I : シリンダー内に充填された空気の慣性モーメント
- m : 空気の質量
- $\dot{m}$: 単位時間当りにポートを通過する空気の質量
- M : 吸気終了時にシリンダー内に充填された空気の質量
- Ne : エンジン回転数
- Nr : 無次元リグ・スワール
- Pmi : 図示平均有効圧力
- S : エンジン・ストローク
- SR : スワール比
- t : 時間
- tc : 吸気バルブ閉弁時間
- to : 吸気バルブ開弁時間
- Vo : ΔP による理論空気速度

Z : バルブ有効開口面積
 Z_m : バルブ平均有効開口面積
 a : クランク角
 a_c : 吸気バルブ閉弁時のクランク角
 a_o : 吸気バルブ開弁時のクランク角
 ΔP : バルブ前後の圧力差
 η_{ch} : 充填効率
 η_v : 体積効率
 ρ : 空気密度
 ω_c : 吸気行程終了時にシリンダー内に充填
 されている空気のスワール速度
 ω_e : エンジンクランクの角速度
 ω_r : ポートから流入する空気のスワール
 速度

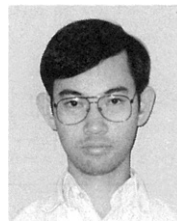
参 考 文 献

- (1) M. Shigemori, S. Tsuruoka and M. Shimoda, "Development a Combustion System for a Light Duty D. I. Diesel Engine", SAE Paper 831296.
- (2) G. D. Partington, "Analysis of steady flow tests on inlet and exhaust ports", Ricardo Consulting Engineers, Report DP. 80/1123, (1980-7).
- (3) G. Tippleman, "A New Method of Investigation of Swirl Ports", SAE Paper 770404.
- (4) F. Pischinger, "Entwicklungsarbeiten an einem Verbrennungssystem für Fahrzeugdieselmotoren" ATZ Vol.00 Heft. 1 (1963-1).
- (5) R. Ohashi, "Combustion Characteristics of small DI Diesel Engine", Internal Combustion Engine Vol.22 No.4 (1983-9).
- (6) T. Shimada, K. Sakai and S. Kiriara, "Variable Swirl Inlet System and its Effect on Diesel Performance and Emissions", SAE Paper 861185

■ 著 者 ■



長谷川 俊平



高橋 易資