ディーゼル機関の渦室内空気流動のシミュレーション*
(渦室形状および連絡孔配置の影響)小松 源一*¹, 池上 詢*²Numerical Simulation of Air Motion in the Swirl Chamber of Diesel Engines
(The Effect of Swirl Chamber Geometry and the Connecting Passage)

Gen'ichi KOMATSU and Makoto IKEGAMI

To clarify the flow in the swirl chamber of a diesel engine, numerical prediction and measurement were performed. The flow model was based on the solution of the finite difference form of the governing differential equations for the transport of mass and momentum, including the concept of the turbulent effective viscosity. To facilitate flow analysis and measurement, swirl chamber flow was assumed to be two-dimensional. Special emphasis was placed on the effects of swirl chamber geometry and the connecting passage. The predicted results were confirmed in experiments using a special air model. Then, flow characteristics in the swirl chamber of a full scale engine were predicted. The results show that swirl chamber geometry and the connecting passage have significant effects on the flow characteristics, such as the tangential velocity and the swirl formation.

Key Words: Internal Combustion Engine, Multidimensional Model, Air Flow, Swirl-Chamber Diesel Engine, Swirl-Chamber Geometry, Connecting Passage

1. ま え が き

渦室式ディーゼル機関の渦室内に生じるスワールは混合気形成に大きな影響をおよぼしており、燃焼上重要な要因である。そのスワールや乱れの強さは渦室形状や連絡孔配置の影響を受け、機関性能を左右する。

たとえば、Ricardo Comet V形の良好な性能は平底部での渦の早い減衰にもとづくことを長尾ら⁽¹⁾は高速撮影によって確かめている。またスワールの制御と同様に渦室から主室へ燃料の流出を迅速に行い、空気の利用率を高めることが燃焼改善に重要である。新村⁽²⁾はアイドル燃焼時における噴射方向と連絡孔位置との関係について調べ、低温壁に接触しないように、かつ連絡孔付近に噴射するほうがよいと結論し、三輪ら⁽³⁾は渦室内の可燃物濃度や燃焼生成物の分布を求め、連絡孔からの流出炎のときれ現象を観察し、噴射方向と連絡孔位置の重要性を指摘した。このように個々の場合については現象論的因果関係によってかなり明らかになりつつあるが、流動状況自体まだ十分解明されているとはいえない。最終的に実験にたよらざる

るをえない現状では、スワール生成をはじめ流動特性を予測できれば渦室設計に有益な指針を与えるものと思われる。

最近、渦室内の空気流動について Elkotb ら⁽⁴⁾は二次元数値シミュレーションを行い、その結果を熱線流速計で確かめた。白川ら⁽⁵⁾は定容容器を用いて渦室内流動を調べ、その計算結果と実験とを比較検討した。それらの結果は流動状況の把握に多くの示唆を与えているものの、渦室形状などの条件が限られているため設計上の指針としてはまだ十分とはいえない。

著者らは前報⁽⁶⁾において同様の手法によりシリンダ内流動ならびに渦室内流動を解析した。本研究ではこれを発展させて渦室式ディーゼル機関の渦室形状と連絡孔配置が空気流動に与える影響を解析した。渦室内流動の予測結果の妥当性を確かめるため、シリンダヘッドを改造した実験機関で流れを測定し、得られた結果を計算結果と比較した。

2. 解析および実験方法

2・1 シミュレーション機関と実験機関 渦室式ディーゼル機関の渦室内流動を二次元数値シミュレーションによって明らかにするとともに、その妥当性を示すため2種類の機関を定めた。その一つはシミュレ

* 昭和60年6月10日 第5回内燃機関合同シンポジウムにおいて講演、原稿受付 昭和61年5月26日。

*¹ 正員、姫路工業大学 (〒671-22 姫路市書写 2167)。

*² 正員、京都大学工学部 (〒606 京都市左京区吉田本町)。

ーション機関であり、他は流動状況の測定を行う実験機関であり、両者の諸元を表1に示す。ここで特別に実験機関を用いたのは、熱線流速計により渦室内各部の流速を測定し、その結果を計算結果と対比するため、直径60 mm、幅20 mmとして実際より大きな渦室を使うと同時に、圧縮比と回転数とを低くして熱線流速計の周波数応答の問題を避けた。この実験機関について流動を予測した結果を実験結果と比較して計算の正しさを確認し、そのうえで実際に近いシミュレーション機関における流動を予測した。ただし、計算では二次元的扱いを行うため、シミュレーション機関でも円筒形二次元渦室を仮定した。

2.2 渦室形状と連絡孔配置 シミュレーション機関および実験機関の渦室は平たい円筒形を基本とし、図1に示す4種類の形状および連絡孔配置とした。このうちA形は気流が壁に沿って流入する連絡孔をもつもの、B形はA形よりやや中央寄りに連絡孔をもつもの、C形は中央連絡孔をもつものである。そしてD形はRicardo Comet V形にみられるような平底形で平底面に対して45°の連絡孔配置とした場合である。これらの各種渦室形状は解析および実験で適宜選んで用いた。実験機関ではA形およびC形渦室を用いた。

表1 機関の主要諸元

	Simulation engine	Test engine
Cylinder diameter, mm	95	150
Stroke, mm	110	110
Compression ratio	16	5
Swirl chamber volume ratio	0.5	0.13
Swirl chamber diameter, mm	37	60
Port area ratio	0.02	0.01
Engine speed, rpm	1800	250

図1 各種渦室形状と連絡孔配置

2.3 境界条件と定乱れ拡散率モデル 数値解析には前報⁽⁶⁾と同様に定乱れ拡散率モデルを用いた。すなわち運動量拡散には一様な有効粘性を仮定し、分子粘性より渦粘性が支配的であるとして有効粘性係数を $\mu_e = \rho k^{1/2} l$ と定義し、運動量式の無次元化式の中で次式の渦室内無次元有効動粘度を用いた。

$$\nu^* = \mu_e / (\rho v_m D_s) \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 ρ は密度、 D_s は渦室直径、 k は乱れエネルギーで $k = 3v'^2/2$ 、 v' は主流の空間平均切線方向速度 v_m の乱れ成分。 v' には円管内流れの結果にならって v_m の12%を与え、乱れスケール l は渦室半径の14%を与えた。この扱いにより実験機関の場合の無次元有効動粘度 ν^* を見積ると1/97となる。しかしこの見積りが適当であるか否か不明なので、その前後の値を選んで ν^* を1/80, 1/160, 1/320として解析し、その計算結果と実験による結果とを検討した。計算上の格子数は渦室の半径方向および切線方向にそれぞれ10および20とした。計算における壁境界の扱いは、定常流と近似し、壁面隣接格子にBlasiusの式により摩擦応力を与えた。

2.4 実験機関における渦室内流れの測定 実験機関の渦室を図2に示す。流れの測定には熱線流速計(日本科学工業製, CTA 1011形)を用い、図の各位置で行った。圧縮行程中、渦室内空気は温度および密度の時間的変化を伴うので熱線出力の補正が必要となる。そのため流速の算出には、熱線から空気への熱伝達率と流速についてのCollisとWilliamsの式⁽⁷⁾および熱線の熱平衡の式から得られる補正式を用いて補正した。熱線プローブには直線形を用い、流速測定には線径12.7 μm の白金イリジウム線を、温度測定には5

図2 渦室模型の形状と熱線プローブによる測定点(渦室形状Aの場合)

μm のタングステン線を用いた。

熱線プローブは図2に示すように上部から挿入し、各点でプローブ軸を 15° おきに回転させ、各回転位置で圧縮行程中のプローブ出力の推移を求めた。壁面近傍の測定には側壁から挿入して壁面から 1mm おきに 4mm 点まで同じように出力のクランク角推移を求めた。この場合、壁面近傍の流れは壁面に沿うとして扱った。渦室内部の測定については各点で得られた結果を重ね合わせることで各クランク角における熱線プローブの最大出力値を求め、その最大値を示すプローブ位置との関係から流れによる出力値とその向きを求めた。それらの結果は大気圧状態での校正用風洞による流速と出力値との関係をもとにし、かつ渦室内温度および密度変化とその他の物性値の変化を考慮した流速補正式により流速を算出した。

以上のようにして実験機関を用いて流速測定を行い、2・3節の境界条件および定義にもとづいて、まず同じ機関の諸元で計算を行って両者について比較し、計算の妥当性を検討した。後にシミュレーション機関を用いて計算を行い流動特性を調べた。

3. 計算結果および検討

3・1 実験機関の場合 本計算手法の妥当性を検討するため実験機関による流速測定とその機関の諸元のもとで数値計算を行った。図3に3種類の渦室形状

図3 実験機関の圧縮行程における渦室内流れの計算結果

A, B および C について圧縮行程の流動の計算結果を示す。さらに同じ流動を図1に示す位置 l' での切線方向速度 v として示したのが図4である。図3, 4中、流速は平均ピストン速度 C_m 基準で表示した。なお計算で用いた無次元有効動粘度はここでは一定値 $1/160$ を用いた。

まず図3より渦室形状Aの場合のスワール生成についてみると、圧縮開始後 50°CA で渦室内の一部に動きがみられ、 90°CA ではスワールの形成がみとめられる。さらに 150°CA では渦室中心を心とするよくととのったスワールになる。そしてTDCでは渦室内中央で剛体渦が形成され、壁面付近では自由渦となる。このようすは図4の形状Aの場合をみると明らかである。これによると渦室内切線方向速度は渦室内の上流側では圧縮後 150°CA のとき最大流速を示し、下流側では少し遅れて 170°CA で最大流速を示す。形成

図4 切線方向速度分布

されたスワールは TDC では若干減衰がみられる。これと同様なスワール形成の特徴は Elkotb ら⁽⁴⁾も同じような渦室形状・連絡孔配置の場合の計算により示している。

形状 B では連絡孔が中央に寄るため流れ状態は中心部で比較的強い。それに対して渦室上流側の壁面に沿う領域では、流動が弱く流れの停滞領域ができる。ここでのスワール生成の大きさを比較するため 3 種類の渦室形状についてスワール比 r_s を求め、そのクランク角推移を図 5 に示した。このスワール比は旋回角運動量の等しい剛体渦とみて求めた角速度と機関回転角速度との比である。図 5 によると形状 B のスワールは形状 A よりかなり弱い。

形状 C では、中央からの噴流により噴流の両脇にほぼ同程度の二つの渦が形成され、その流動は図 3 および図 4 に示されるようになり強いことがわかる。形状 C でみられるような流動は実際の渦室ではおこらないが、予燃焼室ではこれに近い状況がおこると思われる。逆にそのような吹き上げに伴う予燃焼室内の双渦流を数値的に予測できる可能性がある。

以上の結果で無次元有効動粘度 ν^* を $1/160$ 一定としたが、次に ν^* の影響をみるため形状 A について ν^* を変えて計算した。図 6 は形状 A について 3 種類の ν^* に対するスワール比 r_s のクランク角推移を示す。これによると ν^* が大きいほど流動は弱く、 r_s にして比較してみるといくらか小さな値を示している。しかし ν^* の変化は r_s の推移および流動状態の性質

図 5 3 種類の渦室形状についてのスワール比の推移

図 6 無次元有効動粘度のスワールへの影響

に大きな変化をおよぼさない。 ν^* を考慮に入れるために $k-\epsilon$ モデルなどを導入する必要がある、これについては別途検討中である。

3.2 計算結果と実験結果との比較 計算で用いたのと同じ諸元の実験機関で測定した結果を図 7 および図 8 に示す。両図には形状 A および C の結果を示し、下段には種々のクランク角に対する圧縮行程中の測定位置 II' (図 1) における切線方向速度を、上段には空間速度分布を描いてある。図 7 によると、形状 A では渦室中央に剛体渦が形成されているが、壁面近傍では摩擦のためかなり減速がみられる。また図 8 によると形状 C では限られた測定範囲であるが、二つの渦流の生成が予想できる。図 7 および図 8 に示す ν 分布の推移を図 4 の計算結果と比較することができ、種々の ν^* で計算した結果、計算の切線方向速度は ν^* が $1/160$ では実測よりも若干低く、 $1/320$ では高めになることがわかった。

なお、計算は二次元で行ったので側壁の摩擦の影響は考慮されていない。しかし、圧縮行程中、実測による

図 7 実験機関の圧縮行程における渦室内流速の実験結果 (渦室形状 A の場合の空間速度分布とその切線方向速度分布の推移)

と厚み方向には側壁近くを除いて 10 mm 以上にわたって一様の速度がえられ、その影響はないとみなした。これに関連して図 4 形状 A でみられる壁面近くでの切線方向速度が壁面から離れたところから減少しているのは連絡孔内の速度を一様と仮定したことにも関係があり、壁面摩擦だけによるのではない。

3.3 シミュレーション機関の場合の計算結果
実際の機関に近い条件のシミュレーション機関で渦室形状 A および D について計算した結果を図 9 に示す。また同じ結果について図 1 に示す渦室位置 II' 上の切線方向速度分布の推移を図 10 に示す。計算には実験機関の場合と同じく壁面摩擦を考慮し、有効粘性には実験機関でもっともよく実験結果を再現できた $\nu^* = 1/160$ を用いた。

図 9 および図 10 に示す渦室形状 A の場合をみると圧縮行程に生成される渦室内スワールは実験機関の場合と同様にほぼ剛体渦を示す。圧縮比の小さい実験機関の場合と比べると、渦室内の上流側では圧縮の後期には剛体渦よりもより自然渦に近い流動を示す。特に図 10 からわかるように切線方向速度が最も大きくなるのは圧縮開始後 170°CA で、半径方向位置 $R/R_0 = 0.6$ で平均ピストン速度の 10 倍程度となる。一方、下流側では渦室中央部で剛体渦を、周辺部で自然渦を形成する。また壁面近傍ではかなり減衰がみられる。

次に形状 D では、図 9 および図 10 に示されるように上流側で、自然渦に近い速度分布を示し、壁面側より中央寄りでかなり大きな流速を示す。また壁面近傍の一部には逆流域がみられる。その流動は圧縮が進むにつれて大きくなり、150°CA で最大を示す。そして TDC では形状 A の場合に比べてかなり大きな減衰を示す。さらに下流側をみると平底部で流れがかなり減

図 9 シミュレーション機関における圧縮行程中の計算結果

図 8 実験機関の圧縮行程における渦室内流速の実験結果 (渦室形状 C の場合の空間速度分布とその切線方向速度分布の推移)

図 10 切線方向速度分布

図 11 図 9 に示した計算結果にもとづいて求めたスワール比の推移

衰することがわかる。この平底部での流れの減衰は長尾ら⁽¹⁾が実験ですでに確かめている点でもある。また切線方向速度分布は、130°CA を超えるとほぼ一定となり、しかもそれらの値は上流側の値よりかなり小さい。

さらに圧縮行程中に生成されるスワール比 r_s の推移を示したのが図 11 である。渦室形状 D の場合は A の場合に比べて平底部および連絡孔配置の関係から生成されるスワール比はかなり小さくなることからわかる。図によると 90°CA までは両者の間のスワール強さに大きな変化はみられないが、それ以後のスワール生成に違いが現れる。

なお、図 11 に示されるようにシミュレーション機関で計算されたスワール比が形状 A の場合でも比較的小さいのは表 1 に示すように連絡孔面積比が 2% と比較的大きいことと、渦室内流動が外周部で自然渦に近い流動を示す状態で剛体渦に換算してスワール比を求めているためと考えられる。

4. 結 言

以上、渦室形状および連絡孔配置が渦室内空気流動におよぼす影響を調べる目的で、実験機関について計算の妥当性を確かめるとともに種々の渦室形状について計算した。その結果、次のことが明らかとなった。

(1) 実験機関で渦室形状 A に比べてほかの形状によって生成されるスワールはスワール比で比較するといずれも小さい。これは連絡孔を中央寄りに配置することにより運動量のかたよりが減って角運動量増加

率が小さくなること、ならびに渦室内への流入方向と幾何学的形状の変化により渦室内の一部に逆流域がつくられることによる。

(2) 実験機関を用いて実測した流速分布とその諸元のもとで計算した結果とを比較した結果、適切な動粘性を与えると両者の流速分布に比較的良好一致がみられ当数値計算の妥当性が認められた。さらにシミュレーション機関における二次元渦室内流動の特性を渦室形状の影響を含めて数値計算によって明らかにした。

(3) 実験機関およびシミュレーション機関においてみられたように渦室上流側の空間切線方向速度分布は渦室形状および連絡孔配置に影響され、クランク角推移とともに大きく変わる。それに対して下流側では形状の影響を受けるが、流速の時間的変化は比較的少ない。特にシミュレーション機関の計算結果にみられるように平底形 D の場合、平面部近傍での流速が著しく小さくなり、下流側の流速は 110°CA 以降ほぼ一定値を示す。

終わりに臨み本研究の当初に有益なご助言をいただきました立命館大学理工学部 西脇一字教授に厚くお礼を申し上げる。また本研究にご協力いただいた昭和 59 年度姫路工業大学卒業生 松本俊介、高田実そして西田剛の諸君に感謝の意を表す。

なお、本研究の数値計算は姫路工業大学計算機センター FACOM M-360 を用いた。九州大学工学部 城戸裕之教授より本文中の誤記をご指摘いただき修正した部分があることを付記し、謝意を表したい。

文 献

- (1) 長尾・ほか 3 名, 機論, 25-160 (昭 34), 1324.
- (2) 新村, 内燃機関, 20-248 (昭 56), 10.
- (3) 三輪・濱地・池上, 機論, 45-398, B (昭 54), 1566.
- (4) Elkoth, M. M., ほか 2 名, Flow in Internal Combustion Engines., Proc. Winter Annual Meet. ASME, (1982), 81.
- (5) 白川・ほか 2 名, 機論, No. 840-5 (昭 59), 135.
- (6) 池上・小松・西脇, 機論, 51-466, B (昭 60), 1933.
- (7) Collis, D. C. and Williams, M. J., J. Fluid Mech., 6 (1959), 357.

討 論

〔質問〕 城戸 裕之 (九州大学工学部)

(1) 熱線流速計を用いての実験機関圧縮行程における渦室内流速測定結果 (図 7) で、切線方向速度分布

にかなりの変動が認められるが、その原因としてはどのようなものが考えられるのか。

(2) 実験機関における計測結果と計算結果との対

比から定められた無次元有効動粘度を、シミュレーション機関にも適用された根拠は、どのようなものなのか。

〔回答〕 (1) 図7の130°および150°における切線方向速度分布の場所的変動は、平均流速を求める際のサイクル重ね合わせ数が少なかったためである。サイクル数を増やせば流速の大きさや向きが平均されてサイクル変動の影響は少なくなっていたと思う。

(2) ここでは暫定的に有効動粘度を使ったものであり、次の段階では乱れの表現に二方程式モデルを使う予定にしている。なお、 ν^* が変化しても主流には大きな影響は現れないことから、定性的な比較には支障はないと考えた。

〔質問〕 高木 靖雄

〔日産自動車(株)中央研究所〕

流速の計算で壁面の境界条件をどう与えるかは、重要な課題であり、著者はBlasiusの式で与えているが、 H/W の実測値と比較して、貴題のような渦流室の計算には、Blasiusの式で十分なのだろうか。また、ほかの壁法則の式やフリースリップなどの考え方で計算され、比較したことはないか。あったら相違を教えていただきたいと思う。

〔回答〕 本研究はこのような差分法による渦室内流動の計算が主眼であったため、前報⁽⁶⁾の方法を踏襲したものである。別の条件で壁関数を用いて計算した経験によると主流の計算結果には大きな差はなく、Blasiusの式による計算は誤りとはいえないと思う。なお、壁面で流体がスリップすると仮定した場合は速度分布にかなり差を生じ、そのような仮定は妥当とはいえないと思われる。