直噴ディーゼル機関の吸気ポート解析における スワール強さ算出モデルの研究*

西村 章 広** 表 洪 志*** 脇坂 知行****

Research on New Model for Swirl Intensity Prediction in Numerical Simulation
of Intake Port and Cylinder Flows in Direct-Injection Diesel Engines

by Akihiro Nishimura, Hiroshi Omote, and Tomoyuki Wakisaka

Numerical flow simulation is effective in decreasing the cost and time required for swirl port development of a direct-injection diesel engine. There is a certain problem, however, in predicting paddle wheel rotation speed of a swirl tester by means of numerical flow simulation results. This paper proposes a new model for predicting the paddle wheel rotation speed based on fluid force. The prediction results for the paddle rotation speed using this model show better agreement with experimental results than the conventional momentum model.

Moreover, a characteristic of the paddle wheel rotation was analyzed using this new prediction model. The result indicates that paddle wheel rotation speed is strongly influenced by the swirl velocity profile inside a cylinder in case of the same angular momentum field.

1. はじめに

近年、地球環境問題がクローズアップされており、ディーゼル機関をはじめとする原動機には、更なる低燃費化・低エミッション化が要求されている。直噴ディーゼル機関は、最も燃費の良い原動機として、船舶・トラック・自動車・産業機械等に幅広く利用されているが、窒素酸化物やスモークの低減が急務である。燃料噴霧の混合力を主体に燃焼を制御する中大形船用ディーゼル機関では、これらの要求を実現するために、燃料噴射圧力の高圧化が図られてきた。しかし、この高圧化は、燃費や窒素酸化物を悪化させることから、これに替えてシリンダ内旋回流（以下スワール）による混合気形成の促進が、利用されてきている¹⁾²⁾。

スワールは、吸気ポートを複雑な形状にすること

によって発生させる。従来、吸気ポートは、シリンダヘッドの試作と定常流スワール試験装置での計測を繰り返して開発されてきたため、シリンダヘッド開発に長い時間を要していた。そこで、近年急速に広まってきている3次元CAD(Computer Aided Design)によるシリンダヘッド設計とコンピュータを用いた流動解析（以下吸気ポート解析）を連携させることにより、定常流スワール試験装置内流動を予測し、迅速な吸気ポート開発を行う試みがなされてきた³⁾⁴⁾⁵⁾。

定常流スワール試験によってスワール強さを計測する方法は、主にインパルスメータ法⁶⁾⁷⁾と羽根車法⁸⁾⁹⁾の2つが用いられている。インパルスメータ法は、新しいスワール計測法であるが、シリンダボアφ150mmまで計測可能なものしか市販されておらず、さらに複雑な構造による精度保証・メンテナ

*原稿受付 平成15年11月20日

**正 会 員 大阪市立大学大学院

(大阪市住吉区杉本3-3-138)

ヤンマー株式会社(大阪市北区茶屋町1-32)

***正 会 員 ヤンマー株式会社(大阪市北区茶屋町1-32)

****非 会 員 大阪市立大学大学院

(大阪市住吉区杉本3-3-138)

ンスの困難さ・汚れの影響を強く受けることから、現在でも羽根車法が多く用いられている。

一方、吸気ポート解析を行うことにより、定常流スワール試験装置内の詳細な流動場を求めることができるが、この流動場の計算結果を用いて、羽根車実験に相当する羽根車回転速度を算出するためには、適切な数値モデルを用いなければならない。通常は、吸気ポート解析で求められた流動場内の羽根車位置における角運動量を積分し、剛体渦に換算して回転速度を算出する方法が用いられるが、実験で得られる羽根車回転速度と一致しない事例が報告されている^{10) 11) 12)}。

そこで本研究では、羽根車の作動原理に基づき、羽根車表面に作用する流体力を考慮した新しい羽根車回転速度算出モデルを構築し、実験結果との比較を行った。また、このモデルを用いて、吸気ポートによって生成されるシリンダ内スワール流速のパターンが、羽根車回転速度に与える影響について検討した。

2. 供試シリンダヘッドおよび試験装置

本研究で使用した定常流スワール試験装置の概観を図1に示す。エンジンシリンダを模擬した透明の亚克力筒の中に羽根車を設置し、このシリンダ部の上部にシリンダヘッドを固定した。本研究で用いたシリンダヘッドの諸元と実験条件を表1に示す。このシリンダヘッドは、船用主機および補機に用いられている気筒独立シリンダヘッドで、2つの吸気ポートを有している。バルブリフトは、18mmに固定し、大気圧とシリンダ部後流のサージタンク内圧力との差圧が2.0kPaになるように調整して、吸気ポートを通して空気を流入させ、シリンダ部に設置された羽根車の回転速度および吸気流量を計測した。

表1 供試シリンダヘッド諸元と実験条件

シリンダ径D	280mm
吸気弁数	2
吸気弁径	85mm
最大バルブリフト	24mm
羽根車位置	0.5, 1.0, 1.5, 2.0D
羽根車形状	Pischinger型 ⁸⁾

図1 定常流スワール試験装置の概観

図2 計算格子（吸気ポートおよびシリンダ部）

3. 吸気ポート解析手法

吸気ポート解析には、市販の流体解析ソフト STAR-CD を用いた。計算格子を図2に示す。実際の計算には、吸気ポート上流に、ベルマウスと大気開放を模擬するシリンダ容積の2倍のサージタンクを設け、さらにシリンダ後流にも、実験装置を模擬したシリンダ容積の2倍のサージタンクを設置した。総格子点数は30万個で、平均格子寸法は5mmである。格子形状は、計算精度の高い六面体を用い、曲率の小さな部分にのみ、四面体格子を用いて、曲面を忠実に再現できるように配慮した。

表2に、吸気ポート解析に用いた解析手法および境界条件を示す。計算開始直後は、非常に安定性が悪いため、0.1ms程度の小さな時間刻みで計算を行い、計算領域の流れが安定するに従い、計算時間刻みを長くして、収束までの計算時間の短縮を図った。収束条件は、速度および質量の残差が 1.0×10^{-5} 以下とした。

表2 境界条件および解析手法

計算格子	非構格子
空間差分法	中心差分
時間差分法	陰解法
乱流モデル	k- ϵ モデル
壁面モデル	壁法則, 壁温20℃固定
作動流体	空気
流入境界	大気圧, 20℃
流出境界	圧力固定, 自由流出
計算時間刻み	$1.0 \times 10^{-2} \sim 10^{-4}$ 秒

4. 羽根車回転速度算出モデル

4.1 角運動量モデル (従来法) 図3に示すように、計算領域の中に仮定の羽根車をシリンダ軸中心と一致させて配置する。羽根車の最大幅 L_p と等しい厚さおよびシリンダ半径 r_c と等しい半径を持つシリンダ内円盤状領域における角運動量 Ω_m は、空気密度 ρ 、シリンダ中心からの半径方向距離 r 、シリンダヘッドからの距離 Z 、旋回流速 V_θ を用いて、次式により表される。

$$\Omega_m = \int_0^{L_p} \int_0^{r_c} \int_0^{2\pi} \rho r^2 V_\theta dr d\theta dz \quad \cdots (1)$$

また、上記の領域の慣性モーメント I_m は次式で表される。

$$I_m = \int_0^{L_p} \int_0^{r_c} \int_0^{2\pi} \rho r^3 dr d\theta dz \quad \cdots (2)$$

羽根車の領域の空気が、剛体状に回転していると仮定することにより、角運動量モデルでの羽根車回転速度 N_m が算出される。

$$N_m = \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{\Omega_m}{I_m} \quad (\text{rpm}) \quad \cdots (3)$$

図3 羽根車回転速度算出モデル (角運動量モデル)

4.2 流体力モデル 実際の羽根車は、シリンダ内の空気が羽根車に衝突し、これを押すことによって回転を始め、ある回転速度になった時点で、羽根車が空気に押される力と空気を押す力がバランスして、一定回転となる。一定回転になった状態では、羽根車の質量は無視できる。ここで、図4に示すように、羽根車をシリンダ半径方向 dr とシリンダ軸方向 dz の微小面積に分割する。羽根車回転角速度 ω_p とすると、この微小領域に空気は次式の相対速度 V_{rel} で衝突する。

$$V_{rel} = V_\theta - r\omega_p \quad \cdots (4)$$

V_{rel} が負のときは、羽根車が空気を押すことになる。羽根車上の微小領域に作用する力 dF は、相対速度 V_{rel} 、微小領域中心のシリンダ軸からの半径方向距離 r を用いて次式で求めることができる。

$$dF = \rho \cdot dr dz \cdot |V_{rel}| \cdot V_{rel} \quad \dots (5)$$

羽根車は、この力によるモーメントを羽根車全面にわたって受けて回転し、この力のシリンダ軸まわりの総和がゼロとなる角速度で一定となることから、羽根車軸受の摩擦を無視すると、次式を満たす角速度 ω_p が羽根車の回転角速度となる。ここで $L(r)$ は、半径 r における羽根車の幅である。

$$\int_0^{2\pi} \int_0^{L(r)} \int_0^{r_c} (r \cdot dF) \cdot d\theta = 0 \quad \dots (6)$$

そして、羽根車回転速度 N_p は次式で算出される。

$$N_p = 60\omega_p / 2\pi \quad (\text{rpm}) \quad \dots (7)$$

図4 羽根車回転速度算出モデル（流体力モデル）

5. 吸気ポート解析結果

吸気ポート解析における垂直断面の流速分布を図5に示す。断面位置は、シリンダ軸とスワール上流側の吸気弁軸を通る面である。吸気弁直下には、強い逆流が生じており、シリンダ軸方向位置 Z の概ね $1.0D$ の深さまで到達していることが分かる。この逆流の下の方のシリンダ軸付近にも、上部の逆流とは反対方向の大きな逆流領域がある。また、シリンダ壁面に沿って、強い下降流が存在し、シリンダの出口付近でもなお、不均一な軸方向流速となっている。

シリンダヘッドからそれぞれ $Z=1.0, 2.0D$ の位置における水平断面内（図5中A-A', B-B'断面）の流速分布を図6, 7に示す。 $1.0D$ の位置では、渦中心がシリンダ中心よりA側にずれており、A'側ではほとんど

流れが生じていない。シリンダ軸付近には比較的強い流動があるが、シリンダ軸を横切る流れであるため、ほとんどスワール成分を持たない。一方、図7のシリンダ下方の $Z=2.0D$ 位置では、渦中心がシリンダ中心付近に移動して、大きな渦に発展している。

図5 シリンダ内流速計算結果（垂直断面）

断面A-A'

図6 シリンダ内流速計算結果（水平断面 $Z=1.0D$ ）

図7 シリンダ内流速計算結果（水平断面Z=2.0D）

6. 羽根車回転速度算出結果

第5節で示した吸気ポート解析結果を用いて、角運動量モデルおよび流体力モデルにより、羽根車回転速度 N_m 、 N_p を計算した。それらのシリンダ軸方向分布を図8に示す。図中の◆印は、定常流スワール試験での羽根車回転速度実測結果である。 N_p は、シリンダヘッド近傍から徐々に大きくなり、シリンダ下部に至るまで増加している。一方、 N_m は、シリンダヘッド直下では、 N_p よりも大きな値であるが、 $Z=1.0D$ 付近まで緩やかに増加し、その後減少している。実験結果は、シリンダヘッド近くで小さく、シリンダ下部に行くにつれて大きくなっており、定量的に実験結果と良く一致している。このことから、流体力モデルが、羽根車回転モデルとして妥当であると考えられる。

図8 各モデルでの羽根車回転速度計算結果

N_p では、羽根車の軸方向積分範囲を羽根車形状に合わせていることから、 N_p と N_m のシリンダ軸方向分布の差が、その積分範囲によるものであるかどうかを明確にするため、図3の角運動量モデルと同様に、流体力モデルにおいて羽根車の最大幅 L_p と同じ円盤領域を仮定し、この領域に流体力モデルを適用して、羽根車回転速度 N_{pd} を求めた。その結果、図9に示すように、 N_{pd} は N_p に比べ、全体的に大きな値を示しているが、定性的には N_p と同様である。このことから、 N_p と N_m の差は、モデルそのものの差であり、積分領域の差ではないことが明らかとなった。

図9 N_p と N_{pd} のシリンダ軸方向分布

7. 羽根車回転特性の検討

流体力による羽根車回転速度モデルを用いることにより、吸気ポート解析結果から、定常流スワール実験での羽根車回転速度を精度良く算出することが可能となった。しかし、他のスワール計測法との比較や、迅速な吸気ポート開発を行う上で、流動パターンと羽根車回転の関係を知っておくことは重要である。そこで、シリンダ内に図10に示すような流速分布のスワール流を仮定し、この流動場に流体力に基づく羽根車モデルを適用して、スワール流速パターンに対する羽根車回転の特性を調査した。流速パターンは、 r_a 位置を頂点とする三角形形状とし、羽根車の最大幅 L_p と同じ厚みを持つ円盤状領域の角運動量が同じになるように、頂点位置でのスワール流速 $V_{\theta a}$ を決定した。 r_a がシリンダ壁に一致するときには、剛体渦となる。 r_a 位置と羽根車回転速度の関

係を図11に示す. 同一角運動量の流動場においても, r_a がシリンダ中心に近づくほど, 羽根車回転速度が大きくなることが分かる. 図6,7の水平断面内の流速分布を見ると, シリンダヘッドに近い $Z=1.0D$ の水平断面では, 渦の中心がシリンダ軸からA方向にずれており, 流速の高い領域がA側壁面近傍とシリンダ軸を横切るように存在している. 後者は角運動量を持たず, 前者の流れでは, 図11の結果から羽根車回転速度が低くなる. この現象は, 図8での N_p の傾向と一致している. このように, 羽根車の持つ特性として, スワール流速の半径方向分布の影響を強く受けることが明らかとなった. さらに, 剛体渦を仮定して角運動量より羽根車回転速度を求めると, 実験結果と大きな差異を生じることが明らかとなった.

図10 仮想スワール流速分布 (三角形)

図11 スワール流速分布による羽根車特性の変化

8. おわりに

本研究では, 吸気ポート解析結果を用いて, 定常流スワール試験での羽根車回転速度を精度良く予測するための羽根車回転モデルについて検討を行った. そして, 流体力に基づく新たな羽根車回転モデルを提唱し, このモデルを用いて, シリンダ内スワール流速分布に対する羽根車特性について考察した. 本研究で得られた知見を以下に示す.

- (1) 羽根車に作用する流体力のバランスに基づいた羽根車回転モデルを用いることにより, 従来の角運動量モデルよりも高精度に羽根車回転速度が予測できる.
- (2) 従来の角運動量モデルと流体力モデルの結果の差異は, 積分領域の違いによるものではなく, モデルそのものの差異である.
- (3) 羽根車の回転は, スワール流速の半径方向分布の影響を強く受け, 同一の角運動量を持つスワール流速分布であっても, スワール流速分布の頂点位置がシリンダ中心に近づくほど, 羽根車回転速度が大きくなる傾向がある.

参考文献

- 1) Okada, et. Al, 23rd CIMAC World Congress on Combustion Engine Technology Vol.1, P178, (2000)
- 2) Engine Technology, Vol.02 No.06, pp.41 ~ 45, (2000-11)
- 3) Isshiki, Shimamoto, Wakisaka, COMODIA85, pp295~304, (1985)
- 4) 大石, 大武, 渡邊, 日産ディーゼル技報, Vol.56, pp.25 ~30, (1994)
- 5) 川島, 小川, 津留, 自動車技術会学術講演会前刷集, Vol.974, pp.41~44, (1997)
- 6) Tippelmann, G., SAE Paper, 770404, (1977)
- 7) Davis, C and Kent, J., SAE Paper, 790290, (1979)
- 8) Pischinger, F., ATZ, 65-1, (1963)
- 9) Tanabe, S., COMODIA 85, p267, (1985)
- 10) 山本, 吉田, 栗山, 自動車技術会学術講演会前刷集, Vol.935, pp.37~40, (1993)
- 11) Befrui, B., COMODIA94, pp535~540, (1994)
- 12) 横田, 杉原, 青柳, 自動車技術会誌特集, Vol.34, No.431 pp.15~21, (1995)