

## LES によるエンジンポートの数値解析

Large Eddy Simulation for Engine Port-Cylinder Flow

張 会来\*・小林 敏雄\*\*・谷口 伸行\*

Huilai ZHANG, Toshio KOBAYASHI, Nobuyuki TANIGUCHI

## 1. 緒 言

エンジンシリンダー内の流れに関する研究は、エンジン性能の向上に対して極めて重要である。近年、低燃費低公害と高出力を両立するエンジンの研究が盛んに行われてきた。地球環境、資源エネルギー等の問題が深刻化するにつれ、低燃費、低排気汚染と高出力等多方面性能を持つエンジンを要求されつつある。成層燃焼、GDI (Gasoline Direct Injection) はその研究結果として、商用車に应用されている。ガソリンエンジンに対しては空燃比の“均一分布”と言う概念から“非均一分布”に変化し、ディーゼルエンジンと同じような燃料質調整、希薄燃焼、排気制御等が実現できつつある。何れも、吸入された空気流れを上手く利用することが基本的である。そのため、エンジン内部流れの詳細な渦構造の解明がエンジン高度技術進みの基盤と思われている。

これらの研究の有利な手段として、数値シミュレーションをエンジンシリンダー内流れに応用する研究が盛んでおり、多くの研究者<sup>5-8)</sup>が時間平均乱流モデル (RANS) を用いて行われて来た。しかし、エンジン内部流れでは非定常性が著しいことを従来から示されている。特にエンジンピストンと吸排気弁の動きによって境界条件が計算進みとともに変化し、一周内に統計的非定常流れになっており、統計平均値を初像する RANS 乱流モデルを適用することには問題がある。

本研究では、上述の物理的な欠点を避けるため、非定常計算方法である Large Eddy Simulation (LES) を利用し、第一段階として、エンジンポートの test rig 実験をシミュレートする。test rig 実験では統計的定常流である。しかし、瞬時的に非定常性を持つことから、流れ場の瞬時乱流特徴を調べるために LES を用いることが有利である。

本計算においては、前文 [1] [2] に開発した一般座標系 co-located LES コードに基づき、LES の基本モデル Smagorinsky Model を用いることにする。又、計算流れ場が複雑であるため multi-block 格子を利用する。

## 2. 基礎方程式

非圧縮性 Navier-Stokes 方程式と連続的に filtering 操作を行う。複雑な形状を有する流れ場を計算する際、流れ場の形状に適合する計算格子を作り、さらに物理空間  $(x, y, z)$  上で作られた計算格子を等間隔正規直交性がある計算空間  $(\xi, \eta, \zeta)$  上の格子へ変換する必要がある。ここで、一般座標系における、反変速度  $F_i$  と座標変換 matrix  $A_{ij}$  による基礎方程式は以下のように与えられる<sup>1-4)</sup>。

$$\text{連続式: } \frac{1}{J} \frac{\partial F_j}{\partial \xi_j} = 0 \dots \dots \dots (1)$$

$$\text{運動式: } \frac{\partial u_i}{\partial \xi_j} + \frac{1}{J} \frac{\partial F_j u_i}{\partial \xi_j} = \frac{1}{J} \frac{\partial A_{ij} P}{\partial \xi_j} + \frac{1}{J} \frac{\partial A_{mk} \phi_k}{\partial \xi_m} + f_i \dots (2)$$

$$\text{ただし: } \phi_k = (\nu + \nu_{sgs}) \left( \frac{1}{J} \frac{\partial A_{jk} u_i}{\partial \xi_j} + \frac{1}{J} \frac{\partial A_{ji} u_k}{\partial \xi_j} \right) \dots \dots (3)$$

ここで  $f$  は体積外力である。Smagorinsky 定数は、チャネル乱流と同じく  $C_s = 0.1$  を採用し、壁面効果を考慮して Van Driest の減衰関数  $[1 - \exp(-y^+/25)]$  を  $C_s$  に乗じる。

計算方法については参考文献 1, 2) を参考されたい。Co-located 格子系に基づき<sup>1)</sup>、有限体積法を用い、N-S 方程式を散化する。空間微分に対しては二次精度の中心差分を、時間進行法としては二次精度の Adams-Bashforth 法を、圧力解法は HSMAC 法を採用する。また、人工壁面条件、つまり LES 一般座標系に使われる壁法則<sup>2)</sup>を適用する。

\*東京大学生産技術研究所 第2部

\*\*東京大学国際・産学共同研究センター

研究速報

3. 計算対象と計算条件

計算対象については、日本自動車技術会が主催したCFDシンポジウム—論文集「CFDソフトの性能比較」参考文献に用いられた基準エンジンポートシリンダー構造（ポートとシリンダーを結ぶ過度弧半径  $R$  と入口直径  $D$  は  $R/D = 1$  型である）を流れ場の対象にする。その流れ場形状と、境界適合格子は図1と図2を示している。なお、今回の計算が複雑な形状に対して、格子の直交性を保つために、全領域を八つの子領域に分け、multi-block法を用いた。格子点数は約86万である。圧力poission方程式を解く為のIterationは、八つのblockに同時に連行し、各Iteration毎に格子block間で情報交換をする。

計算条件については、実験値<sup>4)</sup>と一致する入口の流量25.4 g/sに対応して、入口の直径と平均流速に基づきRe数は78000として、数値計算の入口条件には、同じRe数の十分発達した円管乱流をdriverとして、時間進行とともにある断面の瞬時速度分布を入口の仮想格子に与えた。出口条件には、対流流出条件を用い、但し入口流量を一致する為に対流速度に平均流出速度を与えた。入口圧力条件は圧力勾配をゼロに、圧力修正量もゼロにした。また、出口には圧力勾配と圧力修正量をゼロに設定した。

4. 計算結果

4.1 入口driver計算結果

入口条件として、十分発達した円管乱流をLESによる計算した。流れ方向は周期条件を用い、壁に人工壁面条件を使用した。その統計流速度分布と主流方向の乱れRMS分布を図3に示す。

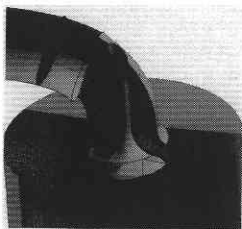


図1 エンジン流れ場の構造

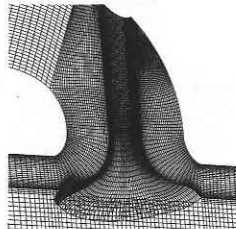
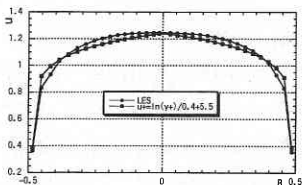
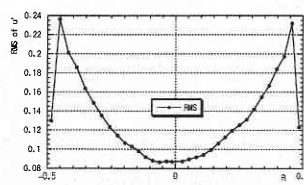


図2 吸気弁周りの格子構造



(a)



(b)

図3 ドライバ平均流速と乱れ強さ

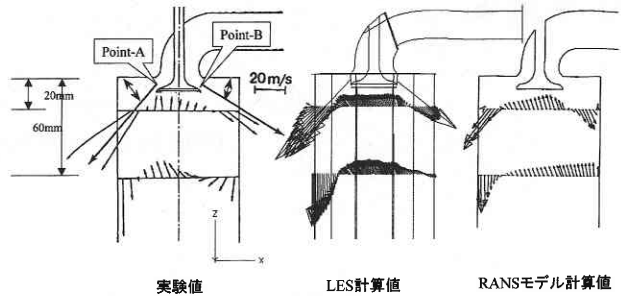


図4 実験, LESとRANS結果の比較

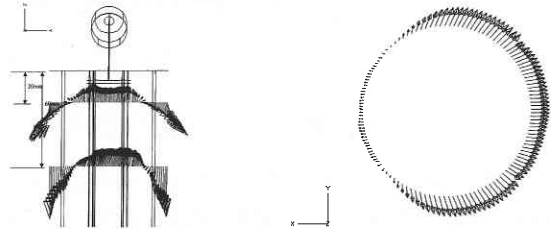
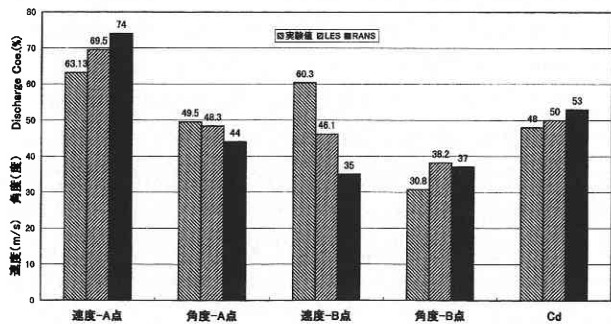


図5 シリンダー正面から見た 図6 弁噴射口中心部 (z = 中心面速度 4 mm) 横断面平均速度

表1 速度, 角度 (A&B点) と Discharge Coef



4.2 エンジン流れ場の計算結果

RANSモデルと違って、LES計算には瞬時流により、時間平均流を算出する。時間平均流と各時間瞬時流の様子を調べることができる。今回の計算では、統計平均について、無次元時間10時間、すなわち、時間刻み0.0005に対して、20000ステップを用いた。図4はシリンダー横側から見た対称面上に二つ断面の平均速度分布であり、実験値、今回のLES値とRANSモデルの計算値を比較して示した。図4の詳しいデータを表1に示している。LES計算結果が実験値よく一致することが分かる。図5はシリンダー正面から見た中心面平均速度分布を示している。時間平均流に対して対称性が欠けることは平均時間が足りないと考えられる。図6は上面から見た、吸気弁中心断面の速度分布を示し、両側の速度強さの差が著しいことが分かった。図7aは吸気弁中心軸を通る正面から見た流れ場全体の速度分布を表示した。吸気弁両側強い噴流ができており、それ

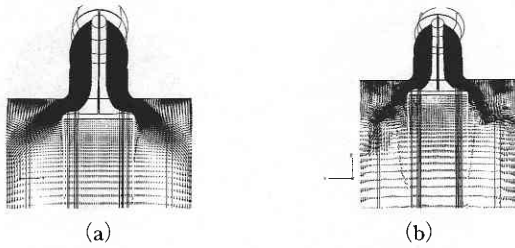


図 7 a & b 弁中心軸 y-z 平面の平均流速と瞬時流速

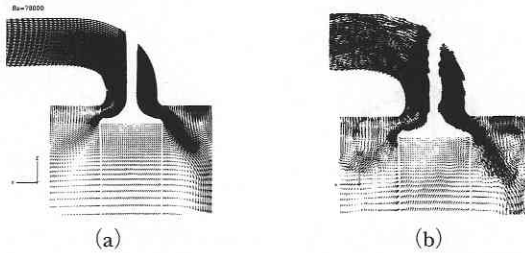


図 8 a & b 弁中心軸 x-z 平面の平均流速と瞬時流速

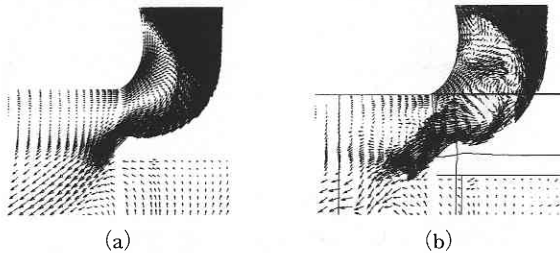


図 9 a & b 弱い噴流側の逆流 (平均流と瞬時流)

により大きスケールの渦は四つが発生した事が分かる. 図 8 a は横側から見た全体速度分布であり, 来流衝突側に強い噴流, その反面反対側に弱い噴流ともに回流が発生した事が分かる. 特に図 9 a は弁部の拡大で流れの剥流によって順流通路が回流の影響でかなり狭くなっていることが分かる.

図 10 a と図 11 a には  $z = -30 \text{ mm}$  と  $z = -10 \text{ mm}$  二つ横断面の吸気弁周りの二次流れ速度分布であり, 弁 stem の後流側に二つ対称する渦が生じる事が分かる. また, 弁出口近い断面 (図 11 a) には, 弱い噴流側に回流が生じるため, 回流付近にも二つの渦ができています. 図 12 a ~ 図 15 a までには,  $z = 20 \text{ mm}$ ,  $z = 60 \text{ mm}$ ,  $z = 80 \text{ mm}$ ,  $z = 140 \text{ mm}$  それぞれシリンダー横断面の二次平均速度分布から, 時間平均流の対象性が理解できる. 但し, 流れは段段下流側に行くと, 対称性が崩れてしまい, 統計平均時間が少ないためであると考えられる. また, 図 12 a ~ 図 15 a までには, 表示したベクトルスケール倍数が瞬時流ベクトルより 2 倍であり, 時間平均の二次流は瞬時の二次流より, かなり小さいことが分かる. 図 16 a は圧力分布を示し, 強い噴流側に圧力が高いこと, また回流側の順流通路

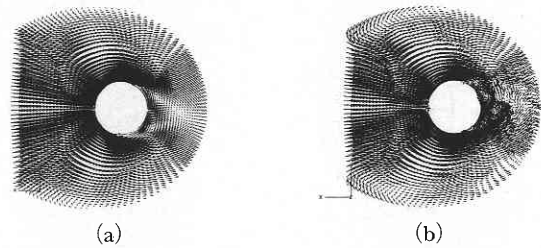


図 10 a & b valve stem 周りの二次流 (平均流と瞬時流)

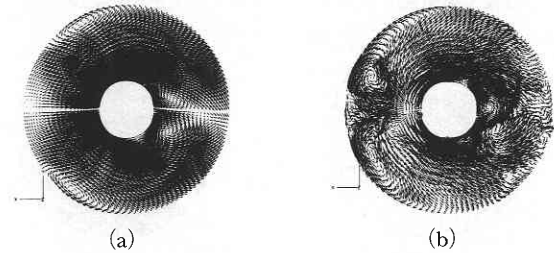


図 11 a & b valve stem 周りの二次流 (平均流と瞬時流) エージに圧力が高いことが分かった.

### 4.3 瞬時流の様子

瞬時流に対しては, ここで, 無次元時間  $t = 10$  時の瞬時流れを示す. 図 7 b ~ 図 16 b までには, それぞれ平均流と同じ位置での瞬時流であり, その乱流パターンには, 細かい渦が多く, 流れが乱れていることが分かる. 入口から乱れ強度を持つ速度を入れ, 吸気弁を衝突して弁壁面を沿って狭い通路に高速度を生じてシリンダー内に噴出することが分かる. 噴出した乱流強度が強くなり, 下流側に流れ, 粘性の作用により, 出口付近, 乱流強度が弱くなる. 入口から入れたドライバ各瞬時速度が相似性を持つことによって, 少 CPU 時間で収束できるのは driver の利点にある. 図 12 b ~ 図 15 b までには, シリンダー横断面の瞬時二次流れを示しており, その乱れの強さと多数渦が発生することが分かった. また, 今回の計算では, multi-block を用いる為, シリンダー横断面図を見れば, 五つ block であり, その接触面の所がスムーズに流れのパターンを表現でき, 計算の際 block 間の情報交換が正しいことが言える.

### 4.4 乱れエネルギー分布

乱れ強度の指標として, 乱れエネルギー

$$k = \frac{1}{2} (u_{rms}^2 + v_{rms}^2 + w_{rms}^2) \dots \dots \dots (4)$$

を表示する. 入口平均速度から無次元化した乱れ強さ 0.08, 0.06, 0.04 と 0.02 の等値線は, 実際値 200, 150, 100, 50 ( $\text{mm}^2/\text{s}^2$ ) を対応する. 図 17 は  $z = 20 \text{ mm}$  横断面の所に乱れエネルギー分布であり, 強い噴流側に広い範囲で強い乱れエネルギーを持つことが分かる. その横から見た縦断面の乱れエネルギーを図 18 に示し, 特に弱い噴

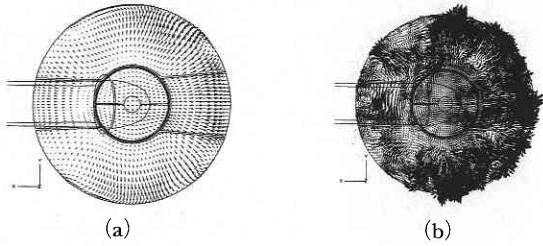


図 12 a & b シリンダー横断面 ( $z = 20 \text{ mm}$ ) の二次流れ (平均流と瞬時流)

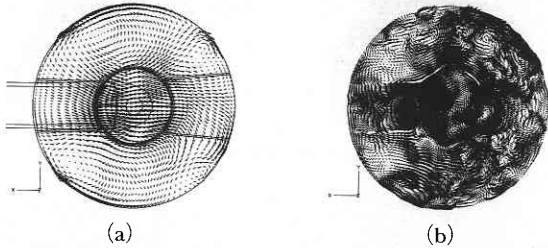


図 13 a & b シリンダー横断面 ( $z = 60 \text{ mm}$ ) の二次流れ (平均流と瞬時流)

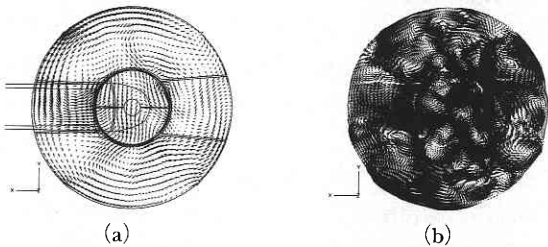


図 14 a & b シリンダー横断面 ( $z = 80 \text{ mm}$ ) の二次流れ (平均流と瞬時流)

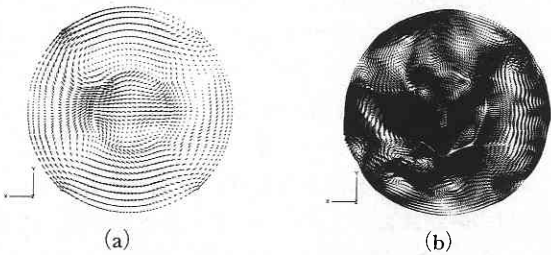


図 15 a & b シリンダー横断面 ( $z = 140 \text{ mm}$ ) の二次流れ (平均流と瞬時流)

流側の逆流領域にも強い乱れエネルギーを持つことも分かる。図 19 と図 20 に乱れエネルギー等値を示す。Kalten 渦が発生する吸気弁後流側と回流領域に強い乱れ分布があることが分かる。

### 5. 結 論

今回の計算では、エンジンシリンダー流れに対して、80 万格子数で 78000 高レイノル数流れ場に対して、乱流の simulation ができており、LES の実用性が確認ができた。

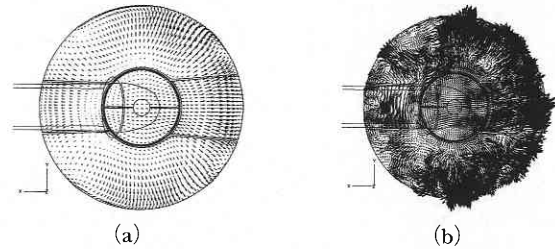


図 16 a & b 弁中心軸 x-z 平面の平均圧力と瞬時圧力

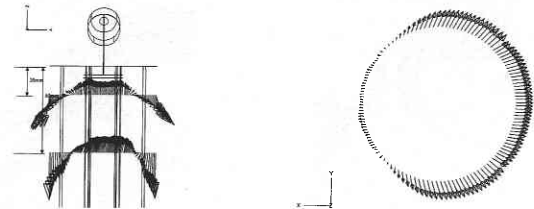


図 17  $z = 20 \text{ mm}$  横断面の等乱 エネルギー線 図 18 b 弁中心軸 x-z 平面の等乱れエネルギー分布

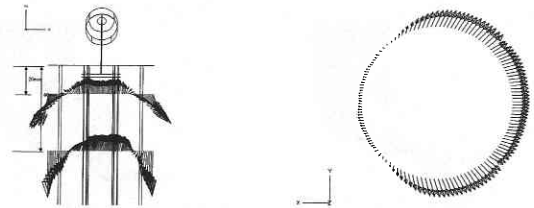


図 19 等乱れエネルギー値分布 図 20  $k = 0.08$  の等乱れエネルギー分布 ( $k = 0.02, 0.04, 0.06, 0.08$ )

multi-block 格子を用いた co-located 格子系によって複雑な流れ場を表現した。

エンジン性能に対しては、平均流の解析は全体性能を掌握することには重要であるが、エンジンの高性能化に対して、影響を及ぼすのは各瞬時速度である、そのための瞬時渦構造を分析することが重要である。LES によって RANS モデルによって計算できない瞬時渦構造を解明できることを示した。

(1998 年 11 月 6 日受理)

### 参 考 文 献

- 1) 張会来等：生産研究 50 卷 1 号 (1998.1), pp. 49.
- 2) 張会来等：生産研究 50 卷 2 号 (1998.2), pp. 13.
- 3) 張会来等：生産研究 50 卷 4 号 (1998.4), pp. 175.
- 4) 張会来等：生産研究 50 卷 5 号 (1998.5), pp. 187.
- 5) 日本自動車技術会，流体力学委員会主催，「各ソフト性能比較」1997. 11.
- 6) 川添博光等：日本機械学会論文集 (B 編) 58 卷 547 号 (1992-3), pp. 323.
- 7) 杉浦繁貴等：日本機械学会論文集 (B 編) 59 卷 561 号 (1993-5), pp. 325.
- 8) 永岡真等：日本機械学会論文集 (B 編) 61 卷 587 号 (1995-7), pp. 388.