PIV による F1 エンジンの筒内流動解析*

大倉 康裕^{*1}, 平出 篤志^{*1}, 高橋 真嘉^{*2}, 花田 尚喜^{*1}, 松原 珠^{*2}

Analysis of In-Cylinder Flow of Formula-1 Engine Using PIV

Yasuhiro OKURA^{*1}, Atsushi HIRAIDE, Masayoshi TAKAHASHI, Naoki HANADA and Tamaki MATSUBARA^{*1} Honda R&D Co., Ltd. Automobile R&D Center
4630 Shimotakanazawa, Haga-machi, Haga-gun, Tochigi, 321-3393, Japan

For analysis of in-cylinder flow from intake to compression process, a optical engine with a quartz sleeve for high engine speed was developed. This engine was able to be driven up to 10000rpm. We measured and analyzed in-cylinder flow using PIV. According to the result, 2 pairs of vortex were observed under intake valves on intake process. This vortex is a feature flow of engine with high volumetric efficient intake port. We also evaluated in-cylinder flow of 2 valves and 1 valve deactivation. A turbulent intensity of 1 valve deactivation was about 3 times one of 2 valves and it was confirmed to obtain the combustion promotion by turbulence at high engine speed on both of optical and metal engine.

Key Words : Internal Combustion Engine, PIV, Flow Measurements, Turbulent Flow

1. 背景・目的

ホンダは 1998 年秋に F1 活動を再開し、エンジン開発をスタートした。その後、車体開発も行い 2000 年にレースに参戦した⁽¹⁾⁽²⁾。エンジン開発は高出力化を主眼として進められ、ビッグボア、ショートストロークによる高回転化と吸気バルブ径の拡大による体積効率向上が主な開発項目であった。しかし、燃焼室は極端に扁平化し、火炎伝播距離の増加や高回転による時間損失の増加など燃焼に対してより厳しい条件となった。そのため、エンジン的高出力化を行う上で燃焼速度の向上が重要な技術課題となった。

エンジンの火炎伝播燃焼を促進するためには乱流を強くすることが有効である。これは、エンジンの火炎構造がしわ状層流火炎であるため、乱流を強くすると火炎表面積が増加し、燃焼速度が増加するためであると考えられている。通常、可視化エンジンを用いた筒内流動解析は乗用車エンジンを対象としているため 1000rpm 程度の低回転でのみ行われている⁽³⁾。レースエンジンのような高回転では熱線流速計による筒内の局所的な流動解析が行われた例⁽⁴⁾はあるが、全体の流動解析を行った例はまだ無い。そのため、CFD(Computation Fluid Dynamics)の高回転での精度検証は十分に行われておらず、定常流による流れ解析結果や筒内圧によるマクロ的なデータで行われていた⁽⁵⁾。

本報告の目的は、吸入から圧縮行程の筒内可視化を目的とした高回転運転可能な石英スリーブ可視化エンジンの開発を行い、PIV(Particle Image Velocimetry)により高回転で形成される流動場の解析である。また、高回転でも流動強化による燃焼促進効果が得られるか確認する。

* 原稿受付 2011 年 5 月 12 日

^{*1} 正員、(株)本田技術研究所 四輪 R & D センター
(〒321-3393 栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢 4630)^{*2} (株)本田技術研究所 四輪 R & D センター

E-mail: yasuihiro_okura@n.t.rd.honda.co.jp

2. 高回転可視化エンジンの開発

可視化エンジン製作に当たり、まず基本コンセプトを以下のように決定した。

- ・ 実機エンジンと同一諸元
- ・ 高回転運転での計測（目標回転数 15000rpm）
- ・ ピストンストローク全域の視野確保
- ・ 可視化ウィンドウ脱着の簡易化

図 1 に可視化エンジンの概観と基本構造を示す。本可視化エンジンは直立した単気筒エンジンで石英スリーブをヘッドとブロックの間に挟み込む構造である。ヘッドの締付力が直接石英スリーブに掛からないようにブロックに配置した 4 つの支柱によってヘッドが支えられている。石英スリーブの厚さは 11.3mm でモータリング時の圧力から安全率 3 で設計を行った。ヘッド締付ボルトはヘッドカバーやカムを取り外すことなく石英スリーブの脱着が可能のようにヘッドの外側に配置し、メンテナンス性を確保した。これにより石英スリーブの清掃時間は約 20 分で行える。ピストンはトップランドを延長し、さらに中空構造にすることによってピストンストローク全域の視野確保と軽量化により高回転化を可能とした。石英スリーブの耐久性を確保するため、延長したピストントップランドは石英スリーブに接触しないクリアランスを保ち、ピストンリングも延長したトップランドには設置せず、通常的位置にあるピストンリングのみでガスシールを行った。

石英スリーブの支持方法を図 2 に示す。スリーブは直接ヘッドとブロックの金属面に接触しないようヘッド側はゴム製 O リング、ブロック側はゴム付きメタルシートでスリーブ支持とガスシールを両立させた。また、スリーブの位置出しはスリーブ外側に配置したゴム製 O リングにより行った。

初期のモータリング運転ではクランクケースからピストンリングを通過して筒内へ浸入したオイルが石英スリ

Fig. 1 Engine view and structure

Fig. 2 Method of supporting quartz sleeve

ープに付着し、クリアな視野確保が困難であった。主な原因として低フリクションを目的としたピストンリングの 1 本化が考えられたが、ピストンリングをさらに追加するスペースがないため、図 3 に示す通り、スリーブ側にリングを追加してオイル付着防止対策を行った。スリーブリングは石英スリーブとブロックの間に取り付けられた金属製リングであり、延長ピストンのトップランドに付着しているオイルを掻き落とす構造である。通常、ピストンリングはオイルにより潤滑摺動しているが、本スリーブリングは無潤滑に近い状態で摺動している。そのため、図 1 のピストントップランド延長部分に DLC コート(Diamond Like Carbon)を行い、耐久性を確保した。

図 4 にオイル付着に対するスリーブリングの効果を示す。画像は CCD カメラとストロボにより撮影されたもので、条件はエンジン回転数 10000rpm, WOT (Wide Open Throttle), ピストン位置は下死点 (クランク角 $\theta=180\text{deg.BTDC}$) である。スリーブリング無しの場合、クランクケースから筒内へオイルが浸入し、石英スリーブの内側に付着している様子が見られる。これに対してスリーブリング有りの場合、クランクケースから筒内へのオイル浸入は無く、クリアな視界確保が可能である。

以上のような改良により 10000rpm で約 10 秒間のモータリング運転が可能な可視化エンジンが完成し、実機と同一諸元での筒内流動や混合気分布計測が可能になった。

3. 実験装置, 条件

3・1 エンジン諸元

エンジンの主要諸元を表 1 に示す。ボア 97mm, ストローク 40.5mm, 排気量は 300cc, 圧縮比は 12.2 (設計値) で燃焼室, 吸排気ポート形状は実機エンジンと同一である。バルブは吸気, 排気共に 2 バルブであり, 最大リフトはそれぞれ 14.5mm, 14.0mm である。図 5 にカムプロフィールを示す。吸気バルブタイミングは 1mm リフト時でオープン 381deg.BTDC, クローズは 116deg.BTDC である。

Fig. 3 Sleeve ring structure

Fig. 4 Effect of sleeve ring on adhesion of oil from crank case, 10000rpm WOT $\theta=180\text{deg.BTDC}$

3・2 PIV 計測システム

PIV 計測システムの仕様を表 2, 構成を図 6 に示す. 光源はダブルパルス YAG レーザー (New Wave Research, Solo PIV III-15) で波長 $\lambda=532\text{nm}$, 出力 50mJ/shot である. レーザーより発振されたビームは光学系により幅 100mm , 厚さ 1mm のシート状に広げられた後, エンジン横方向から入射される. カメラは PIV 用ダブルシャッター CCD(TSI, PIVCAM 10-30)で解像度は $1008*1018\text{pixel}$ である. PC によって制御されたシンクロナイザーによりレーザーとカメラの同期撮影が行われる. 撮影はフレームストラドリングを行い, 1 フレーム目と 2 フレーム目に照射されるレーザーの時間間隔は流速に応じて $\Delta T=6\sim 8\mu\text{s}$ の範囲で調整した. トレーサーは粒径 $\phi 2.5\mu\text{m}$ の SiO_2 (東ソ・シリカ工業, E200-A)を用い, エンジン上部にある吸気チャンバーにトレーサー供給装置を接続し, 筒

Table 1 Engine specification

Engine	Optical Single Cylinder	
Bore $\times$ Stroke	97mm $\times$ 40.5mm	
Displacement Volume	300cc	
Compression Ratio	12.2	
Number of valve	In : 2 , Ex : 2	
Valve Lift In / Ex	14.5mm / 14.0mm	
Valve Timing at 1mm lift	In Open	381deg.BTDC
	In Close	116deg.BTDC

Table 2 PIV measurement system specification

Laser	Double pulse YAG New Wave Research, Solo PIV III-15 $\lambda=532\text{nm}$, 50mJ/shot , $\Delta t=6\sim 8\mu\text{s}$
Camera	Double shutter CCD TSI, PIVCAM 10-30 $1008*1018\text{pixel}$
Tracer	SiO_2 , $\phi=2.5\mu\text{m}$ TOSOH, E200-A
Algorithm	FFT-based cross correlation TSI, Insight Ver3 Interogation area $32*32\text{pixel}$ Overlap 50%

Fig. 5 Cam profile

内に供給した。トレーサー供給量は装置の出口にあるバルブの開度により調整した。任意のクランク角で発振されるトリガー信号をシンクロナイザーに入力し、エンジンと PIV システムの同期を行った。トリガー信号はレーザーとカメラの作動周波数 15Hz 以下で安定して計測できるように 13 サイクルに 1 回発振させた。カメラにより計測された画像は PC に保存された後、画像解析ソフト (TSI 製 Insight Ver3) により速度ベクトル抽出処理を行った。解析アルゴリズムは FFT 相互相関法を用い、検査領域 $32 \times 32 \text{ pixel}$ 、オーバーラップ 50% にて計算を行った。燃焼室撮影領域の空間分解能は 1.6mm である。

3・3 実験条件

表 3 に実験条件を示す。エンジン回転数は 10000rpm, WOT で同回転数にて慣性過給効果が得られるよう吸気

Table 3 Test condition

Engine speed	10000rpm, Motoring
Throttlet	WOT ($\eta_v=100\%$)
Intake port length	L=200mm
Measurement range Interval	$\theta=270 - 60\text{deg.BTDC}$ 30deg.
Operation mode	2 valves 1 valve deactivation

Fig. 6 PIV measurement system

Fig. 7 Measurement section

ポート長 $L=200\text{mm}$ とした. この時の体積効率 η_v は 100% であった. 撮影は吸気行程 $\theta=270\text{deg.BTDC}$ から圧縮行程 $\theta=60\text{deg.BTDC}$ まで 30deg. 毎に行い, 各クランク角で 100 サイクル計測した. また, 流動強化による燃焼改善効果を確認するため吸気 2 バルブ運転をベースに 1 バルブ休止運転も行った.

図 7 に計測位置を示す. レーザーシートは排気側から入射し, エンジン前側から撮影を行った. 計測断面は燃焼室中央をボアセンタ断面, 吸気バルブ中央をバルブセンタ断面とし, 2 断面の計測を行った. 1 バルブ休止運転時はカメラ側のバルブを休止させた.

4. 結果

4・1 実験条件

4・1・1 筒内流動の特徴

ボアセンタ断面とバルブセンタ断面の 100 サイクルアンサンブル平均した流速分布を図 8 に示す. ボアセンタ断面において吸気行程で筒内へ流入する速度は約 70m/s で, ピストンが降下するにしたがい流速も増加する ($\theta=270\sim240\text{deg.BTDC}$). 下死点付近で燃焼室中心付近を渦中心とするタンブル流が形成され ($\theta=210\sim180\text{deg.BTDC}$), 圧縮行程でピストンの上昇と共にタンブル流は上に移動しながら徐々に崩壊する ($\theta=150\sim$

Fig. 8 A Feature of in-cylinder flow at bore center and valve center section, 10000rpm WOT, 100 cycle ensemble averages

90deg.BTDC). 圧縮行程が進むとさらにタンブル流は崩壊し, 吸気バルブ下側の上昇流のみとなる ($\theta=90\sim 60\text{deg.BTDC}$). バルブセンタ断面において吸気行程で吸気バルブの表面から筒内へ流入する速度は約 80m/s である ($\theta=270\sim 240\text{deg.BTDC}$). この時, 燃焼室中央と吸気側のシリンダー壁面両方からの流れがバルブ下側へ巻き込んでおり, 2 対の渦が形成される. この渦は下死点付近でさらに明確になり ($\theta=210\sim 150\text{deg.BTDC}$), 圧縮行程でも維持されたままピストンの上昇と共に上に移動する ($\theta=90\sim 60\text{deg.BTDC}$). 一般的に排気側へ向かう流れを強めるような強タンブルポート形状ではバルブの有効開口面積が減少し, 体積効率の低下を招く. 本エンジンの吸気ポート形状は高い体積効率を得られるように吸気バルブ全周より空気を流入させる形状であり, 吸気バルブ下の 2 対の渦はその特徴的な流れである.

4・1・2 CFD との比較

PIV 計測結果と CFD 計算結果の比較を行った. ソルバーは VECTIS (Ricardo), 乱流モデルは標準 $k-\varepsilon$ モデルで作動流体は空気とした. 3D 形状モデルは吸気チャンバーから排気管までのすべてを含むフルモデルであり, η_v や吸排気管内の圧力脈動を収束させるために 4 サイクルの連続計算を行っている. 最初の 3 サイクルはメッシュ 2mm, 残りの 1 サイクルはメッシュ 1mm で計算することによって計算時間の短縮と計算精度維持の両立を図った. 計算時間は 1 条件で 8CPU (Pentium4, 2.4GHz) を用いた場合, 約 5 日である.

図 9 にボアセンタ断面とバルブセンタ断面での PIV と CFD の流速分布比較を示す. PIV 計測結果は 100 サイクルアンサンブル平均したものを用いた. ボアセンタ断面において燃焼室に流入する速度, 他の流れとの境界位置や $\theta=180\text{deg.BTDC}$ で形成されるタンブル流の渦中心位置など PIV と CFD の流速分布は良く一致している.

バルブセンタ断面の吸気バルブ上面から筒内へ流入する流速 U_{valve} とし, PIV と CFD の比較結果を図 10 に示す. PIV の U_{valve} は $\theta=270\text{deg.BTDC}$ で 50m/s であり, 吸気バルブリフトが最大となる $\theta=240\text{deg.BTDC}$ で最大値 80m/s となる. 吸気行程後半になるにしたがい U_{valve} は徐々に減少し, $\theta=180\text{deg.BTDC}$ で 40m/s となる. CFD の U_{valve} も PIV とほぼ同じ傾向を示し, 両者の間に良い一致が見られた.

以上の結果より, 3D フルモデルを用いた CFD 計算を行うことで, 10000rpm の高回転条件においても筒内の流動状態が予測可能であることが示された.

4・1・3 流入速度とピストン速度の関係

バルブセンタ断面の吸気バルブ上面から筒内へ流入する最大流速を U_{valve_max} とし, U_{valve_max} と平均ピストン速度 U_p の関係を図 11 に示す. PIV 計測結果および上記 CFD モデルを用いエンジン回転数を変えて求めた値と F1 エンジンに較べてエンジン回転数の低い乗用車エンジン (2L, 4 バルブ, ガソリンエンジン) の PIV 計測結果も合わせてプロットした. 各プロットの横にエンジン回転数を併記する. エンジン回転数が大きく異なる乗用車エン

Fig. 9 Comparison of flow pattern between PIV and CFD at bore center section, 10000rpm WOT, 100 cycle ensemble averages (PIV)

ジンを含め U_{valve_max} は U_p の増加に対してほぼ線形的に増加しており、傾向を U_p で整理できることがわかる。実機エンジンの最高出力回転数に近い 18000rpm の U_{valve_max} は 185m/s であり、音速以下である。吸気系内部の絞りにより局所流速が音速を超えるとチョーキングが発生するが、F1 エンジンも同様の現象が発生するため最高回転付近で高い流量係数が得られるように吸気ポートが設計されていることがわかる。また、このような限界回転数付近の流動についても本モデルを用いた評価が有効であることが確認できた。

4・2 流動強化

4・2・1 吸気 1 バルブ休止

高回転でも流動強化による燃焼促進効果が得られるか確認するため、簡易的に流動強化が可能な吸気 1 バルブ休止運転を行い、PIV 計測を行なった。ボアセンタ断面で 2 バルブ運転と 1 バルブ休止運転した場合の流速分布比較を図 12 に示す。流速分布は平均的な 1 サイクルを選択した。また、休止した吸気バルブは図 7 に示すように計測断面手前側である。ボアセンタ断面において吸気行程で 1 バルブ休止運転の筒内へ流入する速度は 2 バルブ運転に対して速く、100m/s を超える部分も見られる。また、1 バルブ休止運転は排気側に 1 つの渦が生成しており、流れも複雑になっている ($\theta=240\text{deg.BTDC}$)。ピストン下死点で 1 バルブ休止運転時に 2 対の対抗する渦が生成しており、その流速は約 100m/s であり 2 バルブ運転に対して速い ($\theta=180\text{deg.BTDC}$)。その後、圧縮行程で排気側の渦は消え、排気側から吸気側に向かう約 60m/s の流れが見られる。1 バルブ休止運転は 2 バルブ運転に対して流れが複雑化し、吸気断面積が減少したことにより流速が増加している。乗用車用エンジンで 1 バルブ休止運転を行うとタンブル流のような縦渦に加えて、スワール流のような旋回流が形成されており⁽⁶⁾、本エンジンでも同様の流動になっていると考えられる。

Fig. 10 Comparison of U_{valve} between PIV and CFD, 10000rpm WOT, 100 cycle ensemble averages

Fig. 11 Relation between a velocity of intake air through intake valve and a mean piston speed

4・2・2 乱流と燃焼の関係

一般的に流動は大きな空間スケールから小さな空間スケールへエネルギーを遷移しながら崩壊していく．空間スケールの大きい流動を主流，小さい流動を乱流とすると主流（空間スケール大流動）自身もサイクル毎に変動しており，複数サイクルのアンサンブル平均から計算されるサイクル平均流動は得られるが，サイクル平均流動から各サイクルの瞬時流動を差し引いても乱流（空間スケール小流動）とはならず主流のサイクル変動も含まれる⁽⁷⁾⁽⁸⁾．そこで本報告では瞬時流動を用いて空間スケールの大きい流動と空間スケールの小さい流動を分離するため以下のように計算を行った⁽⁹⁾．まず，式(1)を用いて流動の自己相関係数の計算を行った．

$$R_{UU}(\Delta X) = \frac{1}{RC} \sum_r \sum_c U(X)U(X + \Delta X) \quad (1)$$

ここで X はボア方向を示しており， $U[\text{m/s}]$ は X 方向の速度成分， R ， C はそれぞれ列と行のデータ数を示す．

次に流動の縦方向の積分長さスケール L_E を式(2)を用いて計算を行った．積分範囲は $R_{UU}(\Delta X)$ が 0 となるまでとした．

$$L_E = \int R_{UU}(\Delta X) \quad (2)$$

また，ストローク方向を Y ，その速度成分を $V[\text{m/s}]$ とし， Y 方向にも同様の手法を用いて L_E の計算を行った．

L_E の計算を行う場合，空間分解能 1.6mm では分離される流動のスケールに対してやや大きいと考え，同一画像を用いて空間分解能の増加を試みた．PIV 解析アルゴリズムを Multi grid FFT 相互相関法(Insight Ver5)に変更し，初期の検査領域 $32 \times 32\text{pixel}$ から $16 \times 16\text{pixel}$ まで小さくし，空間分解能を 0.8mm に増加して解析を行った．なお，

Fig. 12 Comparison of flow pattern between 2 valves and 1 valve deactivation at bore center section, 10000rpm WOT, 1 cycle

Table 4 Turbulence integral length scale L_E at $\theta=90\text{deg.BTDC}$, 10000rpm WOT, 100 cycle averages

	2 valve	1 valve stop
$R_{UU}(\Delta X)$	15.3	9.9
$R_{VV}(\Delta X)$	17.1	4.6
$R_{UU}(\Delta Y)$	4.3	3.4
$R_{VV}(\Delta Y)$	5.3	3.2

最終検査領域内にトレーサーが存在することは確認できている。 $\theta = 90\text{deg.BTDC}$ の場合の L_E を表 4 に示す。 いずれの値も 100 サイクルの平均値である。 2 バルブ運転の場合、 $R_{UU}(\Delta X)$ と $R_{VV}(\Delta X)$ から求めたボア方向 (X 方向) の L_E に比べ、 $R_{UU}(\Delta Y)$ 、 $R_{VV}(\Delta Y)$ より求めたストローク方向 (Y 方向) の L_E は小さい値を示している。これはボアに対してストロークが極端に短いため、ストローク方向のスケールの大きな流動が維持されず、スケールの小さい流動に崩壊しやすいためと考えられる。 1 バルブ休止運転の場合、 全体的な傾向は 2 バルブ運転と同じであるが、 2 バルブ運転に対して L_E が小さい。これは図 12 に示すような 2 対の渦が生成される複雑な流動であり、そのため渦のスケールが小さくなったためと考えられる。

次に乱れ強さの計算を行った。流速分布をまずフーリエ変換により各波数成分に分解する。その後、カットオフレンジ L_{cut} より小さいスケールを乱流速度成分 u 、 v とし、 u 、 v の流速分布から式(3)を用いて乱れ強さの空間平均 u'_{Ave} を求めた。

$$u'_{Ave} = \frac{1}{RC} \sum_r \sum_c \sqrt{u^2 + v^2} \quad (3)$$

Fig. 13 Comparison of turbulence intensity at each cut off length L_{cut} at $\theta=90\text{deg.BTDC}$, 10000rpm WOT, 1 cycle

Fig. 14 Comparison of mass burn fraction between 2 valves and 1 valve deactivation on metal engine, 10000rpm WOT A/F=12.9 $\theta_{ig}=70\text{deg.BTDC}$ (2 valves), 58deg.BTDC(1 valve deactivation), 250 cycle ensemble averages

$\theta=90\text{deg.BTDC}$ で u'_{Ave} が平均に近いサイクルを 1 サイクル選択し, L_{cut} に対する u'_{Ave} を図 13 に示す. 全体的な傾向として L_{cut} が大きくなれば乱流速度成分 u, v に含まれる流速の割合が増加するため u'_{Ave} はほぼ一様に増加する. また, 2 バルブ運転時の u'_{Ave} に対して 1 バルブ休止運転時の u'_{Ave} の方が全体的に大きい. 次に $R_{UU}(\Delta X)$ により計算された L_E より小さいスケールの流動を乱れと仮定し, u'_{Ave} を比較する. 2 バルブ運転に対して 1 バルブ休止運転の L_E が小さいにも関わらず, u'_{Ave} は約 3 倍大きい. これより, 1 バルブ休止運転の乱れ強さが非常に高いことがわかる.

次に同一エンジン諸元を持つ単気筒性能エンジンで 2 バルブ運転と 1 バルブ休止運転の燃焼特性比較を図 14 に示す. 条件はエンジン回転数 10000rpm, A/F=12.3, 点火時期 θ_{ig} は, 2 バルブ運転時 $\theta_{ig}=70\text{deg.BTDC}$, 1 バルブ運転時 $\theta_{ig}=58\text{deg.BTDC}$ でそれぞれ MBT である. 250 サイクルアンサンブル平均した筒内圧から 1 領域モデルにより燃焼質量割合 MBF(Mass Burn Fraction)を計算した. 横軸に点火からのクランクアングル, 縦軸に MBF を示す. θ_{ig} から MBF が 10%となるまでのクランク角を初期燃焼期間, MBF が 10%から 90%となるまでを主燃焼期間と定義すると 1 バルブ休止運転にすることによって初期燃焼期間で 13.2deg., 主燃焼期間で 5.8deg.減少することができ, 乱れ強さ増加による燃焼速度向上が確認できた.

5. 結論

1. 中空構造の延長ピストンとスリーブリング採用により F1 エンジンと同一諸元を持つ 10000rpm まで計測可能な単気筒可視化エンジンを開発することができ, 高回転での筒内解析が可能となった.
2. 流動解析の結果, 吸気バルブ下に生成される 2 対の渦が観察された. 本エンジンの吸気ポート形状は高い体積効率が得られるように吸気バルブ全周より空気を流入させる形状であり, 2 対の渦はその特徴的な流れである.
3. 3D モデルをフルモデルとし, 適切なメッシュサイズと連続多サイクル計算による収束を行うことにより F1 エンジンのような高回転でも CFD により筒内の流動状態が予測可能であることが分かった.
4. 1 バルブ休止により簡易的に筒内流動強化を行った結果, F1 エンジンのような高回転でも流動強化により燃焼促進効果が得られることを可視化, 実機エンジンをを用いて確認できた.

文 献

- (1) 藤吉美広, 北山拓, “F1 エンジンにおけるエンジン技術”, エンジンテクノロジー, 第 4 巻, 第 2 号, 通巻 19 号 (2002), pp. 8-13, 山海堂
- (2) 高橋真嘉, 大倉康裕, 花田尚喜, 三浦啓二, “F1 エンジンにおける吸気圧力干渉を利用したトルク特性開発手法の構築”, 第 20 回内燃機関シンポジウム講演論文集, 20090084(2009)
- (3) Kaneko, M., Ikeda, Y. and Nakajima, T., “Tumble Generator Valve(TGV) Control of In-cylinder Bulk Flow and Its Turbulence Near Spark Plug in SI Engine”, *SAE Technical Paper Series*, 2001-01-1306(2001), pp.1- 9
- (4) 中島樹志, 加藤毅彦, 秋山清和, 小森啓介, “レースエンジン開発における燃焼解析技術”, エンジンテクノロジー, 第 8 巻, 第 2 号, 通巻 43 号(2006), pp. 50-54, 山海堂
- (5) Bianchi, M.G, Cantore, G, Mattarelli, E., Guerrini, G. and Papetti, F., “Influence of Stroke-to-Bore Ratio and Combustion Chamber Design on Formula One Engines Performance”, *SAE Technical Paper Series*, 980126(1998), pp. 494-509
- (6) 浦田泰弘, 吉田一夫, 大野敏久, 石井清, “レーザシート法によるシリンダ内流れの 3 次元測定”, HONDA R&D Technical Review, Vol.8(1996), pp. 106-114
- (7) Sholes, R.K., 川島純一, 森信三, “PIV による筒内流動サイクル変動解析手法の開発”, 自動車技術会秋季学術講演会, 20045515(2004), pp. 9-14
- (8) Reuss, L.D., “Cyclic Variability of Large-Scale Turbulent Structures in Directed and Undirected IC Engine Flows”, *SAE Technical Paper Series*, 2000-01-0246(2000)
- (9) Ghandhi, B.J., Herold, E.R., Shakal, S.J., Strand, E.T., “Time Resolved Particle Image Velocimetry Measurements in an Internal Combustion Engine”, *SAE Technical Paper Series*, 2005-01-3868 (2005)