

燃焼期間短縮をねらった吸気的设计

Intake Design for Reduction of Duration of Combustion

山田 健人*

Taketo YAMADA

池谷 健一郎*

Kenichiro IKEYA

高橋 真嘉**

Masayoshi TAKAHASHI

竹形 徳之*

Noriyuki TAKEGATA

要 旨

ガソリンエンジンの熱効率 45% を達成する研究の中で、EGR 希釈燃焼により長期化する燃焼期間の短縮を目的として吸気的设计をおこなった。まず燃焼速度 (m/sec) と Turbulent Kinetic Energy (m^2/sec^2) の平方根 (m/sec) との相関を確認し、燃焼期間短縮に有効であることを確かめた。次に、同じタンブル比の流動であっても吸気バルブを通過する流れの向きによって Turbulent Kinetic Energy に差が生じることに着目し、同等のタンブル比を示す吸気ポートの中からより高い Turbulent Kinetic Energy が得られる仕様選定をおこなった。

選んだ吸気仕様のエンジンヘッドを試作し、目標とした主燃焼期間 20 deg 以内を外部 EGR 30% の希釈燃焼下で達成したことを確認した。

ABSTRACT

Intake design has been conducted as part of research seeking to realize a level of thermal efficiency of 45% in gasoline engines in order to reduce the duration of combustion, which had been extended by EGR dilute combustion. First, the relationship between burning velocity (m/sec) and the square root (m^2/sec^2) of turbulent kinetic energy (m^2/sec^2) was studied, and it was determined that these parameters were effective in reducing the duration of combustion. Next, the fact that differences in turbulent kinetic energy occurred due to the direction of the flow passing the intake valve even in the case of flow motion with the same tumble ratio was focused on, and specifications were selected in order to make it possible to obtain a higher level of turbulent kinetic energy from intake ports displaying the same tumble ratio.

A prototype engine head was manufactured using the selected intake port specifications, and test results showed that the target of a main combustion duration of no more than 20 deg was realized under conditions of dilute combustion at an external EGR rate of 30%.

1. はじめに

環境負荷低減のため、自動車の燃費改善および排出ガス低減が求められ、それらの規制値は年々厳しくなる傾向にある。自動車の動力源として内燃機関がまだ当面は使い続けられると考えられ⁽¹⁾、自動車用エンジンの熱効率向上は重要なテーマとなる。このため、現在のガソリンエンジンの最大熱効率が 39% 程度であるものを 45% もしくはそれ以上まで引き上げることを目指した研究をおこなった⁽²⁾。

この検討の中で、市販されているエンジンのテスト結果を用いて正味熱効率 45% 達成のために必要な条件の見当をつけ、圧縮比 15 以上での Minimum advance for the Best Torque (MBT) 運転と絶対圧 2.5 bar 以上の過給圧に加え外部 Exhaust gas recirculation (EGR) 率 30% レベルの運転が条件として定められた。同時に、燃焼質量割合 Mass Burn

Fraction (MBF) が 10% から 90% に至るまでのクランクアングルで表される主燃焼期間 $MBF_{10-90\%}$ を 20 deg 以内に収めることを燃焼課題とした。

2. 本研究の課題とアプローチ

本研究の目的は正味熱効率 45% 達成に必要な燃焼期間短縮に資する吸気的设计をおこなうことである。

高 EGR 燃焼においては、不活性ガス量の増加で層流燃焼速度 (S_L) が低下して燃焼期間長期化が課題となる。加えて、吸気量、当量比、ガス温度、圧力などは既に決まっており、 S_L はこれらの物性値で決まるため低下した S_L を取り戻すことは容易ではないと考えられる。よって、混合気の Turbulent Kinetic Energy (TKE) を向上させることで乱流燃焼速度 (S_T) を向上させ、 S_L 低下分を挽回することに開

* 四輪 R&D センター

** HRD Sakura

発の主眼を置いた。

混合気の乱れは圧縮行程においてバルクフローが崩壊してスケールの小さな運動へ遷移する過程で得られる。本稿で対象とするバルクフローはタンブル流であり、このとき、燃焼時の TKE を向上させる施策としては吸気ポートが生成するタンブル流の強化や、ピストン頂面形状の改善によるタンブル流の保持性向上が一般的におこなわれる。

一方で課題もある。強いタンブル流を形成する吸気ポートにおいては吸気圧力損失が増大する。さらに、定常流試験で計測されるタンブル比を大きくしてもエンジン運転時にシリンダ内に吸入された混合気がそのまま吸気ポートに逆流し、燃焼室内に形成されるタンブルの大きさを一定レベル以上に大きくすることができない。このため、タンブル比向上による燃焼速度改善には限界が存在する。今回検討したエンジンコンセプトでは、高圧縮比化で厳しくなるノッキングに対して吸気バルブ閉弁時期を遅角化して実効圧縮比を下げるアトキンソンサイクルで対応しており、通常のパルブタイミングよりも燃焼室内に形成することができるタンブル比が小さくなる。

このため、より大きなタンブル流を作り出すことだけではなく、同じタンブル比の流動からより大きな TKE を得ることも課題となった。

この場合、燃焼室内の形状を工夫し、渦として形ができた後の保持性が良い燃焼室形状とはどのようなものかという検討がなされている^{(3),(4)}。一方で吸気行程中のタンブル流の保持やタンブル流が形成される過程の運動エネルギーの散逸量に関する検討は少ない。本研究においては同一燃焼室形状、同一タンブル比でも得られる TKE に差が生じるケースを確認されたため、吸気流動の形成過程が重要と考え、吸気流動の向きに着目した検討を実施した。

また、得られた知見を用いて 3D-CFD にて最適な吸気ポートデザインの探索をおこない、実機エンジンヘッドを試作した。ねらいどおり燃焼期間が短縮するかテストし、検討結果の妥当性を確認した。

3. エンジン諸元と燃焼の評価指標

3.1. 検討に用いたエンジンの主要諸元

タンブル比、乱流強度、そして燃焼期間を検討するにあたり用いたエンジンの諸元を Table 1 に示す。

3.2. タンブル比の評価方法

タンブル比の評価は主に Ricardo software 社の 3D-CFD ソフト (VECTIS) を用いておこなった。乱流モデルとしては standard $k-\varepsilon$ を使い、Inlet と Outlet の流量が収束するまで非定常計算を実施した。

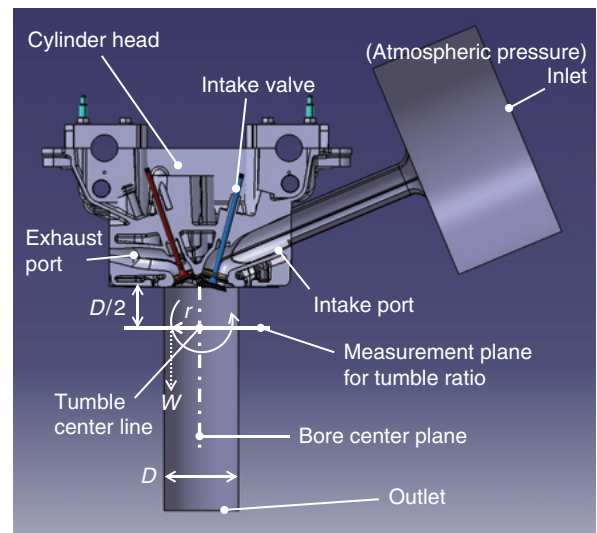
実機ヘッドと計算に用いた助走区間の位置関係を模式図 Fig. 1 に示す。吸気バルブの前後差圧として図中の Inlet と

Table 1 Engine specifications

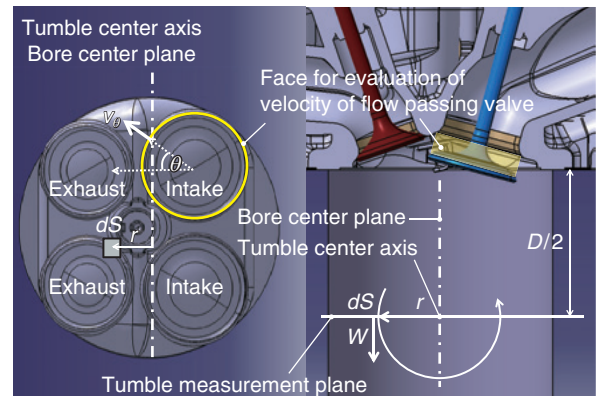
Designation	A	B
Engine type	4-valve SI engine	
Number of cylinders	1	4
Bore × Stroke [mm]	81 × 121.6	73 × 109.6
Intake valve diameter [mm]	30	28
Fuel supply	PI	DI

Outlet の差圧を 6 kPa とし、また、Inlet を大気圧とした。ボア径 D に対して計測面をシリンダヘッドガスケット面から $D/2$ mm 下の位置とした。またクランク軸を含むボアセンタ面を考え、計測面と交わる線をタンブル中心線と定義した。タンブル中心線を回転中心軸とし、計測面を通過する流速成分から角速度を求め、この角速度を用いてタンブル比を算出した⁽⁵⁾。

タンブル中心線から、吸気ポートから排気ポートに向かって r mm の位置にある微小面積 dS mm² を考え、ここを通過する鉛直下向き速度成分 W mm/sec とする。また、計測面 S における平均通過流速を W_{ave} mm/sec とする。このとき、計測面 S での角速度 ω rad/sec は式 (1) で表される。



(a) Evaluation point and position of axis



(b) Method of calculation of tumble ratio and direction of intake flow

Fig. 1 Set-up for steady-state 3D-CFD and evaluation point

$$\omega = \int (W - W_{ave}) r^2 dS / \int r^2 dS \quad (1)$$

一方、クランクの回転角速度 ω_{mot} は W_{ave} と平均ピストン速度が等しいと仮定することで

$$\omega_{mot} = (\pi/L) W_{ave} \quad (2)$$

とできる。これより吸気バルブ x mm リフト時のタンブル比 $TR(x)$ は流体の角速度 $\omega(x)$ とここで定めたクランク角速度の比をとって式 (3) で定義する。

$$TR(x) = \omega(x) / \omega_{mot} \quad (3)$$

なお、平均ピストン速度算出に用いたストロークは Table 1 で示した値を使用した。

ここで、エンジン運転時のクランクアングル CA deg におけるバルブリフト量 $x(CA)$ mm, 瞬時ピストン速度 $pv(CA)$ mm/sec, 平均ピストン速度 mpv mm/sec を考える。また、吸気バルブの開弁、閉弁クランクアングルを CA_{IVO} , CA_{IVC} とする。これらに対して平均タンブル比 TR を式 (4) のように定義する。

$$TR = \frac{1}{CA_{IVC} - CA_{IVO}} \int_{CA_{IVO}}^{CA_{IVC}} \frac{\omega[x(CA)]}{\omega_{mot}} \left[\frac{pv(CA)}{mpv} \right]^2 dCA \quad (4)$$

3.3. TKE の評価方法

エンジン燃焼室内の TKE の評価もタンブル比評価と同様に VECTIS を用いておこなっている。境界条件算出には同じく Ricardo software 社の 1D-CFD, エンジンシミュレーションコードの WAVE を用いた。エンジンテスト環境を模擬したモデルを用い、Intake manifold 吸気上流側端面、シリンダヘッド exhaust 面における境界条件を算出している。

運転条件はエンジン回転数 (NE) が 2000 rpm のストイキ燃焼を仮定した。負荷は Indicated mean effective pressure (IMEP) で 810 kPa となるポイントを選んでいるが、層流燃焼速度をそろえて燃焼タイミング違いの検討をおこなう場合には、MBT 時に IMEP が 810 kPa となる体積効率 (η_v) で固定し計測、計算を実施している。

3.4. 燃焼の評価指標

燃焼の評価指標としては MBF が 50% となるタイミングを燃焼重心と呼び $MBF_{50\%}$ と表記する。また、 $MBF_{10-90\%}$ が燃焼期間の長短を評価するためによく用いられ、目標値の表現方法としても用いられている。一方、 S_L , S_T は速度の次元 m/sec で検討されるため、 $MBF_{10-90\%}$ も Bore 径を用いて式 (5) のように速度の次元に変換して検討をおこなう。ここではこれを筒内仮想火炎速度 S_c と定義する。

$$S_c = [(D/2) \times (0.9 - 0.1)] / MBF_{10-90\%} \quad (5)$$

また、 S_T 向上のため、乱れ強さの評価方法が重要となる。本稿では定点における平均流速を定義し、流速の大

Table 2 Coefficient of correlation between TKE and $MBF_{10-90\%}$

Measurement point	Coefficient of correlation
TDC	-0.7341
Ignition timing	-0.7165
BTDC 30 deg	-0.9397
Average from BTDC 30 deg to ATDC 30 deg	-0.9214
Intake and compression stroke average	-0.8538

きさの標準偏差 (速度変動の rms 値を取ったもの) を乱流速度 (Turbulence velocity: u') と定義する。エンジン燃焼の観点で乱流の強弱によく用いられている TKE とは $TKE = 1.5 u'^2$ の関係にあたり、 $MBF_{10-90\%}$ の議論と同様に S_c との比較に u' を用いる。

3.5. 混合気の乱流評価タイミングの選定

混合気の TKE は一般的に時間変化し、場所によっても異なる。また、火炎面の位置も時々刻々変化し、さらに火炎面の大きさによっても取り込める渦のスケールが異なるという研究結果も報告されている⁽⁶⁾。これらを全て模擬するためには大きな計算コストが必要となる。本稿では、簡便な検討方法を用いてある程度の仕様選定をおこなうため、ある所定のタイミングにおける燃焼室平均値で代表できないか Table 1 のエンジン A を用いて検討をおこなった。

吸気ポート形状違いや吸気バルブ閉弁タイミング違いによって流動変化させ、 $MBF_{10-90\%}$ への影響をテストした。NE, 負荷条件は 3.3. 節で述べた条件を用いている。また、比較する代表点として TDC, 点火タイミング, TKE に一番違いが現れる BTDC 30 deg, 燃焼期間を想定した BTDC 30 deg から ATDC 30 deg の平均値, 吸気圧縮行程の平均値の 5 種類を抽出した。この結果と CFD で評価した燃焼室内 TKE の関係を Fig. 2 に示す。また、それぞれの相関係数を Table 2 に示す。

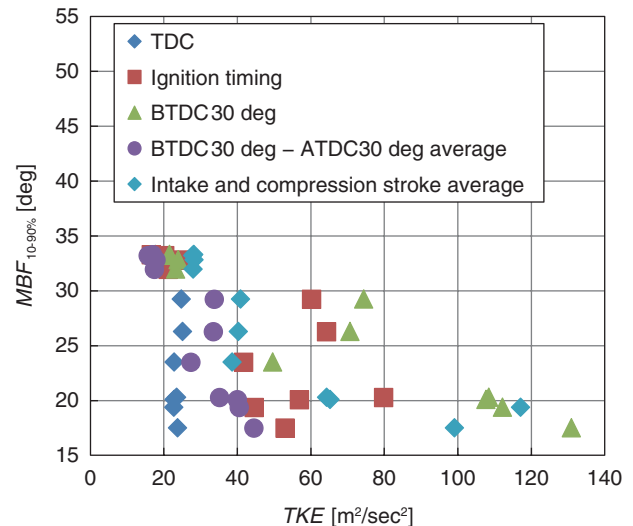


Fig. 2 Relationship between TKE and $MBF_{10-90\%}$

TKE の評価方法に関してはさまざまな議論があるが、今回対象とした検討においては、燃焼室内の平均 TKE の違いが一番大きく表現された BTDC 30 deg での TKE が $MBF_{10-90\%}$ との相関が一番強い結果を得た。また、相関係数は 0.8 を十分に超える結果を得たため、本稿における TKE の検討の評価タイミングを BTDC 30 deg とした。以降、この値を $TKE_{BTDC 30 deg}$ と表記する。

3.6. バルブ通過流の定義

本稿では乱流諸量と吸気流の向きを考察するため、吸気バルブとバルブシートの間を通過する流れを検討する。この流れをバルブ通過流とし、大きさをバルブ通過流速と定義する。検討した評価面の位置を Fig. 1 に示す。また、今回使用したエンジンの吸気ポートはボア中心に対して対称形状であるため、Fig. 1(b) に示す片側のバルブのみを検討とした。シリンダセンタとは逆向きに、吸気バルブから排気バルブ向きの方向軸に対して θ rad をなす部分のバルブ通過流速を v_θ とする。

流れが内向きか外向きか表現する尺度として平均 Flow Balance (FB) 値を定義する。バルブリフト x mm におけるバルブ通過流速 $v_\theta(x)$ の平均流速 $v_{ave}(x)$ と FB 値 $FB(x)$ をそれぞれ式 (6) と式 (7) に定める。

$$v_{ave}(x) = \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} v_\theta(x) d\theta / 2\pi \quad (6)$$

$$FB(x) = \frac{1}{\pi} \int_{\theta=0}^{\theta=\pi} \frac{v_\theta(x) - v_{-\theta}(x)}{v_{ave}(x)} d\theta \quad (7)$$

流量係数を $C_f(x)$ とし、平均タンプル比同様に FB 値を式 (8) に定義する。

$$FB = \frac{1}{CA_{INC} - CA_{IVO}} \int_{CA_{IVO}}^{CA_{INC}} \frac{FB[x(CA)]}{C_f[x(CA)]} \left[\frac{pv(CA)}{mpv} \right]^2 dCA \quad (8)$$

今回の実施例においては吸気バルブ周りの空間分割数を 16 とし、クランクアングルの時間分割を 15 deg 刻みで検討した。

4. $MBF_{10-90\%}$ と混合気の u' の相関

まず、 TKE 向上が $MBF_{10-90\%}$ 短縮に有効であることを確認する。また、相関を検討するうえで TKE を速度の次元で表現することを考え、ここでは $u' = \sqrt{TKE/1.5}$ で評価する。これと S_c の関係を検討する。

4.1. $MBF_{50\%}$ と S_c の関係

S_c は $MBF_{50\%}$ にも影響を受ける。ここで条件をそろえるため S_c に補正を加える必要があった。そこで Table 1 で示した二つのエンジンを用いて $MBF_{50\%}$ と S_c の関係を検

討する。

NE が 2000 rpm において、いくつかの EGR 還流率ポイント、 η_v ポイントで点火タイミング違いによる $MBF_{50\%}$ と S_c の関係を検討した結果を Fig. 3 に示す。燃焼重心位置と S_c の間に 1 次の負の相関があり、その傾きはいずれも同じと判断できる。これより、負荷点が異なる影響はグラフの切片が変化する形で表れるものと考え、

$$\partial S_c / \partial MBF_{50\%} = -0.5 \quad (9)$$

という関係があるものとして S_c に補正を加えて、関係を検討する。

4.2. 燃焼期間と混合気の u' の相関

Table 1 で示した条件の異なるエンジンにおいてさまざまなスパーサを吸気ポートに装着して TKE を変化させ、燃焼期間がどのように変化するか検討をおこなった。実機テストより得られた $MBF_{10-90\%}$ と $MBF_{50\%}$ から $MBF_{50\%}$ が 6.5 deg 相当の S_c で結果を整理した。これと 3D-CFD から得られた $u' = \sqrt{TKE/1.5}$ との関係を図 4(b) に示す。二つの骨格のエンジンが同じ直線で近似できており、筒内の S_c と $\sqrt{TKE}$ の間に 1 次の相関を見出すことができ、式 (10) のように近似できる。

$$S_c = 1.36u' + 10.7 = 1.11\sqrt{TKE} + 10.7 \quad (10)$$

また、 TKE の向上は少なくとも Fig. 4(b) で確認された範囲において燃焼速度向上に有効であるといえる。

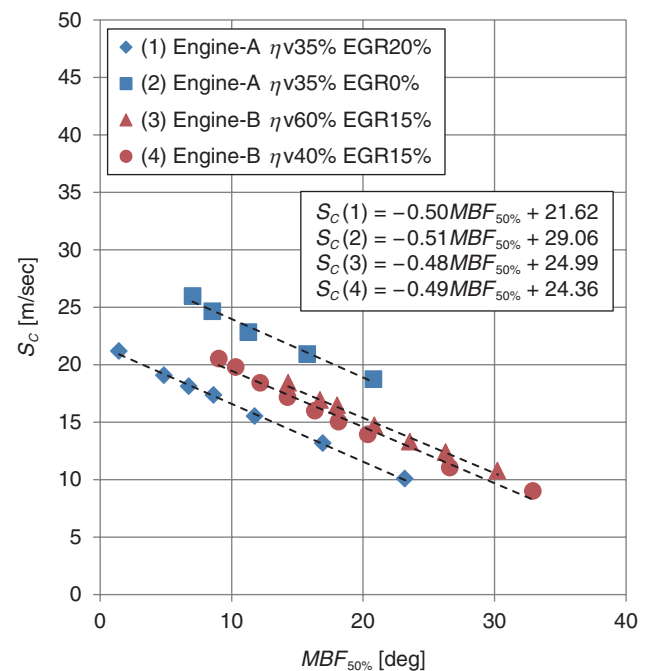


Fig. 3 Relationship between S_c and $MBF_{50\%}$ to determine amount of correction

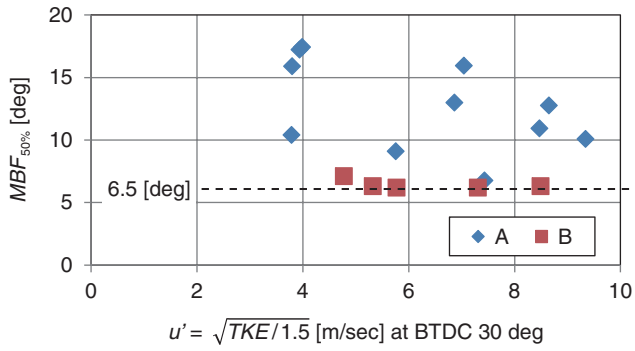
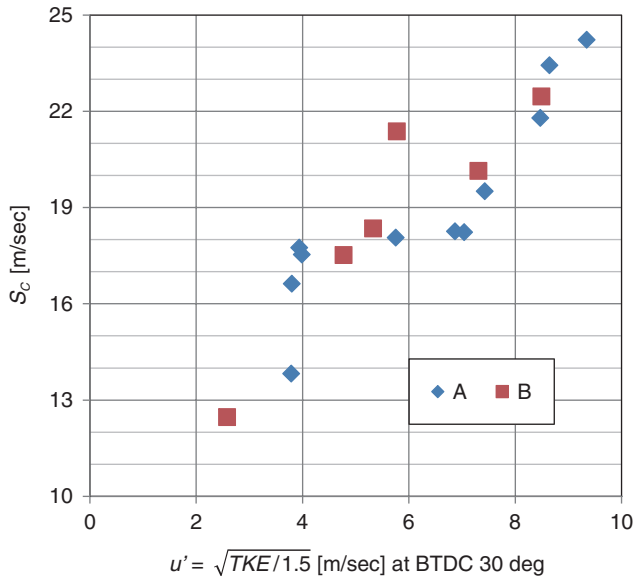

 (a) $MBF_{50\%}$ for each measurement point

 (b) Relationship between $u'_{BTDC\ 30\ deg}$ and S_c following correction of $MBF_{50\%}$

 Fig. 4 First-order correlation between $u'_{BTDC\ 30\ deg}$ and S_c following correction of $MBF_{50\%}$

5. タンブル比と TKE との相関

次に、同一タンブル比でも得られる TKE に差が生じるケースの確認をおこない、この差が生じる原因把握をおこなった。

5.1. TKE とタンブル比の相関検討

Table 1 のエンジン B を用いてタンブル比と TKE の相関を検討した。タンブル比を大きく変更するため、ここでは Fig. 5 に示すようなタンブルプレートを吸気ポートに装着して検討を実施した。中央折れ曲がり角度 θ_1 、プレート長さ L_1 、プレート高さ方向位置 x_1 をパラメータに持つ形状モデルを用いて検討をおこなった。

Fig. 6 に得られた TKE とタンブル比の関係を示す。タンブル比と TKE に正の相関はあるが、同一タンブル比でも取りうる TKE に幅があることが確認できた。4.25 < TR < 4.45 (以降 range 1 と呼称) の範囲では TKE で 65.5 m^2/sec^2

と 21.4 m^2/sec^2 の差があり、式 (10) より S_c を求めるとそれぞれ 19.6 m/sec と 15.8 m/sec を得る。式 (5) に代入して考えると $MBF_{10-90\%}$ で 4.35 deg の差を得る。

5.2. 流れの向きの数値化と TKE との相関

前節の検討は燃焼室形状を含むエンジンの骨格諸元、また、吸気ガス量をはじめとする吸気条件を同一にしておこなった。このため、 TKE に差が生じた要因を吸気ポートからシリンダ内に流れ込む吸気流の挙動の違いにあるものと考え考察をおこなう。

まず、Fig. 6 より range 1 の中から抽出して同タンブル比での比較、考察をおこなう。この中より特徴的なものを抽出し、バルブ通過流速分布とタンブル比の算出をおこ

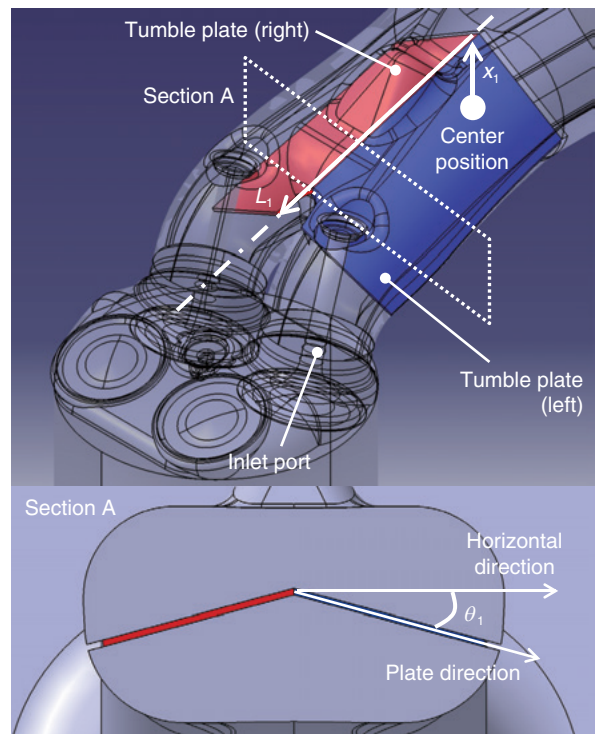
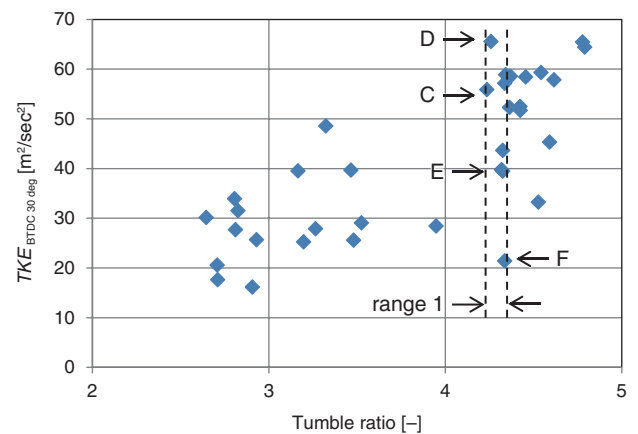


Fig. 5 Shape of tumble plate to change tumble ratio


 Fig. 6 Distribution of results for $TKE_{BTDC\ 30\ deg}$ for same tumble ratio

なった断面の通過流速分布を Fig. 7 に示す. バルブ通過流の向きにより, 同じタンブル比でも算出する断面の通過流速分布が異なっている様子が確認できる. 内向きの流れでは排気側スリーブ中央付近に高流速部が確認できるのに対して, 外向きにしていくにつれこの高流速部がサイドに移動していく様子が見られる.

range 1 の FB 値と TKE の関係を Fig. 8 に示す. TKE が FB 値に依存する傾向が表れ, FB が 1 を超えたところで TKE はピークを迎えている. 吸気流の最適な向きが存在することが確認できる.

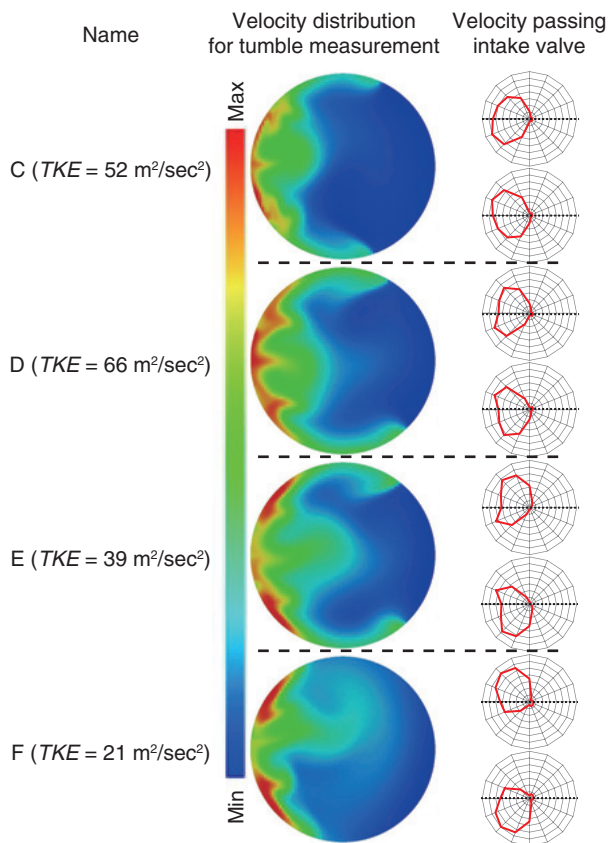


Fig. 7 Distribution of air flow velocity through horizontal cross-section

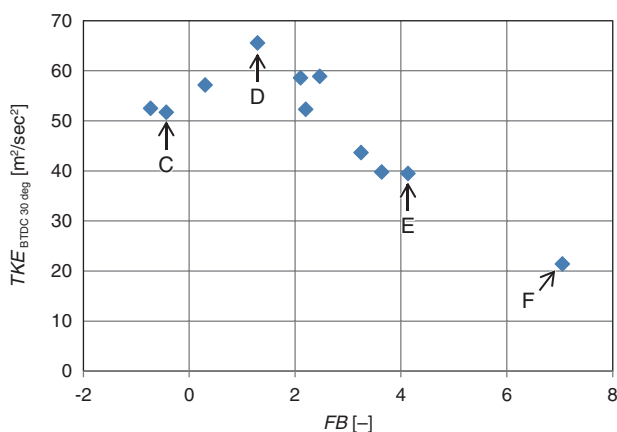


Fig. 8 Relationship between $TKE_{BTDC\ 30\ deg}$ and FB

5.3. 流れの向きと TKE との相関に対する考察

定常流の計算結果においてバルブ通過流が外向きのあるポイントでピークを迎えていた. この意味を考察するため, タンブル渦がどのように形成され, TKE の差にどのように結びつくのか検討をおこなう. 渦の中心速度は 0 m/sec になるという原理に基づき, 低流速部を示す速度等値面 (3 m/sec を示す黄色の面と 5 m/sec を示す緑色の等値面) で渦の様子を観察することを試みた.

TKE が最も大きかった D 仕様と, これに対して FB が 0 に近くバルブ通過流がまっすぐに近いと思われる C 仕様の比較をおこなった. 両仕様の速度等値面を Fig. 9 に示す. D 仕様の渦中心線が C 仕様に対して早期にまっすぐになり, その後の変形や移動量が小さい. すなわち, 吸気ポートから排気ポートへ向かうまっすぐな流れは曲ったタンブル渦を形成し, このタンブル渦が後燃焼室内で移動や

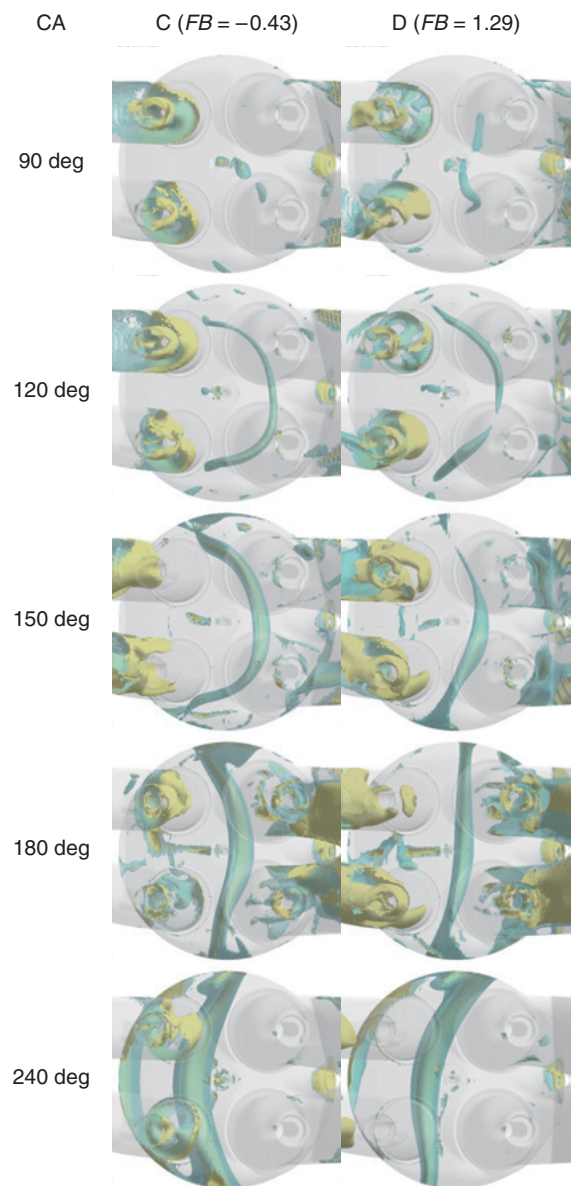


Fig. 9 Generation of curved tumble vortex center line and progression over time

変形するのに対して、やや外側に向けた吸気の流れはこれらの曲がりや変形が減少している。

ATDC 150 deg の速度等値面とボアセンタの流速ベクトル、タンブル渦中心位置としてシリンダヘッド下 60 mm 位置における上下方向速度分布を Fig. 10 に示す。C 仕様の定常流計算結果 (Fig. 7) では排気ポート側スリーブ中央に高速領域ができていた。実機エンジンではこの高速部の先にピストンがあり、下降流から上昇流に変換される。タンブル渦はこの下降流と上昇流の間に形成される。結果、高速流動部を囲うようにタンブル渦がひずんだ形で形成される。

バルブ通過流が外側を向くことで、クランク軸方向中央における流速が低下し、サイド部の流速が上昇する。これにより、上下流速が低い部分が直線状になり、タンブル渦が直線に近づく (D 仕様)。

この吸気バルブからの流れを模式的に Fig. 11 に示す。バルブ通過流のうち吸気バルブから排気バルブへまっすぐに向う流れはボアスリーブが円筒形であるため、スリーブと衝突後内側を向くこととなり、C 仕様のようにスリーブの排気ポート側中央に流れが集まる。そのため、ある程度流れを外向きにすることが、直線状のタンブル渦形成に必要となる。

渦中心がひずむことで局所的に流速が高くなり、速度勾配が大きくなる。混合気はニュートン流体として、すなわち、流体にかかるせん断応力が速度勾配に比例するものと扱われることが一般的であり、大きな速度勾配は運動エネルギーをより散逸させるものと考えられる。

5.4. 流れの向きと安定性に対する考察

曲がった状態のタンブル渦形状について考察をおこなった。Fig. 12 に ATDC 150 deg における C 仕様のタンブル渦の様子とボア断面の流速ベクトルを示す。正面図を見れば通常のタンブルであるが、平面図でみてタンブル渦が曲がっていることで側面図に左右一対の渦運動が確認でき

る。これはサイクルばらつきの観点における流動の安定性を議論するうえで対象とされる事象であり⁽⁷⁾、 ω タンブルと呼ばれる。これより、歪曲したタンブル渦軸の形成は少なくともサイクル間という時間間隔における不安定性をもたらすことがいえる。また、 ω タンブルが独立した事象ではなく、通常検討されるタンブル渦のゆがみによるものであることがわかる。これより、フローバランスを適切に設定することが ω タンブルの抑制に有効であるといえる。

また、新規にガスが導入されない吸気バルブ閉弁後において、均整の観点において曲がったタンブル渦は不安定な

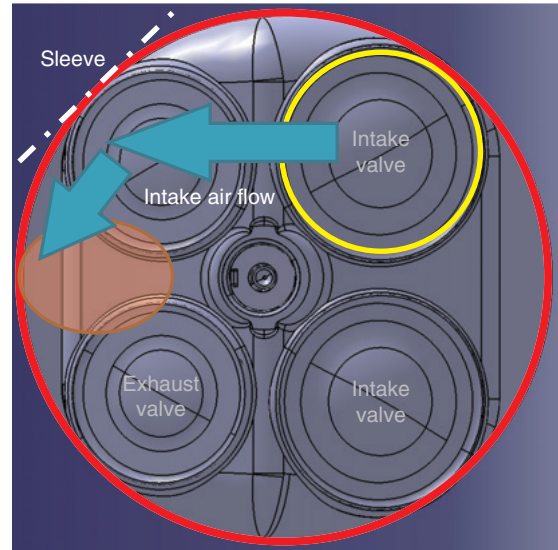


Fig. 11 Conceptual diagram of intake air flow

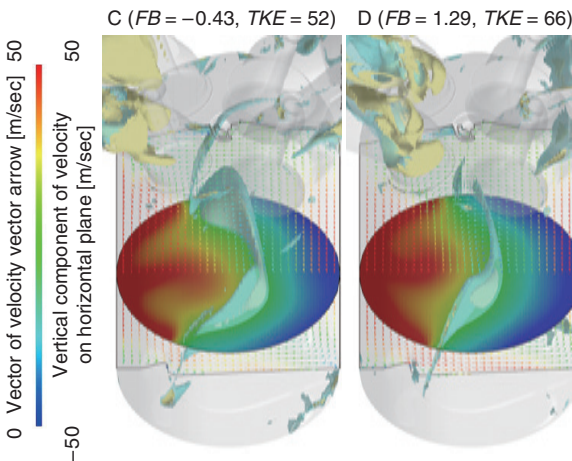


Fig. 10 Spatial relationship between curve of tumble vortex center and downward and upward flows

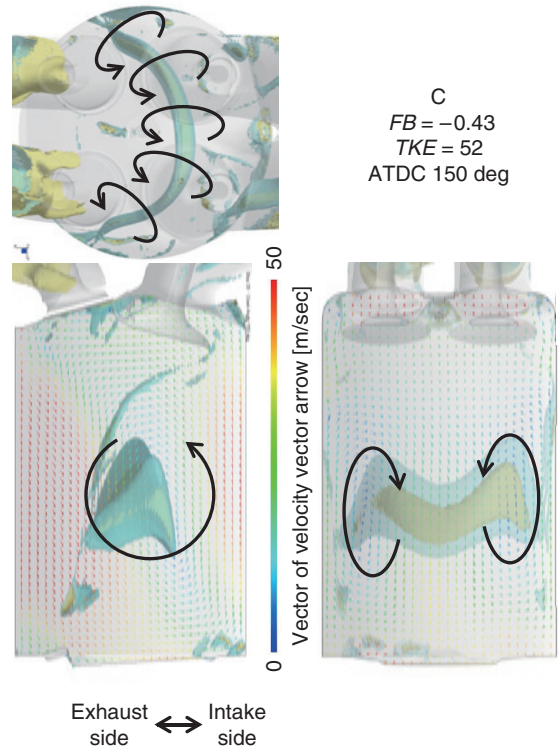


Fig. 12 Curved tumble vortex center line and velocity gradient

形態であり、1 サイクル内においても変形を繰り返す。タンブル渦の変形がエネルギーカスケードの観点で小さな運動へつながるものと考えれば、タンブル渦の持つ運動エネルギー保持性低下の可能性はある。

6. 吸気ポートデザインへの適用

6.1. 目標 TKE の設定

ガソリンエンジンの熱効率 45% を達成する研究⁽²⁾において目標を達成するためには、EGR 30% で主燃焼期間を 20 deg 以内に納めることが目標として掲げられた。しかし、ベースとした量産エンジン相当の吸気ポートを有する Table 1 のエンジン A では主燃焼期間が 35 deg であった。また、MBT 運転ができるようになるためには燃焼重心位置を 4 deg 早める必要があった。15 deg の燃焼期間短縮を式 (5) より S_c で考えると 8.33 m/sec の差と表現される。また、燃焼重心位置が 4 deg 早めることができれば式 (9) より S_c で 2 m/sec 分の改善となる。これを差し引いて考え、 S_c が 6.33 m/sec 向上するだけの TKE 向上が必要となる。式 (10) より $\sqrt{TKE}$ で 5.71 m/sec の改善が必要となる。吸気ポート形状の検討前後のタンブル比、 FB 、 TKE を Table 3 に示す。ベースとした形状では TKE は $21.6 \text{ m}^2/\text{sec}^2$ であり、 $\sqrt{TKE}$ で考えると 4.65 m/sec であった。これより、要求される $\sqrt{TKE}$ は 10.4 m/sec、 TKE で $107.2 \text{ m}^2/\text{sec}^2$ が必要となる。一方で、相関は弱いだが、Fig. 6 よりタンブル比と TKE の関係を、

$$TKE \propto 22.5 TR \quad (12)$$

と見積もると、4 を超えるタンブル比が求められる。しかし、タンブル比が 4 を超えると吸気流が吸気ポートに逆流することは CFD の検討結果より示唆されていた。このため、タンブル比 4 以内で TKE が $107.2 \text{ m}^2/\text{sec}^2$ を達成する必要があり、フローバランスの概念を用いて同一タンブル比の流動からより大きな乱流強度を得ることが必要となった。

6.2. 吸気ポートの CAE による選定と実機燃焼テスト結果

実機エンジンヘッド制作上の制約を念頭に、吸気ポート形状を検討し、タンブル比が 4 程度のものを探索した。探索前後におけるタンブル比と FB を Table 3 に、形状の違いを Fig. 13 に示す。また、 TKE の確認をおこなった結果も同じ Table 3 に示す。得られた FB はタンブル比が 4 付近では最大値であり、 TKE が目標値 $107.2 \text{ m}^2/\text{sec}^2$ を達成したことよりこの段階で実機エンジンヘッドを試作することを決定し、燃焼期間短縮効果をテストで確認した。結果を Fig. 14 に示す。35 deg 程であった主燃焼期間が 20 deg に短縮されていることが確認でき、燃焼期間短縮の目標が達成できた。

Table 3 Degree of enhancement of intake flow

	TR (-)	FB (-)	TKE (m^2/sec^2)
Base	2.34	0.04	21.6
Following modification	3.96	0.87	113.3

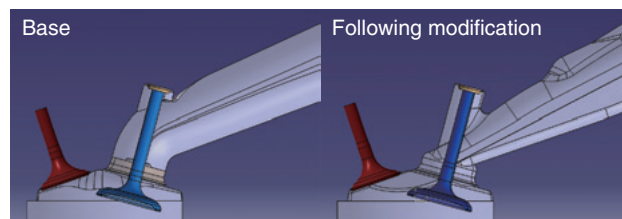


Fig. 13 Intake port shape before and after modification

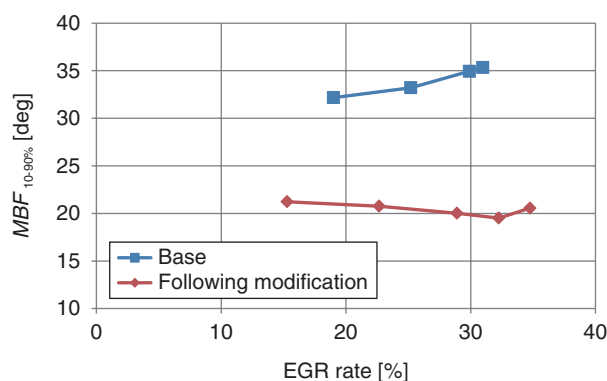


Fig. 14 Reduction of duration of combustion by high TKE

7. まとめ

本稿では未燃混合気の持つ TKE 向上が燃焼期間短縮につながることを確認した。同一のタンブル比でも最終的に得られる TKE に幅があることを提示し、 FB 値を検討することで同じタンブル比の流動からより大きな乱れ強さを得られることを確認した。これを Table 1 のエンジン A の吸気ポートの開発に適用し、タンブル比向上分を含めて EGR 還流率 30% で主燃焼期間 15 deg の短縮を実現させ、熱効率 45% の実現に貢献した。

参考文献

- (1) International Energy Agency: Part4 Scenarios and Technology Roadmaps, Chapter13 Transport, Energy Technology Perspectives 2012, p.443(2012)
- (2) 田岸龍太郎, 池谷健一郎, 高沢正信, 山田健人: ガソリンエンジンの正味熱効率 45% 達成技術, Honda R&D Technical Review Vol.27, No.2, p.1-10

- (3) 特開平 9-105330
- (4) 特開 2008-184930
- (5) U.S., Patent No. 6,385,530(2002)
- (6) 早川晃弘, 三木由希人, 久保俊彦, 永野幸秀, 北川敏明: 球状伝播予混合乱流火炎の燃焼速度および火炎面形状の有効乱れ強さによる変化, 日本燃焼学会誌, 第 55 巻, 172 号, p.202-209(2013)
- (7) Adomeit, P., Jakob, M., Pischinger, S., Brunn, A., Ewald, J.: Effect of Intake Port Design on the Flow Field Stability of a Gasoline DI Engine, SAE Technical Paper, 2011-01-1284(2011)

■ 著 者 ■



山田 健 人



高 橋 真 嘉



池谷健一郎



竹形徳之