火花点火機関における希釈混合気燃焼
のサイクル変動*浜本 嘉輔^{*1}, 吉山 定見^{*1}
富田 栄二^{*1}, 李 興 虎^{*2}Cycle-to-Cycle Fluctuation in Combustion of Diluted Mixture
in Spark-Ignition EngineYoshisuke HAMAMOTO, Sadami YOSHIYAMA,
Eiji TOMITA and Xinghu LI

Cycle-to-cycle fluctuation in combustion of a lean mixture and a nitrogen-diluted mixture in a spark-ignition engine was investigated under the conditions that the fluctuations of mixture strength and charge quantity were very small. Pressure history in the cylinder was measured, and indicated mean effective pressure, rate of heat release and combustion duration were determined. The experiment was carried out under various conditions of engine speed, swirl ratio, equivalence ratio, degree of dilution of intake charge, ignition timing, and spark location. As a result, it was found that the correlation between the duration of early-stage combustion in crank angle $\theta(00-05)$ and the indicated mean effective pressure P_{mi} becomes strong, under the conditions of lean or diluted mixture, but the correlation between the two parameters is not recognized under the condition of a near stoichiometric mixture.

Key Words: Combustion, Spark-Ignition Engine, Combustion Fluctuation, Lean Burn Engine

1. まえがき

火花点火機関の熱効率向上及び排出ガス中の窒素酸化物濃度の低減のためには混合気の希薄化および排気再循環(EGR)の手段があるが、希薄化及び排気再循環率の増加に伴い燃焼のサイクルごとの変動が大きくなっていくという問題が生じる。燃焼変動は車のドライバビリティを低下させるので、希薄化及び排気再循環の程度が制限される。供給混合気を排気で希釈するのがEGRで、空気で希釈すると希薄混合気となるので、ここでは両方とも希釈混合気ということにした。

燃焼変動に関する多くの研究⁽¹⁾⁻⁽⁵⁾の結果によると燃焼変動の要因としては、混合気組成及び混合気質量、ガス流動・乱れのサイクルごとの変動が考えられている。混合気組成及び混合気質量の影響について、Martinら⁽⁶⁾は前のサイクルの残留ガスがその次のサイクルの燃焼に及ぼす影響を調べて、前サイクルの影響を変動の要因として提唱している、Hillら^(7,8)は、Tennekes⁽⁹⁾の乱れのモデルにおけるテイラーマイクロスケール中の点火点から、火炎伝播でボルテックスチューブに達するまでの時間が本質的に変動するというモデルでもって、サイクルごとの燃焼変動のメカニ

ズムを説明している。Pischingerら⁽¹⁰⁾は点火直後の火炎伝播方向は点火栓付近の乱れによって変動するという実験結果を基礎として火炎から点火電極への熱損失量の変動がその後の燃焼過程に大きな影響に及ぼしているという説を提案している。しかしWitzeら⁽¹¹⁾やBiancoら⁽¹²⁾が光ファイバプローブを用いて初期火炎の挙動を観測した実験結果からは、初期火炎の移動速度、移動方向あるいは膨張速度と、全体の燃焼期間との間にはほとんど相関がないことが示されており、初期燃焼の変動が図示平均有効圧の変動とどのように関係しているのか、明確な説明ができていない。

本研究では、前サイクルの残留ガスの影響を取り除いて、混合気組成、混合気質量の変動を極力抑えた条件において、初期燃焼期間の変動と図示平均有効圧の変動との関係について検討した。

2. 実験条件および実験方法

実験にはシリンダ径85mm、行程85mm、圧縮比4.5の水冷単気筒四サイクル火花点火機関^(13,14)を使用した。燃焼室と四つの点火位置A, B, C, Dを図1に示す。点火位置Aはシリンダ中心からの距離 $r=32\text{mm}$ のシリンダヘッド側である。B, C, Dは上死点間隙の中央部シリンダ直径上にある。Cはシリンダ中心($r=0\text{mm}$)、Dはシリンダ壁近傍($r=40\text{mm}$)、そしてBはシリンダ中心とシリンダ壁の中間点($r=21.7\text{mm}$)である。点火位置A

* 原稿受付 1995年2月16日。

^{*1} 正員、岡山大学工学部 (〒700 岡山市津島中3-1-1)。^{*2} 岡山大学大学院。

図1 燃焼室および点火位置

図2 スワール速度分布
($\eta_v=0.5$)

およびDの場合は普通の点火プラグを使用し、電極間隙が図1に示す方向になるように取り付けられている。点火位置B, Cの場合は直径2.5mmの対向棒状電極を用いた。電極間隙はいずれも0.8mmである。燃焼室は上死点にて厚さ24.5mm, 直径85mmのほぼ円筒状である。吸気弁のシュラウドの位置を β 変えることにより、ス

ワールの強さを变化させた⁽¹⁴⁾。圧縮上死点付近におけるスワールの旋回方向平均流速を、駆動運転状態にて、熱線流速計で測定した結果を図2に示す、90°間隙の4半径上での測定結果の平均値を示している。測定は体積効率 $\eta_v=0.5$ 一定、機関回転速度 $n=750-2500$ rpmであり、シュラウドの位置を $\beta=120^\circ$ (強スワール) 及び $\beta=165^\circ$ (弱スワール) の条件で行った。平均流速がC点でほとんど0, D点で最も大きく、B点ではそれらの中間の流速値となっている。

燃料にはプロパン(純度99パーセント)を使用し、バイパライザにて十分に蒸発させてから吸気管に流入させ、混合器にて空気と十分に混合させた。また、機関を電動機にて一定回転速度にて駆動し、前サイクルの残留ガスの影響を取り除くために、5サイクルに1回の割合で点火させた。A点がこの機関の標準点火位置であり、この点火位置にて、体積効率 $\eta_v=0.5$ 一定で、点火時期 θ_{ig} を20-70° BTDC、機関回転速度 n を1000-2500rpm, 当量比 ϕ を0.68-1.09, 窒素希釈率 α (希釈用窒素の量を窒素と空気との総量で除した体積割合) を0-0.27の範囲で変化させて実験を行った。また点火位置B, C, Dについては、 $\alpha=0$, $\eta_v=0.5$, $\theta_{ig}=30^\circ$ B TDC一定, $n=1000$ および2000rpm, $\phi=0.63-1.0$ の範囲で実験を行った。

各条件について55サイクル分のシリンダ内圧力を測定し、圧力測定値からサイクルごとに図示平均有効圧 P_{mi} や、熱発生量 Q を計算した。 Q は燃焼室内が均一であると仮定して求めた。熱損失率 $\dot{Q}_L$ の計算にはEichelbergの熱伝達率係数⁽¹⁵⁾を参考にして次式にて求め、 Q を補正した。

$$\dot{Q}_L = a \{ (P/P_0)(T/T_0) \}^{1/2} F (T - T_w) C^{1/3}$$

ここで、 F は燃焼室壁面積、 T_w はその表面温度で、冷却水温度プラス20°Cと等しいと仮定した。 C は平均ピストン速度、 P, T はガス圧力、温度である。 $P_0=101.1$ kPa, $T_0=273$ Kである。 a は比例定数であり、 Q の値が、燃焼終了後排気弁開までの間、一定になるように決める。 a の値は n および SR によってはあまり変わらないが、 ϕ によって変える必要があった。熱発生量の最大値にて各クランク角における熱発生量を無次元化し、これを熱発生割合 x とした。点火位置C, $n=1000$ rpm, スワール比 $SR=2.7$ ($\beta=120^\circ$), $\theta_{ig}=30^\circ$ BTDCで、 $\phi=0.68$ ($a=1.3$ kJ/(m^{2/3} s^{2/3} K)) および0.8 ($a=1.9$ kJ/(m^{2/3} s^{2/3} K)) の2つ条件の55サイクルのシリンダ内平均圧力曲線より算出した熱発生量 Q を図3に示す。熱損失が補正され、燃焼終了後の熱発生量 Q の値がほぼ一定になっている。 $\phi=0.8$ の条件の温度と圧力は $\phi=0.68$ のより高いので、熱損失が大きくなっている。測定値の

図3 熱発生量の履歴
($n=1000\text{rpm}$, $SR=2.7$, $\alpha=0$, $\theta_{ig}=30^\circ$ BTDC, 点火位置:C)

多サイクルにわたる平均値を $AV(\quad)$, 標準偏差を $SD(\quad)$, 変動係数を $CV(\quad)=SD(\quad)/AV(\quad)$ と表す。

3. 図示平均有効圧と初期燃焼期間の変動

図示平均有効圧 P_{mi} の平均値 $AV(P_{mi})$, 標準偏差 $SD(P_{mi})$, 変動係数 $CV(P_{mi})$ に及ぼす供給混合気の当量比 ϕ 及び窒素希釈率 α の影響を調べた例を図4,5に示す。

機関回転速度 n は 1000rpm 及び 2000rpm , 体積効率 $\eta_v=0.5$, 点火時期 θ_{ig} は 30° BTDC一定で, スワール比 SR を変えて実験を行っている。

供給混合気を希薄にし, また窒素による希釈率を増すほど, P_{mi} のサイクルごとの変動が大きくなる。スワールを強くすると, 乱れ強さが大きくなって, 燃焼が促進され, P_{mi} の変動係数 $CV(P_{mi})$ が小さくなる。機関回転速度 $n=2000\text{rpm}$ の場合の結果を $n=1000\text{rpm}$ の場合と比べると, 回転速度が高くなって, 乱れ強さが大きくなるにも拘わらず, $CV(P_{mi})$ が大きくなっているのは, 点火時期 θ_{ig} を一定にしているため, $n=2000\text{rpm}$ の場合の燃焼終了時期が $n=1000\text{rpm}$ の場合と比べて遅れているためである⁽¹⁴⁾。

点火位置を変え, $CV(P_{mi})$ を調べた例を図6に示す。 $n=2000\text{rpm}$, $\eta_v=0.5$, $\alpha=0$, $SR=2.14$, θ_{ig} は 30° BTDC一定で, 実験を行っている。いずれの点火位置でも, 混合気が希薄になるにしたがって, $CV(P_{mi})$ の値が増加しているが, 理論混合比に近づくと, 点火位置による変動係数の差がほとんどなくなる。点火位置の影響は希薄混合気の場合において表れる。混合比が希薄になると点火位置A, Cの場合の $CV(P_{mi})$ が特に大きくなっていく。点火位置Aは火炎伝播距離が長くて, 燃焼終了時期が遅れることが原因と考えられる。点火位置Cはスワール回転軸の領域に位置し, スワール回転軸の変動により流れが不安定となる⁽¹⁶⁾ので, シリ

図4 P_{mi} およびその変動に及ぼす ϕ の影響
($\alpha=0$, $\theta_{ig}=30^\circ$ BTDC, 点火位置:A)

ンダ壁までの火炎伝播距離が短くても, P_{mi} の変動が点火位置B, Dの場合より大きくなっているものと考えられる。すなわち, 希薄混合気条件においては, 初期の火炎の発達の変動が平均有効圧の変動に大きく影響しているようである。

初期燃焼期間として, 点火時期より, 熱発生割合 $x=0.05$ となるまでのクランク角度 θ (00-05)をとり, 点火位置Aにて, 機関回転速度 $n=1000\text{rpm}$, スワール比 $SR=1.90$, 体積効率 $\eta_v=0.5$, 点火時期 $\theta_{ig}=30^\circ$ BTDCで, サイクルごとの θ (00-05)と P_{mi} の関係に及ぼす供給混合気の当量比 ϕ の影響を調べた結果を図7に示す。

図5 Pmiおよびその変動に及ぼす α の影響
($\phi=0$, $\theta_{ig}=30^\circ$ BTDC, 点火位置:A)

理論混合比付近の $\theta(00-05)$ が短くなる条件では、 $\theta(00-05)$ がサイクルごとに変動しても、Pmiはほとんど変わらない。すなわち、両者間にほとんど相関関係が見られない。これに対して、 $\theta(00-05)$ が長くなる希薄混合気条件では、 $\theta(00-05)$ の増加に従ってPmiが減少し、両者間の強い相関関係が認められる。

初期燃焼期間の平均値 $AV[\theta(00-05)]$ と図示平均有効圧の変動係数 $CV(Pmi)$ の関係を図8に示す。初期燃焼が長い条件(全燃焼期間も長くなる)ほど、Pmiの変動係数が大きくなっている。これは体積効率 $\eta_v=0.5$ 、点

図6 $CV(Pmi)$ に及ぼす点火位置の影響
($n=2000$ rpm, $SR=2.14$, $\alpha=0$, $\theta_{ig}=30^\circ$ BTDC)

図7 $\theta(00-05)$ とPmiの相関
($n=1000$ rpm, $SR=1.9$, $\alpha=0$, $\theta_{ig}=30^\circ$ BTDC, 点火位置:A)

火時期 θ_{ig} は 30° BTDC一定で、点火位置を変えて、機関回転速度 n 、混合気の当量比 ϕ 、 N_2 希釈率 α 及びスワール比 SR を変えて行った実験結果である。 $AV[\theta(00-05)]$ と $CV(Pmi)$ の関係は点火位置、回転速度、スワール比、当量比によらず同じになっていることがわかる。

$\theta(00-05)$ とPmiの相関係数 $CR[\theta(00-05), Pmi]$ と初期燃焼期間の平均値 $AV[\theta(00-05)]$ の関係を図9に示す。点火位置A, B, C, Dにて、 η_v , θ_{ig} は一定で、 α , ϕ , n , SR の種々の条件で行った実験結果である。 $AV[\theta(00-05)]$ が長くなるような条件では、 $\theta(00-05)$ とPmiの間に強い負の相関がみられるが、 $AV[\theta(00-05)] \approx 25^\circ$ 付近になる条件では両者間にほとんど相関関係が見られない。図9で、 $n=1000$ rpmの場合、 $AV[\theta(00-05)]$ が 20° 以下のところで、 $\theta(00-05)$ とPmiの間に、比較的強い正の相関関係がみられる。これは燃焼が早くなるほど負の仕事が増し、平均有効圧が減少してい

図8 CV(Pmi)とAV[$\theta(00-05)$]の相関
($\theta_{ig}=30^\circ$ BTDC)

図9 AV[$\theta(00-05)$]とCR[$\theta(00-05)$, Pmi]の相関
($\theta_{ig}=30^\circ$ BTDC)

ることを示しており、この条件での点火時期が早過ぎたためにみられた現象である。本研究では、電動機で機関を駆動しながら、広い範囲の条件で燃焼実験を行っているので、このような現象があらわれるが、実用的な運転条件では $\theta(00-05)$ とPmiの間に正の相関関係がみられることはないであろう。

AV[$\theta(00-05)$]は点火時期からのクランク角度で表しているの、点火時期 θ_{ig} の異なる条件で行った実験結果は図9に示した関係とずれてくる。そこで、 $\theta(00-05)$ とPmiの相関関係を熱発生割合 $x=0.5$ となる上死点後クランク時期の平均値AV[$\theta(x=0.5)$]に対してプロットすると図10のようになる。これは体積効率一定で、点火位置、 θ_{ig} 、 α 、 ϕ 、 n 、SRの種々の条件で行った実験結果である。初期燃焼の変動がPmiの変動の原因となっているか否かが問題であるが、理論混合比付近の混合気のように、燃焼が早い時期に行われる条件、すなわち、 $x=0.5$ が早い時期に表れる条件では $\theta(00-05)$ とPmiの相関関係がほとんど認められない。このような条件では初期の火炎発達が遅れても、その後急速な燃焼が行われたり、またその逆のケースが生じたりするのであろう。それに対して、燃料希薄な混

図10 AV[$\theta(x=0.5)$]とCR[$\theta(00-05)$, Pmi]の関係

合気やEGRのような希釈混合気，すなわち燃焼期間が長くなって， $x=0.5$ が上死点後の遅い時期に表れるような燃焼条件では， $\theta(00-05)$ と P_{mi} の間に強い相関がみられる．この場合には初期の燃焼が早ければ，その後の燃焼も早く，逆転することが少ないことを示している．

$n=1000\text{rpm}$ ， $\theta_{ig}=30^\circ$ BTDC， $SR=1.90$ ， $\alpha=0$ ，点火位置Aにて，当量比 ϕ を1.0と0.68の2条件で行った実験のサイクルごとの熱発生割合の変動状態を図11に示す．またそれぞれの条件で $\theta(00-05)$ の値とそれに続く燃焼期間 $\theta(05-90)$ の値の関係を図12に示す． $\phi=0.68$ では，初期燃焼期間 $\theta(00-05)$ とそれに続く燃焼期間 $\theta(05-90)$ の間に強い相関がみられるが， $\phi=1.0$ では，両者の間に相関関係がみられない．すなわち，前述のように $\phi=1.0$ では初期燃焼が遅くても，その後の燃焼が早いケースとか，そうでないケースが混ざっているのであろうことが分かる．

4. あとがき

前サイクルの残留ガスを除き，混合気の組成及び量をできるだけ一定にした条件でサイクルごとの図示平均有効圧の変動について調べた．得られた主な結果は次の通りである．

(1)供給混合気の組成および量のサイクルごとの変動を極力抑制しても，混合気を希薄化あるいは N_2 希釈の程度を大きくしていくと図示平均有効圧 P_{mi} の変動が大きくなる．

(2) P_{mi} の変動は初期燃焼期間 $\theta(00-05)$ の増加とともに大きくなる．点火時期一定の場合，点火位置，回転速度，スワール比，当量比の種々の条件で， P_{mi} の変動係数と $\theta(00-05)$ の平均値の間には一定の関係がある．

(3) $\theta(00-05)$ と P_{mi} の相関係数は50%燃焼時期が遅い場合には大きい，早い場合には両者間に相関が認められなくなる．すなわち，十分に希薄あるいは希釈された混合気条件では，初期燃焼と図示平均有効圧との間には強い相関があるが，理論混合比付近の条件では両者の相関はほとんどない．

本研究の一部は，(財)岡山工学振興会の研究助成を受けて実施した．ここに記して謝意を表す．

参考文献

- (1) Patterson, D.J., SAE Paper 660129(1966).
- (2) 金, 機論, 33-256(昭42), 2009.
- (3) Barton, R.K., Kenemuth, D.K., Lestz, S.S. and Meyer, W.E., SAE Paper 700488(1970).
- (4) 浜本・脇坂・大西, 機論, 47-417(昭56-5), B編, 887.

図11 熱発生割合
($n=1000\text{rpm}$, $SR=1.9$, $\alpha=0$, $\theta_{ig}=30^\circ$ BTDC, 点火位置:A)

図12 $\theta(00-05)$ と $\theta(05-90)$ の関係
($n=1000\text{rpm}$, $SR=1.9$, $\alpha=0$, $\theta_{ig}=30^\circ$ BTDC, 点火位置:A)

- (5) Winsor, R.E. and Patterson, D.J., SAE Paper 730086(1973).
- (6) Martin, J.R., Plee, S.L. and Remboski, D.J., SAE Paper 880201(1988).
- (7) Hill, P.G., Combustion and Flame, 72(1988), 73.
- (8) Hill, P.G. and Kapil, A., Combustion and Flame, 78(1989), 237.
- (9) Tennekes, O.H., The Physics of Fluids, 1968, 11., 669.
- (10) Pischinger, S. and Heywood, J.B., SAE Paper, 900021(1990).
- (11) Witze, P.O., Hall, M.J., and Bennett J.M., SAE Paper, 900023(1990).
- (12) Bianco, Y., Cheng, W.K. and Heywood, J.B., SAE Paper 912402(1991).
- (13) 浜本・富田・三葉, 機論, 53-491(1987), B編, 2226.
- (14) 浜本・富田・佐藤・片岡, 自技論, NO.44, (1990), 28.
- (15) 長尾, 内燃機関講義(上巻), (1977), 41, 養賢堂発行.
- (16) Le Coz, J.F., SAE Paper, 920517(1992).