直接噴射式ディーゼル機関の二段噴射化による基本燃焼特性の変化*

岩崎 浩二^{*1}, 荻原 五郎^{*2}, 新井 雅隆^{*2}

Effect of Two-stage Injection on Fundamental Combustion Characteristics of DI Diesel Engine

Kouji IWAZAKI^{*3}, Goro OGIWARA and Masataka ARAI^{*3} Gunma University, 1-5-1 Tenjin, Kiryu, Gunma, 376-8515 Japan

Combustion characteristics and engine performances of a two-stage injection DI diesel engine were experimentally investigated. Two-stage injection was achieved by using two injection pumps. Injection timing and fuel allocation ratio between first and second injection were widely controlled. Engine performance of a two-stage injection diesel engine was compared with that of a single injection diesel engine with early timing injection. The heat release rate was analyzed to understand the combustion phenomena in a two-stage injection diesel engine. As a result, NO emission of two-stage injection diesel engine was improved when the first injection timing is early. The various pattern of heat release rate appeared with the change of a fuel allocation ratio. It was greatly affected by the first injection spray impinged on the cylinder wall or the piston top. The trade-off tendency between NO and smoke was influenced by the fuel allocation ratio of sub-injection pump was high.

Key Words: Internal Combustion Engine, Diesel Engine, Combustion, Exhaust Emission, Two-Stage Injection

1. 緒 言

ディーゼル機関の排出ガス特性を支配する要因の一つに混合気形成過程が考えられ、これを制御して燃焼改善を行うことが試みられている。圧縮行程中期に燃料噴射を行い希薄予混合気を形成し、圧縮着火させる希薄予混合圧縮着火方式では、NO_xと黒煙の大幅な低減が可能であることが確認されている⁽¹⁾。しかし、高負荷での運転が行なえず、また、HCやCOの排出量が高いなどの問題点がある。これらの問題点の解決手法として、燃料の一部を早期に投入する希薄予混合圧縮着火方式と多段燃料噴射を組み合わせた予混合多段燃焼方式があげられ⁽²⁾、これまでに複数ノズルを用いた研究⁽²⁾や、EGRシステムと含酸素燃料を組み合わせた手法⁽³⁾、キャビティ形状の変更による二段燃焼の最適化⁽⁴⁾などが試みられている。しかし、燃料噴射間隔や燃料投入量を変化させたことによる機関特性への影響を広範囲に調査した報告⁽⁵⁾は少ない。また、圧縮行程中期に噴射され、キャビティの外に供給される燃料噴霧とピストンの位置関係についての検討も不十分である。

噴射を二段化することは上記の予混合多段燃焼方式以外にパイロット噴射としても行われているが、それぞれの方式に

おける一段目の噴射意図は異なっている。したがって、種々の組み合わせの多段噴射についてその基本燃焼特性を統一的に把握することは、今後の多段噴射機関の開発にとってまず必要なことと思われる。そこで、本研究では二段噴射式ディーゼル機関において、その燃料噴射の時期、間隔、一段目と二段目の燃料分配率を広範囲に変化させ、機関特性と燃焼特性への影響を調べた。

Fig.1 Experimental apparatus

* 原稿受付 1999年7月8日。

^{*1} 群馬大学大学院 (〒376-8515 桐生市天神町1-5-1)。^{*2} 正員, 群馬大学工学部。

E-mail: arai@me.gunma-u.ac.jp

Table 1 Engine specifications

Engine type		4-stroke OHV 2-valve
Combustion type		D.I. diesel
Cylinder	Number	2
	Bore	90 mm
	Stroke	100 mm
Displacement		636×2=1272cc
Top clearance		2 mm
Cavity	Diameter	60 mm
	Depth	7 mm
	Volume	19.8 cc
Compression ratio		18.0
Intake swirl		S=0.1
Cooling type		Water cooled
Injection pump		Bosch type ×2
Nozzle	Type	Hole nozzle, 5holes
	Opening pressure	20 MPa

Fig.2 Layout of nozzle and cavity

Injection timing and impingement points			
60°BTDC	40°BTDC	20°BTDC	TDC
0/5	2/5	4/5	5/5
Sprays in cavity			

Fig.3 Spray impingement points

2. 実験装置および方法

実験装置の概略を図 1 に、使用したエンジンの諸元を表 1 に示す。今回使用した機関は直接噴射式二気筒水冷四ストローク OHV ディーゼル機関であり、副燃焼室式のディーゼル機

Table 2 Test conditions

Engine speed	1200rpm
Cooling water temp.	75±3°C
Injection timing	$\theta_{injM} = \text{TDC}$
	$\theta_{injS} = 150\text{deg BTDC} \sim 10\text{deg ATDC}$
Injection quantity	20mm ³ /st·cyl (λ = 3.0)
Fuel allocation ratio	$\alpha_F = \frac{q_{injS}}{q_{injM} + q_{injS}}$
	$\alpha_F = 0, 0.25, 0.50, 0.75, 1$

関を直接噴射式ディーゼル機関に改造したものである。このため、シリンダ内スワールは $S=0.1$ と非常に低く、燃料と空気の混合は燃料噴霧の初期流動や噴霧とピストンの位置関係によって決定される。ここではこの特性を生かし、スワールなどの影響の無い場合の噴霧の動きと初期燃焼の関係等に注目して燃焼状態を解析することにした。

燃料噴射を二段にするために主噴射用と副噴射用の二台の噴射ポンプを用い、それぞれの送油管を接続して一つのノズルから二段噴射を行った。副噴射用のポンプはプーリを介して噴射時期を自在に変えられる配置とした。機関特性の比較は NO と Smoke の排出ガス特性、熱発生率および燃料消費率で行った。ただし、燃料消費率については筒内圧力線図より求まる図示燃料消費率(ISFC)を採用している。

前述した通り、試験機関は副室式機関を直接噴射式機関に改造したものであるため、図 2 に見られるようにノズル中心、ピストンキャビティ中心、シリンダ中心にズレが生じている。また、キャビティは深さ 7mm のパンケーキ形とし、噴霧とキャビティ形状の最適化は行っていない。各噴射時期におけるピストンまたはシリンダ壁面上の噴霧の衝突点の位置は図 3 のようになる。図 3 では 5 本の噴霧のうちキャビティ内に衝突する噴霧を 2/5 のように分数で表示している。早期噴射では噴霧はシリンダ壁面に衝突する割合が高く、噴射時期を 54°BTDC より遅らせることにより初めてキャビティ内に衝突するようになる。

実験は機関回転数を 1200rpm で一定に保ち、一気筒一サイクル当たりの総燃料噴射量は 20mm³/st(空気過剰率 λ=3.0)とした。実験条件を表 2 に示す。燃料噴射を二段化するには次式で定義される副噴射の燃料分配率(Fuel allocation ratio) α_F を変化させた。

$$\alpha_F = \frac{q_{injS}}{q_{injM} + q_{injS}}$$

ここで、 q_{injM} は主噴射における燃料噴射量、 q_{injS} は副噴射における燃料噴射量である。

また、前述したように試験機関はスワール比が極めて低く、更に噴霧とキャビティ形状の最適化を行っていない。このため、燃料の壁面への付着が多くスワール比を 1.6 まであげても燃焼後期の燃焼改善が行えず、Smoke の排出量と燃費率が

Fig.4 Effect of injection timing of single injection on R.O.H.R.

非常に高い値となっていた。このことから、本研究ではスワール比が低いままで実験を行い、スワールによる影響の少ない着火遅れや熱発生率の最大値に注目した検討を主目的とし、排出ガス特性と燃費率については相対比較のみとする。

3. 実験結果および考察

3.1 燃料噴射ポンプおよび早期噴射と排出ガス特性の関係

まず、二台の燃料噴射ポンプを個別に使用した単段噴射の場合の熱発生率を比較した。図4は燃料噴射圧力波形と熱発生率の結果であり、斜線部分は燃料噴射が行われている期間である。主噴射ポンプによるTDC噴射の場合が(a)であり、(b)から(f)は副噴射ポンプにより噴射時期を変えた結果である。熱発生率をみると(a)、(b)、(c)については噴射の開始前から熱発生率が負になっている。これは熱発生率の算出の際の熱損失の見積もり誤差と思われるが、種々の条件の熱発生率を比較するため個々の熱発生率の計算では修正を行わなかった。

図中(a)と(c)は同一噴射時期であるが、噴射期間や送油率は噴射ポンプにより異なっている。主噴射ポンプを使用した(a)の場合は副噴射ポンプによる(c)の噴射に比べて噴射期間が若干長い。このような噴射特性から(a)では燃料噴射率が低くなり着火遅れが長くなった結果、(c)の場合よりも予混合燃焼が発達している。

Fig.5 Injection pattern of fuel and its allocation ratio

Fig.6 Effect of fuel allocation ratio on engine performances

副噴射ポンプによる噴射時期を(b)から(e)へと早めていくと予混合燃焼が発達していく。また、(e)では早期着火と急激な予混合燃焼が見られる。しかし、(f)まで早めると早期着火は見られるが逆に予混合燃焼が抑えられ、熱発生も全体的に少なくなる。この条件では噴射時期が54°BTDC以前であるため図3で示したように燃料噴霧はキャビティの外に衝突する。すなわち、5本の噴霧ともピストン頂部かシリンダ壁に直接衝突する。したがって、噴霧が衝突するまでの距離は長くなり噴霧の先端速度も減少するため、壁面衝突による混合促進効果は少なくなる。また、壁面に付着する燃料もキャビティ内に衝突する場合に比べて増加すると思われる。さらに、シリンダ壁面に衝突した燃料は、壁面温度が低いため蒸発しにくい傾向にある。このような現象の複合効果として(f)では予混合燃焼が抑えられたものと考えられる。一方、(e)の場合は2本の噴霧はキャビティ内に衝突していて、この噴霧により

Fig.7 Effect of fuel allocation ratio and injection timing on R.O.H.R.

形成された予混合気が予混合燃焼の主体となっていると考えられる。

3・2 二段化による燃焼特性と排出ガス特性の変化 燃料噴射を二段化し燃料分配率(α_F)を変化させた場合の燃料消費率と排出ガス特性を調べた。噴射時期は図5に示したとおり主噴射時期(θ_{injM})をTDCに固定し、副噴射時期(θ_{injS})を変化させた。結果を図6に示す。NOの値が全体的に低くSmokeが全体的に高いのは使用した機関がスワールによる混合効果の無い機関であるためである。また、 $\alpha_F=0$ (図中●)は図4(a), $\alpha_F=1$ (図中■)は図4(b)から(f)に対応した結果である。

$\alpha_F=1$ において噴射時期を10°BTDCまで早めていくと燃費は改善されるがSmokeは増加する。さらに噴射時期を早めるとNOとSmokeにトレードオフの関係が見られ、これは図4における予混合燃焼の割合に依存している。噴射時期が40°BTDCを越えるとNOとSmokeはともに改善されるが燃費は急激に悪化する。これは前述したとおり噴霧がピストン頂部やシリンダ壁に衝突すると未燃の燃料が増大して機関性能が低下していることを示している。

燃料噴射を二段化した場合には θ_{injS} が20°BTDCを境にして傾向が異なる。すなわち、 θ_{injS} がTDCから20°BTDCの間では噴射の二段化によりSmokeは若干改善されるが燃費は悪化する。一方、20°BTDCから40°BTDCの間では二段化によりNOは改善されるがSmokeと燃費は悪化する。

θ_{injS} と α_F を変えた場合の熱発生率の概要を図7に示す。副燃料噴射量(q_{injS})が少ない二段噴射($\alpha_F=0.25$)で θ_{injS} が遅い条件($\theta_{injS}=20^\circ\text{BTDC}$)では着火は主噴射後に発生し、主噴射と副噴

射の燃料が一体化された燃焼状態となるが、予混合燃焼はほとんど見られない。 θ_{injS} を早めていくと $\theta_{injS}=60^\circ\text{BTDC}$ では熱発生率に予混合燃焼と見られるピークが発生する。しかし、 $\theta_{injS}=150^\circ\text{BTDC}$ ではピークが再び見られなくなる。

q_{injS} が多い二段噴射($\alpha_F=0.75$)では θ_{injS} を早めるにつれて予混合燃焼が活発化する。また、初期の予混合燃焼と拡散燃焼の部分が分離する傾向にある。 $\alpha_F=0.5$ の場合、 θ_{injS} の遅い条件($\theta_{injS}=20^\circ\text{BTDC}$)では $\alpha_F=0.25$ と0.75の両者の中間の傾向を示し、 θ_{injS} が早い条件では予混合的なピークは見られず噴射時期による影響を受けなくなる。

$\theta_{injS}=60^\circ\text{BTDC}$ に固定して α_F に対する燃焼の変化を見ると $\alpha_F=1.0$ では前述したとおり噴霧がピストン頂部やシリンダ壁面に直接衝突するために特異な燃焼形態を示しているが、 $\alpha_F=0.75$ では早期燃料噴射量が多いためにディーゼルノックが発生し機関回転数と出力がばらつくため、データの取得ができなかった。また、 $\alpha_F=0.25$ では前述したとおり副噴射による予混合気と主噴射による噴霧が一体化された燃焼状態が見られた。これは $\alpha_F=0.25$ の場合では q_{injS} の減少とともに噴霧の到達距離も短くなり、ピストン頂部やシリンダ壁面への直接衝突がさほど問題にならないが、早期噴射の絶対量が少なく早期着火が発生しなかったものと思われる。

図8は燃料噴射時期と筒内の空気過剰率が変化したときの着火遅れへの影響を示したものである。図中(a)は実験条件 $\alpha_F=0.25$ で $\theta_{injM}=\text{TDC}$, $\theta_{injS}=20^\circ\text{BTDC}$ での筒内圧を示し、(b)は同条件における圧力履歴から求めた熱発生率と筒内温度の履歴である。また、高圧下において推定されるディーゼル軽

油の自己着火温度⁶⁾を示してある。自己着火温度の推定値と筒内温度履歴から判断すると、図 8 の(b)にみられるように実験機関の筒内温度がディーゼル軽油の自己着火温度になるクランク角度はおよそ 30°BTDC と推定された。また、種々の条件の早期噴射を行っても圧縮行程中の圧力履歴に大きな変化がなく、一段目の燃料噴射量と噴射時期を様々に変化した場合でも 30°BTDC 付近が筒内が燃料の着火温度に達した時期と見られるので、この時期は一定として考察を行う。(c)は噴射開始時期と、その噴射された燃料が噴射期間および壁面への付着を無視して瞬時に筒内に均一に拡散したと仮定した場合の空気過剰率、および熱発生率から求められる着火遅れを(a)や(b)と同様のクランク角基準で示したものである。

筒内温度が自着火温度到達後に一段目の燃料噴射を行う条件で一段目の噴射量が少ない条件(c)-1 (a)と(b)に対応し $\theta_{injS}=20^\circ\text{BTDC}$ となる条件)では、着火は二段目の燃料噴射後になった。しかし、一段目の燃料噴射量を(c)-2 まで増加すると早期着火が発生した。このことから、自己着火温度に達している筒内への噴射であっても一段目の燃料噴射量が少ない条件では、燃料の拡散後の空気過剰率が高い値 ($\lambda=12.0$) となるため、早期着火できないものと考えられる。

自着火温度到達前に一段目の燃料噴射を行うと、(c)-4 ($\theta_{injS}=40^\circ\text{BTDC}$) に見られるように $\alpha_F=0.5$ でも着火は二段目の噴射直後まで起こらず、図中(c)-5 のように更に一段目の燃料噴射量を増加 ($\alpha_F=0.75$) させないで早期着火は起こらなかった。また、更に一段目の燃料噴射時期を進めることにより燃料噴射から筒内が自己着火温度に達するまでの間隔を長くすると ((c)-6, $\theta_{injS}=60^\circ\text{BTDC}$)、筒内の空気過剰率の平均値が二段目の燃料噴射直後に着火していた(c)-4 と同じ値であっても、着火は 8°ATDC まで遅れることがわかった。

以上のことから、一段目の燃料噴射時期から自着火温度到達時期までの間隔が長くなると、一段目の噴射量が多い条件であっても燃料の拡散が促進されるために筒内の燃料濃度が希薄となり、早期着火は起こらなくなる。また、早期着火の起こらない条件でも一段目と二段目の燃料噴射の間隔を長くすると、着火は遅くなる。

3.3 熱発生率と機関特性におよぼす燃料分配率の影響 熱発生率から図 9 に示す着火遅れ、熱発生率の最大値、燃焼期間を読み取った。着火遅れは一段目の燃料噴射開始から熱発生率が正に転じた時点までとし、燃焼期間は熱発生率が正に転じた時点から拡散燃焼のパラツキの中心が 0 になった時点までとした。また、熱発生率の最大値については予混合燃焼や拡散燃焼に関わらず、燃焼期間中の熱発生率の最大値とした。図 10 と 11 に求めた熱発生率特性と燃料消費率および排

Fig.8 Effect of injection timing and excess air ratio on ignition delay

Fig.9 Parameters of combustion characteristics

出ガスの関係を示す。 $\alpha_F=1.0$ はそれぞれの噴射時期に対応した副噴射ポンプのみによる結果、また、 $\alpha_F=0$ は主噴射ポンプによる TDC 噴射の結果である。

図 10 に示した副噴射時期の遅い条件($\theta_{injS}=20^\circ\text{BTDC}$)では熱発生率の最大値は $\alpha_F=1.0$ の場合が大きい。着火遅れは $\alpha_F=0.25$ の場合に長くなり、そこでは着火が主噴射の後で行われている。また、燃焼期間は $\alpha_F=1.0$ の場合に長いことを除けば α_F による変化はほとんどない。排出ガス特性は α_F による影響を受けず、燃費については二段化により悪化する。

図 11 に示した θ_{injS} の早い条件($\theta_{injS}=40^\circ\text{BTDC}$)では $\alpha_F=0.5$ で着火遅れは長くなり、かつ燃焼期間が短くなる。また、この条件では $\alpha_F=1.0$ に比べ熱発生率の最大値も低くなる。 α_F の減少に従い予混合燃焼の割合は図 7 のように減少しこれに伴ない NO は減少するが、筒内のスワールが低いために Smoke は悪化する。

Fig.10 Effect of fuel allocation ratio on engine performances and R.O.H.R. ($\theta_{injS}=20^\circ\text{BTDC}$)

次に $\alpha_F=0.25$ で一定とし θ_{injS} を変化させた場合の燃費と排出ガス特性および燃焼特性への影響を図 12 に示す。この条件では着火遅れは副噴射時期を進ませると長くなり、着火が主噴射後に発生することを示している。また、NO は全体的に低く Smoke は早期噴射にともなう若干改善する方向にある。図より、 $\theta_{injS}=60^\circ\text{BTDC}$ における熱発生率の最大値の増大が確認でき、そこでは燃焼期間は長いが燃費は低くなる。さらに噴射時期を早めた $\theta_{injS}=100^\circ\text{BTDC}$ では排出ガス特性に変化は見れないが、燃焼期間が短くなり燃費は再び悪化する。

3.4 燃料分配率と着火に関する考察 早期噴射では図 3 から明らかなように投入された燃料のほとんどはシリンダ壁面に衝突し、Smoke や HC の原因となると思われる。特に $\theta_{injS}=60^\circ\text{BTDC}$ では燃料噴霧はシリンダ壁面またはシリンダとピストン頂部の接する隅部に衝突し、3.2 節で述べたとおり予混合気の形成が遅れる。また、その絶対量は燃料分配率とともに変化する。

その結果、図 12 に示したように $\alpha_F=0.25$ では予混合気量が少なく希薄であるため早期着火は起きない。また、図 7 の $\theta_{injS}=60^\circ\text{BTDC}$ に示したように $\alpha_F=0.75$ では燃焼が不可能になり、 $\alpha_F=1.0$ では一部の燃料のみ早期着火の予混合気として燃焼したと考えられる。しかし、さらに燃料噴射時期を早めた条件では燃料が壁面に付着してから着火に到るまでに十分な蒸発時間が与えられるため、 $\alpha_F=0.25$ においても着火後の燃焼時間が短縮されたもの(図 12)と考えられる。また、図 7 の熱発生率から判断して早期に噴射された燃料がその絶対量が少な

Fig.11 Effect of fuel allocation ratio on engine performances and R.O.H.R. ($\theta_{injS}=40^\circ\text{BTDC}$)

く過度の拡散を受け燃焼に関与しなくなった可能性もある。

したがって、 $\theta_{injS}=60^\circ\text{BTDC}$ の燃焼状態を特徴づけるものはシリンダとピストン頂部の接する隅部に形成された混合気の濃度と絶対量、および混合気の着火遅れの三者であるといえる。図 12 に示したように $\alpha_F=0.25$ では早期噴射の絶対量が少ないため着火遅れは早期噴射とともに長くなり、いずれにせよ主噴射が行われてから着火する。一方、図 6 に示した $\alpha_F=1.0$ の場合には早期噴射の絶対量が多いため、その燃料自体による早期着火が発生するが、前述したとおり未燃燃料も増加する。これは、実験で使用した機関ではスワール比が $S=0.1$ と極端に低く筒内空気流動による噴霧蒸発の促進効果がほとんど無いため、早期噴射の時期や噴射量の影響が明確に現れたものと考えられる。

3.5 燃料噴射の二段化による排出ガストレードオフ特性と燃焼改善に関する考察 図 13 に副噴射時期をパラメータとした NO と Smoke のトレードオフ特性を示す。図中の数字は θ_{injS} を示す。図より $\alpha_F=0.75$ では $\alpha_F=1.0$ の場合と同様に一般的なトレードオフ特性を示す。しかし、 α_F を小さくすると θ_{injS} による NO の変化量が小さくなり、 θ_{injS} をパラメータとした NO と Smoke のトレードオフ特性を示さなくなる。

一般に、スワール比を上げると拡散燃焼時の混合が促進されて Smoke が改善されるが NO が悪化することが知られている。今回の実験結果では、二段噴射により単段噴射時に比べて NO が低減されているが Smoke の改善は行われていない。これは、使用した機関のスワール比が $S=0.1$ と低くまた燃焼

室形状と噴霧の最適化も行われていないため、拡散燃焼の際の空気導入が不十分であったためと考えられる。このことから、燃料噴射を二段化したディーゼル機関でも膨張行程において何らかの燃焼促進を図れば、NO の排出の少ない二段噴射の特性を生かしつつ Smoke の悪化を防ぐことができると考えられる。

また、このような結果を総合的に判断すると、 $\alpha_F=0.25$ の場合のように早期噴射の燃料量を制限して早期噴射の噴霧自体による早期着火を防止し、早期噴射された燃料を主噴射の燃料とともに TDC 後に一体化させて燃焼させることができれば、二段噴射による燃焼改善を行うことが可能と思われる。

4. 結 言

二段噴射を用いた低スワールの直接噴射式ディーゼル機関において、その燃料噴射時期と燃料分配率を変化させ出力、排出ガス、燃焼特性を調べた結果、以下の結論を得た。

- (1) 一段目の燃料噴射が遅い条件では、一段目の燃料噴射量が少なく着火は主噴射後に行われる。また、燃料噴射の二段化により燃料消費率が悪化するが、NO と Smoke は変化しない。
- (2) 一段目の燃料噴射が早い条件では、一段目の燃料噴射時期が遅い条件に比べて更に一段目の燃料噴射量を増加しなければ早期着火は起こらない。また、単段早期噴射で悪化する NO を燃料噴射の二段化により改善できる。
- (3) 燃料噴霧がシリンダ壁面やピストン頂部に衝突するような副燃料噴射時期では、燃料分配率により早期噴射された燃料と主噴射の燃料が一体化されて燃焼する条件、運転不可能な条件、早期噴射による予混合燃焼の行われる条件が存在する。
- (4) 燃料噴射を二段化しても早期噴射の燃料分配率が大きい条件では NO と Smoke のトレードオフ特性が見られた。しかし、燃料分配率を小さくすると副燃料噴射時期を変化させても NO と Smoke はトレードオフ特性を示さなくなる。

謝辞

本研究を行うにあたり石川島芝浦機械株式会社のご協力を頂いた。また、本研究をまとめるにあたり天谷賢児助教授から多くのアドバイスを、実験データの取得の際には本学学生朝岡延豪君の協力を得た。ここに記して感謝の意を表す。

Fig.12 Effect of injection timing on engine performances and R.O.H.R. ($\alpha_F=0.25$)

Fig.13 Effect of fuel allocation ratio on exhaust gas trade-off curve

文 献

- (1) 武田, 中込, 新村, 機論, 62-599, B(1996), 2887-2894.
- (2) 武田, 新村, 機論, 61-590, B(1995), 3504-3511.
- (3) 横田, ほか 3 名, 第 14 回内燃機関シンポジウム講演論文集(1997), 595-600.
- (4) 小川, 宮本, 日本機械学会研究協力部会 RC151 研究報告書(1999), 68-75.
- (5) T.C.Tow, D.A.Piepont and R.D.Reitz, SAE Paper, No.940897(1994), 201-215.
- (6) 廣安, わかる内燃機関, 日新出版株式会社, 1990, 60.