小形ディーゼル機関の過渡運転時における ピストン燃焼室壁面温度と排気の推移特性*

Iman K. REKSOWARDOJO^{*1}, 北村 融^{*2}, 小川 英之^{*3}
宮本 登^{*3}, 榎本 良輝^{*4}

Exhaust Gas Emissions and Piston Wall Temperature under Transient Operation in a Small Diesel Engine

Iman K. REKSOWARDOJO, Toru KITAMURA, Hideyuki OGAWA,
Noboru MIYAMOTO and Yoshiteru ENOMOTO

Diesel combustion and exhaust gas emissions under transient operation (when fuel amounts abruptly increased) were investigated under a wide range of operating conditions by using a newly developed gas sampling system. The relation between gas emissions and piston wall temperatures was also investigated. The results indicated that NO_x, THC and smoke showed transient behavior after the start of acceleration before reaching the steady-state condition. Of the three gases, THC was most affected by piston wall temperature; its concentration decreased as the wall temperature increased. Criteria cycle numbers, at which gas concentration reached a steady-state value after the start of acceleration, were about 1.2 times the cycle constant (τ^*) of the piston wall temperature for THC, and 2.3 times in the case of smoke. A slight increase in NO_x concentrations immediately after the start of acceleration resulted in increased premixed ROHR. This was caused by a temporary increase in ignition lag under increased wall temperatures.

Key Words: Diesel Engine, Combustion Phenomena, Pollutant, Transient Operation, Wall Temperature

1. 緒 言

ディーゼル機関においては、定常状態はもとより、過渡状態での運転頻度も高いことから、その際の燃焼・排気に関してこれまでいくつかの研究がなされてきており^{(1)~(3)}。著者らも小形 IDI 機関あるいは比較的シリンダ径の大きな DI 機関における加速運転時の燃焼・排気特性について報告した⁽⁴⁾⁽⁵⁾。その中で過渡運転時における THC などの排気推移特性に対しては、燃焼室壁面の温度推移が大きく関与していることが推察された。

本論文では、サイクルオーダでの排気採集装置を改めて試作し、燃料がステップ状に増加した際の過渡あるいは加速運転時における小形 DI ディーゼル機関の燃焼・排気特性を解明すると同時に、それとピストン燃焼室壁面温度との関連について系統的な検討を行った。

以下、本研究で得られた結果について詳述する。

* 原稿受付 1995 年 2 月 24 日。

^{*1} 正員, 北海道大学大学院 (〒060 札幌市北区北 13 条西 8 丁目)。

^{*2} 北海道大学大学院。

^{*3} 正員, 北海道大学工学部。

^{*4} 正員, 武蔵工業大学工学部 (〒158 東京都世田谷区玉提 1-28-1)。

2. 実験装置および方法

2・1 供試機関および運転条件 供試機関は横形、水冷、単気筒四サイクル直噴式ディーゼル機関である。表 1 にその主要諸元を示す。

実験では、原則として回転速度 1 180 rpm, 燃料噴射時期 7°CA BTDC, 冷却水温度 80°C において加速前当量比 0.27 (正味平均有効圧 0.2 MPa に対応) の低負荷定常状態から当量比 0.69 (平均有効圧 0.65 MPa に

Table 1 Details of the tested engine

Engine name	YANMAR NFD-13
Type	Direct injection
Bore	92 mm
Stroke	96 mm
Stroke volume	638 cc
Compression ratio	17.7
Rated output	8.58 kW/2600 rpm
Swirl ratio	2.4
Injection nozzle	YDDL150P264FO (4 holes)
Nozzle hole diameter	0.26 mm
Nozzle opening press.	30.0 MPa

対応)まで燃料噴射量のみをステップ状に増加させて機関の過渡あるいは加速運転を行い、加速開始後約10 000 サイクル(最大)までの燃焼・排気推移を測定した。今回の過渡運転では、排気特性等に対する燃料噴射量急増の影響をより明確に把握することを主眼としたため、動力計の自動調整により回転速度の変化は極力抑えた。

運転条件として、加速時の燃料噴射量、燃料噴射時期、回転速度のほかに、特にピストン壁面温度を大幅に変えるために、冷却水温度を変えた。

ピストンキャビティは、開口径 50.5 mm のトロイダル形であるが、図 1 に○印および●印で示す燃焼室表面から 0.5 mm の位置に J 形熱電対(線径 0.15 mm)を設置した。なお、図 1 中の●印の点における温度を算術平均して壁面温度とした。ピストンからの熱電対

Fig. 1 Position of thermocouples in piston

Fig. 2 Gas sampling and temperature measuring system

リード線は、クランク機構とは別の試作リンクを介して機関外部へ取り出した。その略図を図 2 に示す。なお、本実験での供試燃料は JIS 2 号軽油であり、その主要諸元を表 2 に示す。

2・2 排気採取方法 排気採集は、図 2 に示すように、開閉時期と期間の制御可能な電磁弁とテドラーバックとからなる装置を排気管に装着することにより行った。電磁弁の制御は、燃料噴射ポンプのラック端に取付けたフォトランジスタからのトリガ出力をサイクルカウンタ回路(遅延回路を含む)へ入力し、その出力によって行った。これにより、加速開始時点からの任意の時期および期間(最小 1 サイクル)における排気の採集が可能であるが、本実験では、ガス分析に必要な所定のガス量採集のため、採集期間を 2 サイクル相当分に設定した。

排気採集用電磁弁とは別に、排気管にバタフライ弁を装着して排気管の開閉を行った。両者の作動については、前者の開弁開始後若干遅れて後者の閉弁を開始し、逆に前者の閉弁開始後若干遅れて後者の開弁を開始される。テドラーバックに採集した排気は、既知量の窒素ガスを封入したバッグに早刻注入・希釈されて、ガス分析に供した。

Table 2 Properties of tested fuel

Density g/cm^3 (15°C)	0.834
Cetane number	59.0
Kinematic viscosity cSt (30°C)	3.559
Distillation temp. $^{\circ}\text{C}$ (90%)	337
Sulfur content %	0.14

Fig. 3 Dilution ratio and measured exhaust gases

図3に、排気濃度と希釈率との関係を示すが、図3中の黒丸は、バグを介さずに排気系から排気を直接ガス分析器へ導いた場合の排気濃度である。図3にみられるように、排気成分の中、特にTHCは希釈率が小さいと測定値が減少することがわかる。本研究では、希釈率を10以上に設定した。

なお、排気分析には、自動車排気ガス測定装置(堀場MEXA-2000)を使用し、一酸化炭素CO、窒素酸化物 NO_x および未燃炭化水素THCを同時測定した。吐煙濃度はスモークメータ(ディーゼル機器EFAW-68)により、燃料噴射率はBoschの長管法で、また機関回転速度はロータリエンコーダの信号によりそれぞれ求めた。インジケータ線図はエンジン指圧計を用いて測定し、その信号はパーソナルコンピュータでオンライン処理した。

過渡運転時の排気濃度測定については、その測定値の再現性が比較的高いことを確認した後に本実験を行い、過渡期間中の排気濃度測定は同一条件で二度行うことを原則とした。

3. 実験結果および考察

3・1 加速時における諸特性 まず、図4に、加速開始前後における燃料噴射量および噴射時期の推移例を示す。噴射量は加速開始直後からほぼステップ状に増加し、その後一定値で推移することがわかる。また、燃料噴射開始時期は、加速開始直後から1~2°CA遅延し、その後一定で推移している。この特性については、すでに他の噴射系においても同様な報告がある⁽⁴⁾。

噴射率の推移例を図5に示すが、噴射率は加速開始直後においてその波形が拡大するとともに、噴射期間が増加して過渡時に若干の変化を示すが、約30サイクル以降ではほぼ同一形状で推移する。

図6に、加速時の回転速度の推移を示す。回転速度は、いずれの場合も加速開始直後から70~80rpm程度上昇するが、動力吸収系とのバランスによって加速

開始後30~40サイクルで加速開始前とほぼ同一の速度となって推移する。

3・2 加速時における排気の推移特性 図7に、加速時における典型的な排気推移例を示す。図7中の横軸は加速開始後の経過サイクル数 N である。図7において、加速開始から収束定常値に達するまでの間、排気濃度はおのおの過渡的推移を示す。すなわち、THCとCOは加速開始直後において、加速が十分に進行したさいの排気濃度、つまり収束定常値の4~6倍に急増した後、徐々に減少して定常値に収束する。この場合、COの収束は著しく早いことがわかる。 NO_x は、加速開始後から収束定常値に比較的近い濃度で推移しているが、厳密にみると、加速開始直後に定常値の80%程度まで瞬時に増加した後、極大値を示して減少するが、再度徐々に増加して定常値に漸近する。吐煙は、加速開始直後収束定常値より若干高い値まで急増した後、減少の傾向を示すが再度増加しつつ定常値へと収束する。このような各排気の過渡特性は、燃料噴

Fig. 5 Fuel injection rates during acceleration

Fig. 4 Amount of fuel and injection timing history during acceleration

Fig. 6 Engine speeds during acceleration

Fig. 7 Exhaust gas history during acceleration

射時期および後に触れる冷却水温度などの運転条件が変わった場合であっても、定性的には同様に認められる。

なお、図7中の●印は定常値であって、加速期間中の各時点に対応した燃料噴射量および回転速度での定常運転における結果である。今回の実験では加速中での回転速度をできるだけ一定としているが、各時点での定常値は加速期間中で大きくは変化しておらず、またその値は、加速が十分進行した際の収束定常値ともほぼ一致していることがわかる。

THCとNO_xの過渡推移については、ピストンキャビティ径が73 mm程度の比較的大きな機関の場合、一つの簡単な指数関数で記述し得ることを報告したが⁽⁵⁾、供試機関の場合には、それによる記述が困難であることがわかった。すなわち、図8は、供試機関におけるNOおよびTHC濃度をそれぞれの収束定常値で割った値の推移を指数関数で近似した例である。図8中の実線は過渡推移後期の実験値を、また点線は過渡推移早期の実験値をそれぞれ重視した近似値であ

Fig. 8 Approximation of gas emissions history with a simple exponential function

る。どのように近似したとしても両者の良好な近似は得られていない。この近似が困難な背景には、NO_xおよびTHC濃度ともに、加速開始直後の濃度レベルがかなり高いこと、あるいは定常値への収束が大幅に遅延していることが挙げられる。この二つの傾向は、ピストンキャビティ径の比較的大きな機関の場合⁽⁵⁾に比べて著しく現れていることから、キャビティ径の減少あるいは機関の小形化に伴って生ずる特徴と考えられる。

3・3 加速時のピストン燃焼室壁面温度と排気

冷却水温度を種々設定することにより、ピストン燃焼室壁面温度を大幅に変更した場合の壁面温度と排気の推移例を図9に示す。

図9において、冷却水温度によってピストン壁面温度に大きな差異が認められるが、壁面温度のいかんにかかわらず、加速開始後の各排気の過渡推移は、先に述べた典型的な特性と定性的にはほぼ同一である。しかし、壁面温度レベルが異なる二通りの加速特性をよく比較してみると、NO_x、CO、および吐煙に対しては壁面温度の影響が比較的小さいものの、THCに対しては著しく大きいことが明らかである。つまり、壁面温度上昇に伴ってTHCは大幅に低下する。この場合の吐煙は、特に加速開始後5～50サイクル程度での濃度が冷却水の温度低下で若干低くなる傾向がみられるが、これは充てん効率の上昇に伴う若干の当量比低下と着火遅れの増加とによるものと考えられる。

ここで壁面温度の推移特性について検討する。キャビティ燃焼室を有するピストンを一つの単純容器と仮定し、その周囲温度 T_0 が一定で、内部にサイクル当たり Q^* の熱を導入したさいの容器温度 T を考える。容

Fig. 9 Exhaust gas emission history during acceleration under different coolant temperatures

器外壁での熱伝達率を h [$\text{J}/\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{K}$], 面積を f [m^2], 容器の質量を ρ [kg], また比熱を C [$\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$] とすれば, T について次式が成り立つ.

$$\frac{n}{120} Q^* - h_f (T - T_0) = \rho C \frac{dT}{dt} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ただし,

n : 四サイクル機関の回転速度 rpm

t : 時間 s

四サイクル機関のサイクル数 N は $nt/120$ であるから, 単位サイクル当たりの熱伝達率 h^* は $120h/n$ となり, 容器の最終収束定常温度を T_1 とすれば, $Q^* = h^* f (T_1 - T_0)$ となる. したがって, $N=0$, $T=T_0$ を初期条件として式(1)を積分すると次式となる.

$$T^* = \frac{T - T_0}{T_1 - T_0} = 1 - \exp(-N/\tau^*) \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで,

Fig. 10 Piston wall temperature during acceleration

$\tau^* = \frac{\rho C}{h^* f}$: 時定数 τ に相当するサイクル定数

すなわち, 内燃機関におけるサイクルごとの熱供給を考慮すると, 無次元温度 T^* , つまり $(T - T_0)/(T_1 - T_0)$ は時間 t ではなくサイクル数 N の指数関数として記述できるものと思われる.

図10に, 各種運転条件下における加速時の壁面温度推移を, T^* と N/τ^* で整理した結果を示す. 図10中の実線は式(2)と同一の指数関数であって, 式中の τ^* は300サイクルである.

図10より, 機関運転条件のいかにかわらず, 加速時の T^* は N/τ^* を因子とする指数関数によって一義的に記述し得ることが明らかである. つまり, 加速時の各サイクルにおけるピストン壁面温度は, 加速前後の燃焼室定常温度 T_0 および T_1 とサイクル定数 τ^* とから求められる.

なお, この場合の壁面温度は, 噴霧が衝突するとと思われる6箇所(図1の●印の点)の平均温度であるが, 各点間での温度差は最大で5°C程度であり, またサイクル内変動幅は3°C程度であった.

サイクル内変動については, 表面温度変動を仮に $\sin(n\omega t)$ で与えた場合, 表面から距離 x 内部での温度変動は次式で与えられる⁽⁶⁾.

$$\exp[-(\omega/2\kappa)^{1/2}x] \cdot \sin[n\omega t - (n\omega/2\kappa)^{1/2}x]$$

温度伝導率 κ をアルミニウムでの値とし, ω を1200 rpmでの一次振動と仮定して与えると, $x=0.5$ mmにおいて $\exp[-(\omega/2\kappa)^{1/2}x] = 0.65$ となり, 壁表面での温度変動は5°C程度になることが予想される. すなわち, 表面より0.5 mm内部での温度は表面温度との間には大きな差はないものと考えられる.

次に, 加速時における THC 濃度と壁面温度との関

Fig. 11 THC and piston wall temperature during acceleration

Fig. 12 Convergence of exhaust gas emission vs. critical piston temperatures and critical cycle numbers during acceleration

係を図 11 に示す。この場合冷却水温度は三とおり変えている。図 11 において、加速時の THC 濃度は、冷却水温度が変化した場合であっても壁面温度に対して 1 本の線上で推移していることから、加速時の燃料噴射量が一定の条件下では、THC 濃度は壁面温度上昇によって一義的に減少することが明らかである。なお、特に加速開始直後の数サイクルにおける THC 濃度が、上述の 1 本の線上から逸脱して若干高くなる特性が得られる。この特性は、加速開始直後の着火遅れ増加のほかに、ピストン壁面以外の壁面の影響等にも起因するものと考えられる。

さらに、加速開始後の THC 濃度が収束定常値にほぼ一致する無次元壁面温度と無次元サイクル数、つまり $T^*_{critical}$ ならびに $(N/\tau^*)_{critical}$ を種々の運転条件に対して求めた結果を図 12 に示す。図 12 から、運転条

Fig. 13 Changes in the peak of the rates of premixed heat release during acceleration

Fig. 14 Ignition lag during acceleration

Fig. 15 Piston wall temperature and ignition lag during acceleration

件によって両者の値は若干変化してはいるものの、THC 濃度に対する $T^*_{critical}$ はおおむね 0.7、また N/τ^* は 1.2 程度であることが明らかである。なお、これらの限界値は、加速時の負荷条件が変わっても大きくは変化しないことを確認している。つまり、機関の τ^* がわかれれば、THC 濃度の収束サイクル数をおおむね求めることができる。

図 12 には、吐煙濃度に対する $T^*_{critical}$ と $(N/\tau^*)_{critical}$ も示してあるが、大半の運転条件において $T^*_{critical}$ は約 0.9、または $(N/\tau^*)_{critical}$ は 2.3 程度となっており、THC のそれに比べて高いことがわかる。

3・4 NO_xおよび着火遅れ特性と壁面温度 前述のように、加速開始後のNO_x濃度は比較的高く推移し、10サイクル程度で小規模な極小値をさへす。この点に関連して、NO_xの主要な支配因子である最大予混合熱発生率 $(dQ/d\theta)_{\max}$ の推移を図13に示す。図13において、加速開始直後から $(dQ/d\theta)_{\max}$ は増加し、10サイクル程度でピークを示した後定常値へと収束していくのがわかる。

また図14に、 $(dQ/d\theta)_{\max}$ の影響因子である着火遅れの推移例を示すが、着火遅れは加速開始直後若干の変動とともに、増加の傾向を示すが、10サイクル以降において徐々に減少し定常値へと収束している。すなわち、加速開始後の早いサイクルにおいてNO濃度が比較的高くなる現象、つまり加速後10サイクル付近にみられたNO_xのピーク発生は、主として加速開始直後における着火遅れの増加に基づく $(dQ/d\theta)_{\max}$ の増大に起因するものと考えられる。

なお、加速開始直後での燃焼騒音増加に関する報告がみられるが⁽⁷⁾⁽⁸⁾、これに対しても $(dQ/d\theta)_{\max}$ の増加が原因になっているものと思われる。

一方、加速時の着火遅れと壁面温度との関係を図15に示す。壁面温度の増加によって着火遅れは全体的に減少するが、図15にみられるように特に加速開始直後において、壁面温度の上昇にもかかわらず着火遅れが一時的に増加するため、両者の関係にはおのずと幅あるいはばらつきが生じている。加速開始直後での着火遅れの一時的な増加については、キャピティ径が比較的大きな機関ではほとんど認められず⁽⁹⁾、小形機関で顕著にみられる現象のように思われる。この点に関しては、さらに詳しい説明が必要である。

4. 結 論

本論文においては、小形ディーゼル機関において燃料噴射量をステップ状に増加させて加速を行った場合の燃焼と排気の過渡推移特性を解明するとともに、それらと特にピストン燃焼室壁面温度との関係について検討した。結果をまとめると、およそ以下のとおりで

ある。

(1) 加速開始後におけるNO_x、THC、COおよび吐煙濃度はおのおの過渡の推移を経て定常値へ収束するが、中でもCOの収束が極めて早い。

(2) NO_xおよびTHCの過渡推移を比較的簡単な指数関数で記述することは困難である。

(3) 加速時の排気成分の中で、ピストン壁面温度の影響を最も大きく受けるのはTHCであって、壁面温度上昇に伴ってその濃度は一義的に低下する。

(4) ピストン壁面の無次元温度 T^* は、加速時の運転条件のいかんにかかわらず、ピストン温度の時定数に相当するサイクル定数 τ^* を因子としてサイクルの指数関数によって記述できる。

(5) 加速時のTHCおよび吐煙濃度が定常値に収束するサイクル数 N は、運転条件にほぼ関わりなくTHCでは τ^* の約1.2倍、また吐煙では τ^* の2.3倍程度である。

(6) 加速時の着火遅れは、壁面温度上昇にも拘わらず、加速開始直後で一時的に若干増加する特性を示すものの、全体的には壁面温度上昇によって減少する。

(7) NO_x濃度は加速開始後一時的に若干上昇する傾向を示すが、これは、主として加速開始直後での一時的な着火遅れ増加に伴う最大予混合熱発生率の上昇に起因するものである。

本研究の遂行に当たりご協力いただいた北海道大学工学部 山崎賢治技官、4年生 家村暁幸君に対し謝意を表する。

文 献

- (1) Marzouk, M., ほか1名, PIME 190, 23/76(1976), 137.
- (2) 沢・ほか2名, 機論, 40-333(1974), 1446.
- (3) 斉藤・ほか3名, 自技会論集, 20(1980), 40.
- (4) 村山・ほか3名, 自技会論集, 25(1982), 12.
- (5) 宮本・ほか3名, 機論, 59-559, B(1993), 905.
- (6) Overbye, V. D., ほか3名, SAE Trans., 69(1961), 461.
- (7) Watanabe, Y., ほか2名, SAE Paper, 790269(1971), 1.
- (8) Head, H. E., ほか1名, SAE Paper, 800404(1980), 1.