直噴ディーゼル機関の燃焼室内熱損失のメカニズムに関する研究*

(第1報, 燃焼室内局所熱流れの特性)

木村 修二^{*1}, 松井 幸雄^{*1}小池 正生^{*2}, 榎本 良輝^{*3}Study of Heat Rejection Mechanism of a Direct-injection Diesel Engine
(1st Report, Characteristics of Local Heat Flux)Shuji KIMURA, Yukio MATSUI,
Masao KOIKE and Yoshiteru ENOMOTO

Experimental investigations are being conducted on a single-cylinder direct-injection diesel engine to examine the transient heat transfer characteristics. Transient temperature data from stationary locations in the piston and cylinder head were used as the basis for determining the transient heat flux rates. Transient surface temperature was measured using the thin film thermocouples. At first, the transient heat flux rates calculated from the analysis method used in this paper were compared with the results from FEM. The results showed good agreement. Using this analysis method, the transient heat flux rates were calculated. The tests were performed at 1200 rpm with constant air flow. The parameters that were varied included the fuel rate and injection timing. Based on these results, the present paper discusses the mechanism of heat rejection in a direct injection diesel engine.

Key Words: Diesel Engine, Heat Transfer, Thermal Efficiency, Cooling Loss, Thin Film Thermocouple

1. まえがき

現在, 大気環境汚染が世界的な社会問題となり, 自動車用内燃機関の排気清浄化が強く望まれている。特に, ディーゼル車の排出ガス中の窒素酸化物や微粒子は, 大気汚染の源とみなされ, 規制強化が進行している。一方, ディーゼル機関の熱効率の良さは, 省エネルギーや地球温暖化抑制の立場から望ましいことも確かである。これまで, 熱効率の向上を目指した研究が数多くなされ, その代表的なものひとつに遮熱エンジンの研究がある。遮熱エンジンの研究は, 冷却損失を低減し高効率を実現するエンジンとして, Cummins-TACOM⁽¹⁾により1975年から開始され, その後多くの研究機関で行なわれてきた^{(2)~(4)}。我々の遮熱エンジンの研究の結果, 遮熱化により冷却損失は低減するが, 燃焼悪化により冷却損失低減分の熱効率向上は得られないことがわかった。そして冷却損失は, 遮熱化より,むしろ燃焼室形状やスワール比といった燃焼系要素に大きく影響を受けることがわかった⁽⁵⁾。

本報では, 高効率化の重要な要素である冷却損失低減を目的に, 高効率の直噴ディーゼル機関における燃焼室内熱流れを実験的に明らかにすることを試みた。薄膜熱電対を用いて, ピストン及びシリンダヘッドの瞬時熱流束測定を行った。その結果を基に, 燃焼室内各部の熱流れの形態を

明らかにする。さらに, 負荷や噴射時期の影響を解析し, 燃焼室内熱流れのメカニズムについて考察する。

2. おもな記号

q	: 熱流束
α	: 熱伝達率
T	: 燃焼室壁温度
a	: 温度伝導度
ρ	: 密度
λ	: 熱伝導率
c_p	: 比熱
X	: 薄膜熱電対深さ方向への距離
τ	: 時間
Δx	: Xの分割幅
$\Delta \tau$	: 時間分割幅=非定常温度測定時間の分解能
S	: ピストン燃焼室側壁測定位置
C	: ピストン燃焼室底部測定位置
H	: ピストン冠面測定位置
CH	: シリンダヘッド側測定位置
添字	
g	: 燃焼室ガス側の値
i	: X方向の座標
k	: 時間座標
1	: 燃焼室壁最表面の値
2	: 燃焼室壁最表面から Δx 内部の値

* 原稿受付 1996年12月13日。

^{*1} 正員, 日産自動車(株)総合研究所 (〒236 横須賀市夏島町1)。^{*2} 日産自動車(株)総合研究所。^{*3} 正員, 武蔵工業大学 (〒158 東京都世田谷区玉堤1-28-1)。

3. 実験および実験方法

実験には、小形の単気筒直噴ディーゼル機関を用いた。主要諸元を表1に示す。実験では、エンジン回転数を一定(1200rpm)とし、1/2負荷、全負荷相当の条件において、噴射時期を変数とした。各条件では、噴射時期によらず吸入吸気量一定の条件で行った。実験に用いたピストンは、口径比53%のトロイダルタイプの燃焼室で、スワール比一定とした。油水温は353K一定とした。

このような条件で、次章に示す薄膜熱電対を用いて、ピストン及びシリンダヘッドの局所的な非定常温度測定を行った。

Table1 Engine specifications

Engine Type	Single Cylinder
Combustion System	Direct Injection
Bore	85 mm
Stroke	86 mm
Displacement	0.488 L
Compression Ratio	18:1
Injection Pump	Bosch VE

4. 熱流束解析方法

4.1 薄膜熱電対と測定位置 非定常熱流束測定に用いた薄膜熱電対を図1に示す⁽⁶⁾。薄膜熱電対の構成は、ピストンと同一材料で作成した母材に、絶縁処理を行ったコンスタンタン線を装着、上端面に10 μ mの銅メッキを行い熱接点を形成した。表面から、3.2mmの位置には鉄-コンスタンタン線を埋め込み冷接点を形成した。

この薄膜熱電対のピストン、シリンダヘッドへの取り付け位置を図2、図3に示す。ピストンでは、キャビティ内の底面と側壁、さらに冠面の3カ所、合計8点を測定位置とした。シリンダヘッドの埋め込み位置は、スラスト方向のピストン燃焼室上部と冠面位置に相当する合計3点とした。

Fig.1 Construction of thin-film thermocouple

Fig.2 Location of thin-film thermocouples in the piston

Fig.3 Location of thin-film thermocouples on the cylinder head

4・2 熱流束算出方法 燃焼室壁面における瞬時熱流束は、式(1)により求められる。

$$q = \alpha_g (T_g - T_{wx=0}) \quad \dots\dots\dots (1)$$

しかし、ガス側熱伝達率(α_g)や燃焼ガス温度(T_g)を正確に測定することは困難である。そこで、本研究においては薄膜熱電対により測定される表面温度($T_{wx=0}$)と Δx 内部の温度($T_{wx=\Delta x}$)から、薄膜熱電対内部の温度分布を求め、この結果を基に熱流束を算出している。以下にその方法を紹介する。

a. 薄膜熱電対内部の温度分布計算方法 本手法では薄膜熱電対内部の熱流れを一次元と仮定し、測定点である表面と冷接点の間を n 分割して、非定常一次元熱伝導解析を行っている。非定常一次元熱伝導の基礎式は、フーリエの一次元熱伝導微分方程式から式(2)で求められる。

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 T}{\partial X^2} = \frac{\lambda}{c_p \rho} \frac{\partial^2 T}{\partial X^2} \quad \dots\dots\dots (2)$$

この式から、前進差分形差分式を用いると式(3)が導かれる。

$$T(i, k+1) = T(i, k) + \Theta x \{T(i+1, k) + T(i-1, k) - 2T(i, k)\} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$\text{ここで, } \Theta x = a \frac{\Delta \tau}{(\Delta x)^2}$$

この階差式の収束条件は(4)式に示す通りである。

$$\Theta x = a \frac{\Delta \tau}{(\Delta x)^2} \leq \frac{1}{2} \quad \dots\dots\dots (4)$$

この算出法において、より精度を向上する(一次元の熱流れに近づける)ためには、表面から冷接点までの距離を微小距離としたいが、逆に表面温度と冷接点の温度差が小さくなり、測定精度の問題から、アルミ素材の場合、現状の3mm前後が限界である。一方、分割数を多くすることは式(4)の収束条件により制限を受ける。つまり、薄膜熱電対の材料特性、データ取り込み速度によって、薄膜熱電対と冷接点の間の分割幅(Δx)を選定することが重要となる。この選定については次節で検証する。

式(3)に薄膜熱電対の出力である表面温度($T(1, k)$)、冷接点温度($T(n, k)$)を入力し、繰り返し計算を行って内部の温度分布を求めることができる。この計算結果を用いて以下の熱流束計算を行う。

b. 熱流束計算方法 表面での熱エネルギーバランスを考えると式(5)が得られる。

$$\begin{aligned} \alpha_g (T_g - T_{wx=0}) + \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial X} \right)_{X=\Delta x} \\ = \int_0^{\Delta x} c_p \rho \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} \right) dx \quad \dots\dots\dots (5) \end{aligned}$$

表面近傍の温度分布を差分近似し、式(5)の各項を階差式に展開すると以下ようになる。

$$\alpha_g (T_g - T_{wx=0}) \doteq \alpha_g(k) \{T_g(k) - T(1, k)\} \quad \dots\dots (6)$$

$$\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial X} \right)_{X=\Delta x} \doteq - \frac{\lambda}{\Delta x} \{T(1, k) - T(2, k)\} \quad \dots\dots (7)$$

$$\int_0^{\Delta x} c_p \rho \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} \right) dx \doteq c_p \rho \frac{\Delta x}{2} \frac{T(1, k) - T(2, k)}{\Delta \tau} \quad \dots\dots (8)$$

上記の式は各々ガスから燃焼室壁表面への熱流束、表面から内部への熱流束、そして壁内に蓄えられる熱量を示している。よって、式(5)~(8)式を用いて、ガスから壁面への瞬時熱流束は、以下の式で求められる。

$$\begin{aligned} q(k) &= \alpha_g(k) \{T_g(k) - T(1, k)\} \\ &= \frac{\lambda}{\Delta x} \{T(1, k) - T(2, k)\} \\ &\quad + c_p \rho \frac{\Delta x}{2} \frac{T(1, k) - T(2, k)}{\Delta \tau} \quad \dots\dots (9) \end{aligned}$$

4・3 熱流束解析の精度検証 前述した基礎式に基づいた熱流束結果の精度を確認するため、図4に示す様に、燃焼圧力データから求めたガス温度、ガス側熱伝達率⁽⁹⁾を入力値として、FEMによる非定常熱伝導解析を行った。FEMの分割幅は、計算結果に影響を与える限界分割幅に対し、充分小さな0.01mmとした。FEMにより求められた表面温度と入力値であるガス温度、ガス側熱伝達率を用いて、式(1)に基づいて求めた熱流束を真値と定めた。次に、FEMで求めた表面温度と冷接点位置温度を入力値として、前節で示した算出方法に基づき、内部温度分布、熱流束を算出し真値と比較した。この時、収束条件を満たすため、 $\Delta x = 0.1 \text{ mm}$ 、 $\Delta \tau = 0.5^\circ$ (1200rpm)とした。

図5には、表面から0.1mm内部の非定常温度と、FEMの解析結果との比較を、図6には、この非定常温度と表面温度を用いて式(9)により求めた瞬時熱流束結果と、FEM結果から求めた真値との比較を示す。これらの結果を

Fig. 4 Examination of heat flux analysis method

みると、非定常一次元熱伝導解析及び熱流束計算方法とも真値に良く一致している。

アルミ素材の熱電対で、1200rpmでデータ取り込み間隔をクランク角 0.5° とした場合、収束条件を満たす分割幅は、 $\Delta x \geq 0.091\text{mm}$ である。計算速度を考慮すれば、 Δx は大きいほうが良いが、計算精度を考えると許容範囲がある。そこで、薄膜熱電対と冷接点の間の分割幅

Fig. 5 Comparisons of unsteady temperature calculated from heat flux analysis and FEM

Fig. 6 Comparison of heat flux results

Fig. 7 Effects of Δx on the results of heat flux

(Δx)を変化させた場合の、熱流束算出結果への影響を調べた。図7に結果を示す。分割幅 0.2mm までは真値とはほぼ一致しているが、それ以上大きくなるとピーク位置が早まり、ピークも増大する。これにより、図8に示すように Δx を大きくしていくと圧縮行程の熱流束が増大し、燃焼行程では減少傾向にある。

これらの結果から、今回の実験におけるデータ取り込み間隔(Δt)及び分割幅(Δx)は、それぞれクランク角 0.5° 、 0.1mm とした。なお、本解析においては、物性値の温度依存性を考慮した。また、サイクル変動の影響を排除するため、解析には400サイクルの平均化処理したデータを用いた。

Fig. 8 Effects of Δx on the results of mean heat flux

5. 実験結果

5.1 ピストンの局所熱流れ 1200rpm, 中負荷で噴射時期を変化させた場合のピストン各部の瞬時熱流束波形を図9に示す。

図を見てまず気が付く特徴は、キャビティ側壁(S2)の熱流れが、噴射時期によらず、他の2点より後期まで現われていることである。これは、ピストンが下降した状態においても、逆スキッシュによって側壁近傍のガスの流れが活発であることに起因していると推察される。また、噴射時期の遅延化により、燃焼室内の2点(C2, S2)のピークが減少しているのに対し、冠面(H2)のピークが上昇している。これは、燃焼開始が遅れたことにより、逆スキッシュによってキャビティ外に飛び出す燃料が増加し、キャビティ外での初期燃焼割合が増えたためと判断される。さらに圧縮行程の熱流束に注目すると、キャビティ側壁の熱流れは他に対して減少していることがわかる。

図10には、全負荷時の結果を示す。中負荷の場合と異なる点は、早期噴射時における冠面(H2)での熱流れが多いことである。これは、全負荷の様に燃料噴射量の多い条件下では、噴射圧力の上昇、及び噴射期間の長期化等によって、燃焼室外への噴霧の流出が増加し、これにより燃焼室外での燃焼量が増加していることが要因と思われる。

図11には、各測定位置における燃料噴射時期の熱流束への影響を示す。キャビティ側壁(S2)、キャビティ底部(C2)の熱流束のピークは、噴射時期の遅延化と共に減少する。さらに、この2点の熱流束の減少ラインは噴射時期によらず、ほぼ一定となっている。つまり、燃焼室内の熱流束の開始時期は噴射時期によって決定されるが、終了時期は一定であることを意味している。この現象は、熱流束をもたらす燃焼室内の高温ガスが、ある一定時期には燃焼室外へ移動することが要因と推察される。つまり、ピストン下降により生成される逆スキッシュ流によって燃焼室内の熱流束が支配されていることを示唆しているものと思われる。これに対し、燃焼室外に位置する冠面(H2)では、噴射時期遅延に伴い、熱流束ピークが上昇すると共に、熱流束波形全体が遅れ側にスライドしていることから同様の推察ができる。

Fig. 9 Comparisons of heat flux pattern of three locations on piston at 1/2 load

Fig. 10 Comparisons of heat flux pattern of three locations on piston at full load

Fig. 11 Effects of injection timing on heat flux of the piston

5.2 シリンダヘッドの局所熱流れ 図12, 13 には、図9, 10と同一条件でのシリンダヘッド3点の熱流束波形を示す。これらの結果を見ると、負荷及び噴射時期によらず、キャビティ最外周に位置するCH1の熱流束が最も長く現われていることがわかる。また、熱流束のピークは、中負荷ではCH1が最大であるが、全負荷時には、燃焼室外に位置するCH2及びCH3が増大している。この結果は、ピストンのキャビティ内外の関係と一致している。つまり、キャビティ外周上部に位置するCH1では、ピストンのキャビティ側壁と同様に、逆スキッシュの影響により長い時間、熱の流れが続いているものと思われる。また、燃焼室外に位置する他の2点は、負荷の増大と共に、燃焼室外への噴霧の流出増に起因していると思われる熱流束ピークの増大を示している。

Fig. 12 Comparisons of heat flux pattern of three locations on cylinder head at 1/2 load

Fig. 13 Comparisons of heat flux pattern of three locations on cylinder head at full load

Fig. 14 Effects of injection timing on heat flux of cylinder head

図14には、シリンダヘッド3点の噴射時期の影響を示す。キャビティ最外周に位置するCH1では、噴射時期の遅延化による熱流束終了時期の変化は、他の2点に比べ小さい。特に、上死点前 10° から 4° に遅延した場合の終了時期はほぼ一致している。しかし、ピストンのキャビティ内の結果と比較して、遅延化による熱流束ピークの減少傾向はあまり大きくない。この結果とCH1の熱流れ期間が圧倒的に長い結果と併せて、以下の推測ができる。キャビティ外周に位置するCH1の熱流れの期間を決定するのは、ピストンキャビティ側壁と同様に、逆スキッシュによる流動である。一方で、初期燃焼によるピークは、ピストンのキャビティ内の場合、噴射時期遅延によって燃料が燃焼室外に飛び出すことによって減少する。これに対し、シリンダヘッド側のCH1では、ピストンから流出した燃料が、その近傍に停滞、燃焼することによって、熱流束ピークが減少しないものと思われる。

5.3 燃焼室内の熱流れ これまでの結果を見るとピストン、シリンダヘッド共、燃焼室内と外での熱流れの形態が大きく異なっている。また、ピストンとシリンダヘッドでも微妙に熱流れのメカニズムが変化していることが明らかとなった。そこで、これらのメカニズムを考察するため、ピストン及びシリンダヘッドの各測定位置における燃焼期間中の平均熱流束を、噴射時期をパラメータにまとめた。結果を図15に示す。

図15によると、負荷に依らず最も熱損失の大きい場所は、ピストンでは燃焼室側壁(S2)、シリンダヘッドではキャビティ外周に位置するCH1であり、他を大きく上回っている。この2点の特徴を詳細に検証してみる。噴射時期に対しては、ピストン燃焼室側壁(S2)の方が遅延

化による減少割合が大きい。これは、前述したように、遅延化による燃料噴霧の移動が、ピストン燃焼室からシリンダヘッド側に行われることに起因している。一方、負荷の影響を見ると、中負荷ではシリンダヘッドのCH1の熱流れが大きい、全負荷では両者ともほぼ同レベルとなっている。図16に、両者の負荷による熱流束波形の変化を示す。この結果を見ると、早期噴射時においては、期間ではなくピークの変化に依るものであることがわかる。中負荷で少ないピストン燃焼室側壁の熱損失が、高負荷でCH1と同等になる要因は、現段階では、この要因は明確ではないが、負荷によりピストン燃焼室内の燃焼形態が変化しているものと思われる。また、全負荷条件で遅延噴射時の場合に限り、熱流束発生期間がピストン燃焼室側壁の方が長期化している。この現象を、両者の熱流れが低下していく経緯が、逆スキッシュによる高温ガスの動きと関係しているものとして考えると、以下の要因が推定される。燃焼終了時期がある時期より早期の場合、逆スキッシュに依る高温ガスの移動はピストン燃焼室側壁からCH1に行われるため、CH1の熱流束の減少時期はピストン燃焼室側壁に対し、僅かに遅れる。しかし、ピストンがかなり下降するまで燃焼終了時期が伸びた場合、ピストンとシリンダヘッドの距離が離れるため、逆スキッシュのシリンダヘッドへの影響が弱まることにより、燃焼室側壁の熱流束低下時期がCH1より遅れる状況が発生する。これが、図16の全負荷、遅延時における現象の要因と推察される。

また、噴射時期の遅延化に伴って、ピストン燃焼室内に位置するS2、C2及び燃焼室外周上部に位置するCH1の熱流れは一様に減少傾向にあるが、キャビティ外に位置するH2、CH3では遅延化と共に増加傾向であることがはっきりとわかる。

Fig. 15 Mean heat flux during combustion as a function of injection timing

Fig. 16 Comparisons of heat flux pattern between piston and cylinder head

今回のピストン、シリンダヘッドの熱流束解析結果を見ると、逆スキッシュに影響されるとされるピストン燃焼室側壁 (S2) 及びシリンダヘッドのキャビティ上部に位置するCH1の熱損失が大きいことが明らかとなった。特に、早期噴射時にはこの2点の熱流束は他の測定位置に対し、圧倒的に大きな値を示しており、冷却損失低減にはこの燃焼室側壁及びその上部のシリンダヘッド側の熱流れを低減することが有効である。しかし、両者とも噴射時期一定でみれば、熱流れ期間は逆スキッシュに支配されていると思われるため、そのピークを低減することが唯一の手段であろう。そのためには、燃焼及びガス流動制御により、この近傍の火炎や高温ガスの状態を制御する必要がある。今後、燃焼室形状や、スワール比といった燃焼系要素の影響を調べ、熱損失低減の可能性を探る予定である。

6. 結 言

直噴ディーゼル機関に於ける燃焼室内の熱流れのメカニズムを明らかにするため、薄膜熱電対を用いて、ピストン及びシリンダヘッドの瞬時局所熱流束測定を行った。

まず初めに、薄膜熱電対を用いた熱流束解析手法の精度を確認するため、FEMによる非定常熱伝導解析を行い、以下のことが明らかになった。

(1) 薄膜熱電対を用いて算出した熱流束は、薄膜熱電対の材料に合わせたデータ取り込み速度、冷接点までの分割幅を適正とすることで、ガス温度、ガス側熱伝達率から求めた真値と一致する。

次に、この算出手法を用いて、負荷、噴射時期をパラメータにピストン及びシリンダヘッドの瞬時局所熱流束解析を行った結果、以下のことが明らかになった。

(2) ピストン及びシリンダヘッド共、燃焼室内部では噴射時期遅延化と共に熱流束は減少し、燃焼室外では増加する傾向にある。

(3) 噴射時期の影響度はシリンダヘッドよりピストン側の方が大きい。これは、燃料噴霧及び燃焼ガスの移動と相関があると推察される。

(4) 最も熱流れが大きい場所は、逆スキッシュにより燃焼後期まで流動が活発な位置に対応する、ピストンでは燃焼室側壁、シリンダヘッドでは燃焼室上部である。

文 献

1. W.Bryzik and R.Kamo, "TACOM/Cummins Adiabatic Engine Program", SAE Paper No. 830314.
2. C.H.Moore and J.L.Hoehne, "Combustion Chamber Insulation Effect on the Performance of a Low Heat Rejection Cummins V-903 Engine", SAE Paper No.860317.
3. A.C.Alkidas, "On the Performance and Emissions of an Uncooled Heavy-Duty Single-Cylinder Diesel Engine", SAE Paper No.880013.
4. G.Woschni, W.Spindler and K.Kolesa, "Heat Insulation of Combustion Chamber Walls - A Measure to Decrease the Fuel Consumption of I.C. Engines?", SAE Paper No.870339.
5. S.Kimura, Y.Matsui and T.Itoh, "Effects of Combustion Chamber Insulation on the Heat Rejection and Thermal Efficiency of Diesel Engines", SAE Paper No.920543, SAE Trans., 1992.
6. S.Furuhashi and Y.Enomoto, "Heat Transfer into Ceramic Combustion Wall of Internal Combustion Engines", SAE Paper No.870153.
7. S.Kimura, M.Koike, Y.Matsui and Y.Enomoto, "Effects of Combustion Chamber Specifications and Swirl Ratio on Transient Heat Transfer and Combustion in a DI Diesel Engine," COMODIA, 1994.
8. G.Woschni, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine", SAE Paper No.670931.