急速圧縮膨張装置を用いた直接噴射式ディーゼル機関の
壁面熱損失に関する研究*

(第2報, 噴霧流動およびスワールが熱損失に及ぼす影響)

窪山 達也^{*1}, 小酒 英範^{*1}
相澤 哲哉^{*1}, 松井 幸雄^{*1}A Study on Heat Loss in DI Diesel Engines
by Using a Rapid Compression and Expansion Machine
(2nd Report, The Effects of Spray Flow and Swirl on Heat Loss)Tatsuya KUBOYAMA^{*2}, Hidenori KOSAKA,
Tetsuya AIZAWA and Yukio MATSUI^{*2} Department of Mechano-Aerospace Systems Engineering, Tokyo Institute of Technology,
2-12-1 Ohkayama, Meguro-ku, Tokyo, 152-8552 Japan

In order to clarify the mechanism of heat loss in DI diesel engines, total amount of heat loss to the combustion chamber and local heat flux at various locations on the piston head were measured by using a rapid compression and expansion machine. High-speed direct photography of spray flame was carried out and flame temperature was obtained by two-color method. In order to investigate the effects of the flow induced by the spray and its impingement on the chamber wall on heat loss, swirl ratio was varied from 0 to 5 and two different fuel injection nozzles ($\phi 0.15 \text{ mm} \times 4$ and $\phi 0.10 \text{ mm} \times 10$) were used. The measured local heat flux exhibited more uniform distribution with the $\phi 0.10 \text{ mm} \times 10$ nozzle than with the $\phi 0.15 \text{ mm} \times 4$ nozzle, and at higher swirl ratio. The heat loss amount during the single cycle increased with the increase in swirl ratio due to the increased heat loss after the combustion period. The heat loss amount during the combustion period was almost constant regardless of the swirl ratio. The heat loss amount during the single cycle and the combustion period were not very different between the two different nozzle cases. The magnitude of heat flux at flame impinging point did not significantly vary with the nozzle orifice diameter. This is because the effect of the reduced impinging velocity is cancelled out by the effect of the increased flame temperature in the case of smaller orifice diameter on the heat flux.

Key Words: Diesel Engine, Heat Transfer, Thermal Efficiency, Heat Loss, Swirl Ratio, Nozzle Orifice Diameter, Spray Flow, Flame Impingement, Flame Distribution

1. はじめに

直接噴射式ディーゼル機関の熱効率を更に向上するためには, 壁面熱損失の機構解明とその低減が重要である。

著者らは前報⁽¹⁾にて, 雰囲気中の酸素体積分率を変化させ, 主に噴霧火炎温度が壁面熱損失に及ぼす影響を調べたが, 壁面熱伝達過程を明らかにするためには, 火炎温度とともに燃焼室内の流れ場が熱損失に及ぼす影響を調べる必要がある。特に近年では, PM排出量の低減のため, 燃料噴射圧力の高圧化, 燃料噴射ノズルの噴孔の小径化, スワールの利用など, 燃焼室内の流動制御による燃焼改善が図られている。また, 試験用単筒ディーゼルエンジンを用いた測定により, 高スワール比化による熱損失の低減が熱効率向上に有効であ

ると報告⁽²⁾されており, これらの燃焼制御パラメータが壁面熱損失に及ぼす影響を明らかにする事は重要である。

これまでに, エンジン実機や高温高圧の定容燃焼場において, スワール比⁽²⁾⁽³⁾, 燃料噴射ノズルの噴孔径⁽⁴⁾や噴射圧力⁽³⁾⁽⁴⁾, 噴霧火炎の壁面衝突条件⁽⁵⁾⁽⁶⁾を変化させ, これらが熱損失, 壁面熱流束に及ぼす影響について調べられてきた。しかしながら, 実機を利用する場合には, 適用可能な計測方法や検出器の設置位置が制限され, また定容燃焼場では, エンジン内に形成される筒内流動の効果を再現する事が困難であるため, 実機相当条件において, 噴霧火炎の流動や燃焼特性と壁面熱損失を関連付けた考察は十分になされてはいない。

本研究では, 直接噴射式ディーゼル機関の燃焼室壁面熱損失機構を明らかにすることを目的とし, 急速圧縮膨張装置を用いた単発ディーゼル燃焼を対象に, サイクルあたりの全熱損失計測と, ピストン壁面上の局所熱流束の多点計測を行う。また, 噴霧火炎の高速度

* 原稿受付 2006年2月13日。

^{*1} 正員, 東京工業大学大学院機械宇宙システム専攻(〒152-8552 東京都目黒区大岡山2-12-1)。

E-mail: kuboyama@ec.ctrl.titech.ac.jp

直接撮影と二色法温度解析を行い、噴霧の壁面衝突などの噴霧火炎流動や噴霧火炎の温度分布が壁面熱損失に及ぼす影響を調べる。測定では、スワール比を0～5まで変化させ、燃焼室内における燃焼ガス流動と温度分布に着目し、スワールが壁面熱損失に及ぼす影響を調べる。さらに、噴孔径 $\phi 0.15\text{mm}$ の4噴孔と噴孔径 $\phi 0.10\text{mm}$ の10噴孔の異なる2種の燃料噴射ノズルノズルを使用し、噴孔の小径化、多噴孔化による噴霧貫徹力および噴霧流動の変化、特に噴霧火炎の壁面衝突が壁面熱流束に及ぼす影響を調べる。

2. 実験装置および実験条件

2・1 実験装置と実験条件 実験装置の詳細は、前報⁽¹⁾で述べている。実験には、急速圧縮膨張装置⁽⁷⁾を用いた。図1に実験に用いた燃焼室の概要を示す。ボアは100mm、ストロークは100mm、圧縮比は19.6である。ピストン底面に石英製の観察窓を設置し、ピストンキャビティ内の噴霧火炎を高速度直接撮影する事ができる。

表1に実験条件を示す。燃焼室壁面は電気ヒータにより加熱し、全ての実験において423Kで一定とした。燃料噴射には、単発型コモンレール式燃料噴射装置を用い、噴射圧力は100MPaで一定である。表2に使用した燃料噴射ノズルの仕様を示す。噴霧火炎の壁面衝突が壁面熱流束に及ぼす影響を調べるため、ノズルの噴孔を $\phi 0.15\text{mm}$ から $\phi 0.10\text{mm}$ に小径化し、噴霧の貫徹力を変化させた。噴孔径とともに噴孔数を変化させ、燃料噴射率がほぼ等しくなるように設定した。噴孔数はそれぞれ4噴孔($\phi 0.15\text{mm}$)と10噴孔($\phi 0.10\text{mm}$)である。また、スワール比を0～5まで変化させ、壁面熱損失に対するスワールの効果を調べた。スワールは、真空排気した燃焼室内に、燃焼室接線方向に設けたポートから充填ガスを注入する事で生成し、スワール比は、噴霧火炎の高速度直接写真から噴霧火炎の旋回角速度を測定して求めた。

2・2 全熱損失の測定 サイクルあたりの全熱損失 Q_l を求めるため、燃料噴射による投入エネルギー Q_{inj} 、真の熱発生量 Q_g 、見かけの熱発生量 Q_a を測定した。 Q_g は、燃焼ガスの成分分析により求め、 Q_a は、筒内圧力とピストン変位の測定値から熱発生解析⁽⁸⁾により求め、 Q_l は、真の熱発生量と見かけの熱発生量の差として求めた。熱損失は、投入エネルギーに対する全熱損失の割合 Q_l/Q_{inj} と、単位発熱量あたりの熱損失 Q_l/Q_g により評価した。詳細は、前報⁽¹⁾を参照されたい。

2・3 局所熱流束測定 局所熱流束の測定には、薄膜型熱電対⁽⁹⁾を用いた。薄膜型熱電対による測定温度を境界条件として、熱電対内の一次元温度分布を数値解析により求め、熱流束を算出した⁽¹⁰⁾。図2に、局所熱流束の測定位置を示す。図中、 θ_s は噴霧噴射方向を基準とした角度を表す。 $\theta_s=0^\circ$ 方向のピストンキャビティ側壁に位置する測定点s-0は、噴霧火炎の衝突

Table.1 Experimental apparatus and conditions

Bore × Stroke	100 mm × 100mm	
Cavity dia. × depth	$\phi 47.4\text{ mm} \times 20.8\text{ mm}$	
Compression ratio	19.6	
Wall temperature	423 K	
Intake gas composition	O ₂ 21%+ N ₂ 79%, N ₂ 100%	
Intake gas pressure	0.1 MPa	
Intake gas temp.	423 K	
Swirl ratio	0, 3, 5	0
Nozzle(dia. × num.)	$\phi 0.15\text{mm} \times 4$	$\phi 0.10\text{mm} \times 10$
Injection pressure	100 MPa	
Injection amount	37mg ($\phi_{eq}=0.8$)	
Injection timing	TDC	
Injection duration	2.2 ms	
Fuel	0-Solvent (n-C ₁₂ ~n-C ₁₄)	

Table.2 Fuel injection nozzle specifications

Nozzle	$\phi 0.15\text{ mm} \times 4$	$\phi 0.10\text{ mm} \times 10$
Total orifice area	0.071 mm ²	0.079 mm ²
L/D	4.7	7
Spray injection angle
Arrangement of nozzle orifice

Fig.1 Cross section of combustion chamber

Fig.2 Measurement locations of local heat flux

点に相当する。また、雰囲気中に窒素を用いた非燃焼蒸発噴霧の場合の壁面熱流束を測定し、壁面熱流束に対する噴霧の流動特性の影響を調べた。詳細は、前報⁽¹⁾で述べている。

2・4 高速度直接撮影および二色法温度解析 噴霧火炎流動や燃焼特性と壁面熱損失の関係を調べるため、噴霧火炎の高速度直接撮影を行った。撮影には、高速度ビデオカメラ(Phantom, V7)を使用し、撮影画素数は448×448画素、撮影速度は10500fps、露光時間は2μsである。また、高速度直接写真に二色法温度解析⁽¹¹⁾を適用し、噴霧火炎の温度分布を求めた。さらに、得られた火炎温度を燃焼領域において面積平均し、面積平均火炎温度を求めている。

3. 実験結果と考察

3・1 スワールが壁面熱損失に及ぼす影響 図3

に、スワール比(SR)を変化させた場合の、投入エネルギーに対する熱損失の割合 Q_l/Q_{in} を示す。図3で扱う全熱損失量は、排気の成分分析と筒内圧力の熱発生解析より求めたサイクルあたりの全熱損失量である。いずれのスワール比においても、燃焼効率99%以上で、真の熱発生量は投入エネルギーにほぼ等しい。図3を含め、以下に示す熱損失割合は全て6回の測定の平均値で、エラーバーは標準偏差を表す。図3を見ると、SR=3と5の場合の熱損失量に大きな差異は見られないが、スワール無し(SR=0)場合に対して、スワールが存在する場合の熱損失割合が高い。スワールによりサイクルあたりの熱損失量が増加している。

図4に見かけの熱発生率と見かけの熱発生量を示す。見かけの熱発生量は、投入エネルギーで正規化している。見かけの熱発生率には、スワール比による差異は確認できない。見かけの熱発生量を見ると、燃焼終了後、膨張行程中盤以降の見かけの熱発生量が、SR=0の場合に比べ、SR=3,5の場合の方が低い事がわかる。これより、スワールによって、燃焼期間終了後の膨張行程中盤以降の熱損失量が増加している事がわかる。

図5に、ピストンキャビティ側壁と底面における局所熱流束を示す。図5(a)は燃焼時の局所熱流束である。局所熱流束の上昇開始時期、最大値を比較するとスワール比が高いほど、測定位置による差異が少ないことがわかる。スワール比を増加すると、燃料噴射方向よりスワール下流域における熱流束の上昇開始時期が早期化し、また、各測定位置における局所熱流束の最大値が低下している。総じて、スワールにより、局所熱流束の燃焼室周方向分布が均一化し、熱流束の最大値が低下していることがわかる。

図5(b)は非燃焼時、ピストンキャビティ側壁における局所熱流束である。非燃焼蒸発噴霧の場合、燃料噴

Fig.3 Effect of swirl ratio on heat loss fraction during the cycle

Fig.4 Effect of swirl ratio on heat release rate and cumulative heat release

射なしの場合に比べ、熱流束の上昇が確認できるのは、噴霧衝突領域に限られ、その他の領域においては、双方の熱流束に大差がない。SR=5の場合には、スワールにより噴霧が燃焼室周方向に流され噴霧の壁面衝突位置が移動するため、噴霧噴射方向に位置する測定点s-0における熱流束が上昇していないが、 $\theta_s=15^\circ$ に位置する測定点s-15では、SR=3,5の両場合において同程度の熱流束上昇が観察できる。また、s-0を除く各測定点における熱流束の大きさについても、SR=3と5で差異が少ない。以上から、非燃焼蒸発噴霧の場合、スワールによる噴霧流動の変化は、噴霧の壁面衝突位置を変化させ、熱流束の分布を変化させるが、平均的な熱流束の大きさにはほとんど影響しない事がわかる。したがって、スワール比の増加により、燃焼時の局所熱流束の最大値が低下した事、熱流束分布が均一化した事から、それぞれ、スワール比を増加すると、壁面付近のガス温度が低下する事、また、燃焼室内のガス温度分布が均一化する事が推察できる。

図6に燃焼期間中のピストン壁面への熱損失割合を示す。図6は、図2に示した全ての測定点における局所熱流束の測定値に各測定点の代表面積を乗じ、燃焼期間において時間積分して求めた燃焼期間中のピストン壁面への総熱損失量をサイクルあたりの投入エネルギー

Fig. 5 Effect of swirl ratio on local heat flux on piston head

ギーで除した値である。したがって、燃焼室全壁面への熱損失を扱うものではない。ただし、上死点における燃焼室内の全表面積のうち約6割をピストン表面が占め、噴射燃料の燃焼は主にピストンキャビティ内で生じることから、ピストン壁面への熱損失傾向から、全燃焼室壁面への熱損失傾向を類推する事は概ね妥当であると考ええる。図3に示したサイクルあたりの全熱損失は、スワールによって増加するのに対して、図6に示す燃焼期間中の熱損失は、スワールの有無やスワール比によらず、ほとんど変わらない事がわかる。

次に、燃焼期間中の熱損失がスワール比によらない理由について考察する。まず、火炎と温度分布について観察する。図7に噴霧火炎の高速度直接写真を示す。写真左には撮影に使用したF値を記した。燃焼の末期には、スワール比によらず、燃焼ガスは燃焼室内に広く分布しているが、スワールが存在する場合、燃焼室周方向に対する噴霧火炎の進展が早期化していることがわかる。図8には図7に示した噴霧火炎の高速度直接写真から求めた火炎温度分布を示す。SR=0の場合に比べ、SR=3, 5の場合、火炎の高温領域が、ピストンキャビティ外周から離れたピストン中央部寄りに形成

Fig. 6 Effect of swirl ratio on heat loss fraction through piston head during the combustion period

されている事がわかる。図9に面積平均火炎温度を示す。面積平均火炎温度は、1500K以上の温度を示す高温領域における温度の面積平均値として求めている。図より、高スワール比化により、燃焼ガスの平均温度が上昇する事、燃焼末期の燃焼ガス温度はスワール比によらない事がわかる。

これらの火炎と温度の分布の変化が、燃焼室壁面各部分における熱損失に及ぼす影響を調べるため、局所熱流束を燃焼期間において時間積分し、局所熱損失を求めた。図10にピストンキャビティ側壁、底面における局所熱損失を示す。スワールが存在する場合、燃焼室周方向に対する熱損失分布が均一化する事がわかる。

また、スワールが存在する場合、燃料噴射方向付近の

Fig.7 Effect of swirl ratio on flame distribution

Fig.8 Effect of swirl ratio on flame temperature (1.3ms after start of injection)

領域では、局所熱損失が低下するが、燃料噴射方向よりもスワール下流域では、図5(a)に示すように熱流束の上昇期間が長期化するため、局所熱損失が増加していることもわかる。

以上のように、スワールは、燃焼期間中、燃焼ガスの高温領域を燃焼室中央部に寄せ、壁面付近のガス温度を低下し、局所熱流束を低下させる。また、燃焼室周方向に対するガス温度分布の均一化を促進し、熱流束の燃焼室周方向分布を均一化する。図6に示した燃焼期間中の熱損失量は、壁面熱流束を時間と空間に関して積分することで与えられるが、本研究の測定条件の範囲では、上述の2つの効果が相殺し合う結果、スワール比を変化しても、燃焼期間中の熱損失量が変化しなかったと考えられる。これに対して、燃焼期間外では、筒内ガスの温度、温度分布に対するスワールの影響は少なく、スワール流による熱伝達促進により、熱損失量が増加し、図3に示したサイクルあたりの熱損失が増加したと考えられる。

3・2 燃料噴射ノズルが壁面熱損失に及ぼす影響

図11に、 $\phi 0.15\text{mm} \times 4$ 噴孔、 $\phi 0.10\text{mm} \times 10$ 噴孔の燃料噴射ノズルを用いた場合の熱損失割合を示す。図11は、排気の成分分析と筒内圧力の熱発生解析より求めたサイクルあたりの全熱損失量が、投入エネルギー中に占める割合 Q/Q_{in} である。燃焼効率、燃料噴射ノズルによらず99%以上で、真の熱発生量と投入エネ

Fig.9 Effect of swirl ratio on area averaged flame temperature

Fig.10 Effect of swirl ratio on local heat loss distribution on piston head

ルギーはほぼ等しい。

図11より、サイクルあたりの全熱損失量は、燃料噴射ノズルによらない事がわかる。

図12に見かけの熱発生率と見かけの熱発生量を示す。見かけの熱発生量は投入エネルギー量で正規化している。見かけの熱発生率をみると、初期燃焼、拡散燃焼期の熱発生率のピーク値はともに、 $\phi 0.10\text{mm} \times 10$ のノズルを用いた場合の方が高い事がわかる。また、燃焼期間終了後、膨張行程中盤以降の見かけの熱発生量には、ノズルによる差異はほとんど見られない。これより膨張行程中盤以降の熱損失は、燃料噴射ノズルによらない事がわかる。

図13に、2種のノズルを用いた場合の、ピストンキャビティ側壁と底面における局所熱流束を示す。図には、非燃焼蒸発噴霧および燃料噴射がない場合の熱流束も示した。図13において、噴霧火炎および非燃焼蒸発噴霧の衝突点(s-0)における熱流束をみる。ノズル噴孔径によらず、非燃焼蒸発噴霧の場合の熱流束は、噴霧の壁面衝突とともに急速に上昇し、燃料の噴射期間中、一定値を保つが、噴霧火炎の場合の熱流束は、噴霧火炎の壁面衝突により急速に上昇した後、熱発生期間中、緩やかに上昇し続けている事がわかる。これは、燃料の燃焼による熱発生により、壁面衝突領域付近の

Fig.11 Effect of nozzle orifice diameter and orifice number on heat loss fraction during the cycle

Fig.12 Effect of nozzle orifice diameter and orifice number on heat release rate and cumulative

ガス温度が上昇しているためである。また、非燃焼蒸発噴霧の場合、噴孔径を $\phi 0.10\text{mm}$ に小径化すると、熱流束が4割程度低下していることもわかる。燃料噴霧に準定常一次元噴霧モデルを仮定し、また、蒸発噴霧の熱力学的平衡温度を求めると、噴孔径を $\phi 0.15\text{mm}$ から $\phi 0.10\text{mm}$ に小径化すると、壁面衝突速度が約37%低下、蒸発噴霧温度が約4%上昇し、熱流束が約26%低下すると概算でき、測定結果と同オーダーの値を得る。すなわち、小噴孔径化により噴霧の壁面衝突速度が低下するため、噴霧衝突領域における熱伝達率が低下し、熱流束が低下したと考えられる。

一方、噴霧火炎の衝突点における熱流束の大きさは、2種のノズルで同程度となっている。ここで、図14に高速度直接写真の二色法温度解析から求めた噴霧火炎の温度分布を示す。図14より、 $\phi 0.10\text{mm} \times 10$ の方が、壁面衝突する噴霧火炎温度が高い事がわかる。図15は面積平均火炎温度である。図15をみると、 $\phi 0.10\text{mm}$ の場合の方が、噴射期間中の面積平均火炎温度が高い。すなわち、噴孔を $\phi 0.15\text{mm}$ から $\phi 0.10\text{mm}$ に小径化した場合、噴霧火炎の壁面衝突速度が低下する一方で、壁面衝突する火炎温度が上昇し、これらの効果が互いに相殺し合う結果、噴霧火炎衝突領域における熱流束が、噴孔径によらず同程度の値を示したと考える。

図13において、熱流束の分布を観察すると、 ϕ

$0.10\text{mm} \times 10$ のノズルの場合には、 $\theta_s = 0^\circ$ と 36° 方向はともに燃料噴射方向に相当するため、噴孔からの距離が等しい位置(s-0とs-36、b-0とb-36)における局所熱流束はそれぞれ同じ波形を示している。また、 $\phi 0.10\text{mm} \times 10$ の場合、測定点s-36はs-0とともに噴霧火炎の衝突点に相当するため、熱流束の上昇が大きく、同位置における $\phi 0.15\text{mm} \times 4$ の場合の熱流束よりも大きい。図16に噴霧火炎の直接写真を示す。図より、 $\phi 0.10\text{mm} \times 10$ の場合、燃焼初期からピストンキャビティ外周部において高温の輝炎が燃焼室周方向に対して均一に分布していることがわかる。 $\phi 0.10\text{mm} \times 10$ の場合、燃焼室周方向に並ぶ噴孔数が多いため、高い熱流束を示す噴霧火炎衝突領域が増加し、また、キャビティ外周部付近に高温の燃焼ガスが均一に分布するため、熱流束の燃焼室周方向分布が均一化し、これらにより、ピストンキャビティ側壁への熱損失量は増加しているものと推定される。

一方、図13において、測定点s-36を除くと、 $\phi 0.10\text{mm} \times 10$ を用いた場合の方が、熱流束の立ち上がりが遅い事がわかる。特にピストン底面における熱流束の立ち上がり時期が著しく遅れ、熱発生率や火炎温度が高い期間に熱流束の上昇が確認できない。熱流束上昇開始時期の遅れは、火炎到達の遅れを示す。噴孔の小径化により噴霧貫徹力が低下し、火炎がピストン底面に到達する時刻が遅れていることがわかる。また、図13より、燃焼末期における熱流束は燃料噴射ノズルや測定位置を変化しても大差がなく、熱流束の上昇開始が遅いほど、高い熱流束を示す期間が短い事もわかる。燃焼末期では、燃焼室内にはほぼ様に燃焼ガスが分布する。そのため、燃焼末期における熱流束は、ノズルや測定位置によらない。 $\phi 0.10\text{mm} \times 10$ を用いた場合、 $\phi 0.15\text{mm} \times 4$ の場合に比べ、ピストン底面における熱流束の上昇期間が著しく短縮しており、ピストン底面への熱損失は少ないものと推定される。

図17に、投入エネルギーに対する燃焼期間中のピストン壁面への熱損失の割合を示す。ピストン壁面への熱損失は、 $\theta_s = 0^\circ$ および 36° 方向に位置する測定点における局所熱流束から概算した。図から、燃焼期間中の熱損失量は、燃料噴射ノズルによらない事がわかる。

$\phi 0.10\text{mm} \times 10$ を用いた場合、 $\phi 0.15\text{mm} \times 4$ の場合に比べて、ピストンキャビティ側壁への熱損失が増加する一方で、ピストン底面への熱損失が減少し、燃焼期間中の熱損失量が燃料噴射ノズルによらず同等の値を示したと推定される。さらに、燃焼終了後の熱損失についても燃料噴射ノズルによる差異は少ないため、サイクルあたりの全熱損失量が同等となったと考えられる。

Fig.13 Effect of nozzle orifice diameter and orifice number on local heat flux on piston head

Fig.16 Effect of nozzle orifice diameter and orifice number on flame distribution

なお、3.1節において、スワールは、噴霧流動との干渉により、燃焼ガス的高温部の分布を変化させ、壁面熱流束分布を均一化し、壁面熱流束の最大値を低下する効果を有することが明らかとなった。噴孔を $\phi 0.10\text{mm}$ に小径化した場合、噴霧貫徹力が低下し、噴霧流動や燃焼室内の温度分布が、スワールの影響をより受けやすくなると考えられる。すなわち、噴孔の小径化を高スワール比化と組み合わせることによって、燃焼ガス的高温部と壁面との直接的な接触を抑制し、壁面熱損失を低減し得る可能性がある。

3.3 噴霧流動による熱伝達促進効果

噴霧火炎の壁面衝突領域では、噴霧の壁面衝突により誘起される流動が熱伝達を促進し、燃焼によるガス温度上昇と相まって、局所的に高い熱損失を示す。局所的な熱損失の増大は、局所的な壁面温度の上昇をともない、熱負荷の増大を招くため、機関の耐久性の観点からも望ましくない。本節では、燃焼室壁面上の熱流束に対する噴霧流動の影響について考察する。

まず、非燃焼蒸発噴霧の場合の壁面熱伝達に平板乱

Fig.14 Effect of nozzle orifice diameter and orifice number on flame temperature

Fig.15 Effect of nozzle orifice diameter and orifice number on area averaged flame

Fig.17 Effect of nozzle orifice diameter and orifice number on heat loss fraction through piston head during combustion period

流熱伝達を、燃料噴霧には一次元準定常噴霧モデルを仮定し、燃焼室壁面上の熱伝達過程における噴霧流動の効果を概算する。一般に、平板乱流対流熱伝達におけるNusselt数 Nu はReynolds数 Re と、Prandtl数 Pr の関数として式(1)のように与えられる。また、熱伝達係数 h 、熱流束 q_w はそれぞれ式(2)、(3)のように表す事ができる。

$$Nu = C \times Re^m \times Pr^n \quad (1)$$

$$h = Nu \times \lambda / L \quad (2)$$

$$q_w = h \times \Delta T_{g-w} \quad (3)$$

ここで、 C は定数、 $Re = \rho U L / \mu$ 、 $\Delta T_{g-w} = T_g - T_w$ である。 ρ 、 μ 、 λ はそれぞれ、密度、粘性係数、熱伝導率、 L 、 U は代表長さ、代表速度で、 T_g 、 T_w はそれぞれ噴霧内混合気温度と壁面温度を表す。

噴霧内混合気の代表温度を、準定常一次元噴霧モデルより求めた壁面衝突時の噴霧内平均当量比のもとの熱力学的平衡温度⁽¹²⁾に等しいとすると、噴孔径を $\phi 0.10\text{mm}$ に小径化した場合、混合気温度はおおよそ4%上

昇し、 ΔT_{gw} は約7%上昇すると概算される。また、 C 、 L 、 ρ 、 μ 、 λ 、 Pr は噴孔径によらないと仮定し、 m に一般的な乱流対流熱伝達における値の0.8を用いると、 $h \propto U^{0.8}$ となる。 U は噴霧の壁面衝突速度に比例するとすれば、噴孔径を $\phi 0.15\text{mm}$ から $\phi 0.10\text{mm}$ に小径化すると、 U が37%、 h が31%低下すると見積もる事ができる。よって、噴孔の小径化により壁面熱流束は26%程度低下すると概算される。

ここで、図13の噴孔径が異なる場合の、各測定位置における非燃焼蒸発噴霧の壁面熱流束を比較する。噴孔径を $\phi 0.15\text{mm}$ から $\phi 0.10\text{mm}$ に小径化した場合の、噴霧の衝突点(s=0)における熱流束の低下は約44%で、上述の概算結果と同オーダーである。その他の測定位置における熱流束の大きさは、噴孔径による差異はほとんど確認できない。

以上から、燃料噴射に誘起される流動は、噴霧火炎の壁面衝突領域における熱伝達に大きく寄与する事がわかる。

4. ま と め

噴霧火炎の流動および壁面衝突が熱損失に及ぼす影響を調べるため、急速圧縮膨張装置を用いて、サイクルあたりの全熱損失、ピストン壁面上多点にわたる局所熱流束を測定するとともに、噴霧火炎の高速度直接撮影および二色法温度解析を行った。スワール比および燃料噴射ノズルの噴孔径と噴孔数を変化させ、噴霧火炎の流動および温度特性が壁面熱損失に及ぼす影響を調べた結果、以下の知見を得た。

1. 高スワール比化、燃料噴射ノズルの燃焼室周方向に並ぶ噴孔数の増加はともに、燃焼ガスの分布を燃焼室周方向に対して均一化するため、局所熱流束の燃焼室周方向分布を均一化する。
2. 高スワール比化は、燃焼ガス的高温領域を、燃焼室中央部寄りに分布させ、壁面付近のガス温度を低下し、局所熱流束の最大値を低下する。
3. 本研究の測定範囲内では、燃焼期間と燃焼室全壁面における局所熱流束の積分値に相当する燃焼期間中の熱損失量はスワール比によらず変わらない。一方、高スワール比化により、燃焼期間外の熱損失は増加し、サイクルあたりの熱損失が増加した。
4. 燃料噴射ノズルの噴孔を、噴孔径 $\phi 0.15\text{mm}$ で噴孔数4から噴孔径 $\phi 0.10\text{mm}$ で噴孔数10まで小径、多噴孔化した場合、燃焼期間中の熱損失量は変わらず、サイクルあたりの熱損失量も変わらない。
5. 燃料噴射ノズルの噴孔径を $\phi 0.15\text{mm}$ から $\phi 0.10\text{mm}$ に小径化すると、非燃焼蒸発噴霧の壁面衝突点における熱流束が低下する。一方、噴霧火炎の壁面衝突点における熱流束の大きさは、燃料噴射ノズルの噴孔径によらない。これは、噴孔を小径化すると、噴

霧火炎の壁面衝突速度が低下する一方で、衝突する火炎の温度が上昇するためである。

謝 辞

薄膜型熱電対の製作ならびに熱流束測定においては、武蔵工業大学 榎本良輝教授および武蔵工業大学機械システム工学科熱流体システム研究室の諸氏の協力を頂いた。また、実験に用いた高速度ビデオカメラ(phantom V7)は、(株)ノビテックより借用した。ここに記し、感謝の意を表す。

文 献

- (1) Kuboyama, T. et al., A Study on Heat Loss in DI Diesel Engines by Using a Rapid Compression and Expansion Machine (1st report, the effects of oxygen volume fraction and density of the ambient gas), *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, vol.72, No.721 (2006), pp.2315-2322, (In Japanese)
- (2) Kimura, S. et al., Study on Heat Rejection Mechanism of a Direct-injection Diesel Engine (2nd Report, Effects of Combustion Control Item on Heat Flux), *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, vol. 63, No.613 (1997), pp.292-297, (In Japanese)
- (3) Van Gerpen, J.H. et al., The Effects of Swirl and Injection Parameters on Diesel Combustion and Heat Transfer, *SAE Paper*, No. 850265, (1985)
- (4) Li, S. et al., Heat Transfer From Impinging Diesel Flames to the Combustion Chamber Wall, *SAE Paper*, No.970896 (1997)
- (5) Kamimoto, T. et al., Convective Heat Transfer of an Impinging Diesel Flame in a Rapid Compression Machine, *SAE Paper*, No.821035 (1982)
- (6) Wolf, R.S. et al., Heat transfer Characteristics of Impinging Diesel sprays, *SAE Paper*, No.890439
- (7) Kobori, S. et al., Development of a Rapid Compression-Expansion machine Simulating Diesel Combustion, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, vol. 62, No. 593 (1996), pp.392-397, (in Japanese)
- (8) Kamimoto, T. et al., A Two-Zone Model Analysis of Heat Release Rate in Diesel Engines, *SAE Paper*, No.972959 (1997)
- (9) Enomoto, Y. et al., *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, vol. 50, No. 453 (1984), pp.1353-1362, (in Japanese)
- (10) Enomoto, Y. et al., Study on Analysis of Instantaneous Heat Flux flowing into the Combustion Chamber Wall of an Internal Combustion Engine (Examination in the Coase of Consideration of Heat Storage Term and the Temperature Dependency of the Thermocouple's Thermophysical Properties, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, vol. 57, No. 539 (1991), pp.2421-2427, (in Japanese)
- (11) Matsui, Y. et al., A Study on the Time and Space Resolved Measurement of Flame Temperature and Soot Concentration in a D. I. Diesel Engine by the Two-Color Method, *SAE Technical Paper*, No.790491 (1979)
- (12) El-Wakil, M.M., Fuel Vaporization and Ignition Lag in Diesel Combustion, *SAE Transaction*, vol.64 (1956), pp.712-729