四サイクルエンジンにおける冷却水への 熱損失に及ぼす設計因子の影響*

宮 崎 弘 昭^{*1}

Effect of Design Factors on the Heat Loss to the Coolant in 4-Cycle S. I. Engine

Hiroaki MIYAZAKI

The present study has been performed to elucidate the effect of engine design factors such as the geometry of the combustion chamber, the surface area of the combustion chamber, the compression ratio, the gas movement in the cylinder and the material of the cylinder head on the heat loss to the coolant in 4-cycle S. I. engines. It is shown that the amount of heat loss to the coolant decreases when a hemispherical combustion chamber and higher compression ratio are used. It also decreases as the gas velocity in the cylinder decreases or the material with lower thermal conductance is used.

Key Words: Internal Combustion Engine, Spark Ignition Engine, Heat Loss, Design Factor

1. 緒 論

エンジンに供給された燃料のエネルギーのうち有効な軸出力に変換されるのは約 1/3 で, 残りは排気ガスや冷却水などに失われる⁽¹⁾⁽²⁾.

冷却水への損失熱量が増加することは, エンジンの熱効率低下の一要因になる. したがって, 冷却水への熱損失を何らかの手段で減少させることができれば, エンジンの熱効率の改善, すなわち燃費が向上する可能性があると考えられる. 冷却水への熱損失に影響をおよぼす因子は, エンジンの回転速度, 吸入空気量, 空燃比, 点火時期などの運転条件により定まる運転因子と燃焼室の形状, 燃焼室壁面の面積, 圧縮比, シリンダヘッドの材質などエンジン固有の設計因子大別される.

前報⁽³⁾では, 市街地走行条件における冷却水への熱損失に及ぼす運転因子の影響を体系的に調べた. その結果, 回転速度および吸入空気量が増加すると, 供給熱量に対する冷却水への熱損失の割合は減少する. 点火時期は, 最良点火時期の場合, 冷却水への熱損失の

割合が最小になる. また, 冷却水への熱損失は全体の約 65%がシリンダヘッドを通じての熱損失であり, 運転因子が変化しても, この割合は変化しないことを明らかにした. しかし, 自動車用四サイクルガソリンの設計・開発に際して, 冷却水への熱損失を減少させ燃費向上に役立つ方法を模索するために, 運転因子の影響に加え, さらに設計因子が冷却水への熱損失に及ぼす影響を明らかにすることが望まれる.

そこで本研究では, 市街地走行条件の下で, 燃焼室の形状, 燃焼室壁面の面積, 圧縮比, 燃焼室内のガス流動およびシリンダヘッドの材質などの設計因子が冷却水への熱損失に及ぼす影響を体系的に調べた.

2. おもな記号

Q_c : 冷却水への熱損失 kW

Q_{cb} : シリンダブロック側の冷却水への熱損失
kW

Q_{ch} : シリンダヘッド側の冷却水への熱損失 kW

Q_{cb} : シリンダブロック壁面からの冷却水への熱損失
kW

Q_{ch} : 燃焼室壁面からの冷却水への熱損失 kW

Q_{ex} : 排気ガスへの熱損失 kW

Q_F : 燃料の熱エネルギー kW

* 原稿受付 平成5年12月16日.

^{*1} 正員, 日産工機(株) (〒253-01 神奈川県高座郡寒川町岡田6-1).

Q_{Port} ：排気ポート壁面からの冷却水への熱損失
kW

Q_W ：軸出力 kW

3. 熱勘定の分類

燃料のエネルギーを Q_F とすれば

$$Q_F = Q_W + Q_C + Q_{EX} + Q_X \quad \cdots \cdots (1)$$

で表される。

ここで

Q_W ：軸出力

Q_C ：冷却水への熱損失

Q_{EX} ：排気ガスへの熱損失

Q_X ：冷却水、排気への熱損失以外の損失

燃焼室はシリンダヘッド、シリンダボアおよびピストンの3部位から構成されることから、燃焼ガスから冷却水への熱損失は3部位からの熱損失の合計で表される。冷却水への熱損失 Q_C はシリンダヘッド側の熱損失 Q_{CH} およびシリンダブロック側の熱損失 Q_{CB} に分割して考えると次式で表すことができる。

$$Q_C = Q_{CH} + Q_{CB} \quad \cdots \cdots (2)$$

$$Q_{CH} = Q_{ch} + Q_{\mu_h} + Q_{\text{Port}} \quad \cdots \cdots (3)$$

$$Q_{CB} = Q_{cb} + Q_{\mu_b} \quad \cdots \cdots (4)$$

ここで

Q_{Port} ：排気ポート壁面からの冷却水への熱損失

Q_{μ} ：冷却水への摩擦熱損失

シリンダヘッド側の熱損失 Q_{CH} は燃焼室壁面からの熱損失 Q_{ch} と排気ポートからの熱損失 Q_{Port} とから成り立つ。排気弁が開く直前の燃焼室内のガス温度を T_0 、圧力を P_0 、排気弁を通過直後の排気ガス温度を T_V 、圧力を P_V 、排気ポート端面のガス温度を T_P 、排気ガス質量を G_{EX} とすれば、 Q_{Port} は排気弁直後と排気ポート端面とのエンタルピー差として次式で表すことができる。

$$Q_{\text{Port}} = G_{EX} C_P (T_V - T_P) \quad \cdots \cdots (5)$$

$$T_V = \left(\frac{P_V}{P_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} T_0 \quad \cdots \cdots (6)$$

4. 実験装置および方法

4.1 実験装置および実験方法 設計因子が変化した場合、冷却水への熱損失 Q_C にどのような影響を及ぼすかを明らかにするには、シリンダブロックを通じての冷却水への熱損失 Q_{CB} とシリンダヘッドを通じての冷却水への熱損失 Q_{CH} とをおのおの独立に計測することが必要となる。そこで、シリンダヘッドとシリンダブロックの冷却水の流路を分離して、おのおのの熱損失量を計測できる測定装置を考案した。エン

ジン冷却水の循環流路の概略、温度測定、排気ガス成分測定、燃焼室内圧力測定および軸出力測定などに用いた測定器具類などは先の研究⁽³⁾ で使用したものと同じであるので、詳細は省略する。

4.2 供試エンジン エンジンはOHC、四気筒、総行程容積約2000 cm³とした。エンジンの燃焼室形状、諸元が異なることによる差を比較するため、燃焼室形状はウェッジ型および半球形型の2種類、点火方式は通常点火および副室付きトーチ点火の2方式とした。吸排気系は各1弁である。燃料供給系は化器方式に統一した。冷却ファン、ジェネレータなどの補機類はエンジンの負荷条件を変動させる要因となるため取り外した。エンジン諸元を表1に示す。

各設計因子の仕様および変更方法は次のとおり。

(1) 燃焼室形状比較には表1に示す四つの燃焼室形状を用いた。ウェッジ型燃焼室Bの副室は、容積が燃焼室容積の3%の円筒形で、通常の点火栓位置に取付られ、トーチ点火用噴口を備えている。半球形燃焼室Cは、内面形状がほぼ半球形で凹凸が少なく、点火栓は中心寄りに設けられ、吸気ポートは湾曲しスワールが起きやすく、点火栓近傍のガス流動が燃焼室Dより強い構造となっている。半球形燃焼室Dは、比較的口径が大きい吸入弁を備えたペントルーフの形状で内面の凹凸が多く、吸気ポートは直線的でスワールが起きにくく、点火栓近傍のガス流動が弱い構造となっている。圧縮比を同一に保ち燃焼室形状を変更する場合、壁面面積およびガス流動などの条件を等しくすることは極めて困難であり、ここでは、これらの条件が同時に変わることになる。シリンダブロックについては、ウェッジ型燃焼室A、Bおよび半球形燃焼室Cの場合は同一のBL1で、半球形燃焼室Dの場合のみが異なりBL2を用いた。

(2) 圧縮比の比較については、ウェッジ型燃焼室Aを用いて、ヘッドガスケットの厚さとピストン頭部

表1 エンジン諸元

	A	B	C	D
Stroke volume	1952	1952	1952	1989
Bore	85	85	85	89
Stroke	86	86	86	80
Compression ratio	8.3	8.3	8.3	8.3
Shape of combustion chamber	wedge	wedge + pre-chamber	hemispherical	hemispherical
Surface area of combustion chamber	87.1	85.2	78.5	79.9
Cylinder block	BL1	BL1	BL1	BL2
Valve mechanism	OHC	OHC	OHC	OHC
Fuel supply system	carburetor	carburetor	carburetor	carburetor
Ignition system	conventional	torch	conventional	conventional

Stroke volume : cm³, Surface area : cm², Bore, Stroke : mm

表 2 実験条件

Engine speed	rpm	1600
Charging efficiency	%	50
Air-fuel ratio		16.6
Ignition timing	° BTDC	MBT
Coolant temperature	K	353
Oil temperature	K	343
Fuel (gasoline)	RON	90

MBT: Best ignition timing under the without knocking

の凹形状深さとの組合せにより燃焼室の容積を変化させ行った。この結果、燃焼室の表面積/体積比は 0.8 から 1.1 まで変化する。

(3) 燃焼室内ガス流動の比較については、ウェッジ型燃焼室の場合は、スキッシュ間隙の厚さと面積を変化させてスキッシュの強さを変えて行い、半球形燃焼室の場合は、吸気ポート内に吸気の流れと平行にポート径を絞るように設けた円筒形の気流案内筒で吸気速度を早めることで行った。

(4) ヘッド材質の比較は半球形燃焼室を用い、鋳鉄製燃焼室殻をアルミニウム母材へ鋳込んだ複合構造ヘッドに交換し、アルミニウム母材のみの場合との差異を見た。なお、排気ポートの形状は各燃焼室ともほぼ同様の構造となっている。

4・3 実験条件 市街地走行の条件として、60 km/h 相当を設定した。実験条件を表 2 に示す。

5. 実験結果および考察

燃焼室形状、燃焼室壁面面積、圧縮比、燃焼室内ガス流動、およびシリンダヘッドの材質などの設計因子を変化させたとき、これらの因子が軸出力 Q_w 、冷却水への熱損失 Q_c 、シリンダヘッド側とシリンダブロック側の冷却水への熱損失 Q_{CH} 、 Q_{CB} および排気ガスへの熱損失 Q_{EX} の各熱損失割合と損失熱量に及ぼす影響を調べた。以下、それぞれの場合について述べる。

5・1 燃焼室形状の影響 燃焼室形状の影響を調べた結果を図 1 に示す。半球形燃焼室 C、D は、ウェッジ型燃焼室 A、B に比べ、冷却水への熱損失 Q_c は少ない。逆に、軸出力 Q_w および排気ガスへの熱損失 Q_{EX} はともに増加する。冷却水への熱損失 Q_c の減少分は軸出力 Q_w および排気ガスへの熱損失 Q_{EX} の増加分として現れている。

図 2 には、シリンダヘッド側およびシリンダブロック側からの冷却水への熱損失 Q_{CH} 、 Q_{CB} を示す。シリンダブロック側の冷却水への熱損失 Q_{CB} は燃焼室の形状に係わらずほぼ一定である。シリンダヘッド側の

図 1 燃焼室形状が熱損失に及ぼす影響

図 2 燃焼室形状が冷却水への熱損失に及ぼす影響

冷却水への熱損失 Q_{CH} は半球形燃焼室 C、D がウェッジ型燃焼室 A、B より少ない。

以上、半球形型とウェッジ型燃焼室を比較すると、半球形燃焼室の方が冷却水への熱損失 Q_c が少ない。この差はシリンダヘッド側からの熱損失 Q_{CH} の減少によるものであることが判った。なお、燃焼室の形状を変えると燃焼室壁面面積、燃焼室内ガス流動、燃焼時間なども同時に変わるため燃焼室形状の影響はこれらの効果を含んだものとなる。次に、この点に関して考察する。

ウェッジ型燃焼室 A と B または半球形燃焼室 C と D を比較すると、燃焼室形状が同一の場合、燃焼室内ガス流動のようすは大きな違いがないと考えられるが、壁面面積が大きい方が冷却水への熱損失 Q_C は増加し、軸出力 Q_W および排気ガスへの熱損失 Q_{EX} はわずかに減少する。また、半球形燃焼室 C は他の燃焼室に比べ最良点火時期がかなり遅れている。これは、半球形燃焼室の点火栓はウェッジ型燃焼室に比べ燃焼室の中心近くに配置されていること、さらにガス流動が燃焼室 D より強いいため燃焼が速く、この結果、燃焼時間が短くなり熱損失 Q_{CH} が減少すると考えられる。

次に、壁面面積がほぼ等しい半球形燃焼室 C とウェッジ型燃焼室 A を比較すると、冷却水への熱損失 Q_{CH} は半球形燃焼室 C が少なく、軸出力 Q_W はわずかながら増加し、排気ガスへの熱損失 Q_{EX} も増加する。この場合、熱損失の差は壁面面積以外の要因により発生しているものと考えられる。すなわち、ウェッジ型燃焼室 A はスキッシュによりガス流動を与え、半球形燃焼室 C はスキッシュ面積が小さく吸気ポートでスワールによりガス流動を与える構造となっている。したがって、ウェッジ型燃焼室 A の方が燃焼室壁面近傍の流れが強く、その結果、壁面近傍の温度境界層の厚さが薄くなり、熱伝達率が増加する⁽⁴⁾ ことが熱損失増大の要因のひとつと考えられる。さらに、半球形燃焼室 C については、燃焼が速く燃焼時間が短いことも熱損失が減少する一要因になっていると考えられる。

図 3 燃焼室壁面面積が熱損失に及ぼす影響

5.2 燃焼室壁面面積の影響

図 1, 図 2 を燃焼室壁面面積について整理した結果を図 3 に示す。燃焼室壁面面積が変化した場合、一般に、燃焼室形状、ガス流動、これに伴う燃焼状態などが同時に変わる。ここでは、圧縮比を等しくし燃焼室形状が同一のものを比較する。先に述べたように、壁面面積が増加すると冷却水への熱損失 Q_C は増加し、軸出力 Q_W および排気ガスへの熱損失 Q_{EX} は減少するが、これは、ガス流動や燃焼時間などが異なることの影響が総合された結果であると考えられる。図 4 にはシリンダヘッド側およびシリンダブロック側からの冷却水への熱損失 Q_{CH} , Q_{CB} を示す。シリンダブロック側の熱損失 Q_{CB} は燃焼室形状および壁面面積に係わらずほぼ一定である。燃焼室形状や壁面面積が変わるとシリンダヘッド側の冷却水への熱損失 Q_{CH} が変化し、その増減分がそのままエンジン全体の冷却水への熱損失 Q_C の増減分となり、その割合は 60~65% である。

5.3 圧縮比の影響

圧縮比の影響を調べた結果を図 5 に示す。冷却水への熱損失 Q_C は、最良点火時期で比較すると、圧縮比 8.5 で最大となり圧縮比を高くしても低くしても減少する。シリンダブロック側の冷却水への熱損失 Q_{CB} は圧縮比の変化に係わらずほぼ一定であるので、冷却水への熱損失 Q_C の変化はシリンダヘッド側の冷却水への熱損失 Q_{CH} の変化に起因している。

圧縮比が変化した場合、冷却水への熱損失に影響す

図 4 燃焼室壁面面積が冷却水への熱損失に及ぼす影響

図5 圧縮比が冷却水への熱損失に及ぼす影響

図6 圧縮比とPV線図

る要因として、(i) サイクル温度および燃焼時間の変化、(ii) 燃焼室形状の変化に起因する燃焼室内ガス流動の変化、(iii) ノッキング発生による最良点火時期の変化など三つの要因が考えられる。図6には、本研究と同一燃焼室および吸気ポート形状をもつ単気筒エンジンを用いて、圧縮比が大幅に変化した時の指圧線図を示す。ここで、圧縮比が8.5から10, 12になると、上死点近辺における圧力上昇率が小さくなり、燃焼最高圧力も低下していることが判る。これは燃料のオクタン価が90と低いことも要因となり、高圧縮比のもとではノッキングが発生したため最良点火時期が遅れたことを示している。

一般に、圧縮比を高めると、(i) 残留ガスの減少、(ii) 着火時の混合気の温度および圧力の上昇により燃焼が促進されるなど二つの要因により最良点火時期は遅れ、かつ、燃焼時間も短くなる。本研究においては、ノッキングが発生したために、最大軸出力 Q_w が得られる点火時期は最良点火時期よりさらに遅れたことになる。このため、放熱時間が短縮され熱損失を減らす作用をしたものと考えられる。前報で述べたように、点火時期を変えた場合、冷却水への熱損失 Q_c は最良点火時期付近で最少となり、進み側、遅れ側ともに増加する。図5の圧縮比9.5の場合、最大軸出力 Q_w が得られる点火時期は最良点火時期より遅れているため、熱損失は最良点火時期でのそれより高いと考えられる。しかし、この場合の熱損失は圧縮比8.5より低い。したがって、軸出力 Q_w が最大となる点火時期のもとの比較では圧縮比が8.5で冷却水への熱損失 Q_c が最大を示す結果となったものと考えられる。

ウェッジ型燃焼室の場合、スキッシュ間隙の厚さ(ヘッドガスケットの厚さとピストン頭部の凹形状深さ)を変えて、圧縮比を変化させているため、表面積/体積比を変化させると、ガス流動も変化すると考えられる。したがって、冷却水への熱損失はS/V比とガス流動の影響が総合されたものと考えられる。スキッシュによりガス流速を強めることは、壁面近傍の温度境界層の厚さを薄くし、冷却水への熱損失を増加させる作用をする⁽⁴⁾。また、S/V比を大きくすることも同様の作用⁽⁵⁾をすると考えられる。

以上、高圧縮比化により冷却水への熱損失の増加と減少の諸因子が影響しあった結果として、今回用いたウェッジ型燃焼室においては、圧縮比が8.5近傍で冷却水への熱損失は最大となるが、軸出力 Q_w はサイクル効率の改善効果が大きく圧縮比が高いほど大きい結果となっている。

5・4 ガス流動の影響 燃焼室のスキッシュ面積を変えて、燃焼室内のガス流動の強さの影響を調べた結果を図7に示す。スキッシュ面積を大きくすると、シリンダヘッド側の冷却水への熱損失 Q_{CH} は増加するが、シリンダブロック側の冷却水への熱損失 Q_{CB} は変わらない。この結果、冷却水への熱損失 Q_c は増加する。

スキッシュを強めた場合、燃焼最高圧力と熱発生率は増加し、かつ熱発生時期は早まる。このため圧力の高い状態での放熱時間と熱伝達率が増加する。また、壁面近傍のスキッシュにより温度境界層の厚さが薄くなり、その結果熱伝達率が大きくなるため冷却水への熱損失が増加する⁽⁴⁾ことが要因と考えられる。ここで

図 7 スキッシュ面積が冷却水への熱損失に及ぼす影響

軸出力 Q_w について見ると、スキッシュを弱くしてもほとんど差は見られない。

すなわち、スキッシュを弱くした場合の冷却水への熱損失 Q_c の減少分は排気ガスへの熱損失 Q_{ex} の増加となって現れ、軸出力 Q_w には変換されていないことを示している。

次に、スワールによる燃焼室内のガス流動の強さの影響を調べた結果を図 8 に示す。ここでは、吸気ポート内に設けた気流案内筒の径を絞り、シリンダ内に吸入される混合気 directional 性を与えて流速を増加させた。スワールにより混合気の吸入流速を強めた場合、最良点火時期で比較すると、スキッシュの場合と異なりシリンダヘッド側の冷却水への熱損失 Q_{ch} だけでなく、シリンダブロック側の冷却水への熱損失 Q_{cb} も増加する。これは、スキッシュによるガス流動の影響が上死点において燃焼室壁面に沿った方向に大きくなるのに対し、スワールによるガス流動の影響は燃焼室全体におよびシリンダ壁面における熱伝達率も大きくなるためと考えられる。この結果、冷却水への熱損失 Q_c は増加する。ここで、軸出力 Q_w について見ると、スキッシュの場合の結果と同様に冷却水への熱損失 Q_c の減少分が軸出力 Q_w に転換されていないことが判る。

5.5 シリンダヘッド材質の影響 シリンダヘッドの材質には高出力化、軽量化の観点からアルミニウム合金が主に使われている。一方、排気清浄化、燃費向上の手段として燃焼室壁面を熱伝達率の小さい材質で遮熱する試みも行われている⁽⁶⁾⁽⁷⁾。これには、壁面温

図 8 スワールが冷却水への熱損失に及ぼす影響

図 9 シリンダヘッドの燃焼室壁面材質が冷却水への熱損失に及ぼす影響

度が上昇することにより熱流束が減少⁽⁶⁾するとの考え方と、一方、温度境界層の厚さが減少することより熱流束が増加⁽⁷⁾するとの相反する二つの考え方があり定説を見るに至っていない。そこでシリンダヘッド材質の影響を調べた結果を図 9 に示す。高熱伝導率材としてアルミニウム合金、低熱伝導率材として鋳鉄とアルミニウム合金との複合材を用いた。複合材の肉厚

図 10 排気ポートからの冷却水への熱損失
(点火時期の影響)

は鋳鉄製半球形型燃焼室殻およびアルミニウム合金母材とも 5 mm である。

シリンダヘッド側の冷却水への熱損失 Q_{CH} は鋳鉄製半球形型燃焼室殻鑄込みシリンダヘッド (以下、鋳鉄殻ヘッド) がアルミニウム合金シリンダヘッドより少なく、減少分は排気ガスへの熱損失 Q_{EX} の増加として現れている。シリンダブロック側の冷却水への熱損失 Q_{CB} は両者とも同等で冷却水への熱損失 Q_C に影響を及ぼしていない。図には示していないが、燃焼室壁面温度は、熱伝導率が小さい鋳鉄ヘッドの方がアルミニウム合金ヘッドより高かった。本実験における燃焼室形状は半球形型でスキッシュ面積が極めて少ないため、壁面付近の温度境界層に影響を及ぼすようなガス流動が少ないことから、壁面温度の上昇が放熱量を減少させたものと考えられる。

以上、燃焼室まわりの構造、諸元が熱損失に及ぼす影響を調べた結果、冷却水への熱損失 Q_C を減少させてもその全てが軸出力 Q_W として回収されることはなく、多くの場合排気への熱損失 Q_{EX} として現れることが判った。冷却水への熱損失 Q_C の減少分を軸出力 Q_W として回収するには、上死点近傍で熱損失を少なくすることが効果的であるとの検討結果もある⁽⁸⁾。

本研究で測定、考察した熱損失の値は、いわば、サイクル平均値に相当するものであるが、さらに燃費改善につながる熱損失 Q_C の低減を図るにはサイクル中の熱損失の経緯などを詳細に解析し、ガス流動、燃焼状態などを適正化することが必要になると考えられ

る。

5・6 排気ポートからの熱損失 シリンダヘッド側の冷却水への熱損失 Q_{CH} は、式(3)に示すように、排気ポート壁面からの冷却水への熱損失 Q_{Port} が含まれている。そこで、排気ポート壁面からの熱損失 Q_{Port} がシリンダヘッド側の冷却水への熱損失 Q_{CH} におよぼす影響を調べた結果を図 10 に示す。排気ポートからの冷却水への熱損失 Q_{Port} は式(6)に示すように、排気弁出口温度および排気ポート端面のガス温度で定まる。排気弁出口温度は運転因子により変化するが、ここでは点火時期を変化させ影響を調べた。

排気ポートからの熱損失 Q_{Port} は点火時期を遅らせるほど増加する。熱損失 Q_{Port} がシリンダヘッド側の冷却水への熱損失 Q_{CH} に占める比率も点火時期が遅れるにつれ増加し、50%を超える。

点火時期を遅らせた場合、燃焼ガスの最高温度の発生時期が遅れかつ温度も低下するが、膨張行程の温度は逆に上昇する⁽³⁾。したがって、排気弁通過直後のガス温度は上昇するため、排気ポートからの冷却水への熱損失 Q_{Port} は増加する。一方、燃焼室の壁面温度は点火時期の遅れとともに低下し⁽⁹⁾、燃焼室壁面からの熱損失 Q_{CH} は減少する⁽⁹⁾。点火時期の遅れ側で冷却水への熱損失 Q_{CH} が増加する主要因は、排気ポートからの冷却水への熱損失 Q_{Port} が増加するためと考えられる。

6. 結 論

自動車用四サイクルガソリンの熱損失を減少させ、燃費向上を図るに役立つ方策を模索するために、燃焼室形状、燃焼室壁面面積、圧縮比、燃焼室ガス流動および燃焼室壁面の材質など設計因子が冷却水への熱損失に及ぼす影響を体系的に調べ以下の結果を得た。さらに燃費改善につながる熱損失 Q_C の低減を図るにはサイクル中の熱損失の経緯などを詳細に解析する必要がある。

(1) ガス流動の少ない半球形型燃焼室は、ガス流動の大きいウエッジ型燃焼室に比べて、冷却水への熱損失 Q_C が少ない。冷却水への熱損失 Q_C の減少分は軸出力 Q_W 、排気ガスへの熱損失 Q_{EX} の増加として現れる。

(2) 燃焼室形状が同一の場合、燃焼室壁面面積が増加すると、冷却水への熱損失 Q_C が増加する。

(3) 圧縮比を変えた場合、冷却水への熱損失 Q_C はある圧縮比のもとで最大となるが、軸出力 Q_W は圧縮比が高いほど大きい。

(4) 燃焼室壁面近傍のガス流動を弱くすると、冷

却水への熱損失 Q_c は減少するが、軸出力 Q_w はほとんど変わらない。

(5) 燃焼室壁面へ低熱伝導率材を使用すると、壁面の温度が上昇し、冷却水への熱損失 Q_c が減少する。

(6) 排気ポート壁面から冷却水への熱損失 Q_{Port} は、点火時期が遅れた場合増加し、シリンダヘッド側冷却水への熱損失 Q_{CH} の40%以上を占める。

文 献

- (1) 長尾, 内燃機関講義, (1948), 28-32, 養賢堂.
- (2) 栗野, 内燃機関工学, (1958), 37-39, 85 91, 236, 398, 402-413, 山海堂.
- (3) 宮崎, 機論, **60**-577, B(1994), 3207.
- (4) 戸田・ほか4名, 自技論, **33**(1986), 3.
- (5) 酒井・戸倉・堤・向井, 自技論, **1**(1970), 16.
- (6) More, T., *SAE paper*, No. 880186 (1988).
- (7) Furuhashi, S., *SAE paper*, No. 870153 (1987).
- (8) 古浜, 内燃機関, **21**-256 (1987), 42.
- (9) 酒井・宮崎・向井, 日産自動車社内報 202-1024 (1971), 1.