

火花点火機関における燃焼室壁面での熱伝達 (ヌセルト数とフーリエ数の関係)

高濱 智洋^{a)}・長瀬 慶紀^{b)}・友松 重樹^{c)}・木村 正寿^{d)}

Heat Transfer on Combustion Chamber of Spark Ignition Engine (Relation between Nusselt number and Fourier number)

Tomohiro TAKAHAMA, Yoshinori NAGASE, Shigeki TOMOMATSU, Masatoshi KIMURA

Abstract

Spark ignition (S.I.) engines are widely used for cars, motorcycles, generators, and so on. However, S.I. engine emits carbon dioxide, which becomes the origin of global warming. Therefore, it is necessary to improve the thermal efficiency of S.I. engine for reducing the emission of the carbon dioxide. A gas flow is often generated in the cylinder of the engine in order to promote combustion for improving the thermal efficiency. While the gas flow increases the thermal loss, as the heat transfer on combustion chamber is promoted. So it is necessary to be obtained relation between the flow velocity and the heat transfer coefficient. Nevertheless, it is difficult to measure the velocity of the in-cylinder burnt gas flow. Whereas, it is thought that the heat transfer coefficient is related to the time after ignition. This paper reports that the heat transfer coefficient on the combustion chamber walls is obtained as a function of time by using of the relation between Nusselt number and Fourier number.

KeyWords: Heat transfer coefficient, Heat flux sensor, Nusselt number, Fourier number, Woschni's equation

1. 緒論

火花点火機関の熱効率を向上させるため、従来から、エンジンの熱効率に係る燃焼室壁面の熱伝達についての研究が行われ、代表的な熱伝達率算出式に Woschni¹⁾の式がある。しかし、Woschniの式は、エンジン回転数が同じでもガス流動の異なる場合があることを考慮していないため、壁面への熱の移動を正確に計算できていない。そのため、本研究では Woschniの式より一般性のある熱伝達率算出式を提案することを目的とする。

エンジン燃焼室壁面の熱伝達率を知るためには大きく分けて2つの方法がある。1つ目は、Woschniの論文でも示されたように燃焼圧力履歴から熱伝達率を求めるものである。この方法は、燃焼圧力のみを計測するだけでよいから、簡易的であり、また、燃焼室全体の平均熱伝達率を求めることができる。

2つ目は、燃焼室に薄膜型熱電対を取付け、壁面温度の履歴から熱流束を算出する方法であり、本研究でもこの方法を用いることとした。これは、燃焼圧力履歴から熱伝達率を算出する方法では、ピストンリングからの漏れなどの原因によって実機エンジンでも成り立つとは限らないためである。一方で、燃焼室の表面温

度履歴から熱伝達率を算出する方法は急激に変化する壁面温度を実際に計測しているため、より精度よく熱流束を計測でき、すなわち、高精度に熱伝達率を求めることが出来ると考えられる。

以上の理由より、本研究では燃焼室壁面の熱伝達率を求めるため、図1に示す熱流束計²⁾を製作し、火花点火機関の様々な位置に取り付けて熱流束計測を行った。また、様々なエンジンに適用可能な平均熱伝達率の整理式を提案し、提案する整理式と Woschniの式と比較することを目的とする。

2. 熱流束計測原理

熱流束計は母材にφ3.2mmのコンスタンタンを用いており、2つの熱接点をもつ熱電対である。この母材の裏側からφ0.7mmの貫通穴、φ1.4mm、深さ5mmの穴、φ0.7mm深さ3mm程度の穴をあけている。φ0.7mmの貫通穴には素線周りが電気的に絶縁されている銅素線を挿入した後かしめ、電解めっきにより10μmの銅めっきを成膜することで熱接点(以後、表面接点)を形成している。また、φ1.4mm、深さ5mmの穴にも同じ銅素線を挿入し、銅素線の周りにはセラミックチューブを取付けている。そして、点溶接により、表面から深さ5mmの位置で銅素線先端とコンスタンタンを接合することで熱接点(以後、内接点)を形成している。φ0.7mm深さ3mm程度の穴にはコンスタンタン素線を挿入後、かしめることでアース側の素線としている。

母材がφ3.2mmと小さいため熱流束は1次元であり、母材内部の温度が表面からの距離と時間によってのみ

a)機械システム工学専攻大学院生

b)機械設計システム工学科・准教授

c)機械設計システム工学科・助教

d)教育研究支援技術センター・技術専門職員

に依存すると仮定すると，熱伝導方程式より式(1)が得られる。

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \tag{1}$$

式(1)を調和解析すると，表面温度 T_0 および熱流束 q_0 は次の式(2)~(6)で求められる。

$$T_0 = T_{0m} + \sum_{v=1}^{\infty} (A_v \cos v\omega t + B_v \sin v\omega t) \tag{2}$$

$$q_0 = q_m + q_{us} \tag{3}$$

ただし，

$$q_{us} = \lambda \sum_{v=1}^{\infty} \sqrt{\frac{v\omega}{2a}} (C_v \cos v\omega t + D_v \sin v\omega t) \tag{4}$$

$$q_m = \frac{\lambda(T_{0m} - T_{xm})}{x} \tag{5}$$

$$C_v = B_v + A_v, \quad D_v = B_v - A_v \tag{6}$$

ここで，

- a : 熱拡散率 [m²/s]
- T_{0m} : 表面接点の平均温度 [K]
- q_{us} : 熱流束の非定常成分 [W/m²]
- q_m : 熱流束の定常成分 [W/m²]
- λ : 母材の熱伝導率 [W/m・K]
- v : 周波数の次数
- ω : 角周波数 [rad/s]
- t : 時間 [s]
- x : 表面からの深さ [m]
- A_v, B_v, C_v, D_v : 係数 [K]

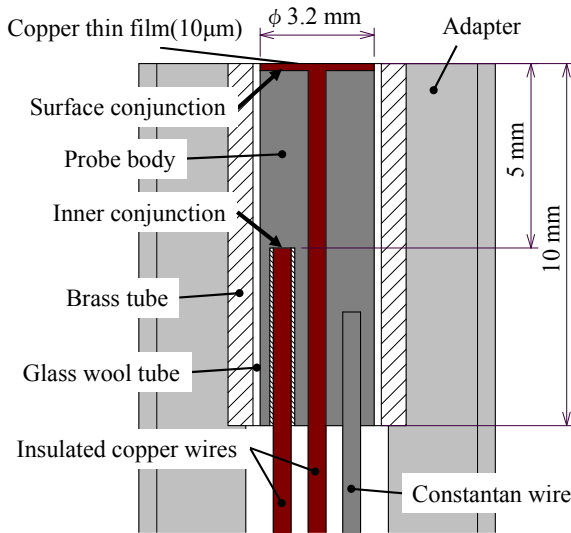


Fig.1. Heat flux sensor.

3. 実験装置および実験方法

3.1 供試機関

実験に用いたエンジンは豊田中央研究所製の試験用火花点火機関であり，型式名は TRE-1 (以後，TRE) である。TRE は単シリンダで，ボア・ストローク共に 85mm，排気量は 482cc となっている。また，圧縮比は 4.54 で

燃焼室形状はパンケーキ型となっている。エンジンの主要諸元を表 1 に示す。

本研究では，エンジンの伝熱現象を取り扱うため，TRE の熱平衡状態を保つことは重要である。そのため，TRE の冷却系は機関と別体の冷却水タンクに冷却水を溜め，外部ヒータによって温度制御を行っている。また，潤滑系においても，機関と別体のオイルタンクに内蔵したヒータにて温度制御を行っている。さらに，新気の温度も燃料を気化する装置に取り付けたヒータによって温度管理を行っている。

Table 1. Engine specification.

Engine type	4 stroke, OHV
Cylinder number	single cylinder
Bore × Stroke	85.0 mm × 85.0 mm
Stroke volume	482 cc
Compression ratio	4.54
Combustion chamber configuration	Pancake type
Ignition system	Full transistor system
Fuel supply system	Electric fuel injection
Lubrication system	Dry sump

3.2 計測システム

本研究で燃焼室壁面の熱伝達率を求めるためには，クランク角に対する燃焼圧力，熱流束を計測する必要がある。燃焼圧力の計測にはピエゾ式圧力計を燃焼室に取り付け，ピエゾ素子からの起電力をチャージアンプにより増幅し，電圧変化から圧力履歴を求める。

熱流束の計測は熱流束計の表面接点および内接点の 2 つの熱接点と冷接点の電位差を測定して熱接点部温度を計測する。なお，冷接点温度は気温で補償している。内接点は着火運転で十分暖機すると電位差が一定となるため，この電位差をデジタルボルトメータで測定する。一方，表面接点はクランク角に対して時々刻々変化し，微小な電位差変化である。そのため，電位差をバイアス回路によって表面温度の定常分を取り除いた後，増幅回路によって 1000 倍に増幅し，増幅した電圧を 12bit の A/D コンバータにてデジタル値に変換し，パソコンに取り込んで計測を行う。この際，バイアス電圧をデジタルボルトメータで測定することによって表面接点の平均温度を求める。

クランク角履歴は，エンジンの回転軸に取り付けた円盤にクランク角 1 度ずつのスリット，上死点用のスリット，点火用のスリットが刻んであるため，これらのスリットに豆電球で光を通過させ，この光をフォトトランジスタで受光している。それぞれのフォトトランジスタからの信号を DC5V の矩形波に変換し，クランク角 1 度ずつの計測を行っている。以上の計測システムを図 2 に示す。

3.3 実験手順

実験は，気温，湿度，気圧の測定後，エンジンの暖機を行い，駆動運転にて燃焼室に漏れがないか確認する。この際，実験条件に従ってインジェクタから噴射

Table 2. Experimental conditions.

Engine speed	1000 rpm			
Charging efficiency	70%			
Shroud angle θ	240°	180°	120°	No shroud
Air fuel ratio (A/F)	15, 20			
Ignition timing [deg.BTDC]	20, 30	20, 28	19, 31	33, 42
Cooling water temperature	80°C(±0.5°C)			
Lubricant oil temperature	80°C(±0.5°C)			
Charge temperature	65°C(±0.5°C)			
Sampling interval	60 μ s			
Sampling cycles	100			

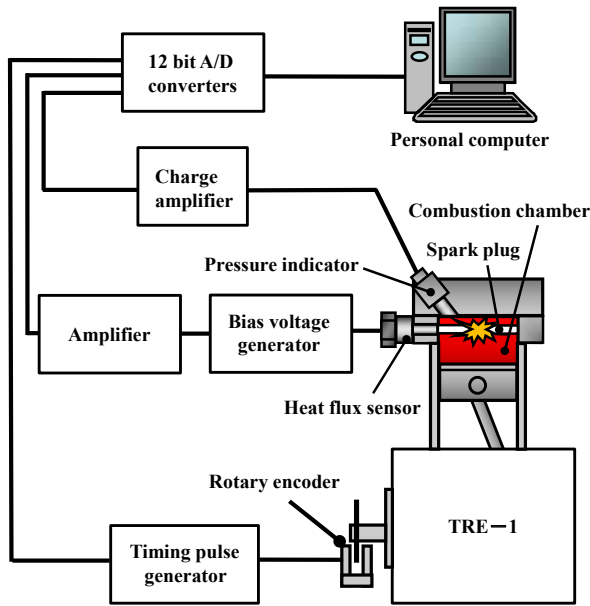


Fig.2. Measuring system.

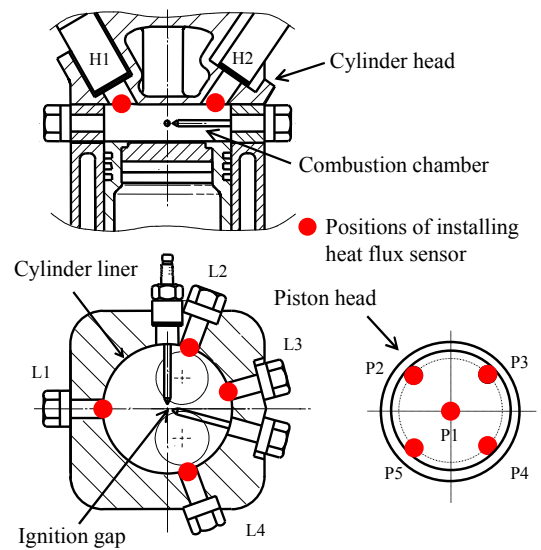


Fig.3. Positions of installing heat flux sensors.

される燃料をメスシリンダ内に吹き付け、EFI 装置にて燃料噴射量の調整を行う。また、スパークプラグからの点火を目視で確認し、周辺点火がないかなどの確認を行う。また、基準パルス発生装置からの上死点信号、点火信号、クランク角信号をオシロスコープに出して点火時期を調整する。この際、点火時期は事前に計測を行った最適点火時期(MBT)に調整する。以上の調整・確認を行った後、着火運転を 30 分行い、燃焼圧力が基準圧力と一致しているかの確認を行う。

燃焼圧力に問題がなければ、熱流束計を図 3 に示す位置に取り付け、着火運転を行う。着火運転時には、熱流束波形が A/D コンバータにてデータを取り込むレンジ内に収まるように増幅装置のバイアス電圧を調整し、着火運転開始から 10 分経過したところで、100 サイクル分のデータの取り込みを行う。この際、内接点電圧およびバイアス電圧をデジタルボルトメータにて測定する。ここで、100 サイクルとしたのは、サイクル変動によって異なる 1 サイクル毎の燃焼圧力、熱流束が、100 サイクルのデータ取り込みを行えば、それ以上のデータを取り込んだときとアンサンプル平均値が同じであるためである。

実験条件としては、表 2 に示す条件で行った。表 2 において、“Shroud angle θ ”となっているのは、図 4

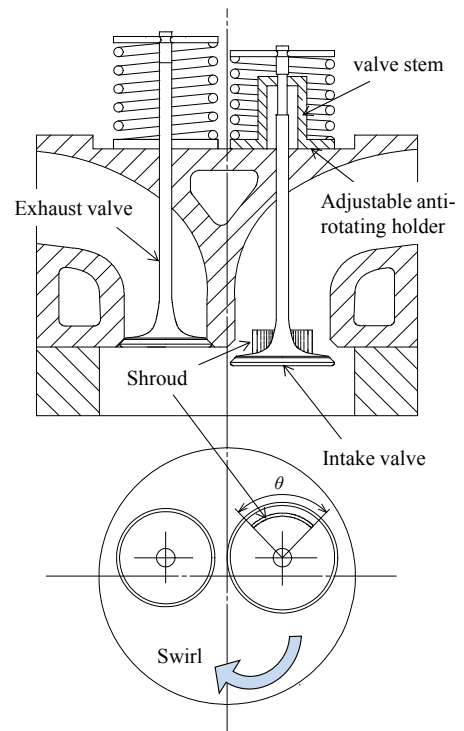


Fig.4. Formation of swirl by shroud.

に示す吸気バルブに取り付けた覆いであり、 θ が大きいほど吸気の流路が小さくなり、主流が大きくなるというものである。

4. 実験結果および考察

4.1 実験結果

燃焼圧力および熱流束計測の結果の一例を図5, 6に示す。この実験は、シュラウドのないノーマルバルブ (No shroud) でエンジン回転数 1000rpm, 充填効率 70%, 空燃比 20 のもとで行った実験である。ここで、燃焼圧力、熱流束は 100 サイクル分のアンサンブル平均値となっている。また、熱流束については $60\mu\text{s}$ (クランク角 0.36°) ごとに取り込んでいるデータに 31 個の移動平均を行い、平滑化している。表面接点温度のアンサンブル平均値を図7に示す。凡例は図6と同じである。

4.2 考察

熱流束波形は全体的に同じ傾向であったが、計測位置によって熱流束の大きさが異なっている。そのため、各計測位置をヘッド部、ライナー部、ピストン部の3つに分け、それぞれの位置での平均熱流束に計測部面積を掛け、それらを足し合わせた後に燃焼室全体の表面積で割って、燃焼室全体の平均熱流束を求めた。

ガス温度は、熱流束計測位置ごとにガス温度計測を行うことは困難であるため、燃焼圧力を用いて状態方程式から算出することとした。ここで、燃焼ガスの質量は不明であるが、吸排気上死点での残留気と新気を足し合わせたものが燃焼ガスの質量であると仮定して求めた。クランク角が上死点から 150 度の範囲で求めたガス温度を図8に示す。この範囲のみとしたのは、吸排気行程中や燃焼期間中のガス物性を求めるのが困難であり、熱伝達率を求めることはできないが、燃焼室から逃げる総熱量としては大きくないため問題ないと考えたためである。

以上の算出方法により、平均熱流束を q 、ガス温度を T_g 、平均壁面温度を T_w とすると、平均熱伝達率 h はニュートンの冷却法則より式(7)で求められる。

$$h = \frac{q}{T_g - T_w} \tag{7}$$

また、TRE 以外のエンジンにも熱伝達率の算出式として適用できるように無次元数に整理することとした。従来、熱伝達率の無次元数整理式としては熱伝達率の無次元数である Nu 数をガス流動の無次元数である Re 数で求める例が多くみられるが、本研究では Fo 数を用いることとした。これは、点火によって混合気が燃焼し、燃焼室壁面へ熱が移動すると考えられ、壁面熱伝達には点火してから時間が関係すると思われるためである。よって、点火後の時間を無次元化した Fo 数で熱伝達率算出式を提案することにした。式(8), (9)に使用する無次元数の定義を示す。

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \tag{8}$$

$$Fo = \frac{at}{D^2} \tag{9}$$

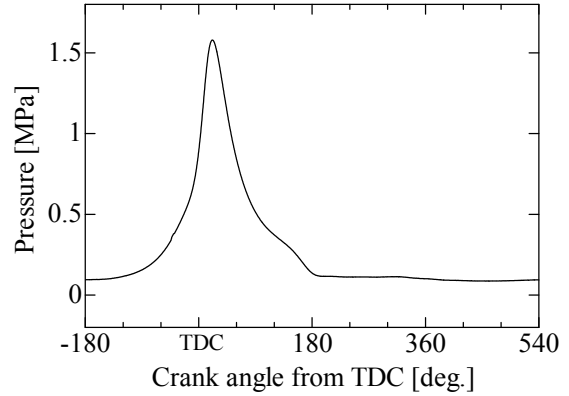


Fig.5. Pressure (A/F20, No shroud).

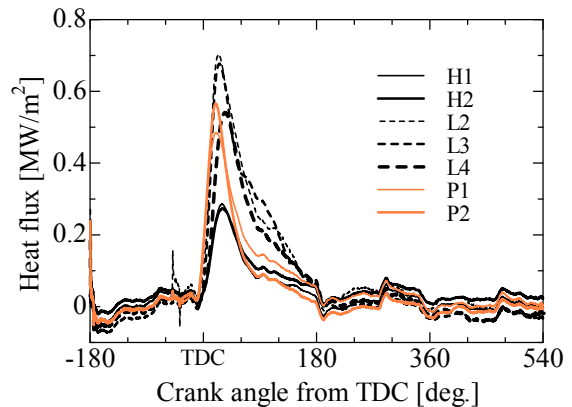


Fig.6. Heat flux (A/F20, No shroud).

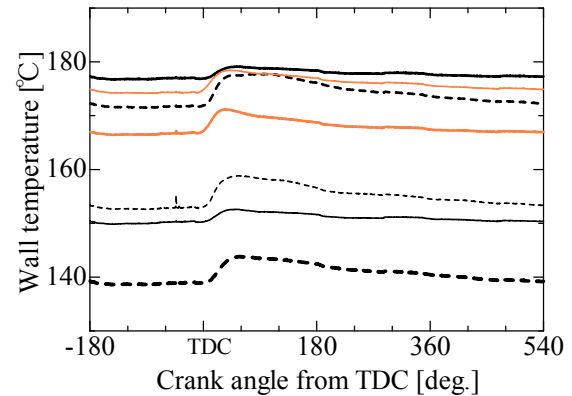


Fig.7. Wall temperature (A/F20, No shroud).

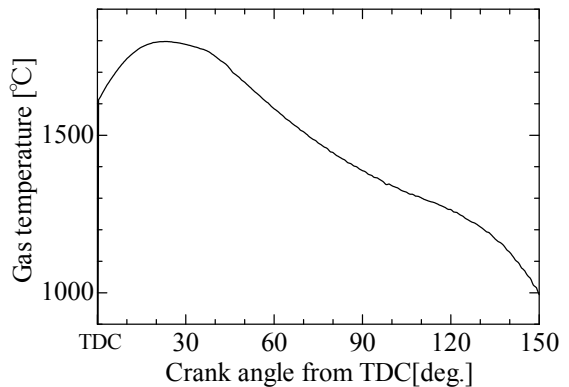


Fig.8. Gas temperature (A/F20, No shroud).

Table 3. Engine specification.

Engine type	4 stroke, SOHC
Cylinder number	single cylinder
Bore × Stroke	79.0 mm × 71.2 mm
Stroke volume	349 cc
Compression ratio	3.61
Combustion chamber configuration	Pent roof type
Ignition system	Full transistor system
Fuel supply system	CDI
Lubrication system	Dry sump

ただし,

- h : 平均熱伝達率 [W/m²·K]
- D : シリンダ直径 [m]
- λ : 熱伝導率 [W/(m·K)]
- a : 熱拡散率 [m²/s]
- t : 点火後の時間 [s]

ここで, Nu 数や Fo 数を求める際に必要な熱伝導率や熱拡散率は空気の熱物性値表^{3), 4)}から計算している. 実際の燃焼ガスは空気ではないが, 計算上は大きな誤差にならないと考えている.

図9には各実験条件における Nu 数と Fo 数の関係を示した. 矢印で示している直線は, 各実験条件におけるプロットにおいて, Nu 数が Fo 数のべき乗の関数として表されるものと仮定し, 最小二乗法にて求めたものである. この関係式を式(10)に示す. 式(10)において, Fo 数の指数が-0.5であるため, 式(11)に示すようにシリンダ直径を含まない形で表すことができる. すなわち, 平均熱伝達率はエンジンの大きさに関係しない可能性があることが分かった.

$$Nu = 1.5Fo^{-0.5} \tag{10}$$

$$h = \frac{1.5\lambda}{\sqrt{at}} \tag{11}$$

また, 図10には本研究で提案する整理式と *Woschni* の式を実験値と比較したものの1例を示しており, 提案した整理式の方が実験値に近いことが分かる.

4.3 他のエンジンへの適用

整理式の一般性を検討するため, 本実験で使用した供試機関とは異なるエンジンでの熱流束計測の結果に, 本研究で提案した整理式を適用することにした.

供試機関はオートバイのエンジン(スズキ製, K406型)を実験用に改造したものであり, 燃焼室内にガス流動を発生させることができる. また, 燃焼室形状はペントルーフ型となっており, ガソリンエンジンの燃焼室形状として主流となっているものである. 供試機関の主要諸元を表3に実験条件を表4に示す. また, 熱流束計の取り付け位置を図11に示す.

図12に示す熱伝達率の比較結果から, 本研究で提案する整理式が *Woschni* の式より実験値に近いことが分かる. そのため, 整理式は *TRE* 以外にも適用でき, *Woschni* の式より高精度に熱伝達率を算出できる可能性があると考えられる.

Table 4. Experimental condition.

Engine speed	1000 rpm
Charging efficiency	56%
Air fuel ratio (A/F)	15
Ignition timing (MBT)	BTDC35°
Lubricant oil temperature	60°C(±1°C)
Charge temperature	70°C(±0.5°C)

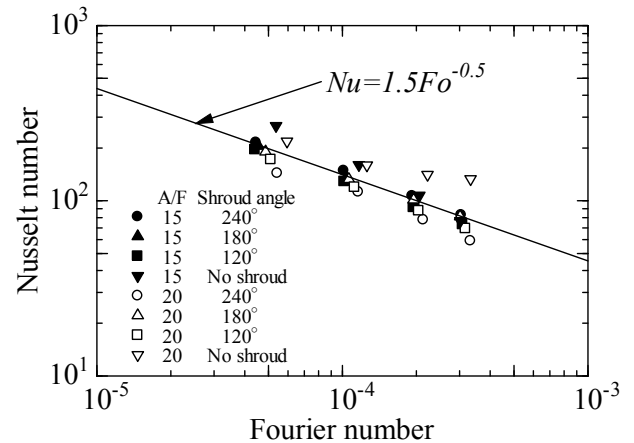


Fig.9. Relation between Nusselt number and Fourier number.

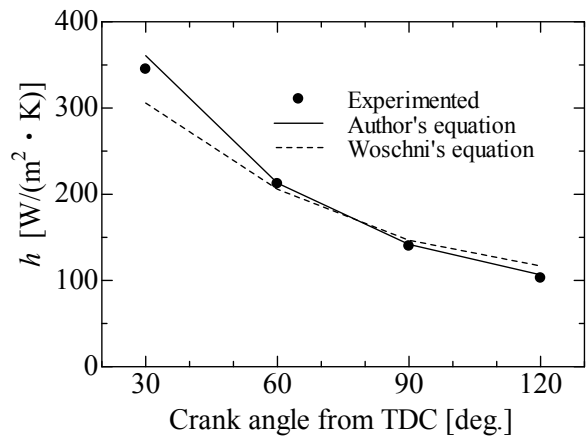


Fig.10. Comparison of heat transfer coefficient (A/F15, Shroud angle 240°).

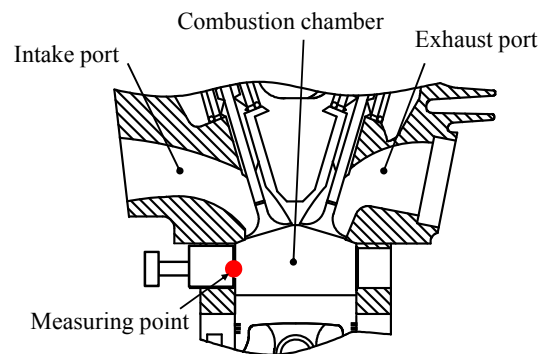


Fig.11. Positions of installing heat flux sensor.

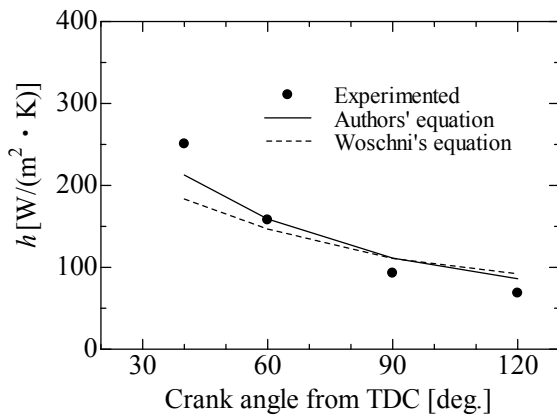


Fig.12. Comparison of heat transfer coefficient.

5. 結論

火花点火機関の燃焼室壁面における熱伝達を明らかにするため、二組の熱電対を持つ熱流束計を製作した。この熱流束計を用いて、試験用火花点火機関の燃焼室壁面で熱流束計測の実験を行った。また、様々な実験条件における熱流束計測の結果を Nu 数と Fo 数に整理し、以下の結論を得た。

1. 燃焼室壁面の熱伝達率を $Nu=1.5Fo^{0.5}$ に整理し、整理式より求めた熱伝達率算出式から、平均熱伝達率にエンジンの大きさは関係しない可能性があることが分かった。
2. 本研究で提案した整理式と Woschni の式より求めた熱伝達率を、試験用エンジンと別のエンジンで行った実験で求めた熱伝達率と比較し、提案した整理式の方が実験値に近いことが分かった。

参考文献

- 1) G.Woschni : "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine", Society of Automotive Engineer, pp.1-13, 1967.
- 2) Yoshinori NAGASE and Shigeki TOMOMATSU : "Improvement of Heat flux measurement on combustion chamber of Spark Ignition Engine (Condition of Thin film type of Heat Flux sensor for heat flux of engine)", *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, series B, vol.76, No.765, pp.859-864, 2010.
- 3) R.C.リード, 平田光穂監訳: 気体, 液体の物性推算ハンドブック第3版, p.474, マグロウヒルブック, 1985.
- 4) 日本機械学会編: 流体の熱物性値表, pp.187-403, 524, 1983.