

# 火花点火機関燃焼室における熱流束計測 （シリンダ内流れが低流速域での検討）

笹井 孝志<sup>a)</sup>・長瀬 慶紀<sup>b)</sup>・友松 重樹<sup>c)</sup>・木村 正寿<sup>d)</sup>

## Measurement of Heat Flux on Combustion Chamber of Spark Ignition Engine (Examination of Low Velocity of in Cylinder Flow)

Takashi SASAI, Yoshinori NAGASE, Shigeki TOMOMATSU, and Masatoshi KIMURA

### Abstract

As a method of high efficiency of an internal combustion engine a gas flow is introduced into a combustion chamber. However, the gas flow in the combustion chamber is not necessarily connected efficient from increasing the cooling loss by the heat transfer between the combustion gas and the combustion chamber wall. Therefore, it is necessary to know the correlation of the gas flow in the cylinder and heat transfer to the combustion chamber wall. When the state of the gas flow in the cylinder is swirl, the equation which can calculate the heat transfer coefficient of the whole combustion chamber from the gas flow within the turbulent flow region is obtained. However, this equation cannot be used when a gas flow is in the low flow velocity region. In this study, the heat flux on the cylinder wall is measured in the low flow velocity region. As a result, the heat transfer coefficient within the low flow velocity region is obtained using the pressure and the volume in the cylinder.

**Keywords:** Engine, Heat flux, Gas flow, Heat transfer coefficient, Swirl

### 1. はじめに

内燃機関の高効率化を図る方法として、燃焼室内にガス流動を発生させる方法が取り入れられている。しかし、燃焼室内のガス流動は燃焼ガスと燃焼室壁面間の熱伝達による冷却損失も促進させることから必ずしも高効率につながるとは限らない。冷却損失は機関内部の熱エネルギーの移動のうち約40%<sup>1)</sup>にもなるといわれており、内燃機関の高効率化には、筒内ガス流動と熱伝達の相互関係を明らかにする必要がある。

燃焼ガスより熱伝達率を求める方法の中で代表的な研究成果は Taylor や Woschni<sup>2)</sup>の実験式がある。これらは、ガス温度、ガス圧、平均ピストン速度にて熱伝達率を求める実験式であり、現在でも一般的に数値解析に用いられる代表的な式である。しかし、これらの実験式は熱伝達率に重要な要因となるシリンダ内ガス流動など影響が考慮されていないため、精度のよい熱伝達率の算出には疑問が残る。また、壁面での熱流束とガス温度から熱伝達率を求める研究では、燃焼室壁面における熱流束を計測する方法が

重要となる。瞬間的に変動する内燃機関の燃焼室壁面温度の瞬間値測定に、薄膜型熱電対が一般的に用いられることに着目して、榎本、古浜ら<sup>3)</sup>は測定誤差を極力小さくするため、同心円状の熱電対モデルを開発し、燃焼室各部の表面温度、および燃焼室内ガス圧力より、熱流束分布、熱損失状態、局所熱伝達率を求めている。また、西脇、嶋本<sup>4)</sup>らは駆動運転時の吸・排気過程における、シリンダ内の総熱伝達量に対しての平均熱伝達率を求める研究を行っている。本研究室では、中釜<sup>5)</sup>によってガソリンエンジンにおける燃焼室壁面付近のガス流速と熱流束の関係を無次元数に整理し、燃焼室全体の平均熱伝達率を高精度に算出できる式を定義している。

しかし、これらの研究でガス流動の主流が低速域における燃焼室内の熱伝達への影響は調査されていない。

そこで、本研究では、筒内のガス流動の主流が低速域における燃焼室壁面の熱伝達への影響を調査する。また、低速域での燃焼室壁面の熱伝達の状態を表す式の構築を目的とする。

### 2. 理論

#### 2.1 ガス流動計測

本研究ではガス流動を計測するために火花追跡法を用いることにした。火花追跡法とは、計測したい流体中に電

a) 機械システム工学専攻大学院生

b) 機械システム工学科准教授

c) 機械システム工学科助教

d) 宮崎大学技術職員

極を設置し、これに高周波高電圧放電装置により適切な時間間隔で2回の放電を行う。1回目の放電によりイオン化された経路が作り出され、このイオン化された空間が流れとともに下流に移動する。この空間は周囲の流体に比べ、非常に低い電気抵抗を保持しているため、2回目の放電を行った際に、放電は抵抗の少ないこのイオン化された1回目の経路を通り、その経路を照らし出す。これらの2回の放電をカメラで撮影し、図1に示すような画像から1回目の放電と2回目の火花間の距離と放電した時間間隔より流速を求めることができる。

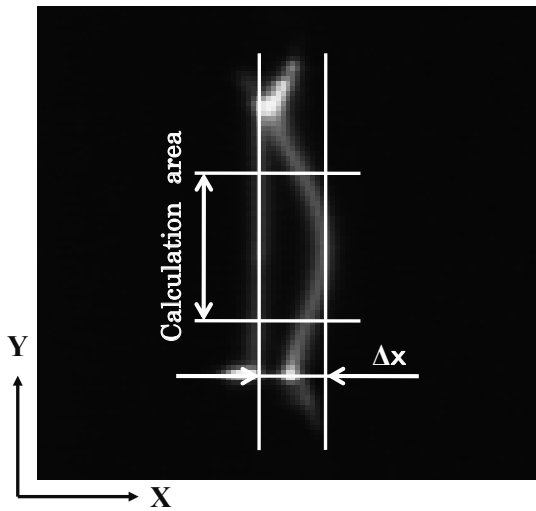


図1 火花追跡法.

### 2.2 熱流束計

本研究で使用する熱流束計はゼーベック効果を用いたものであり、2組の熱電対で構成されている。ゼーベック効果とは、2種類の金属を組み合わせることで閉回路をつくり、二つの接点の一方を高い温度  $T_h$ 、他方を低い温度  $T_c$  に保つと、接点間の温度差に対応した熱起電力が発生することにより、回路内に電流が流れるというものである。その起電力を計測することにより両接点の温度差を求めることができる。この原理により熱流束計にて表面接点、内接点の2組の熱電対を構成することで、表面接点温度、表面より5mmの深さにある内接点温度が求まる。ガソリンエンジンの瞬時熱流束は急速に変化するため、計測するには高い応答性を確保するということから表面接点を薄膜にて形成している。図2に本実験で用いる熱流束計の構造を示す。

また、本実験では、エンジンに複数の熱流束計を取り付けて同時に計測するため、個体差をできるだけ小さくする必要がある。そのため、計測に使用する本数より数多くの熱流束計を製作し選別する。選別の方法は、熱流束計をエンジンの特定の位置に取り付け、出力を比較することで熱流束計を選別している。図3のL4に取り付け熱流束を計測する。このときの機関運転条件を表1に示す。

表1 熱流束計の選別条件.

Shroud angle [deg.]	120
Engine speed [rpm]	1000
Air fuel ratio	15
Charging efficiency	70%
Ignition timing [deg.BTDC]	19
Water and oil temperature	80°C(±0.5°C)
Charge temperature	65°C(±0.5°C)
Measuring position	L4

表2 供試機関諸元.

Engine type	Four-stroke,OHV
Cylinder number	Single cylinder
Firing system	Full transistor ignition
Fuel supply system	Electric fuel injection
Combustion chamber configuration	Pancake type
Bore×Stroke	85.0 mm×85.0 mm
Stroke volume	482 cc
Top clearance	24.0 mm
Compression ratio	4.54
Valve timing	
In. open deg.	BTDC 16
In. close deg.	ABDC 54
Ex. open deg.	BBDC 57
Ex. close deg.	ATDC 13

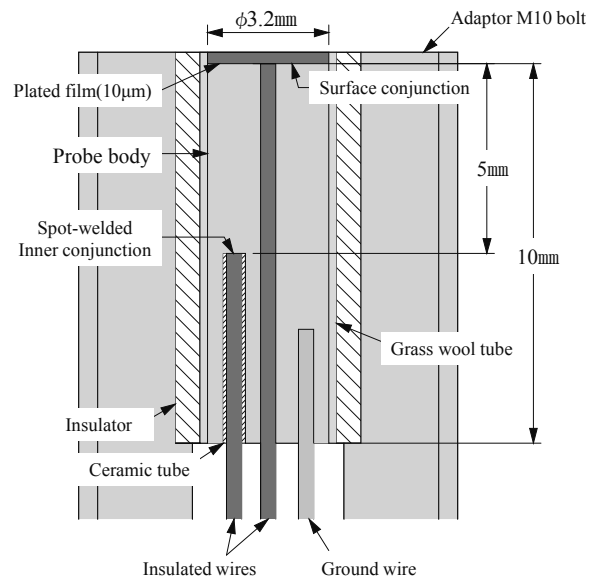


図2 熱流束計の構造.

### 3. 実験

本研究で使用するエンジンは4ストローク OHV 型単気筒の試験用ガソリンエンジン(形式名: TRE-1)である。供試機関の主要諸元を表2に示す。燃焼室の形状は直径85mm、トップクリアランス24mmのパンケーキ型である。熱流束計は図3に示すように、シリンダヘッド部に2箇所、ライナ部に4箇所の計6箇所に取り付け熱流束を計測する。以下に二つの実験について説明する。

表 3 実験条件.

Shroud angle [deg.]	0	90	120		180	240
Engine speed [rpm]	1000	1000	800	1000	1200	1000
Air fuel ratio	15					
Charging efficiency	70%					
Ignition timing [deg.BTDC]	18	16	6	11	14	7
Water and oil temperature	80°C (±0.5°C)					
Charge temperature	65°C (±0.5°C)					
Exposure timing [deg.ATDC]	30					
for flow velocity measurement	60					
	90					
	120					
Measuring position	L1,L2,L3,L4,H1,H2					

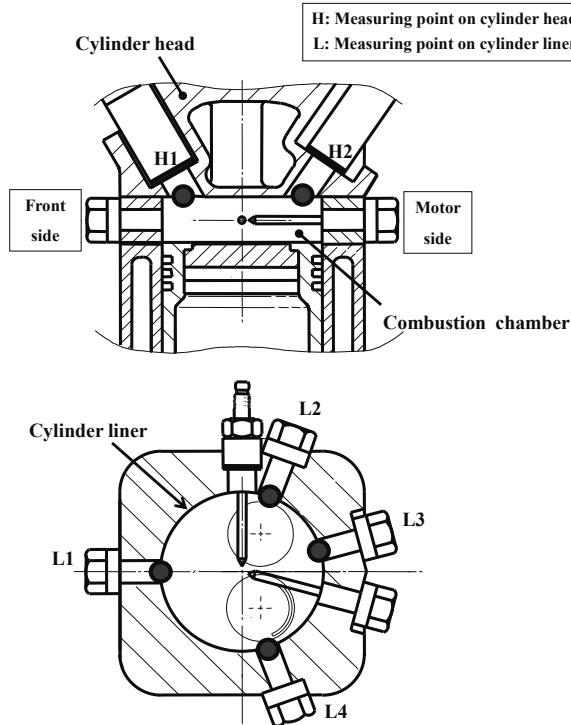


図 3 熱流束計測位置.

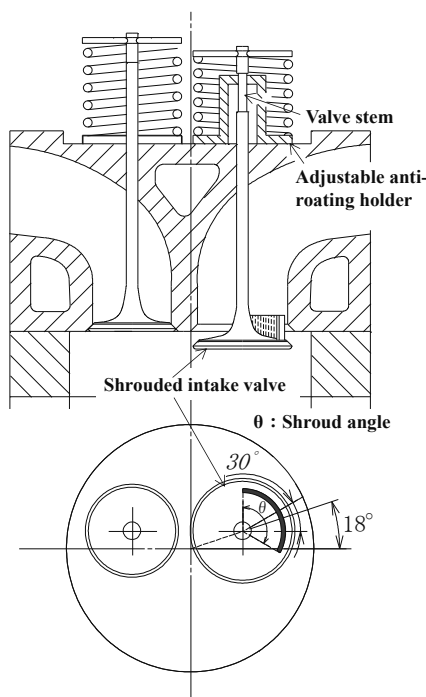


図 4 シュラウドバルブ設定角度.

### 3.1 ガス流動計測実験

本実験はシュラウドバルブ、半径比、回転数を変更して行った。図 4 にこのときのシュラウドバルブの設定角度を、表 3 に実験条件を示す。

### 3.2 熱流束計測実験

本実験では、シュラウドを中心に向け主流をなくした場合の熱流束の計測を行う。計測に用いるシュラウドの角度は、0°(ノーマル)、90°、120°、150°、240°である。今回の実験ではライナ部とライナヘッド部の 6 箇所での熱流束を同時計測する。

## 4. 実験結果および考察

### 4.1 ガス流動計測実験結果

ガス流動計測実験の結果は図 5 に示すように、最も高い流速は約 1m/s となっている。ここで、シュラウド角 120° のバルブを用いて旋回流を発生させた場合、流速は 10~15m/s 程度になると過去の研究で確認されている。このことから、今回計測した流速は旋回流発生時に比べ、 $Re=3000$  以下の十分に低い流速であると考えられる。したがって、今回のガス流動計測では流れの向きを中心に向けることにより、機関内の流れを低流速状態にすることができた。また、図 6 から半径比毎にほとんど流速が変化していない。これは、流れの向きを中心に向けたことにより、旋回流がほとんど発生せず、シリンダ内での流れの状態がほとんど一樣な状態になっていると考えられる。このことから、吸気の流れを中心に向けたことによりほとんど主流をなくすことができたと考えられる。

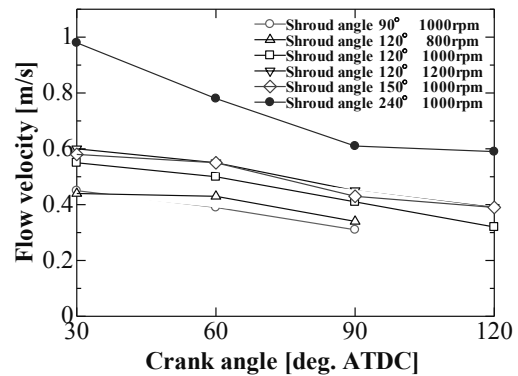


図 5 シュラウドバルブ毎の流速計測結果.

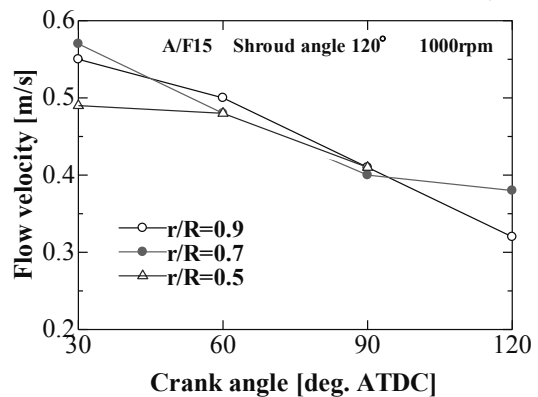


図 6 半径比毎の流速計測結果.

### 4.2 熱流束計測実験結果

本研究では吸気の向きを燃焼室の中心方向へ向けることで低流速状態にした。そこで、スワールの有無による熱流束の変化や、計測の妥当性をみるために過去のデータと比較した。次に、一般的に燃焼室内の熱伝達率の算出に用いられる *Woschni* の式と比較し、低流速域でも *Woschni* の式を用いることができるのかを確認した。加えて、ガス側熱流束から求めた熱伝達率と比較することにより、低流速域で燃焼室を全体的にみた結果と局所的にみた結果に変化があるかを調べた。

#### (1) スワール発生時との比較

スワール発生時との比較を行うため、過去のデータが最も多いシュラウド角 120°、1000rpm の条件で比較を行った。図7より、スワール有のほうが熱流束の立ち上がりが早く、また熱流束のピーク値が大きくなっている。これは、スワールにより燃焼が促進されているためであり、この計測値が妥当であることがわかった。

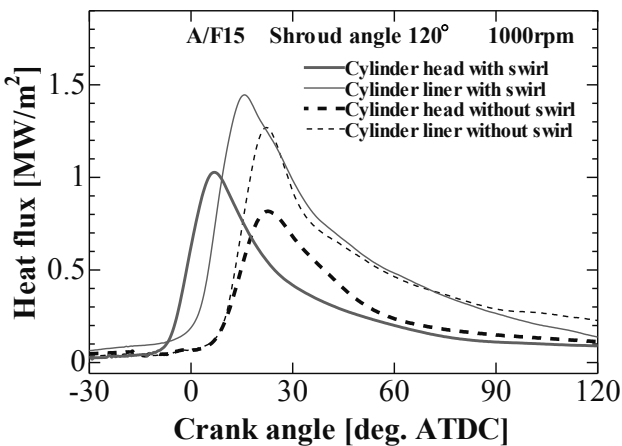


図7 スワールの有無での熱流束の比較。

#### (2) 計測位置毎の比較

計測位置毎に比較は次の通りである。

シュラウドバルブ毎の比較については、図8をみると、シュラウド角 240°以外はシュラウド角が大きくなるほど熱流束波形が大きくなっており、立ち上がりも早くなっている。また、シュラウド角が大きくなるほど流入速度が速くなり燃焼が促進されるため、ピーク値が高くなったと考えられる。しかし、図9のように同じシュラウド条件で計測位置ごとに比較すると熱流束波形に大きな変化が見られない。そのため、シュラウドバルブによって、熱流束に関して局所的な変化はないことがわかった。

また、回転数毎の比較に関しては、図10をみると回転数が増すごとに熱流束波形が大きくなっており、立ち上がりも早くなっている。1000rpm と 1200rpm ではほとんど差がないのはガス圧力がほぼ等しいためだと考えられる。また、ヘッド部では波形の変化に関してはライナ部と同じような傾向を示している。

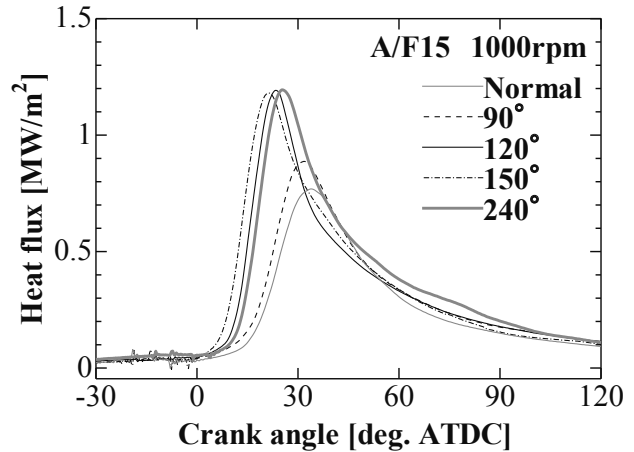


図8 シュラウドバルブ毎の熱流束の比較。

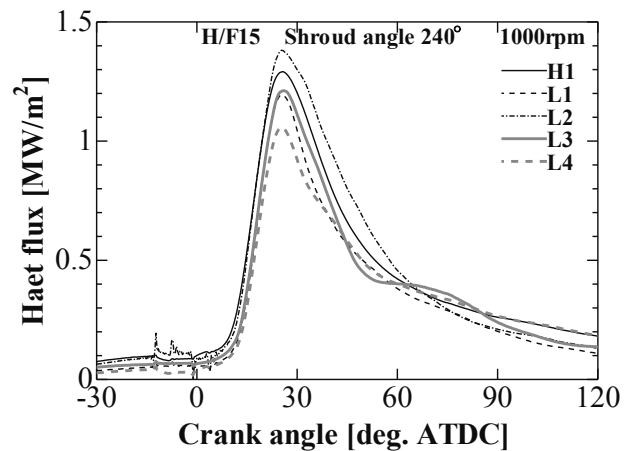


図9 計測位置毎の熱流束の比較。

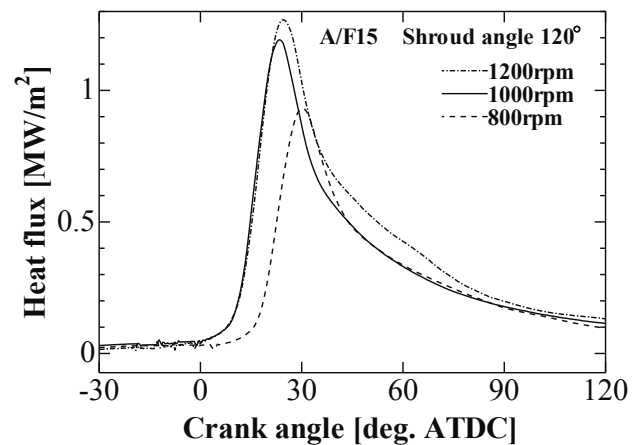


図10 機関回転数毎の熱流束の比較。

#### (3) 熱伝達率の比較

燃焼後のシリンダ壁面の熱伝達がシュラウドバルブの条件ごとにどのように変化しているかをみるために熱流束値から熱伝達率を求めた。その結果を図11に示す。これから、シュラウドバルブごとに熱伝達率を比較するとほとんど変化がみられないことがわかった。

図 12, 13 に *Woschni* の式から算出した熱伝達率、ライナ部の熱伝達率を回転数毎に比較したものを示す。ここで、ライナ部の熱伝達率は計測位置 L1~L4 の平均値を用いた。

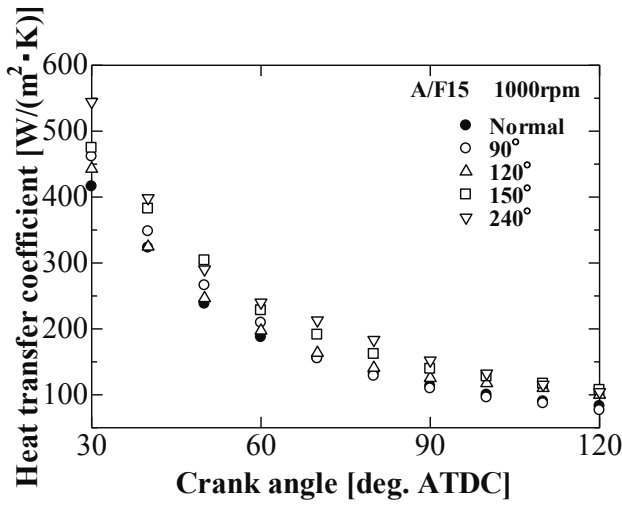


図 11 クランク角度毎の熱伝達率の比較。

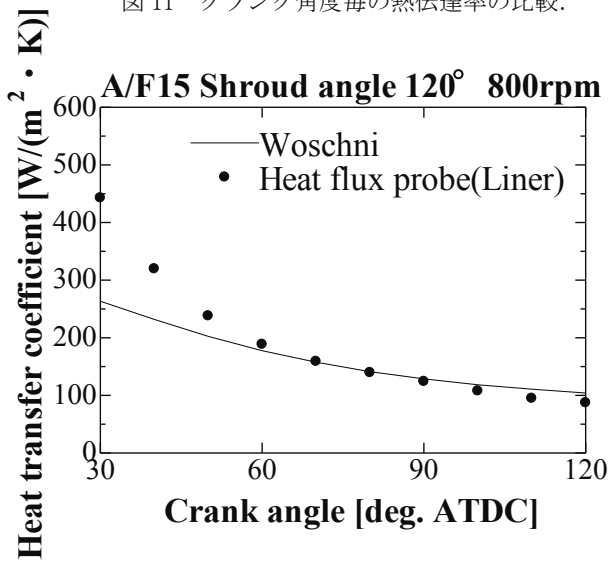


図 12 *Woschni* の式と実験結果の比較 1.

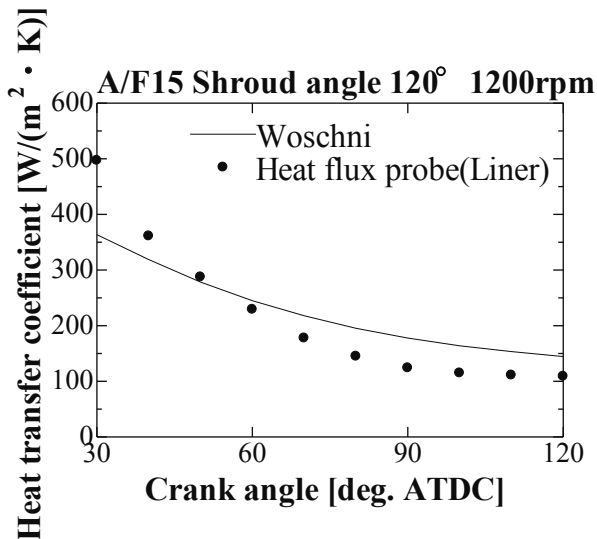


図 13 *Woschni* の式と実験結果の比較 2.

*Woschni* とライナ部の熱伝達率を比較すると燃焼直後または燃焼中である ATDC30°付近以外は値も近いものになっていて、傾向的にはほぼ同じようになっている。しかし、燃焼終了後である ATDC60°~ATDC120°で回転数の条件が増すごとに差が大きくなっている傾向がある。この理由として、*Woschni* の式では平均ピストン速度でガス流速を考慮しているため、今回のような主流速がほとんどない状態と比較すると熱伝達率の結果に差が出てしまうのではないかと考えられる。

次に *Woschni* とガス側の熱伝達率を比較するとガス側から算出した熱伝達のほうが低くなっている。この理由もライナ部のときと同じように *Woschni* の式では平均ピストン速度でガス流速を考慮しているため、主流速がほとんどない状態と比較すると一致しないと考えている。この結果から、乱流域での熱伝達を表わす *Woschni* の式は、主流が低流速の状態では適用できないことを確認できた。

(4) 低流速域における熱伝達の関係式

図 13 に燃焼後のシリンダ壁面の熱伝達状態の条件ごとの変化をみるために熱流束値から熱伝達率を求めた結果を示す。これから、シュラウドバルブごとに熱伝達率を比較するとほとんど変化がみられないことがわかった。

これらの結果から、低流速状態における熱伝達率算出式の検討を行った。これより、*Nu* 数は動粘性係数  $\nu$  の関数であり、 $\nu$  は温度の関数であるため、燃焼後の燃焼室内の温度変化を表わしている圧力とシリンダ内容積の積 *PV* で表すことを考えた。図 14 に実験で得た *PV* と *Nu* 数の関係を示す。これより、最小二乗法を用いて式(1)を得た。

$$Nu = 238(PV/P_0V_0)^{4.8} \tag{1}$$

しかしながら、式(1)はライナ部だけの結果から導いたものであり、計測箇所によって式も異なるはずである。また、ヘッド部での傾向を見ると燃焼室全体の熱伝達を表す式を求めるには今回の計測結果のみでは不十分であることがわかる。さらに、式の妥当性についても検討不足であるため、今後検討を行っていく必要があると考えられる。

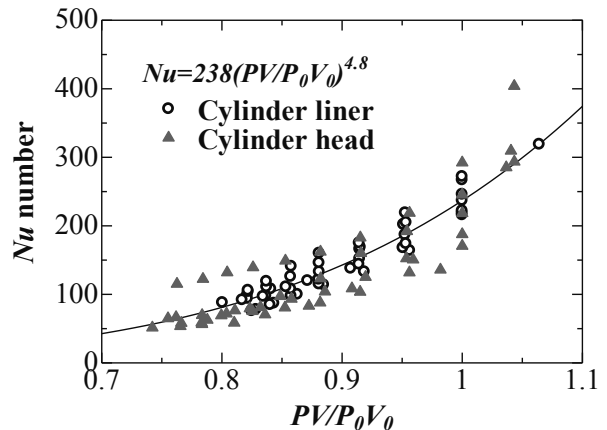


図 14 *PV* と *Nu* 数との関係。

## 5. 結論

ガソリンエンジンにおける着火運転時の低流速域での燃焼室壁面への熱伝達を明らかにするため、シュラウドバルブの設置角を変更し、流れを中心にに向けた状態で着火運転時のガス流動と熱流束を計測し以下の結論を得た。

1. バルブの設置角を変更し、吸気の流れが中心に向かうようにした結果、主流速を1m/s以下にし、低流速域での計測を行うことができた。
2. 低流速域での熱流束計測を行い、シュラウド角の違うバルブによる流れの変化が燃焼室壁面の熱伝達へ及ぼす影響は低流速域ではほとんど差がないことがわかった。
3. 低流速域での熱伝達現象を圧力とシリンダ内容積を用いて表すことができた。

## 参考文献

- 1) 田坂英紀: 内燃機関(2005), 森北出版株式会社, pp.44.
- 2) 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.
- 3) 榎本良輝, 古浜庄一: 四サイクルガソリン機関の局所熱伝達率に関する研究, 日本機械学会論文集(B編), 53巻 496号(1987), PP.3835-3842.
- 4) 西脇, 嶋本ほか: 吸、排気過程のシリンダ壁平均熱伝達率: 第1報、駆動運転時の吸気過程について, 日本機械学会論文集(B編), 45巻 391号(1979), PP.404-415.
- 5) 中釜健斗: ガソリンエンジン燃焼室の熱伝達率算出の高精度化に関する研究, 宮崎大学工学部 平成21年度修士論文.