

火花点火機関燃焼室における熱伝達率算出式の検討 (燃焼室内主流が無視できる場合)

中川 皓貴^{a)}・長瀬 慶紀^{b)}・友松 重樹^{c)}・木村 正寿^{d)}

Study of Convective Heat Transfer on the Combustion Chamber Wall Surface of a Gasoline Engine (Investigation of Negligible Mainstream in a Combustion Chamber)

Hiroki NAKAGAWA, Yoshinori NAGASE,
Shigeki TOMOMATSU, Masatoshi KIMURA

Abstract

In order to solve an environmental problem, it is necessary to improve the thermal efficiency of an internal combustion engine. There is a heat loss, which amounts to about 30% of thermal energy occurred in a combustion chamber of an engine. To reduce the heat loss, it is required to understand the heat transfer on a combustion chamber wall surface from combustion gas. Therefore, it is necessary to calculate the heat transfer coefficient between combustion gas and combustion chamber wall surface. In past studies, the correlation between the gas flow and the heat transfer coefficient was indicated in the high velocity range, through it is not possible to be applied in the low velocity range. In order to solve this problem, this laboratory developed an empirical formula between the Fourier number which is a dimensionless number of a time and the Nusselt number which is the dimensionless number of heat transfer coefficient. In this study, the heat flux on a combustion chamber wall of an S.I. engine was measured using the heat flux probe in negligible gas flow conditions, and we investigated the validity of the developed formula. As a result, it was found that the developed heat transfer calculation formula is more accurate than Woschni's equation, and even if the turbulence intensity differs, the decline tendency of the heat transfer coefficient in the low flow velocity region is reflected.

Keywords: S.I. engine, Combustion chamber, Heat flux, Heat transfer coefficient, Fourier number

1. はじめに

内閣府の発表では、25年以上にわたって世界自動車台数は増加しており、その7割程度は内燃機関を使用しており、世界の石油エネルギーの約5割を消費しているという見通しが立っている。また、先進国ではCO₂規制や排出ガス規制強化、再生可能エネルギーの導入を行い、石油エネルギーの消費に伴う資源枯渇、地球温暖化、大気汚染の問題解決を図っている。我が国では、石油エネルギーの消費に伴う資源枯渇、地球温暖化、大気汚染への対策として、乗用車の小型内燃機関の最大熱効率を50%以上とする目標を掲げ、熱効率を向上させることにより、省エネを達成することを試みている¹⁾。熱効率を向上させる具体的な策には、燃焼効率、燃焼の制御、損失低減などが挙げられる。本研究室では実機を用いて損失低減を検討しており、中でも熱損失に着目している。使用されている多くの内燃機関では、吸気ポートの方向をシリンダ軸中心方向ではなくシリンダ周辺に向けることにより接線方向や軸に垂直な平面流れを作る。それによりガス流動を活発にし、燃焼効率を高めることによ

て燃料から多くの熱エネルギーを取り出そうとしている。

しかし、ガス流動の増加により、燃焼室壁面から熱伝達によって熱損失の増大を招く結果となり必ずしも熱効率が向上するとはいえない。エンジンの熱損失で失われるエネルギーはエンジンで発生する熱量の約30%²⁾を占めている。この失われてきたエネルギーを効率よく利用するためには、熱損失の解析にも力を入れていく必要がある。解決方法を導くためにも熱損失の原因の一つである熱伝達の解析を行っていく必要がある。

熱伝達率算出にはWoschniの式³⁾が一般的に用いられている。この式ではガス流動が定量的にクランク角度に沿ったものかわからないため、燃焼ガスの流れを決定する際、平均ピストン速度をパラメータにとっている。しかし、低流速域、つまり主流が存在しない場合での熱伝達率算出の精度に欠けることが懸念される。これまでに本研究室では、高流速域において熱損失とシリンダ内流速の関係を求めるために、熱伝達率の無次元数であるヌセルト数 Nu と、シリンダ内流速の無次元数であるレイノルズ数 Re を用いて熱伝達率算出のために無次元数整理式の導出⁴⁾が行われてきた。しかし、この場合も主流速が極めて低速の場合では適用できない。したがって、適用範囲の拡大を目指すために新たな熱伝達率算出式を提案する必要がある。

本研究では点火後の経過時間を時間の無次元数である

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) 教育支援技術センター技術専門員

フーリエ数 Fo で表し、熱伝達率の無次元数である Nu 数との関係を求めることにより、流速の適用範囲の広い熱伝達率算出のための無次元数整理式の導出を行っていくことを目的とした。

2. 熱流束計測実験

図1に示すように、熱流束計の選別実験では吸気バルブに覆い（シュラウド）を取り付け、流れを接線方向に向けた場合で実験を行った。次に、低流速域での熱伝達率を求めるためにシュラウドを中心にに向けた熱流束計測実験⁹⁾を行った。さらに、低流速域での熱伝達率を求めるためにシュラウド無しの条件でも実験を行った。この場合はシュラウドが付いていない吸気バルブを用いた。以下では、シュラウドバルブの付いていない吸気バルブをノーマルバルブと呼ぶこととする。

2.1 供試機関

エンジンの燃焼室壁面での熱流束計測を行うため供試機関を用いた。本研究で用いた供試機関は、ガソリンを

表1. 供試機関の主要諸元.

Engine type	4-stroke, OHV
Cylinder number	Single cylinder
Combustion chamber configuration	Pancake type
Bore × Stroke	85.0mm × 85.0mm
Stroke volume	482cc
Top clearance	24.0mm
Compression ratio	4.54

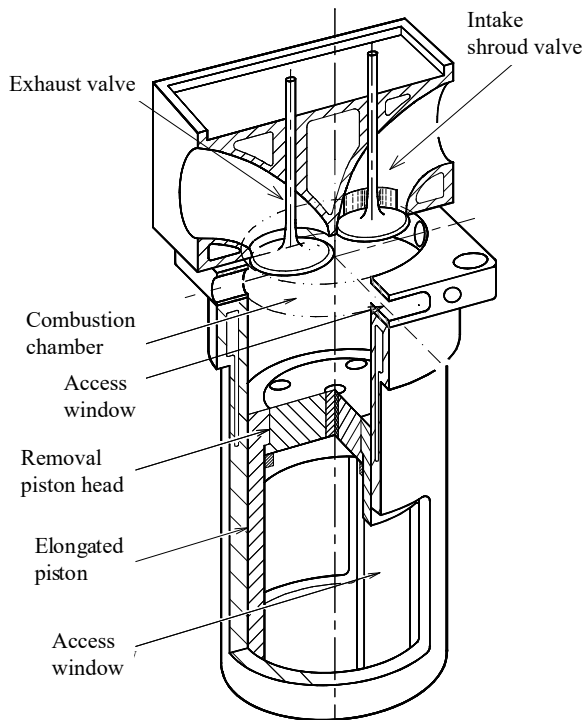


図1. 供試機関の全体図.

燃料とする4サイクルOHV型単気筒（型式；TRE-1）である。全体図を図1に、主要諸元を表1に示す。熱流束計測点は図2に示しており、シリンダヘッド部に2箇所、シリンダライナ部に4箇所、ピストンヘッド部に5箇所の計11点に熱流束計の取り付けを可能としている。また、吸排気弁は2バルブ方式となっている。吸気バルブには気流を特定の方向へ導くシュラウドが付いている。この吸気バルブは交換可能であり、シュラウドの向きを変えることができる。

2.2 熱流束計

2.2.1 熱流束計の構造 熱流束計の母材は、 $\phi 3.2\text{mm} \times 10.0\text{mm}$ のコンスタンタン製円柱である。表面接点用に $\phi 0.7\text{mm}$ の貫通穴が設けられている。この母材の片面には内接点用の $\phi 1.4\text{mm}, 5.0\text{mm}$ の穴が設けてあり、同一面上にアース用の $\phi 0.7\text{mm}, 3.0\text{mm}$ の穴が設けてある。アース線にはコンスタンタン素線、表面接点と内接点には銅素線を使用している。内接点は点溶接で接合されており、表面接点はめっきによって約 $10\mu\text{m}$ の銅薄膜により形成されている。熱流束計の概略図を図2に示す。

2.2.2 熱流束計の測定原理 製作した流束計では表面接点、内接点の2組の熱電対が形成されている。熱電対は異なる材料の2本の金属線を接続して1つの回路を作り、2つの接点に温度差を与えると熱起電力が発生する現象を利用したものである。この現象をゼーバック効果という。また、作り出された回路の片方を開放すると、温度を電圧として検出することができる。用いた熱電対は、銅とコンスタンタンの2種類の異種金属で構成されているT型熱電対である。発生する熱起電力から温度変化を求め、温度勾配、母材の熱物性値から熱流束を求める。また、表面接点、内接点それぞれの温度差からの平

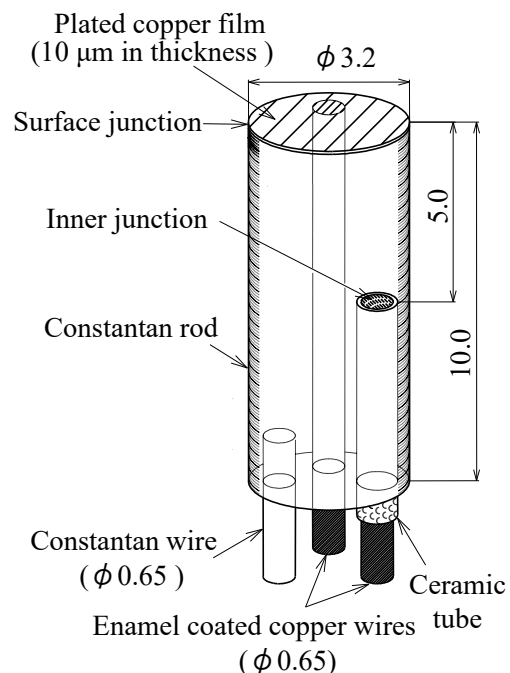


図2. Cu-Con 薄膜型熱流束計.

均の温度勾配により定常成分の熱流束が求められ、表面接点により時々刻々変化する燃焼室壁面での温度変化から非定常成分の熱流束を求める。表面接点は燃焼室内に取り付けられており、燃焼室内の温度はクランク角度とともに変化していくため応答性と強度が考慮された厚さで銅薄膜が形成されている。表面温度の記録はA/D変換器とPCを用いることで、高速に変動する各計測点の表面温度を同時に計測することが可能である。

2.2.3 熱流束計の選別 使用する熱流束計は内製のため個体差が生じる。そのため、理論空燃比、1000rpmの実験条件で個別にファイアリング時の熱流束を計測し、熱流束波形から偏りが少ないものを選別した。選別を行う際には、過去の実験において計測点の中で燃焼が一番安定する図3のL4で計測を行った。2015年度は96本の熱流束計を内製し、その中から選別作業を行った。計測し

た熱流束波形から、目視で波形に異常があるもの計12本を省き、選別プログラムにかけた。表2に示すように①熱流束波形の最高値の位置、②平均値、③振幅値、④最大値、⑤上死点前30度の値、⑥上死点后30度の値、⑦上死点后60度の値、⑧内接点電圧、⑨ノイズの9箇所を選別を行った。選別箇所の標準偏差に任意の係数を乗じることで、ある範囲において波形がおおよそ等しいものを選んだ。選別された熱流束計は計47本であった。選別された熱流束計の熱流束波形を図4に示す。

表2. 熱流束計の選別条件.

Criterion item	Coefficient	Standard deviation
Maximum value point [deg.]	±1.5	3.329
Average value [MW/m ²]	±1.5	0.0242
Maximum difference [MW/m ²]	±1.5	0.263
Maximum value [MW/m ²]	±1.5	0.262
Value at BTDC30° [MW/m ²]	±2.0	0.0222
Value at ATDC30° [MW/m ²]	±1.5	0.228
Value at ATDC60° [MW/m ²]	±1.5	0.128
Noise [mV]	±2.0	0.0681
Inner junction voltage [mV]	±1.5	0.410

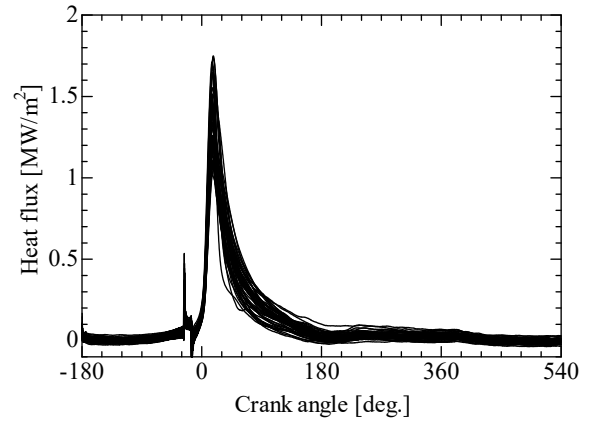


図4. 選別された熱流束計の熱流束波形.

2.3 熱伝達率の算出方法

シリンダ内壁面温度については熱流束計から得られる表面接点温度を用いている。また、燃焼ガス温度計測はシリンダ内の圧力データから状態方程式を用いて、シリンダ内温度が一様と仮定して算出した。この際、燃焼ガスの熱物性値⁹⁾は空気を用いた。熱伝達率の算出区間は主たる熱伝達が行われる火炎が壁面に到達してから後の膨張行程とした。瞬時熱流束を $q(\theta)$ とすると、燃焼ガスとシリンダ壁面における熱伝達を表す式は式(1)のようになる。式(1)から熱伝達率を表す式(2)が導かれる。

$$q(\theta) = \alpha(T_g - T_w) \quad (1)$$

$$\alpha = \frac{q(\theta)}{T_g - T_w} \quad (2)$$

ただし、 α : 熱伝達率 T_g : 燃焼ガス温度 T_w : シリンダ壁面温度とする。

3. 供試機関での実験

3.1 実験方法および実験条件

選別された熱流束計を図3の計測位置へ取り付ける。実験条件を揃えるために、気温、湿度、大気圧、機関の回転数から燃料の噴射量を求め、駆動運転により噴射量検定を行う。デジタルボルトメータ上で内接点電圧のドリフトが見られなくなるまで着火暖機を行う。吸入空気温度、油温、水温が実験条件で安定している事を確認し、各計測点における内接点電圧をデジタルボルトメータで

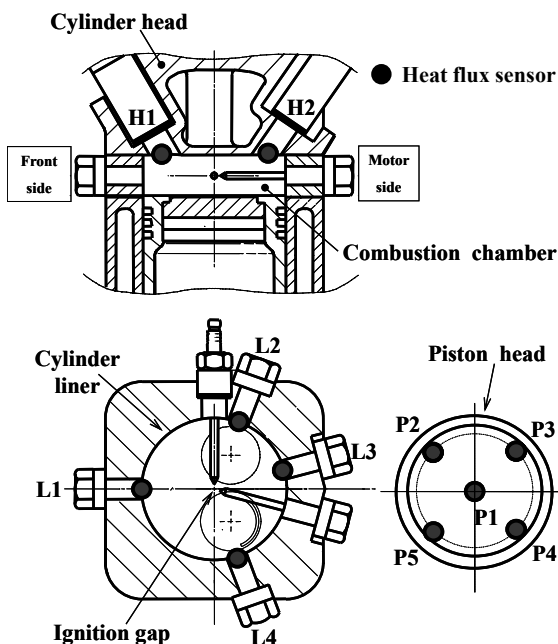


図3. 熱流束計の取り付け位置.

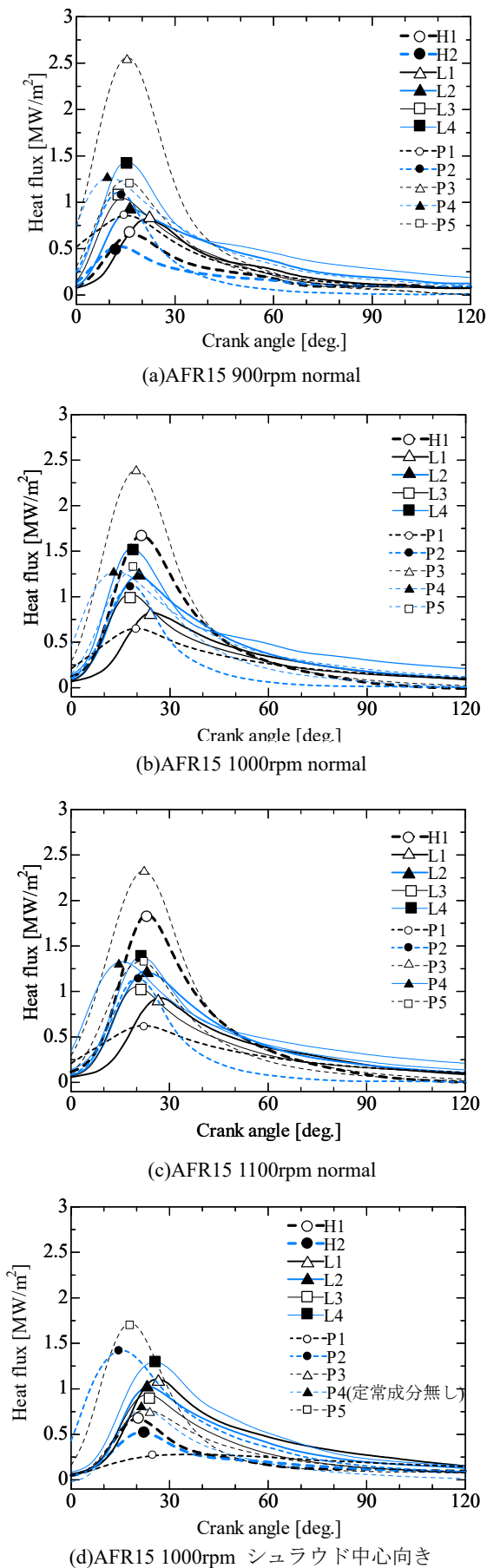


図4. 熱流束波形の比較.

表示し記録する。表面接点電圧は、BTDC から計測され、A/D 変換器を介して、PC に保存される。100 サイクル分計測され、サンプリング数は 2048 である。回転数を、900, 1000, 1100rpm と変化させて計測を行った。それぞれの回転数でのサンプリング数を合わせるため、それぞれのサンプリング間隔を 67 μ s, 60 μ s, 55 μ s とした。また、AFR20 において 1100rpm の条件では回転数が安定しなかったため計測を行わなかった。

AFR15 および AFR20 においてのノーマルバルブでの熱流束計測実験条件および AFR15・シュラウドを中心向きに取り付けた場合の熱流束計測実験条件⁵⁾を表 3 に示す。

表 3. 熱流束計測実験条件.

Valve	Normal					Shroud 120°
	900		1000		1100	
Engine speed	900		1000		1100	1000
Charging efficiency [%]	70					
Air fuel ratio	15	20	15	20	15	15
Ignition timing [deg. BTDC]	27	39	27	39	27	11
Water temperature [°C]	80					
Oil temperature [°C]	80					
Charge temperature [°C]	65					

3.2 実験結果および考察

熱流束波形の傾向から、ノーマルバルブで回転数を変えた場合とシュラウドを中心に向けた場合の熱の逃げ方が得られた。実験で得られた熱流束波形を図 4 に示す。

(1) 熱流束波形 図 4 での熱流束波形の比較から、計測部ごとの傾向は、ピストン部・ライナ部の熱流束が高いことがわかった。ピストン部は、点火位置に近く、温度が急激に上昇し温度変化が大きいため、熱流束が高くなったことが考えられる、また、ライナ部の外周は冷却水が流れており、熱が奪われやすいので、熱の逃げが大きくなり熱流束が高くなったことが考えられる。シュラウド

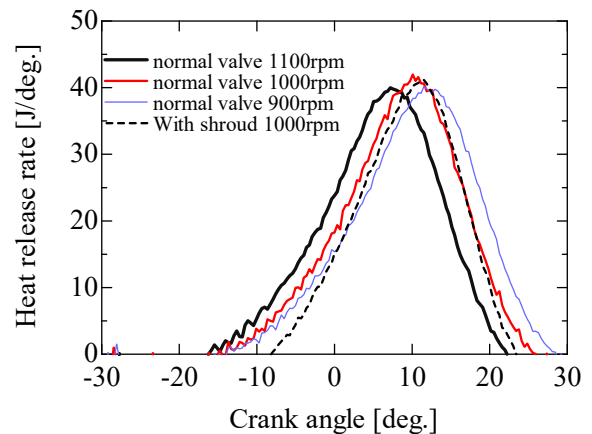


図 5. AFR15 熱発生率の比較.

バルブを中心に向けた場合では、ピストン部において気流が向かう方向での計測位置の熱流束がノーマルバルブの場合より高くなることがわかった。

(2) 熱発生率 熱発生率により燃焼状態を確認した。図5の熱発生率の比較から、シュラウドバルブを中心に向けた場合では点火時期がノーマルバルブの場合より遅いがノーマルバルブの条件より早く燃焼が終了しており燃焼区間が短くなっていることわかる。これは、シュラウドバルブを中心に向けることにより点火位置付近での乱れ強さが大きくなり燃焼が促進されたためと考えた。また、回転数が高くなるにつれて燃焼区間が短いこともわかった。これは、回転数が高くなるほどシリンダ内の乱れ強さが大きくなることを表している。

3.3 無次元数整理

従来の研究では、熱伝達率の無次元数 Nu 数とシリンダ内流速の無次元数 Re を用い整理式の導出を行ってきた。しかし、低流速域での適用ができない。そのため、 Re 数に代わり点火後の伝熱時間を無次元数 Fo 数で用い整理を行った。また、導出した熱伝達率算出式と比較を行うために、熱伝達率算出に一般的に用いられる $Woschni$ の式³⁾を用いた。

3.3.1 無次元数整理式の導出 適用範囲を広げるためにも過去のデータを加え無次元数整理を試みた。また、用いた過去のデータでは吸気バルブに取り付けられたシュラウドが 45° から 240° においてシリンダの接線方向へガス流動が発生するようにセッティングされている。整理式に用いた過去の実験条件を表4に示す。無次元整理式では、ATDC 30° 以降燃焼が終了すると仮定し、熱の逃げが収束する ATDC 120° まで燃焼ガスから燃焼室壁面への熱伝達率を用いている。 Nu 数と Fo 数の関係を図5に示し、両対数をとって直線近似して得られた関係式を無次元数整理式とした。 Nu 数、 Fo 数はそれぞれ式(1)、式(2)に示す。無次元数整理式を式(5)に示し、式(5)を展開し得られた熱伝達率算出式を式(6)に示す。 $Woschni$ の式³⁾は式(7)に示す。

$$Nu = \frac{\alpha D}{\lambda} \tag{3}$$

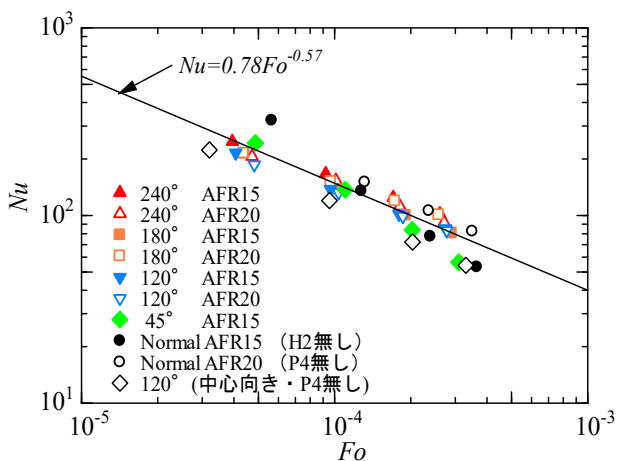


図6. 無次元数整理式の導出結果。

$$Fo = \frac{at}{D^2} \tag{4}$$

ただし、

α : 平均熱伝達率 [$W/m^2 K$] D : シリンダ直径 [m]

λ : 熱伝導率 [$W/m \cdot K$] a : 熱拡散率 [m^2/s]

t : 点火後の経過時間 [s]

とする。

$$Nu = 0.78Fo^{-0.57} \tag{5}$$

$$\alpha = 0.78 \frac{\lambda}{D} \times \left(\frac{at}{D^2}\right)^{-0.57} \tag{6}$$

$$\alpha_w = 12.3D^{-0.214} (C_m \cdot p)^{0.786} T^{-0.525} \tag{7}$$

ただし、

α_w : 平均熱伝達率 [W/m^2K] D : シリンダ直径 [m]

C_m : 平均ピストン速度 [m/s] p : シリンダ内圧力 [Pa]

T : ガス温度 [K]

とする。

表4. 整理式に加えたデータの実験条件。

Engine speed	1000rpm						
Charging efficiency	70%						
Shroud angle	240°		180°		120°		45°
Air fuel ratio	15	20	15	20	15	20	15
I.G timing [BTDC]	20°	30°	20°	28°	19°	31°	25°

表5. 計測値からの平均誤差率の比較。

	Average relative error from measurement (%)	
	Eq. (6)	Eq. (7)
Experimental condition	Eq. (6)	Eq. (7)
AFR15 900rpm normal valve	21.5	17.0
AFR15 1000rpm normal valve	20.8	37.5
AFR15 1100rpm normal valve	21.4	40.7
AFR20 900rpm normal valve	14.2	8.3
AFR20 1000rpm normal valve	7.1	7.6
AFR15 1000rpm	11.9	24.0
With shroud (120°)		

3.3.2 熱伝達率算出式の評価 式(6)で求めた熱伝達率について、計測値、 $Woschni$ の式³⁾で比較を行った。表5に膨張行程において計測値からの平均誤差率を示し、図7に熱伝達率の減衰傾向の比較を示す。シュラウドを中

心に向けた場合とシュラウドを付けていない場合、回転数が異なる場合の条件では、低流速域であるが乱れ強さが異なる。式(6)で熱伝達率算出を行った結果、全体的にWoschniの式³⁾よりも精度も良く、また熱伝達率の減衰傾向も捉えていたため、乱れ強さが異なっても、 Fo 数を用いることにより低流速域での熱伝達率算出を行えることがわかった。

4. まとめ

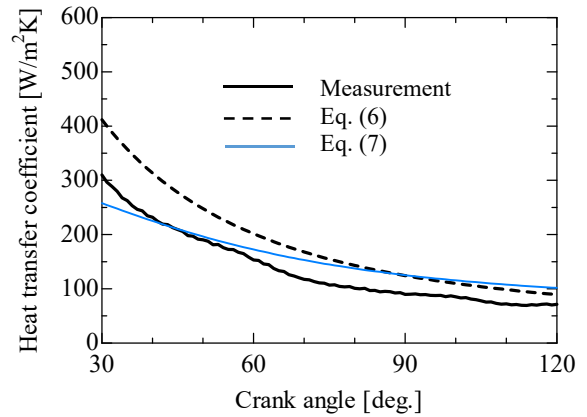
主流が無視できるシュラウドが無い条件とシュラウドを中心に向けた条件で熱流束計測実験を行い、 Fo 数を用いて低流速域でも適用できる熱伝達率算出のための無次元数整理式の導出を行った結果、以下の結論を得た。

- 1) AFR15では、900rpm、1000rpm、1100rpmの3種類の異なる回転数、シュラウドを中心に向けた場合で瞬時熱流束計測を行った。また、AFR20では900rpm、1000rpmで瞬時熱流束計測を行った。900rpmの条件では11点で全点同時計測を行うことができた。それ以外の条件では10点で同時計測を行うことができた。燃焼室壁面全体の熱伝達率算出のために、無次元数である Nu 数と Fo 数を用いて、整理式 $Nu = 0.78Fo^{-0.57}$ を導出した。
- 2) シュラウドを中心に向けた場合とシュラウドを付けていない場合の条件では、どちらも低流速域であるが、乱れ強さが異なる。導出した式で熱伝達率算出を行った結果、全体的にWoschniの式¹⁾よりも精度も良く、また熱伝達率の減衰傾向も捉えていたため、乱れ強さが異なっても、低流速域での熱伝達率算出を行えることがわかった、また、無次元数整理式において $Nu = C \cdot Fo^{-n}$ の形で表すことができることがわかった。式の係数、指数に関しては、計測点数により変動することが予測されるため後、全点同時計測を行っていく必要がある。

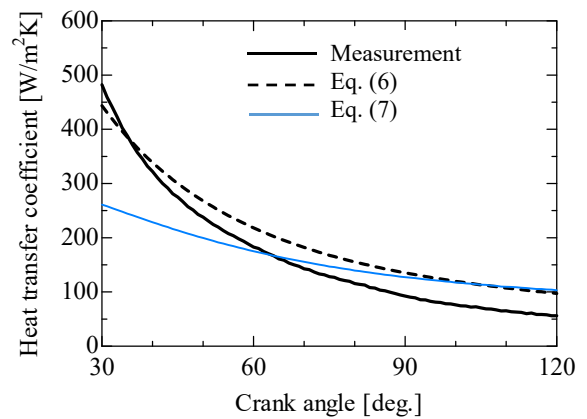
参考文献

- 1) http://www8.cao.go.jp/cstp/gaiyo/sip/sympo1412/subject/subject_01_02.html(参照日 2015年12月30日)。
- 2) 鬼頭俊介、水素火炎ジェット点火法における燃焼特性および燃焼制御に関する研究、岐阜大学機関リポジトリ、博士(工学)乙第73号、2014。
- 3) G.Woschni、A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, Society of Automotive Engineer SAE. paper, pp.1-13、1967。
- 4) 中金健人、宮崎大学大学院 工学研究科 機械システム工学専攻、平成21年度修士論文。
- 5) 大屋雅寛、笹井孝志、宮崎大学大学院 工学部 機械システム学科、平成21年度卒業論文。

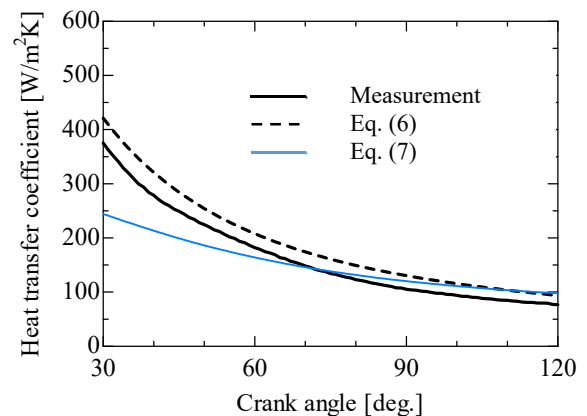
- 6) 日本機械学会編 流体の熱物性値集 日本機械学会 pp.187-403, p524。
- 7) 長瀬慶紀、田坂英紀、火花点火機関における熱流束計測の精度向上、日本機械学会論文集 (B編)、73巻 732号、2007、pp. 1753-1758。



(a)AFR15 900rpm ノーマルバルブ



(b)AFR15 1000rpm ノーマルバルブ



(c)AFR15 1000rpm シュラウド中心向き

図7. 熱伝達率の比較。