703 自由界面を有する矩形容器内自然対流の伝熱現象と赤外線計測

Heat Transfer Phenomenon of Natural Convection in an Open Vessel
and Its Infrared Sensing

伝正稲垣照美(茨城大) ○羽鳥雅一(茨城大院) 伝正 椎名保顕(原研大洗)

Terumi INAGAKI¹, Masakazu HATORI¹, Yasuaki SHIINA²¹Ibaraki University, 12-1 Nakanarusawa 4 Chome, Hitachi, Ibaraki, 316-8511, Japan²JAERI, 3607 Narita-Cho, Oarai-Machi, Higashi Ibaraki-Gun, Ibaraki, 311-1394, Japan

As infrared thermography has a convenient feature that we can diagnose two-dimensional temperature fields nondestructively and simultaneously at every picture element, it has widely been applied to various engineering applications. Therefore, in this paper, the surface temperature field having free surface was visualized and measured by sensing infrared energy emitted from the liquid-gas interface directly as electromagnetic waves. The heat transfer phenomena were also discussed by analyzing the temperature data statistically. Another aim is to confirm the applicability of infrared thermography to quantitative heat transfer measurement for a liquid-gas interface.

Key Words: Infrared Thermography, Thermal Visualization, Liquid-gas Interface, Heat Transfer.

1. 緒言

赤外線サーモグラフィーは、対象物から発せられる熱エネルギーを感知し、その表面温度を非破壊リモートセンシングに評価する手段であるとともに、複雑な形状を有する二次元温度場をリアルタイムにかつ画素毎に診断・評価することが可能な手段でもある。伝熱学の分野においては、これまで主に加熱固体壁面の温度計測あるいは伝熱計測⁽¹⁾に利用されて来たが、気液界面現象への定量的な適用性や有効性については、十分な知見が得られていない。気液界面の計測では、界面自体にセンサを直接接触させなければならず、伝熱計測が難しいと言える。

このことから、本研究では、気液界面伝熱現象の代表例として片面に自由界面を有する有限矩形容器内のベナールセル対流を取り上げ、気液界面温度場の可視化や計測に赤外線サーモグラフィーを応用することにした。また、気液界面の定量的な対流伝熱計測も試みることにした。気液界面伝熱現象を解明する上では、赤外線サーモグラフィーのような非接触な計測が望ましい。

2. 実験装置及び計測方法

計測は、赤外線サーモグラフィー装置 (NEC SANEI 製 TH3100MR、スターリング冷却方式、Hg-Cd-Te センサ、検出波長域 8-13 μm 、温度測定範囲 -50~2000 $^{\circ}\text{C}$ 、画像生成時間 0.75s、最小検知温度分解能 0.1 $^{\circ}\text{C}$) を使用し、任意の水平走査ライン (あるいはポイント) 上の温度を時系列でサンプルするタイムトレースモードを適用した。一つの熱画像は、239本の水平走査ラインで構成され、ある1つの水平ラインを走査して次の走査までに 3.125ms を要する。なお、この走査時間 3.125ms の中には、CRT 表示時間 1.25ms が含まれている。従って、1画像生成時間は、3.125ms $\times$ 239本 $\approx$ 0.75s となる。

図1は、実験装置の概略を示したものである。伝熱面は、上から銅板 (厚さ 1mm) そして熱源であるステンレス箔 (幅 10mm の短冊状に加工、厚さ 30 μm) の順に張り合わせ、周囲を十分に断熱した厚さ 10mm の水平なアクリル矩形容器

Fig.1 Experimental Apparatus

(濡れ縁底面積 $w_1 \times w_2$ [mm^2]) の底面に固定した。ここで、実験では、 $w_1 \times w_2 = 100 \times 100$ (Model I)、 100×200 (Model II) および 100×300 (Model III) のアスペクト比が異なるアクリル矩形容器を用いた。但し、矩形容器の高さは 20mm で同一である。ここでは、銅板を用いることにより伝熱面温度を一定にした。伝熱面 (加熱面) 温度の計測は、予め検定した直径 100 μm の C-A 熱電対を銅箔の裏面に 5カ所スポット溶接して行った。また、実験装置のアクリル矩形容器底部からの漏洩熱量を計測するため、熱流束センサ (ゼネレクス製 BF-04 型、25 $\times$ 25 [mm^2]) を貼り付けて正味熱流束を補正した。

実験は、暗室内に赤外線サーモグラフィー装置の検出部と実験装置を同時に設置し、気液界面温度計測を検出部から 0.45m の距離で実施した。実験装置には、作動流体としてシリコンオイルを充填してある。シリコンオイルは動粘度 ν が 50, 100, 300, 500cst の 4種類を用意し、流体層深さ δ は 5, 10, 15mm と変化させ、それぞれの条件につき加熱面温度が約 80 $^{\circ}\text{C}$ になるまで徐々にジュール加熱した。なお、暗室内温度は、直径 300 μm の C-A 熱電対を検出部と装置の中間付近に 2カ所取り付け計測した。

3. 結果及び考察

3.1. 気液界面の可視化

Fig.2 は、 $\nu=500\text{cst}$, $\delta=10\text{mm}$ における気液界面温度場を、赤外線サーモグラフィにより可視化した結果の一例を示したものである。図中 Ra_l は、流体層側のレイリ数である。Fig.2 の(a)、(e)から、加熱量が小さければセルが発生せず、一様な温度分布になっていることが分かる。また、Fig.2 の(b)、(c)及び(e)、(f)から、加熱量が増加し、臨界レイリ数を超えると筋上の対流が発生した後、ベナールセルが形成される。なお、流体力学ハンドブック⁽²⁾より求められるベナールセル発生臨界レイリ数は、これらの条件に対して(a)~(c)が 1124、(d)~(f)が 1113 である。また、Fig.3 は、Model I における可視化結果と数値計算結果を比較したものである。 $Ra_l=1.05 \times 10^4$ に対しては、いずれの場合も容器内に 49 個のセルが出現していることがわかる。なお計算は、可視化実験と同一の条件下で行ない、コントロールボリューム法により定常三次元の支配方程式を解いた結果である。なお、式中の浮力項には、ブジネスク近似を施した。

3.2. 対流伝熱計測

Fig.4 は、ベナールセル発生前から乱流遷移にいたるまでの $\nu=500\text{cst}$ における気液界面の気相側平均ヌセルト数 Nu を、気相側修正レイリ数 Ra_g^* に対して示したものである。また、線群は、熱流束一定条件下の垂直加熱平板における層流自然対流^{(3),(4)}、及び熱流束一定条件下の水平加熱平板における自然対流⁽⁵⁾の平均ヌセルト数 Nu である。気液界面における平均ヌセルト数は、固体壁面のもとと比べて Model I、Model II、Model III ともに大きな違いは見られなかった。したがって、修正レイリ数の小さな極低流速の自然対流では、界面における摩擦の影響が少ないものと推察できる。

4. 結言

本研究は、赤外線サーモグラフィを利用して気液界面の伝熱現象を可視化および計測したものである。非接触な赤外線サーモグラフィは、ベナールセル対流表面の温度場を可視化する上で有効な手法であることが確認された。また、気液界面の定量的な対流伝熱計測の可能性について検証することができた。今後は、対流伝熱計測についてさらに研究を進める予定である。

参考文献

- (1) T.Inagaki and Y.Okamoto, Measurement of Turbulent Heat Transfer Coefficients Using Infrared Thermography near Ambient Conditions and Its Quantitative Error Estimation, J.of JSME International, Series B, Vol.42 (1999), 275.
- (2) 日本流体力学学会編, 流体力学ハンドブック 第 2 版, (1998), 292.
- (3) Vliet 他 1 名, Journal of Heat Transfer, 91 (1969), 517.
- (4) 甲藤, 伝熱概論, (1996), 88.
- (5) 北村他 1 名, 機論, 58-556, B(1992), 3715.

記号表

$\bar{h}$: 空気側平均熱伝達率 $[=q_{conv}/(T_s-T_\infty)]$
 L : 代表長さ [等価直径 $=4w_1w_2/(w_1+w_2)$]
 Nu : 空気側ヌセルト数 $[=\bar{h}L/\lambda]$
 q_{conv} : 空気側対流熱流束 $[=q_{in}-q_{rad}-q_{loss}]$
 Ra_g^* : 空気側修正レイリ数 $[=g\beta q_{conv}L^4Pr_g/\lambda\nu^2]$
 Ra_l : 流体層側レイリ数 $[=g\beta(T_w-T_\infty)\delta^3Pr_l/\nu^2]$
 q_{loss} : 漏洩熱流束, q_{in} : 流入熱流束, q_{rad} : ふく射熱流束
 T_w : 加熱面温度, T_s : 気液界面温度, T_∞ : 周囲大気温度
 w_1 : 横内寸法, w_2 : 縦内寸法

Fig.2 Visualized Thermal Patterns ($\nu=500\text{cst}$, $\delta=10\text{mm}$)

(a) Visualized Thermal Pattern (b) Simulated Thermal Pattern
 Fig.3 Numerical Calculation ($\nu=500\text{cst}$, $\delta=10\text{mm}$, $Ra_l=1.05 \times 10^4$)

Fig.4 Nusselt Number at Liquid-gas Interface