下端が閉じた垂直平行平板内の自然対流熱伝達* (第2報, 実験)

山 崎 郭 滋*¹

Natural Convection Heat Transfer in Vertical Parallel Plates with a Closed Lower End (2nd Report, Experiment)

Kakuji YAMASAKI

An experimental study on natural convection heat transfer in two vertical parallel plates with a closed lower end was performed in air using isothermal plates with heights of 100 and 200 mm, and the results were compared with those of numerical analysis. The Grashof number range in the experiment was about 10^4 to 10^5 and the ratio of hot and cold wall temperatures was from 0.4 to 1. In the dimensionless distance of the parallel plates of from 0.1 to 0.3, the temperature of the air between the plates fluctuated considerably over time. The heat transfer coefficients of the plates in the experiment exhibit good agreement with the numerical results when $Gr_s S^2 \geq 10^4$, but when $Gr_s S^2 < 10^4$, they are slightly smaller than the numerical results, at $R=1$.

Key Words: Natural Convection, Parallel Plates with a Closed Lower End, Experiment, Wall Temperature Ratio, Fluctuation of the Air Temperatures, Grashof Number, Nusselt Number

1. 緒 言

近年電子機器の発達に伴って各種機器の高精度化, 小形化が要求されるようになり, 限られた狭い空間からの伝熱現象の解明が重要になってきているが, このような場合の一つとして下端が断熱床面によって閉鎖された垂直平行平板の自然対流熱伝達は伝熱に関する基本的問題でもあり実用上も重要である。

Siegel⁽¹⁾は空気についてこのような場合の実験を行い局所熱伝達率を測定している。長谷川⁽²⁾は開放形熱サイフォンにおける熱伝達に関連して, その流動状態を観察するために水およびエチレングリコールを用いた実験を行い平均熱伝達率を測定している。著者は第1報⁽³⁾において, 壁温一定の条件で一方を高温壁, 他方を低温壁として両壁の壁温比を変えて空気に対する比較的低いグラスホフ数における数値解析を行った。ここでは同様の場合に対する実験を行い平均熱伝達率を測定して数値解析との比較検討を行った。

記 号

Gr : グラフホフ数 $= g\beta h^3(T_h - T_\infty)/\nu^2$
 Gr_s : グラフホフ数 $= g\beta s^3(T_h - T_\infty)/\nu^2 = GrS^3$
 h : 平行平板の高さ
 Nu : 平均ヌッセルト数 $= \alpha_m h/\lambda$
 Nu_s : 平均ヌッセルト数 $= \alpha_m s/\lambda = NuS$
 R : 壁温比 $= (T_c - T_\infty)/(T_h - T_\infty)$
 s : 平行平板の間隔
 S : 無次元平板間隔 $= s/h$
 T : 温度
 Γ : 熱伝達率比 $= Nu(S)/Nu(\infty)$
 θ : 無次元温度 $= (T - T_\infty)/(T_h - T_\infty)$

添 字

c : 低温壁
 h : 高温壁
 m : 平均値

2. 実験装置および方法

図1に実験装置の概要を示す。平行平板には厚さ1 mm, 幅400 mmで高さ $h=100$ と200 mmの2種類のアルミニウム板を用い, ヒータとしてその裏面に両面テープを用いて厚さ15 μ のステンレスはくを貼り

* 昭和62年3月16日 東海支部第36期総会講演会において講演, 原稿受付 昭和61年8月13日。

*¹ 正員, 高知工業高等専門学校 (〒783 南国市物部乙200-1)。

着けてある。ステンレスはくの背面には断熱のために厚さと高さが同じ寸法の発泡スチロールを貼り着けてある。平行平板は木製の断熱床の上に設置され、その側方は気流の流入を防ぐために閉鎖されている。平板温度測定のために径 0.1 mm の銅-コンスタンタン熱電対を板の中心で高さ方向に $h=100$ mm で 7 本、200 mm で 9 本埋め込んである。平板以外からの熱損失を見積もるために、発泡スチロールの各面にも熱電対を貼ってある。実験室の空気温度は実験装置の側方で平板上端付近の 2 点の温度を熱電対で測りその平均値とした。

ヒータには AC 100 V の電源よりスライダックを通して電圧を調節し供給熱量を変化させる。電圧と電流は分解能 1 mV と 1 mA のデジタルメータで測定し、熱電対の熱起電力は分解能 1 μ V のデジタルボルトメータで測定する。平行平板間の空気温度測定のために平行平板間中心で $X=x/h=0.05, 0.5, 1$ の各位置に熱電対を設置し、ペンレコーダに記録さす。

実験装置全体は外気流の影響を防ぐために $1.8 \times 1.8 \times 2.4$ m の実験室内に設置し、測定操作はすべてこの室外で行う。

本実験での漏洩熱損失は平板背面の発泡スチロールを通しての熱損失と平板からのふく射熱損失が考えられる。しかし熱損失の正確な見積もりは困難であるので、発泡スチロールを通しては簡単にその概略値として一次元熱伝導による次式より熱損失 q_s を見積もる。

$$q_s = \lambda_s (T_0 - T_s) / h \quad (1)$$

ただし、 T_0 と T_s は発泡スチロールの平板側と背面の温度、 h はスチロールの厚さ、 λ_s は発泡スチロールの熱伝導率で 0.035 W/m $^{\circ}$ C⁽⁴⁾ とする。ふく射熱損失 q_r の厳密な補正は困難であるので、その概略値として無限平行平板間のふく射式である次式より求める。

$$q_r = \sigma (\theta_1^4 - \theta_2^4) / (2/\varepsilon - 1) \quad (2)$$

ただし θ は両板の絶対温度、 σ はステファン・ボルツマン定数、 ε は平板のふく射率で 0.04 ⁽⁵⁾ とする。

各平板の加熱々流束 q_0 は加熱電圧を E 、電流を I 、

平板面積を A とするとき、次式によって求められる。

$$q_0 = EI/A \quad (3)$$

したがって各平板からの自然対流による放熱熱流束 q は次式によって与えられる。

$$q = q_0 - q_s - q_r \quad (4)$$

本実験では $q \approx 10 \sim 970$ W/m 2 、伝導熱損失の割合 $q_s/q_0 \approx 1 \sim 13\%$ 、ふく射の割合 $q_r/q_0 \approx -12 \sim 2\%$ であった。実験は平板高さ $h=100$ mm と 200 mm で、無次元平板間隔 $S=s/h=0.025 \sim 4$ 、高温壁と低温壁の壁温比 $R \approx 0.4 \sim 1$ 、 $Gr \approx 10^6 \sim 18^8$ の範囲で行われた。なお $GrS^2 \approx 10^{-1} \sim 10^{10}$ であった。

3. 実験結果と考察

3.1 平板の温度分布 平行平板の局所温度 T_x の室温 T_∞ との差と X の関係を図 2 に示す。平板温度は平板間隔が大きい場合はほぼ下から上へと大きくなっていくが、平板間隔が小さくなってくると中心付近で最大となる。しかしその変化は小さく平板の平均温度 T_m からの偏差の割合 $(T_m - T_x)/(T_m - T_\infty)$ は $\pm 3\%$ 以内である。したがって本実験は壁温一定の条件として取扱う。

3.2 熱伝達率 平均熱伝達率 α_m は次式で求められる。

$$\alpha_m = q / (T_m - T_\infty) \quad (5)$$

ここで平均ヌセルト数とグラスホフ数を次のように定義する。

$$Nu = \alpha_m h / \lambda \quad (6)$$

$$Gr = g \beta h^3 (T_h - T_\infty) / \nu^2 \quad (7)$$

ただし T_h は高温壁の平均温度である。さらに低温壁の平均温度を T_c として、両壁の壁温比 R を次のように定義する。

$$R = (T_c - T_\infty) / (T_h - T_\infty) \quad (8)$$

第 1 報⁽³⁾において示したように基礎方程式および境界条件から Nu は Gr, Pr, S および R の関数となるが、流体は空気で本実験範囲では $Pr=0.71$ で一定とすると、 Nu は Gr, S および R の関数となる。 $R=1$ の場合の Nu と Gr の関係を S をパラメータとして

① Heated plate (Aluminum), ② Stainless foil, ③ Polystyrene foam, ④ Experimental table

図 1 実験装置概要

(a) $S=0.1$

(b) $S=1$

図 2 平板温度分布 $R=1$, $h=0.2$ m

図3に示す。 Nu は Gr および S が大きいほど大きくなり、ほぼ $Nu = CGr^n$ の形をしている。

ここで平均熱伝達率と S の関係を調べるために、 S を代表長さとしたヌッセルト数 Nu_s とグラスホフ数 Gr_s を次のように定義する。

$$Nu_s = \alpha_m s / \lambda = Nu S \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$Gr_s = g \beta s^3 (T_h - T_c) / \nu^2 = Gr S^3 \quad \dots\dots\dots (10)$$

長谷川⁽²⁾は開放形熱サイフォンにおける熱伝達に関連して、水およびエチレングリコールを用いて幅 50 mm、高さ 200 mm と 300 mm の伝熱面による実験を行いその結果を管路の相等半径を代表長さ s として、 Nu_s と $Gr_s Pr S$ の関係として整理している。本実験結果に対してもこのような関係を検討してみると Nu_s と $Gr_s S$ ではまとまりが悪く、本結果に対しては第1報の数値解析でも示したように、 Nu_s は $Gr_s S^2$ の関数として最もよく表される。図4に $R=1$ の場合の Nu_s と $Gr_s S^2$ の関係を示す。この関係を $Gr_s S^2 = 10^6$ を境として次式で表す。

$$Nu_s = 1.8 (Gr_s S^2)^{1/5}, \quad Gr_s S^2 \geq 10^6, \quad R=1 \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$Nu_s = 0.5 (Gr_s S^2)^{0.293}, \quad Gr_s S^2 \leq 10^6, \quad R=1 \quad \dots\dots\dots (12)$$

$Gr_s S^2 \geq 10^6$ では式(11)は

$$Nu = 1.8 Gr^{1/5} \quad \dots\dots\dots (13)$$

と等価となり、平均熱伝達率は S と無関係となる。

図中の点線は第1報の数値解を示したものであり、 $Gr_s S^2 \geq 10^3$ では式(11)で表される。したがって $Gr_s S^2$

図3 平均ヌッセルト数分布 $R=1$

図4 Nu_s と $Gr_s S^2$ の関係 $R=1$ (記号図3参照)

$\geq 10^6$ では実験と数値解は一致するが、実験では $Gr_s S^2 = 10^6$ でこの配が変わるために $Gr_s S^2 < 10^6$ では数値解より Nu_s は若干小さな値となっている。この点については空気温度の変動とも関係していると考えられるので次節で述べる。

$R=1$ の場合について $S=\infty$ に対する熱伝達率の変化を見るために、熱伝達率比 $\Gamma = Nu(S)/Nu(\infty)$ と $Gr_s S^2$ の関係を図5に示す。ただし $Nu(\infty)$ によって求める。式(11)、(12)より Γ は次式で表される。

$$\Gamma = 1; \quad Gr_s S^2 \geq 10^6, \quad R=1$$

$$\Gamma = 0.278 (Gr_s S^2)^{0.093}; \quad Gr_s S^2 \leq 10^6, \quad R=1$$

$$\dots\dots\dots (14)$$

図中の実線は式(14)を表し、点線は数値解析の結果を表す。数値解は $Gr_s S^2 \geq 10^3$ で $\Gamma=1$ となるために $Gr_s S^2 = 10^3$ 付近では実験値と数値解の差が大きくなる。

$R < 1$ の場合の Nu_s と $Gr_s S^2$ の関係を $R=0.6 \sim 0.7$ (平均 0.65) と $R=0.4 \sim 0.5$ (平均 0.45) にまとめて図6に示す。これらは概略次式で表される。ただし R は平均値で代表とする。

実線=Eq. 14, 点線=数値解

図5 熱伝達率比 $R=1$ (記号図3参照)

(a) $R=0.6 \sim 0.7$

(b) $R=0.4 \sim 0.5$

横棒なし(○) = 高温壁, 横棒あり(●) = 低温壁, 実線 = 高温壁の実験式, 一点鎖線 = 低温壁の実験式, 二点鎖線 = 式(12), 点線 = 数値解(上方が高温壁, 下方が低温壁で(a)は $R=0.65$, (b)は $R=0.45$ の場合)

図6 Nu_s と $Gr_s S^2$ の関係 $R < 1$ (記号図3参照)

$R=0.65$, 高温壁

$$Nu_s = 1.8(Gr_s S^2)^{1/5}; Gr_s S^2 \geq 10^6$$

$$Nu_s = 0.65(Gr_s S^2)^{0.274}; Gr_s S^2 \leq 10^6$$

$R=0.65$, 低温壁

$$Nu_s = 1.5(Gr_s S^2)^{1/5}; Gr_s S^2 \geq 10^6$$

$$Nu_s = 0.3(Gr_s S^2)^{0.316}; Gr_s S^2 \leq 10^6$$

$R=0.45$, 高温壁

$$Nu_s = 1.8(Gr_s S^2)^{1/5}; Gr_s S^2 \geq 10^6$$

$$Nu_s = 0.75(Gr_s S^2)^{0.263}; Gr_s S^2 \leq 10^6$$

$R=0.45$, 低温壁

$$Nu_s = 1.4(Gr_s S^2)^{1/5}; Gr_s S^2 \geq 10^6$$

$$Nu_s = 0.2(Gr_s S^2)^{0.341}; Gr_s S^2 \leq 10^6 \quad \dots\dots (15)$$

これらの式はすべて次の形で表される。

$$Nu_s = C(Gr_s S^2)^n \quad \dots\dots (16)$$

式(15)および式(11), (12)の係数と指数を用いて R との関係を示すと C と n は図7のようになる。

$R < 1$ の場合は高温壁と低温壁で熱伝達率は異なり, R および $Gr_s S^2$ が小さいほど $R=1$ の場合よりも高温壁では Nu_s は増大し, 低温壁では減少する。図中の点線は数値解を示すが, $Gr_s S^2$ が小さいほうでは実験値は数値解よりも小さくなってその差も大きくなる。

3.3 空気温度とその変動 空気温度の測定を平板間中心の $X=0.05, 0.5, 1$ の各位置で行ったが, 空気温度は $Gr_s S^2$ の値によっては時間的に大きな変動を示す。その一例を図8に示す。変動は壁温が高いほど大きく, また S の小さいほうから大きいほうへと大きくなるが, S が 0.1 から 0.3 付近をすぎると逆に小

①低温壁, $Gr_s S^2 \leq 10^6$
②高温壁, $Gr_s S^2 \leq 10^6$
③高低両壁, $Gr_s S^2 \geq 10^6$
(a) n と R の関係
①②は(a)と同様
③低温壁, $Gr_s S^2 \geq 10^6$
④高温壁, $Gr_s S^2 \geq 10^6$
(b) C と R の関係

図7 C, n と R の関係

さくなっていく。この温度変動の幅を次のように表す。

$$\Delta\theta = (T_{\max} - T_{\min}) / (T_h - T_c) \quad \dots\dots (17)$$

$R=1$ の場合の $\Delta\theta$ と $Gr_s S^2$ の関係を図9に示す。温度変動は平板上端で大きく下端では小さくなる。また $Gr_s S^2 = 10^2 \sim 10^4$ 付近で $\Delta\theta$ は最も大きい。温度変動が生じるということは流れがある程度混合されていると考えられる。図4に示したように熱伝達率は実験値のほうが数値解より若干小さくなるのは, 開放形熱サイフンの研究において井村⁽⁶⁾が指摘しているように, この混合作用によって流体の温度が均一化され流れの駆動力となる温度差が減少するため熱伝達率が低下するものと考えられる。また開放形熱サイフンの研究において山岸⁽⁷⁾が指摘しているように, 三次元性の影響により本実験においても上昇流と下降流の間の流動抵抗が理論よりも大きくなっていることも考えられる。しかし厳密な両者の差異の原因は今のところ明らかではなく, 三次元的な流れの問題とも合わせ今後の課題と考える。 $Gr_s S^2$ が大きくなると $\Delta\theta$ が0に近づいていくのは, $Gr_s S^2$ が大きくなると $S \rightarrow \infty$ の場合に近づいていくためであり, 逆に $Gr_s S^2$ が小さくなると

図8 空気温度変動例 $R=1, S=0.1$

図9 $\Delta\theta$ と $Gr_s S^2$ の関係 $R=1$ (記号図3参照)

4. 結 論

下端が断熱床面によって閉鎖された垂直平行平板の自然対流熱伝達に関する実験を壁温一定の条件で高温壁と低温壁の壁温比 R を 0.4 から 1 まで変えて行い、平均熱伝達率を求めて数値解析との比較検討を行った。

(1) $R=1$ の場合平均熱伝達率は平板間隔 s を代表長さとするヌッセルト数 Nu_s とグラスホフ数 Gr_s および無次元平板間隔 S によって次のように表される。

$$Nu_s = 1.8(Gr_s S^2)^{1/5}; Gr_s S^2 \geq 10^6$$

$$Nu_s = 0.5(Gr_s S^2)^{0.293}; Gr_s S^2 \leq 10^6$$

$Gr_s S^2 \geq 10^6$ では熱伝達率は S に無関係となり、また数値解と実験値は一致するが、 $Gr_s S^2 < 10^6$ では実験値は数値解よりも若干小さくなる。

(2) $R < 1$ の場合は高温壁と低温壁の熱伝達率は異なり、それらは $R=1$ の場合も含めて次式の形で表される。

$$Nu_s = C(Gr_s S^2)^n$$

C と n は概略図 7 に示したようになる。 $R < 1$ では $Gr_s S^2$ が小さくなると特に低温壁の熱伝達率は数値解より相当小さくなる。

(3) 平行平板間の空気温度は時間的に変動し、その変動幅は $Gr_s S^2 = 10^2 \sim 10^4$ 付近で最も大きくなり、 $Gr_s S^2 > 10^6$ および $Gr_s S^2 < 10$ では温度変動はほとんどなくなる。

本研究の遂行に当たり、実験を手伝っていただいた本校学生 丸山洋、西内徳昌君ならびに有益なご助言をいただいた東京大学 小竹進教授に深甚の謝意を表す。

文 献

- (1) Siegel, R. and Norris, R. H., *Trans. ASME*, 79 (1957), 663.
- (2) 長谷川, ほか 2 名, 機論, 28-192 (昭 37), 930.
- (3) 山崎, 本論文集の 2116 ページ.
- (4) 化学工学協会編, 化学装置便覧, (昭 50), 1430
- (5) 日本機械学会編, 伝熱工学資料, (昭 50), 148.
- (6) 井村・小佐井, 機論, 51-468, B (昭 60), 2621.
- (7) 山岸・ほか 3 名, 機論, 51-464, B (昭 60), 1260.

討 論

〔質問〕 二 神 浩 三〔愛媛大学工学部〕

(1) 図 10 の平板間中心温度は、温度が変動する場合は平均値をとるとあるが、図 8 からどのように平均をとったかご説明願いたい。

(2) 図 11 あるいは図 13 の数値解と実験値との差は、温度変動によって温度分布が均一化され平板温度が高くなったとあるが、温度変動によって温度分布が均一化されるとは、いかなる意味かお尋ねする。

(3) 平板間流体温度の変動が大きい場合、局所熱伝達率も変動することが考えられるが、平板温度自身は変動しなかっただろうか。そのことに関連して、ステンレス箔をはり付けるための両面テープの厚さと熱拡散率を示されたい。

〔回答〕 (1) 統計的な処理をしたものではなく、概略の値として図 8 の $T_{\max}$ と $T_{\min}$ の中間の値をそのグラフより読取って平均温度とした。

(2) 質問の「平板温度が高くなった」とあるのは平板間温度の誤りで、本文中の「平板間中心の温度が高くなった」とある部分のことだと思う。温度変動が生じるということは流体がある程度混合されていると考えられ、したがって温度変動がなければ一般に流体温度は平板近傍から平板間中心へと低下するが、変動があるということはこの流体の混合によって温度分布が均一化されて変動のない場合よりも平板間中心部の温度が高くなると考えられる。(時間平均的にも変動のない場合より中心部の温度は高くなると考えられる)。

(3) 平板温度にもゆっくりではあるが多少の変動は生じる。したがって時間的にできるだけ変動の少ないときの平板温度を測定するように心がけた。なお両面テープの厚さは 50 μm 前後と思われるが、熱拡散率は資料が見当たらず不明である。