対向壁を有する上向き加熱傾斜平板上の自然対流熱伝達*

稲垣 照美^{*1}, 小森 勝夫^{*1}Natural Convection Heat Transfer along an Inclined Flat Plate
Using an Opposite Wall

Terumi INAGAKI and Katsuo KOMORI

In this paper, natural convection heat transfer along an inclined flat plate was investigated experimentally. The distance between the heat transfer plate and the opposite wall was varied, and the effects of the opposite wall in heat transfer were observed. It was realized that reduction rates in heat transfer at small inclination angle increased with decreasing distance. Then, the wall temperature patterns were also discussed from visualized data using liquid crystal. It was found that low-temperature streaks appeared on the heat transfer plate, and that they played a significant role in heat transfer.

Key Words: Natural Convection, Heat Transfer, Inclined Surface, Liquid Crystal, Opposite Wall

1. 結 言

平板上の自然対流熱伝達は、電子機器の放熱を始めとする各種伝熱機器の設計基礎資料として重要である。放熱問題は、特に電子デバイスの高速化および高集積化に伴い必要不可欠のものとなっている。このことから、従来自然対流熱伝達を対象とした多くの研究が行われてきた。しかしながらそれらの研究^{(1)~(3)}の多くは、熱伝達の測定に関するもので、壁面温度パターンの観点から伝熱を議論したものは少ない。

著者らは、先に上向き加熱傾斜平板上自然対流熱伝達に関する研究⁽⁴⁾を行い、伝熱面が水平に近づくにつれ平均熱伝達率が向上し、低レイリー数の下でも低温模様が伝熱面上に現れることを明らかにした。したがって伝熱工学上は、発熱配列基盤を傾斜させればよいわけであるが、そこには対向基盤が放熱に重大な影響を与えるものと考えられる。そこで本研究では、伝熱面を発熱基盤とし、この発熱基盤に隣接する基盤を対向壁と見立てて、対向壁が熱伝達に与える影響を考察することにした。すなわちここでは、対向壁間隔あるいは傾斜角を変化させた場合に、対向壁が熱伝達に与

える影響を伝熱面上に現れる壁面温度パターンに関連づけて考察していく。

記 号 表

D : 対向壁間隔
g : 重力の加速度
h : 熱伝達率 $= q_w / \Delta T$
L : 平板長さ
Nu_x : ヌッセルト数 $= hX / \alpha$
Pr : プラントル数 $= \nu / \alpha$
q_w : 伝熱面熱流束
Ra_x^* : 修正レイリー数 $= g\beta q_w X^4 / (\nu^2 \cdot Pr)$
S : 低温模様の空間的スケール
T : 時間平均温度
T_w : 壁温
T_∞ : 主流体温度
X : 伝熱面下端からの距離
ギリシャ記号
α : 熱拡散率
β : 体積膨張率
ΔT : 温度差 $= T_w - T_\infty$
θ : 傾斜角 (水平面とのなす角)
κ : 熱伝導率

* 原稿受付 平成3年3月27日。

*1 正員、豊田工業高等専門学校 (●471 豊田市栄生町2-1)。

ν : 動粘性係数

2. 実験装置および測定法

図1は、本実験で用いた装置の概略である。伝熱面は、発熱面積 $230 \times 250 \text{ mm}^2$ 、厚さ 10 mm のベークライト板に厚さ $30 \mu\text{m}$ のステンレスはく5枚 ($45 \times 250 \text{ mm}^2$) を直列にはり付けたもので、交流定電圧電源で通電加熱を行い、等熱流束条件を満足している。また伝熱面温度測定のために、伝熱面中心線上のはく裏面に 45 mm 間隔で、 $\phi 70 \mu\text{m}$ のクロメル-アルメル熱電対をスポット溶接した。実験は、上記伝熱面全体を容量 $1000 \times 500 \times 500 \text{ mm}^3$ の水槽に沈めて、伝熱面の傾斜角 θ および対向壁との間隔 D を種々変化させて行った。なお対向壁は、透明なアクリル板である。また感温液晶による伝熱面温度パターンの可視化には、CCDカメラおよびカラー画像処理装置 (PIAS, LA-555) を使用した。

ここで熱流束の不確かさは約3%であり、校正実験から熱電対のそれは、1%程度と見積もられた。また無次元数 Ra_x^* および Nu_x 数中の不確かさは、いずれも約5%であった。なお本実験における壁温と主流体温度との温度差は、すべての実験を通じて最大でも 20°C 程度であるため、熱伝達に及ぼす物性値の影響は無視し得るものと考えられる。また壁面温度パターンの観察は、伝熱面中央部に感温液晶シート ($45 \times 70 \text{ mm}^2$) を2枚直接はり付け、壁温が液晶の呈色温度となるよう熱流束を所定の値に調整して行った。

3. 実験結果

3.1 自然対流熱伝達 ここでは、まず伝熱面の検定を兼ねて対向壁のない場合の垂直平板上の自然対流熱伝達率を測定した。図2は縦軸に Nu_x 数を、横軸に Ra_x^* 数をとって伝熱実験結果をまとめたものであ

図1 実験装置

る。図2中の点線は、藤井ら⁽⁵⁾の垂直平板上層流自然対流の熱伝達率を記述する理論式、

$$Nu_x = 0.586 Ra_x^{*0.2} \dots\dots\dots (1)$$

である。図2から本実験値は、いずれの熱流束の場合も藤井らの式(1)に良好に対応していることがわかる。

また図3は、 $Nu_x - Ra_x^*$ 数壁面上に傾斜平板上自然対流の熱伝達率を示したものである。図3中層流域の実線は藤井らの理論式(1)を示し、乱流域の実線はVlietら⁽¹⁾の垂直平板上乱流自然対流の熱伝達率を表す経験式

$$Nu_x = 0.568 Ra_x^{*0.22} \dots\dots\dots (2)$$

を表す。図3から明らかなように、傾斜角 θ が小さく水平に近づくにつれ、乱流に遷移する Ra_x^* 数が小さくなっていくことがわかる。特に傾斜角 $\theta = 15, 30^\circ$ では、低 Ra_x^* 数から乱流となっていることがわかる。また層流-乱流域を通していずれの実験データもこれらの理論式あるいは経験式に一致していることから、本伝熱面は以後の実験を行ううえで妥当なものであると言える。

3.2 対向壁を有する自然対流熱伝達

図4~7は、縦軸に Nu_x 数を、横軸に Ra_x^* 数をとってさまざまな傾斜角 θ および対向壁間隔 D の下での伝熱実験

図2 垂直平板上の層流自然対流熱伝達

図3 傾斜平板上の自然対流熱伝達 ($D = \infty$)

結果をまとめたものである。これらの図は、それぞれ対向壁との間隔 D が 3, 5, 10 mm および 20 mm に対応する。これらの図では、伝熱面入口付近で熱伝達率がいずれも大きくなっているが、これは煙突効果によるためのものである。図 4 (3 mm) では、傾斜角 θ が 15° の場合でも乱流とはならず、熱伝達率は層流の値に抑え込まれている。これは、対向壁が存在するため境界層の遷移を妨げ、また主流体側からの低温流体の巻込みを大きく阻害するためであると考えられる。図 5 (5 mm) からは、傾斜角が水平に近づくにつれ境界層が乱流に遷移しようとするが、やはり対向壁に阻害されてしまうことがわかる。図 6 (10 mm) では、まだ対向壁の影響が残っており、特に傾斜角 θ が 45° では対向壁のない場合と比較して層流-乱流遷移が遅れている。一方図 7 (20 mm) は、対向壁のない場合、図 3 とほとんど変わらず、対向壁が境界層の発達に及ぼす影響は少ないものと考えられる。

図 8 は、以上の結果から熱伝達率比 $(Nu_L)_{av}/(Nu_{Ln})_{av}$ を求めたものである。 $(Nu_{Ln})_{av}$ は、同一傾斜角における対向壁のない場合の平板平均熱伝達率を表す。したがって $(Nu_L)_{av}/(Nu_{Ln})_{av}=1$ は、対向壁がないときの平均熱伝達率と等しいことを表す。図 8 から平均熱伝達率比は、傾斜角が小さく ($\theta=15^\circ$,

30°) かつ対向壁間隔が小さい ($D=3, 5$ mm) の場合において顕著に小さくなり、伝熱劣化が引き起こされていることがわかる。また $D=20$ mm の平均熱伝達率比は、対向壁のない場合とほとんど変わらない。

3.3 感温液晶による壁面温度パターン 一例として図 10(a)~(d)には、感温液晶シートによる壁面温度パターンの可視化結果 ($\theta=45^\circ$, $Ra_x^*=4 \times 10^{10}$) を示す。これらの原図は、実際にはカラー写真で、白黒写真上では色の違いがわからないが、写真で白く見える箇所が実際には黄または黄緑色で中間温度に、白く囲まれた箇所が実際には赤色で低温領域にそれぞれ相当

図 6 傾斜平板上の自然対流熱伝達 ($D=10$ mm)

図 7 傾斜平板上の自然対流熱伝達 ($D=20$ mm)

図 4 傾斜平板上の自然対流熱伝達 ($D=3$ mm)

図 5 傾斜平板上の自然対流熱伝達 ($D=5$ mm)

図 8 平均熱伝達率比

図 10 伝熱面温度分布の可視化

図 9 低温模様の空間的スケール

する。またその他の黒く見える箇所は、青または青濃色で高温領域に相当する。いま伝熱面は、等熱流束で加熱されているため、温度の高い青系領域は局所的に熱伝達率が低く、また温度の低い赤系領域は局所的に熱伝達率が高いと言える。

図 9 は、縦軸に低温すじ同志の間隔 S [mm] をとり、横軸に傾斜角 θ [°] をとってまとめたものである。間隔 S は、同一条件下の多数データからカラー画像処理装置を援用して統計的に求めた空間的サイズであり、いずれも約 80 個の平均値である。すなわち低温の赤い箇所が輝度値の大きいことを利用し、同一高さ地点の高輝度値間隔を S と定義した。

図 9 から傾斜角が小さな場合、対向壁間隔が狭くなるほど低温すじ模様の空間的サイズ S が小さくなり、また対向壁間隔が広い場合、傾斜角の増加とともに空間的サイズ S が小さくなることわかる。特に対向壁間隔が狭い $D=3$ mm の場合、 S はすべての傾斜角にわたって小さく抑え込まれている。空間的サイズ S は

低温模様の空間的大きさを表し、平均熱伝達率は傾斜角が小さくかつ対向壁間隔が広いほど大きいことから、低温模様の空間スケールが大きいほど主流体との間で多くの熱を交換できると言える。また 3・2 節図 8 でも述べたように傾斜角が小さくかつ対向壁間隔が小さい流れでは、熱伝達率比が顕著に低下する。これには、伝熱面上に現れる壁面温度パターンの変化が大きく影響しているものと考えられる。これら低温すじは、上下の密度差に起因した三次元的に不安定な流れ、すなわち縦渦に基づくものであると考えられる。したがってその空間的スケール、 S が小さくなれば、縦渦によって輸送される熱も減少すると言える。

4. 結 言

本研究は、上向き加熱傾斜平板上の自然対流熱伝達について実験的に検討したものである。その結果、以下の知見が得られた。

- (1) 傾斜角が小さくかつ対向壁間隔が小さいほど平均熱伝達率の低下率、すなわち伝熱劣化率が大きい。
- (2) この伝熱劣化には、伝熱面上に現れる壁面温度パターンの変化が大きく影響し、低温模様が熱伝達に重要な役割を果たしている。

文 献

- (1) Vliet, G. C., ほか 1 名, *Trans. Am. Soc. mech. Eng., Ser. C, J. Heat Transf.*, **91**, 517 (1969).
- (2) Cheesewright, R., *Trans. Am. Soc. mech. Eng., Ser. C, J. Heat Transf.*, **90** (1968), 1.
- (3) Miyamoto, M., ほか 3 名, *Proc. 7th Int. Heat Transf. Conf.*, **2** (1982), 323.
- (4) 稲垣・ほか 1 名, 流れの可視化, **9-33** (1989), 72.
- (5) Fujii, T., ほか 4 名, *Int. J. Heat Mass Transf.*, **13** (1970), 753.