

凸面あるいは凹面部が加熱される垂直波状面からの
自然対流熱伝達*

岸浪 紘機**, 齊藤 図**, 戸倉 郁夫**

An Experimental Study on Natural Convective Heat Transfer from
a Vertical Wavy Surface Heated at Convex/Concave Elements

Koki KISHINAMI, Hakaru SAITO, and Ikuo TOKURA

Natural convective heat transfer from a vertical wavy surface with discontinuous heating has been studied experimentally by considering the effect of heat conduction in unheated elements. The wavy surface is constructed with concave and convex semicircular cylinders and has discontinuous heat sources on concave or convex surfaces. The behavior of the flow and the temperature distributions in the boundary layer of surfaces have been discussed to clarify the effect of heat conduction in the unheated elements on local Nusselt number for the case of convex- or concave-heating. Empirical formulas have been derived to predict the average Nusselt number along the wavy surface.

Key Words: Natural Convective Heat Transfer, Vertical Wavy Surface, Convex or Concave Surface-Heating

1. 緒 言

近年、電子機器などの著しい性能向上に伴い、機器構成要素からの放熱が新たな問題となっている⁽¹⁾。一般に、このような場合、凹凸面を構成する発熱素子とそれが設置されている基板は、全体でひとつの伝熱系を構成することになるが、機器の小形化に伴い自然対流による放熱を行っていることが多い。したがって、このような場合の自然対流は非加熱基板と加熱部の連続した面上に沿って生ずることになるから、系全体の伝熱特性を把握するためには、凹凸面をなす伝熱面上の加熱部および非加熱部における熱伝達を、非加熱部内の熱伝導の効果を含めて考えねばならない^{(2)~(4)}。

本研究は、このような観点から、凹面半円筒と凸面半円筒の組合せからなる垂直波状板の自然対流熱伝達現象についてモデル実験を行い、(A)凹面半円筒が等温加熱されている場合、(B)凸面半円筒部が等温加熱されている場合に対して、温度および流れ場の可視化による測定・観察を行うとともに、非加熱壁部内の熱伝導の局所ヌセルト数に及ぼす影響⁽⁵⁾を考慮して、そ

れぞれの熱伝達挙動を明らかにしたものである。

使用記号

- B : 非加熱部の無次元壁厚さ $= b/D$
 D : 垂直波状板を構成する半円筒径(代表長さ)
 G_{rd} : 代表長さ D および加熱部壁温と室温の温度差 $(\theta_w - \theta_\infty)$ に基づくグラスホフ数
 $= g\beta(\theta_w - \theta_\infty)D^3/\nu^2$
 h : 温度差 $(\theta_w - \theta_\infty)$ に基づく局所熱伝達率
 N : 凹面および凸面半円筒の組合せを1段とした先端からの段数
 N_u : 各段局所ヌセルト数 $= h \cdot D/\lambda_f$
 N_{ui} : i 段目の段平均ヌセルト数
 $\overline{N_{uN}}$: N 段までの全段平均ヌセルト数
 R : 非加熱部固体壁と流体側の熱伝導率比
 $= \lambda_w/\lambda_f$
 S : 熱伝導と自然対流に関する無次元パラメータ
 $= B \cdot R/G_{rd}^{1/4}$
 T : 無次元温度 $= (\theta - \theta_\infty)/(\theta_w - \theta_\infty)$
 X_s, Y : 面に沿う方向 x と垂直方向 y の無次元座標
 $= 2x/\pi D, = y/D$
 ϕ : 各段凹凸半円筒の接合部を起点とした流れ方向円周角

* 昭和61年11月18日 第940回講演会において講演、原稿受付、昭和61年4月11日。

** 正員、室蘭工業大学(〒050 室蘭市水元町27-1)。

添字

w, f : 固体壁側および流体側の状態

∞ : 対流側の境界層外縁の状態

2. 実験装置および方法

図1に本研究の物理モデルを示す。図1(A)は凹面半円筒部加熱・凸面半円筒部非加熱、図1(B)は凸面半円筒部加熱・凹面半円筒部非加熱の場合で、いずれも室温 θ_w の空気中にあるものとする。ここで、各凹凸半円筒部は、すべて直径 D 、加熱温度 θ_w 、非加熱壁部は、厚さ b 、熱伝導率 λ_w の材料で構成されており、凹面部と凸面部の一对を段 (N) と呼ぶことにする。このような場合に対して、凹面加熱の場合は $D=10, 25, 69$ mm ϕ について、凸面加熱の場合は $D=12, 28, 50, 75$ mm ϕ について、どちらの場合も段数 N は5~8段について実験を行った。

図2は、 $D=69$ mm ϕ の6段からなる凹面加熱(A)に対する実験装置の概要を示すものである。本実験装置は、大きな恒温室内に設置されており、全長2000 mm、奥行き540 mm、横幅600 mmの大きさで、伝熱面の両側には透明アクリル板⑤を設置して外乱の影響を防ぐ構造となっている。加熱はボイラ⑦からの温水循環⑧、⑨によって行っている。凹面加熱部は厚さ3 mmのアルミ管を半分割したものであり、凸面非加熱壁部は硬質塩化ビニール管 ($b=6$ mm, $\lambda_w=0.145$ W/mK) を半分割したもので、その表面にはアルミはくを張り、放射の影響⁽³⁾を防いでいる。さらに、加熱、非加熱部とも、その裏側を発泡ウレタン⑥で断熱してある。

実験は次のように行った。すなわち、各部の温度が定常に達した後、各段凹凸面上の局所ヌセルト数を求めるため、 $\phi=20^\circ\sim 160^\circ$ の範囲で可変できるC-Cプローブ④により境界層内の温度を測定し、さらに、微

粒子の移動軌跡による流れ場の写真測定と観察を行った。

なお、これとは別に $D=28$ mm ϕ 以下の場合には、図3に示すような電気ヒータ加熱による小形の装置 (非加熱部は壁面にアルミはくを張り付けた中実バalsa製 $\lambda_w=0.041$ W/mK) を用いて、主にマッハ・ツェンダ干渉計による温度境界層の測定を行った⁽²⁾。

3. 実験結果および考察

通常自然対流熱伝達に関する物理量のほかに、新たに代表長さ D 、非加熱部の壁厚 b および熱伝導率 λ_w などを加え、次元解析を行えば、無次元壁温 $T_w(X)$ およびヌセルト数 N_w は次の関係で与えられる⁽⁵⁾。

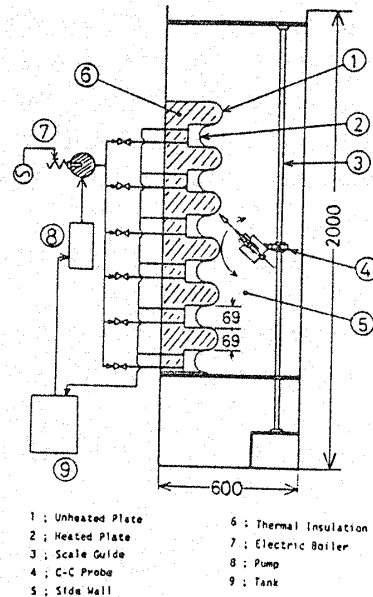


図2 実験装置の概要 ($D=69$ mm ϕ)

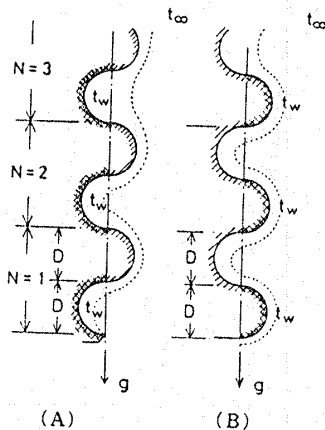


図1 物理モデル

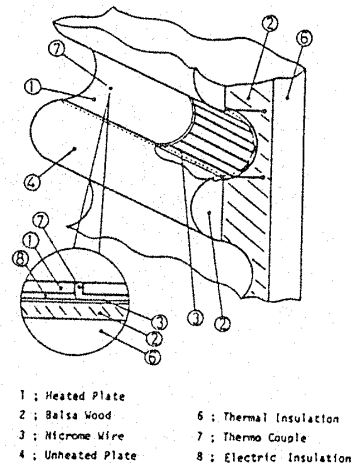


図3 小形実験装置 ($D \leq 28$ mm ϕ) の構造

$$T_w = F_1(X_s, Pr, (B \cdot R)^4 / Gr_D) \dots \dots \dots (1)$$

$$Nu = (B \cdot R) \cdot F_2(X_s, Pr, (B \cdot R)^4 / Gr_D) \dots \dots \dots (2)$$

ただし、この次元解析では、長さ L の次元に関しては方向性のほかに流体側 L_f と固体側 L_w に区別し⁽⁶⁾、さらに、非加熱部内の熱流が面に沿う方向にあると仮定している。ここで、式(1)、(2)に見られるように、このような自然対流系においては、無次元量 $B \cdot R$ が新たな因子となることがわかる。そこで、無次元量 $B \cdot R / G_{rD}^{1/4}$ を S とおき、 $G_{rD}^{1/4}$ が自然対流系における境界層厚さ (δ/D) の逆数を意味することに留意すれば、 S の物理的意味は次のように考えられる。

$$S = B \cdot R / G_{rD}^{1/4} \\ \propto \{b\lambda_w \Delta T / (\pi D / 2)\} / \{\lambda_f (\pi D / 2) \Delta T / \delta\} \dots \dots \dots (3)$$

すなわち、 S は加熱部から温度こう配 $\Delta T / (\pi D / 2)$ 、壁厚さ b の非加熱部へ流れる熱伝導熱流と、加熱壁部の表面 $(\pi D / 2)$ から温度こう配 $\Delta T / \delta$ により流体側へ伝達される熱伝達熱流との比を表すものと考えられる。換言すれば、 S の大小は非加熱部を設けたことによる放熱量の増大、すなわち、フィン効果の程度を示すものと考えてよい。

以下、ここに導出された無次元量を用いて、この自然対流熱伝達について検討する。

3.1 非加熱壁部壁温分布 図4に凹面加熱の場合(A)の実験によって得られた無次元壁温分布を凸面加熱の場合(点線)⁽²⁾と比較して示す。なお、(A)の場合と(B)の場合における、それぞれの実験条件および

$B \cdot R$ と G_{rD} 数を図中に示す。非加熱部の壁温はどの段においても、また、加熱条件(A)、(B)にかかわらず、非加熱部の中央付近で最低となる。この非加熱部の壁温降下は、ほぼ同一の $B \cdot R$ においては、(A)、(B)の加熱条件にかかわらず半円筒径 D が大きくなるほど、また、同一 D においては加熱部壁温が高くなるほど著しい。すなわち、このことは、 G_{rD} が大きくなるほど壁温降下が著しくなることを意味する。加熱条件(A)および(B)の場合の壁温降下を比較すれば、3段までは、(A)の $D=10$ mm の場合と(B)の $D=28$ mm の場合の温度分布がほとんど同じである。すなわち、凹面加熱(A)の場合の壁温降下は(B)の場合より大きいことになる。図中には、さらに、各実験条件に対応する S の値を示している。これらの結果より、非加熱部のフィン効果を表す尺度である無次元量 S は、その値が小さくなるほど壁温降下が著しくなることを示し、とくに、(A)の加熱条件において、この傾向がより強く現れている。したがって、一般的にいえば、非加熱部の壁温降下が著しいほど、フィン効果による非加熱部からの熱伝達量が小さいことになる。

3.2 干渉計と微粒子の移動軌跡による温度・速度場の可視化 図5~7および8は、それぞれ凸面加熱の場合の $G_{rD}=5 \sim 50 \times 10^3$ における等厚温度干渉縞と流れの様相を示す写真である。同様に、図9~11および12は、凹面加熱の場合(A)の $G_{rD}=2.5 \sim 40 \times 10^3$ における温度場と速度場の写真である。図5、6および9、10の等温干渉縞写真の示す結果より、凸面加熱

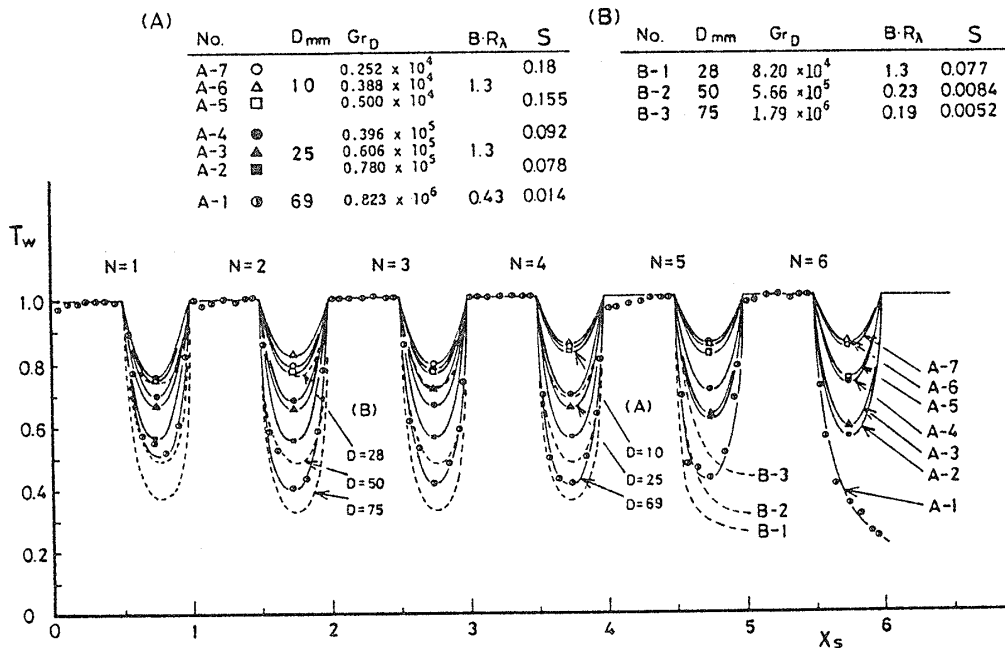


図4 壁温分布

の場合(B)は凹面非加熱壁部における熱伝達が極めて少ないこと、逆に凹面加熱の場合(A)は凸面非加熱壁部においても熱伝達が行われており、加熱条件により熱伝達の様相が全く異なることがわかる。流れ場の観察によれば、凸面加熱の場合は図7, 8に示されるように、流れは2段めまで面に沿うが、それ以降、凹面部に時計方向の緩慢な渦流が現れている。この渦流は、隣接する凸面加熱部の $\phi=0\sim 40^\circ$ および $140\sim 180^\circ$ における流れを著しく弱めている。この傾向は G_{rd} 数の大小にかかわらずほとんど常に認められるが、図8に示されるように、 G_{rd} がさらに大きくなると、渦流はより早くなり、5段め以降において三次元的な脈動を伴う⁽²⁾。しかし、このような G_{rd} の大きな領域でも、凹面非加熱部での熱伝達はいぜんとしてほとんど認めら

れない。一方、凹面加熱の場合(A)は、2段めまで面に沿う流れであるが(図11, 12)、それ以降の段の凹面加熱部において浮力と渦流の方向が逆になる。そのため、 G_{rd} が小さい領域では、図11に示されるように渦流は極めて遅くほとんど停止しているとみてよい。しかし、 $G_{rd}=10^4\sim 10^5$ においては、図12に示されるように前段の凸面後半部分からはく離流と凸面部外側を素通りする流れが巻き込むことによって生ずる、互いに方向の異なる二つの渦流が現れ、結果的に流れは緩慢であるが、極めて複雑になる。 $G_{rd}=10^6$ においても、このような流れの傾向は基本的には変わらないが、2~3sごとに方向の異なる小さな三次元的な渦が局所的に現れるようになる。

以上述べたように、凹凸面に沿う自然対流はグラス

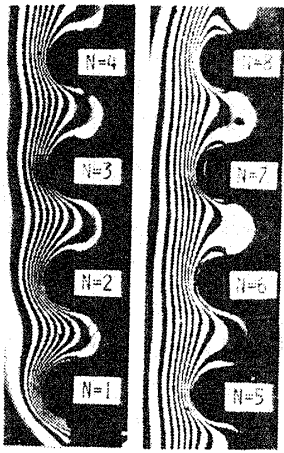


図5 $G_{rd}=5.5\times 10^3$

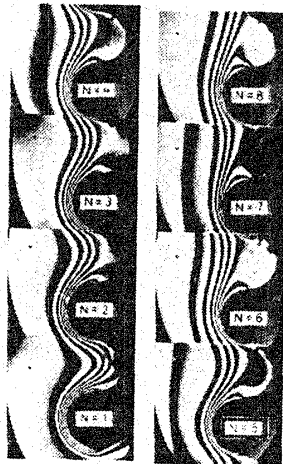


図6 $G_{rd}=5.12\times 10^4$

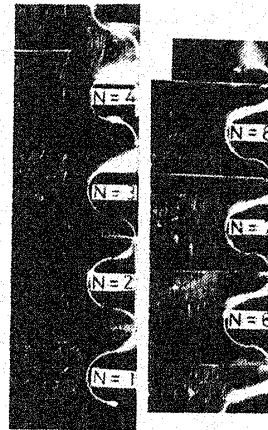


図7 $G_{rd}=7.66\times 10^3$

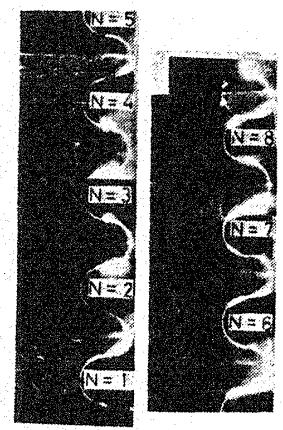


図8 $G_{rd}=4.80\times 10^4$

(B) 凸面半円筒面加熱の場合に対する温度(図5, 6)および速度(図7, 8)境界層

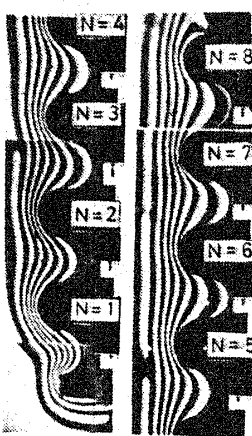


図9 $G_{rd}=2.5\times 10^3$

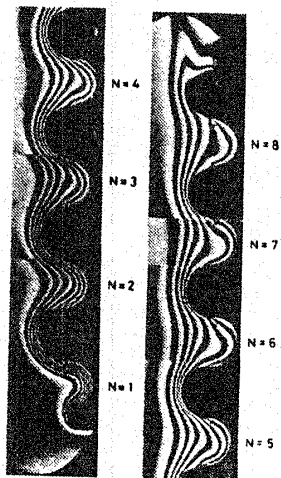


図10 $G_{rd}=3.96\times 10^4$

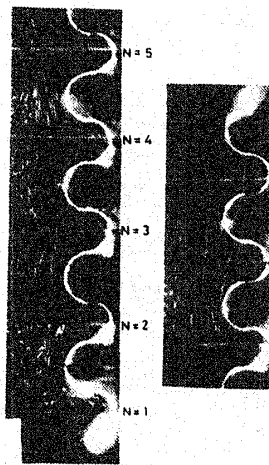


図11 $G_{rd}=5.14\times 10^3$

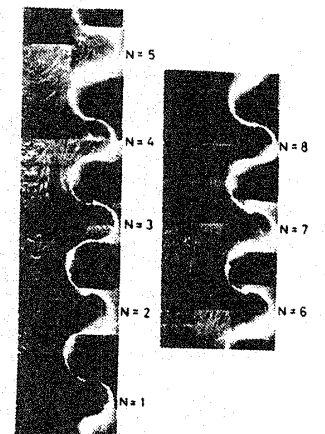


図12 $G_{rd}=3.77\times 10^4$

(A) 凹面半円筒面加熱の場合に対する温度(図9, 10)および速度(図11, 12)境界層

ホフ数の程度によっても流れ模様が変化したが、加熱条件(A), (B)によってより顕著な変化が現れる。これに伴い、局所的な熱伝達挙動もまた複雑に変化することになる。

3.3 局所ヌセルト数および段平均ヌセルト数
 図13に、(A), (B)の場合における $Gr_D = 8 \times 10^4$ ($S = 0.07$) での干涉写真より求めた加熱面上の局所ヌセルト数を比較して示す。凸面加熱(B)の場合、ヌセルト数 N_u は3段めまで水平円筒に対する解析値⁽²⁾ とほぼ同様な分布を示すが、4段め以降で前段凸面後半からはく離流が再付着する $\phi = 40 \sim 90^\circ$ において急増し、 $\phi = 150^\circ$ 近傍では流れのはく離によるため急落している。一般的に、この傾向は Gr_D にかかわらず認められる。一方、凹面加熱の場合は、流れが面に沿う2段めまでは高い N_u 分布を示すが、それ以降の段では先に述べたように渦流が遅くなるので、 N_u は著しく低下して(B)の場合の1/2以下となる。しかし、この場合 ($S = 0.07$)、凸面非加熱壁部からのフィン効果が40~50

%程度存在するため、加熱部と非加熱部を含めた伝熱面全体からの放熱量は(B)の場合の60%程度となる。

図14に、凹面加熱の場合(A)に対する加熱部と非加熱部上の局所ヌセルト数を示す。図より、 Gr_D の小さな領域 ($S = 0.15 \sim 0.17$) では、フィン効果による凸面非加熱部からの熱流は、加熱部からの熱流を大幅に超えている。同様に、図15に、 Gr_D が大きな領域 ($S = 0.016$) における局所ヌセルト数を示す。図より、伝熱面全体からの放熱に占める非加熱部分の割合は、ほとんど認められない。

凹面加熱条件(A)の場合に対するこれらの結果を、

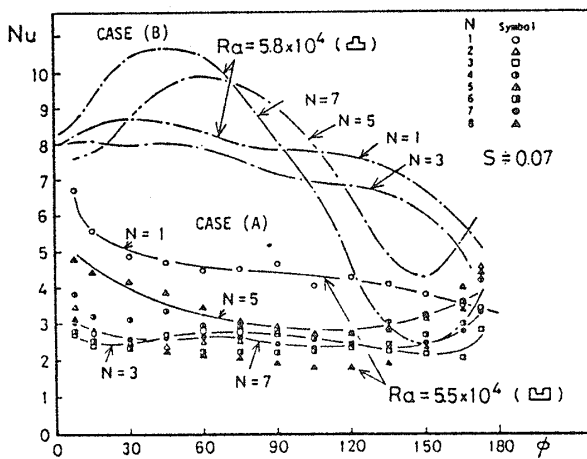


図13 加熱部上の N_u 数(A), (B)

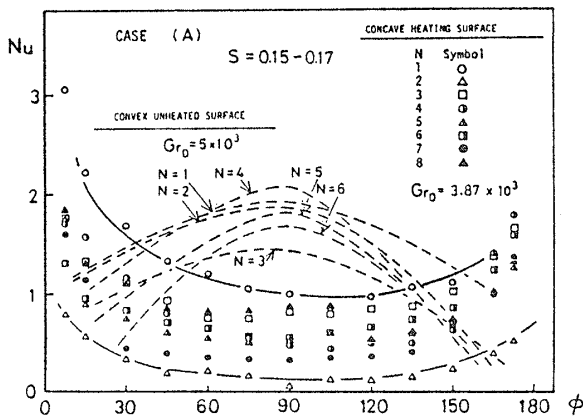


図14 加熱部と非加熱部上の N_u 数(A) Sの大きな場合

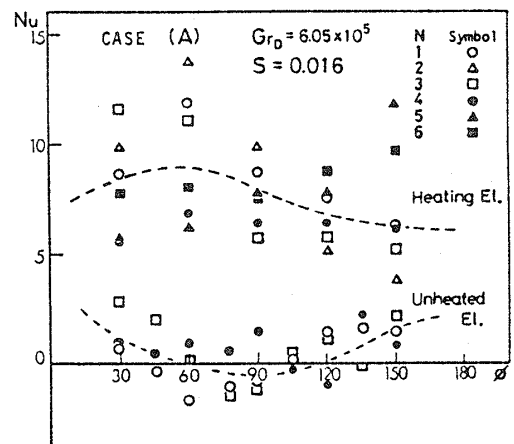


図15 加熱部と非加熱部上の N_u 数(A) Sの小さな場合

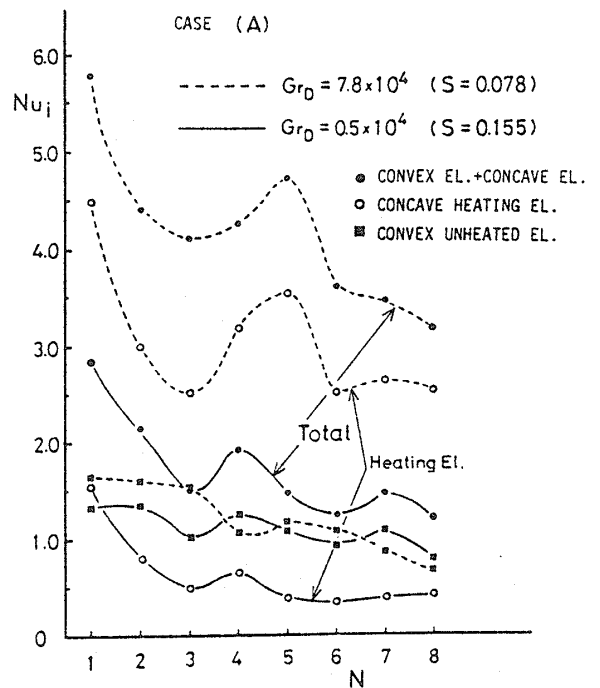


図16 段平均ヌセルト数 N_{ui} (A)

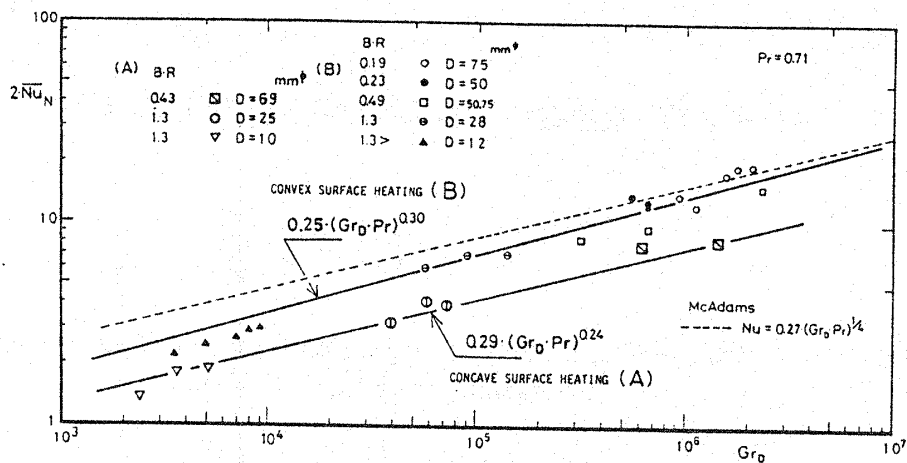


図 17 全段平均ヌセルト数 $\overline{N_{UN}}$ ($N=5$ の場合)

段ごとの段平均ヌセルト数 N_{ui} としてまとめたものを図 16 に示す。図中、各実験条件に対応する S の値を示すが、 S が大きな場合 ($S=0.155$)、凸面非加熱部からのフィン効果による N_{ui} は、凹面加熱部からの N_{ui} の 2 倍ほどとなり、全段に占める割合が大きい。逆に、 S が小さくなると ($S=0.078$)、凸面非加熱部からの N_{ui} は全体の 20~30% と著しく小さくなる。各段の凹面部と凸面部を含めた段平均ヌセルト数は、3 段めまで低下して、4~5 段めで再び増加し、以降また低下していく傾向がある。したがって、3~8 段の範囲では、全段平均ヌセルト数 $\overline{N_{UN}}$ には段数 N によってそれほど大きな差異は生じないことになる。

以上、 S の熱伝達に及ぼす影響をまとめれば、凸面加熱(B)の場合には S の値にかかわらず凹面非加熱部からの熱伝達が認められず⁽²⁾、 S の値が大きくなるほど非加熱凹面部の壁温降下が減少し、凹面部分における対流が緩慢になり、前後の凸面加熱部のヌセルト数を低下させる。一方、凹面加熱(A)の場合には S の値が大きくなると凹面加熱部に複雑・緩慢な渦流が生じて、この部分におけるヌセルト数を減少させるが、逆に凸面非加熱部ではフィン効果によりヌセルト数は増加することになる。

3.4 全段平均ヌセルト数 $\overline{N_{UN}}$ 図 17 は、 $N=5$ の場合に対する全段平均ヌセルト数 $\overline{N_{UN}}$ と Gr_D の関係を、加熱条件(A)および(B)の場合について示したものである。なお、ここでの全段平均ヌセルト数は、加熱部と非加熱部を含めたもので、次式で定義してある。

$$\overline{N_{UN}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (N_{ui} |_{\text{Heating}} + N_{ui} |_{\text{Unheated}}) \dots (4)$$

図より、凹面加熱(A)の $\overline{N_{UN}}$ は凸面加熱(B)の場合に比してかなり低く、 Gr_D に対する依存性が互いに異なる傾向にあることがわかる。本研究の範囲内において(A)、(B)の凹面と凸面の加熱条件の場合に対して $N=3\sim 8$ に適用できる全段平均ヌセルト数 $\overline{N_{UN}}$ は、それぞれ次式の関係で与えられる。

$$\overline{N_{UN}} = 0.125 \cdot R_a^{0.30} (\text{凸面加熱}) \dots (5)$$

$$\overline{N_{UN}} = 0.145 \cdot R_a^{0.24} (\text{凹面加熱}) \dots (6)$$

ただし、 $2 \times 10^3 < Gr_D < 2 \times 10^6$, $0.19 < BR < 1.3$

4. 結 論

不連続加熱部を有する凹凸面上の自然対流熱伝達現象についての実験的な検討を行い、このような場における自然対流および熱伝達特性を明らかにするとともに、このような凹凸面上の自然対流熱伝達率に関する整理式を示した。

終わりに臨み、本研究に関し終始適切なご指導をいただいた北海道職業訓練短期大学校長 関信弘先生に対し深甚なる感謝の意を表す。

文 献

- (1) Sparrow, E. M., ほか 2 名, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 25-7 (1982), 961.
- (2) 岸浪・斉藤, 機論, 50-458, B (昭 59), 2496.
- (3) Kishinami, K. and Seki, N., *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, 105-4 (1983), 759.
- (4) L. S. Yao., 文献(3)の 456 ページ.
- (5) 岸浪・斉藤, 機論, 51-471, B (昭 60), 3772.
- (6) Chida, K. and Katto, Y., *Int. J. Heat Mass Transfer*, 19-5 (1970), 453.