



室蘭工業大学

学術資源アーカイブ

Muroran Institute of Technology Academic Resources Archive



水平円管群の垂直配列における自然対流熱伝達に関する実験的研究

メタデータ	言語: jpn 出版者: 室蘭工業大学 公開日: 2014-07-29 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 戸倉, 郁夫, 斎藤, 囃, 岸浪, 紘機, 村本, 和夫 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/3729

水平円管群の垂直配列における自然対流熱伝達に関する実験的研究

戸 倉 郁 夫・齊 藤 凵
岸 浪 紘 機・村 本 和 夫

An Experimental Study on Free-Convective Heat Transfer of Horizontal Cylinders in Vertical Array

Ikkuo Tokura, Hakaru Saito, Koki Kishinami
and Kazuo Muramoto

Abstract

In this report, experiments on the free convection heat transfer from cylinder arrays of 2, 3 and 5 lines have been carried out to find the local and average heat transfer coefficients of each cylinder and average ones of the whole cylinder arrays respectively, and also to clarify the dependabilities of those coefficients upon both the flow fields around arrays and the geometric figures including diameter (d), spacing (b) and the number of cylinders.

The heat transfer coefficients on the surface adjacent to the stagnation points of a cylinder were decreased with decreasing spacing. The empirical formula was proposed to predict the average Nusselt number of 2-nd cylinder (upper one) in 2-cylinder system, which also to be applicable fairly well to that of the upper parts of cylinders in 3 and 5-cylinder systems when the spacing is large (greater than 5 times of diameter). Finally, from the discussion on the average Nusselt numbers for the whole cylinder arrays, the suitable spacing ratio(b/d) for a heat exchanger being good performance in heat transfer coefficient and compact in size was found to be about 5.

1. 緒 言

水平円管群の自然対流熱伝達は、熱交換器などに利用されており、強制対流と異なって、通風ファンを駆動するための動力が不用であるなどの省エネルギーの観点からも、将来においても利用されるであろう工学上重要な現象の一つであると考えられる。この問題に関する現在までの研究は、理論的な取扱いが困難なため、そのほとんどが実験的な研究である。理論的な研究としては、勝田、石原¹⁾が比較的接近した2本の等温円管群に対して、Levy²⁾の積分法を用いた解析を行なった報告があるのみである。実験的な研究については、Eckertら³⁾が直径22.3 mmの等温円管(3本, 垂直およびちどり配列)を用いて、また等熱流束の条件ではLiebermanら⁴⁾が直径0.127 mmの細線(10本, 垂直および傾斜配列)、およびMarsters⁵⁾が直径6.35 mm

の円管（3本，5本および9本，垂直配列）を用いて，それぞれ実験を行ない，管の上下間隔が小さいと上流管からの高温の境界層の影響で下流管の伝熱量は減少するが，間隔を広げると逆に上流管からの浮力流れによる強制対流効果が下流管の熱伝達を促進させることを報告している。しかしながら，管群における各管の局所熱伝達率を測定した例は少なく（特に3本管以上），また，各管の平均ヌセルト数に対する定式化もあまりなされていないのが現状である。さらに，管群全体の平均ヌセルト数を表わす実験式についても，現在までに報告された例は見当らない。

本報告では，比較的大きな直径（28.5 mm）の管を用いて管表面温度一定の条件で行なった，2本，3本および5本管群の自然対流熱伝達の実験結果から，各管の局所のおよび平均的な熱伝達挙動について調べた。また，2本管群の2番管（下流管）の熱伝達を表わす実験式を導き，その式が，管隙間が大きな場合の3本および5本管群の下流各管の熱伝達の予測に有用であることを示した。さらに，加熱管からの浮力流れの軸上温度の測定を行ない，理論解⁶⁾との比較により，浮力流れの乱流遷移と下流管の熱伝達の関係について検討を行なった。また，管群全体の平均ヌセルト数を表わす実験式を求め，併せて，熱伝達の観点から適正管配列を見出すことを目的としたものである。

2. 実験装置および実験方法

実験は2つの実験装置を用いて行なった。1つは，主として局所熱伝達率を測定するために，マッハ・ツェンダー干渉計を用いた装置で，加熱管の構造は図1に示す。加熱管は銅製で，外径が22.2 mmと38 mm，長さ220 mm，厚さ1 mmである。加熱管の内部は，銅管の内径と同じ径の塩化ビニル棒に1 mmの溝をピッチ7 mmで旋状にほり，直径1 mmの被覆ニクロム線を巻いて電気加熱できるようになっている。また，端面からの熱損失を考慮して，両端付近のニクロム線の巻き数を多くしてある。加熱管の表面温度は，管表面3ヶ所に取付けた直径0.1 mmの銅・コンスタンタン熱電対によって測定した。局所および平均熱伝達率は，マッハ・ツェンダー干渉計による写真測定から算出した。管隙間が大きくなると，干渉縞が揺らぎ始めて写真撮影が困難となるので，この装置は管配列ピッチが小さな場合（1.1～3）について使用した。

もう一つの装置は，熱量法を用いて平均熱伝達率を求める装置であり，加熱管は主加熱管と補助加熱管から成っている（図2）。両者とも，外径28.5 mm，長さ600 mm，厚さ1 mmの銅管である。加熱管の構造は図2に示したごとく，内部の塩化ビニル棒にピッチ7 mmで旋状に被覆ニクロム線を巻いたものである。補助加熱管は所定の温度を維持するだけの管であり，温度補償は行なっていない。主加熱管は熱伝達測定用の管であり，管の中央部300 mmとその両

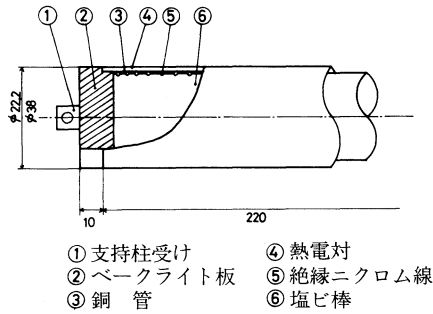


図 1. 加熱管の構造 (1)

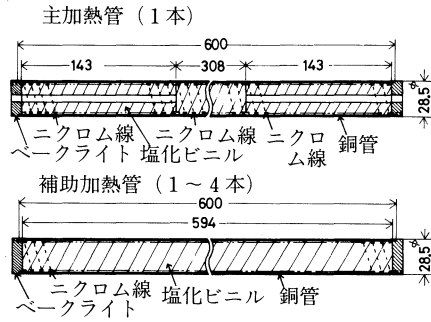


図 2. 加熱管の構造 (2)

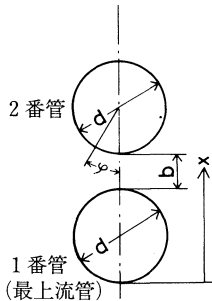


図 3. 座標系および管配列ピッチ

$$\text{Pitch} = (d+b)/d$$

実験範囲 (Pitch)				
本数	d	22,2 mm	28,5 mm	38 mm
2		1,1 ~ 1,5	1 ~ 20	1,1 ~ 2,5
3		1,1 ~ 3	1 ~ 20	1,1 ~ 3
5		1,1 ~ 2	1 ~ 10	

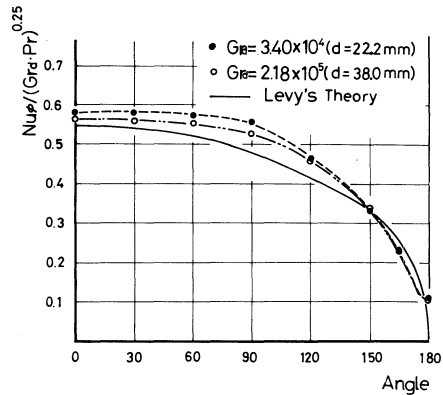


図 4. 単管の局所ヌセルト数

側 150 mmの三つ部分に分かれていて、それぞれ独立に電気加熱され、管表面温度を一様に保つことができるようになっている。中央部のヒータに供給した電力より、平均熱伝達率を算出した後、主加熱管と補助加熱管の位置を交替させる。この操作を繰り返すことによって、管群の全位置の平均熱伝達率を求めることができる。なお、実験は管表面温度一定の条件で行なった。管表面温度と室温との温度差は、各実験とも約 50℃であり、管直径を代表長さとしたグラスホフ数は $Gr_a = 4 \times 10^4 \sim 4 \times 10^5$ である。図 3 に、使用した座標系、管配列ピッチの定義および実験範囲を示す。

3. 実験結果および考察

3-1. 管群における各管の局所熱伝達

管群の各管の局所熱伝達は、管相互の干渉の影響で単一水平円管の局所熱伝達 (図 4) とは異なった挙動を示す。一例として、3 本管群の局所ヌセルト数が管配列ピッチによってどのよ

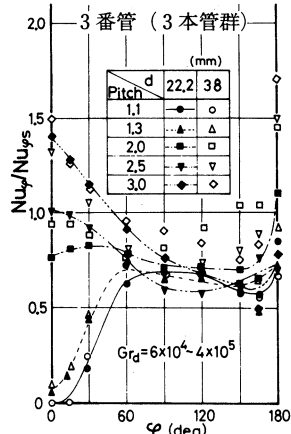
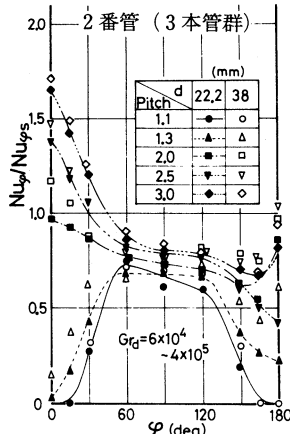
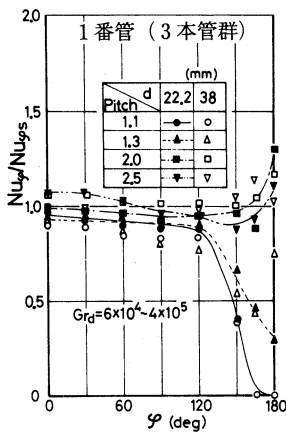


図5. 1番管の局所ヌセルト数 図6. 2番管の局所ヌセルト数 図7. 3番管の局所ヌセルト数

うに変化するかを示すために、単一水円管の局所ヌセルト数との比をとり、図5～図7に示してある。1番管（最上流管、図5）は、管群の中でも他の管の干渉を最も受けにくい管であるので、管配列ピッチがかなり小さな場合に $\phi = 180^\circ$ 付近の熱伝達が低下しているほかは、単管の場合とそれほど大きな差異は見られない。しかし、2番管（図6）は、1番管および3番管の中間に位置するため、他管との干渉の影響が最も顕著に現われる。とくに、管配列ピッチが小さな場合には、 $\phi = 0^\circ$ および 180° 付近の熱伝達の低下が著しい。これは、写真1に見られるように、管隙間が小さいために上流管からの浮力流れが管の隣接した領域に入り込むことができず、下流管を包み込むような形で流れ去るために、この領域が死水領域となり、その部分の熱伝達が著しく低下することによるものと考えられる。また、管配列ピッチが大きくなると、 $\phi = 0^\circ$ 付近の熱伝達が単一水平円管の場合の熱伝達を上まわるようになる。これは、管隙間が大きいと、1番管からの浮力流れが噴流となって2番管の $\phi = 0^\circ$ 付近に衝突し、2番管に対して強制対流として作用するために、この部分の熱伝達が増加するものと考えられる（写真2）。なお、3番管（図7）の $\phi = 0^\circ$ 近傍の熱伝達に関しても同様なことが言える。

3-2. 管群における各管の平均熱伝達

管群の各管の平均熱伝達を比較する場合に基準となる、単一水平円管の平均ヌセルト数とレイリ数の関係を図8に示した。本実験値は、McAdamsがまとめた実験値よりは小さく、また、Levyの積分法による解よりは大きな値となっていて、つぎの式で表わされる。

$$Nu_{ds} = 0.463 Ra_d^{1/4} \dots\dots\dots (1)$$

図9は、各管群における1番管の平均熱伝達を示したものであるが、管隙間がかなり小さな

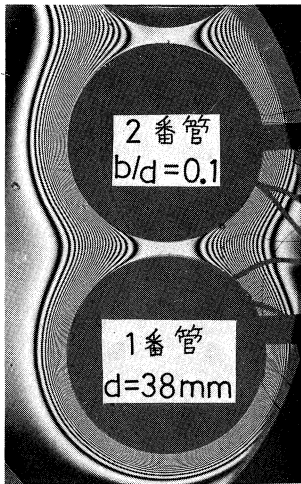


写真1. 干渉縞写真(1)

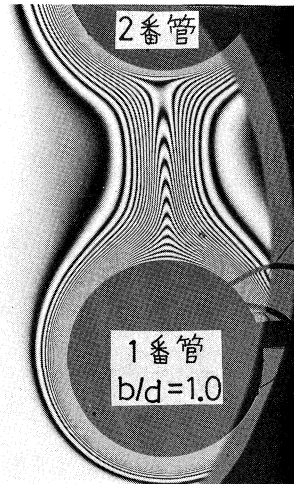


写真2. 干渉縞写真(2)

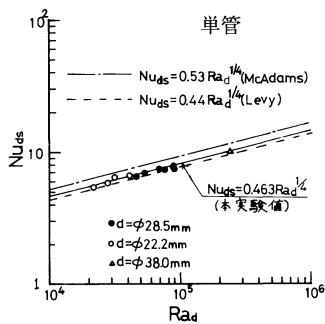


図8. 単管の平均ヌセルト数

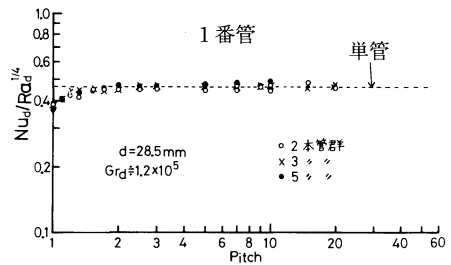


図9. 1番管の平均熱伝達

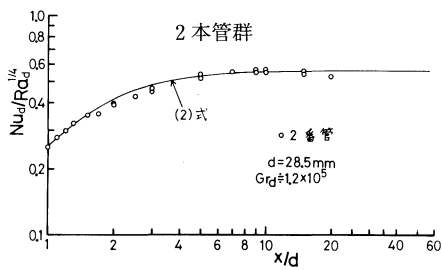


図10. 下流管の平均熱伝達 (2本管群)

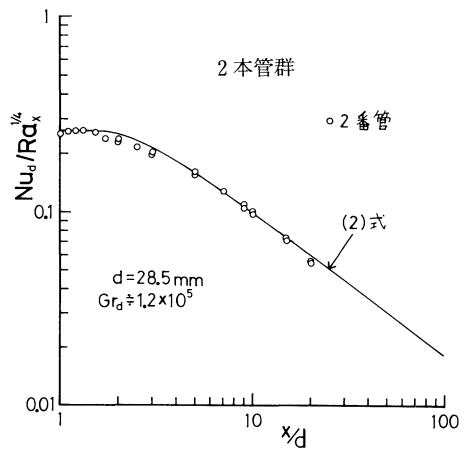


図11. 下流管の平均熱伝達 (2本管群)

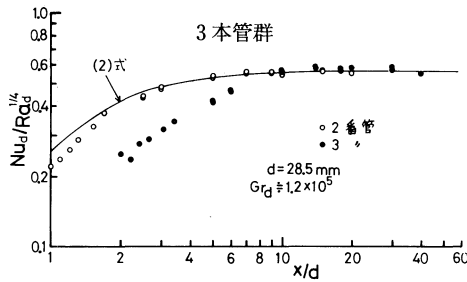


図 12. 下流管の平均熱伝達 (3 本管群)

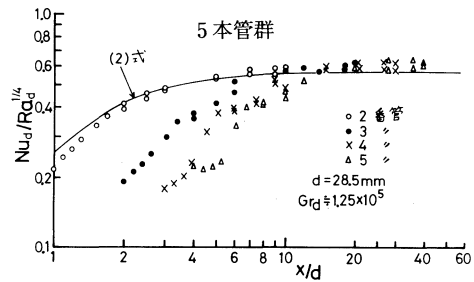


図 13. 下流管の平均熱伝達 (5 本管群)

場合を除いて下流管の影響を受けていず、単管の平均熱伝達に近い値を示している。これは、1 番管が他の影響を最も受けにくい管であることから、予測される結果である。図 10 は、2 本管群の 2 番管の平均熱伝達と管配列ピッチの関係を示したものである。この図より、管隙間が大きくなると、2 番管の平均熱伝達は一定値(最大値)に漸近することがわかる。図 11 は、図 10 の実験値(2 番管の平均熱伝達)を、 x (1 番管の下端から下流管下端までの距離)を用いたレイリ数を使用して整理し直したものである*。以上の 2 つの図より、2 本管群の 2 番管の平均ヌセルト数を表す実験式の導入を試みる。まず、図 10 より $Nu_d/Ra_d^{1/4}=f(x/d)$ であることがわかる。この実験式は、以下の 2 つの条件を満足しなければならない。

- (1) $x/d=1$ の場合 $Nu_d/Ra_x^{1/4}=C_1$ (図 11 より $C_1=0.261$)
- (2) $x/d \rightarrow \infty$ の場合 $f=C_2$ (図 10)

以上の、(1)および(2)を満足する最も簡単な式を考え、諸係数を定めれば、2 本管群の 2 番管の熱伝達の実験式として

$$\frac{Nu_d}{Ra_d^{1/4}} = 0.261 \left(\frac{x}{d} \right)^{3/4} \left[1 - \exp \left\{ - \frac{2.22}{\left(\frac{x}{d} \right)^{3/4} - 1} \right\} \right] \quad \dots (2)$$

が得られる。 $x/d \rightarrow \infty$ とすると(2)式は $Nu_d/Ra_d^{1/4}=0.58$ となり、単管の本実験値(1)式より若干大きな値となる。しかしながら、図 10 の実線で示されるごとく、本実験の範囲内では、(2)式は実験値をほぼ近似していることがわかる。図 12 および図 13 は、それぞれ、3 本および 5 本管群の下流各管の平均熱伝達と x/d の関係を示したものである。下流各管の平均熱伝達は、管隙間が大きくなると最大値に漸近してゆく傾向を示しており、その値は、2 本管群の 2 番管が示す最大値とほぼ等しいことがわかる。これは、3 本および 5 本管群の下流各管は、管隙間がある程度大きくなる(管配列ピッチが約 5 以上)と、熱伝達の観点からは、2 本管群の 2 番管と考えるとよいことを意味している。この理由は、下流管は管隙間が大きくなると、

* 2 本管群の 2 番管の場合には、管配列ピッチ $= x/d$ となる。

その管のすぐ上流の管のみの影響を強く受けるようになり、さらに上流の管や、その管の下流管の影響は重要でなくなるために、結局、2本管群の2番管の熱伝達と同様の挙動を示すものと考えられる。換言すれば、管隙間が大きな場合、管群の下流管の熱伝達は、2本管群の2番管の熱伝達を知れば、ある程度予測が可能であると言えよう。

3-3. 単一水平円管からの浮力流れ

管群の下流各管は、上流管からの浮力流れの中に位置しているので、その浮力流れが、下流管の熱伝達に影響を与えているものと考えられる。それゆえ、上流管からの浮力流れそのものについて知ることは、下流管の熱伝達を予測するためにも重要である。静止流体中におかれた水平線熱源および点熱源からの浮力流れに関して、藤井⁶⁾は、境界層近似によって層流の場合に対する厳密な解を得ている。線熱源については、Brodowitzら⁷⁾、および Sparrowら⁸⁾が細線(直径0.075~1 mm)を使用して実験を行ない、理論解と一致する結果を得ている。本実験で使用した有限の大きさ(直径28.5 mm)の加熱管からの浮力流れに対して、藤井の線熱源からの浮力流れに対する解析結果を適用するのは、かなり無理があると思われるが、適当な比較対象が見当たらないので、参照することにしたい。藤井の理論解析によれば、加熱量 Q 、線熱源からの高さ X 、浮力流れの軸上中心温度 T_c 、およびその無次元温度 $h(0)$ との関係は

$$\left[\frac{Q^{4/5}}{\Phi(T_c - T_\infty)} \right]^{5/3} = [h(0)]^{-5/3} \cdot X \quad \dots\dots(3)$$

と表わされる。ここで $\Phi = (g\beta\nu^2\rho^4c_p^4)^{1/5}$ である。本実験結果と(3)式の比較検討を行なうために、単一水平円管からの浮力流れの軸上中心温度を、直径 50μ のクロメル・アルメル熱電対で測定した(写真3)。熱電対の出力を記録した一例を写真4に示す。加熱管の下端から熱電対までの距離が x に大きくなると、浮力流れの軸上中心温度は激しく変動する傾向を示しているが、中心温度が最も高い値を示すという理由から、 T_c の値としては最高温度を採用した。

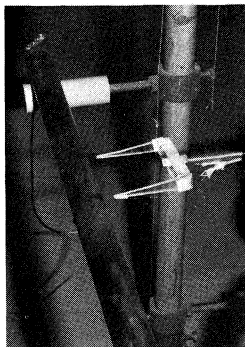


写真3. 軸上中心温度の測定

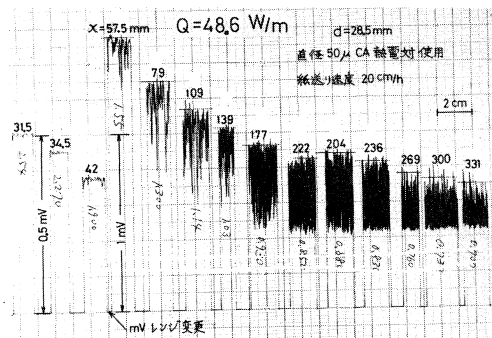


写真4. 軸上中心温度の記録

図 14 は、(3)式の左辺の実験値と x の関係を示したものである。この図より、 $60 \leq x \leq 150$ の範囲では、 $\left[\frac{Q^{4/5}}{\Phi(T_c - T_\infty)} \right]^{5/3}$ と x は直線関係で表わされ、浮力流れが層流であることを示している。 $x > 150$ では、実験値がこの直線関係からはずれてゆくことから、浮力流れが乱流へと遷移していることを示しているものと考えられる。また、この直線が横軸と交わる点は $x = 0$ (加熱管の下端) と一致してなく、この浮力流れの見掛け上の線熱源の位置は $x = 15.3 \text{ mm}$ であり、加熱管の中心によりやや上部に位置することがわかる。

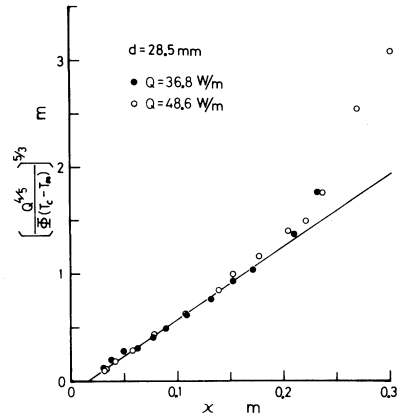


図 14. 浮力流れの軸上中心温度

この見掛け上の線熱源の位置から測定した距離を X とすると、乱流へ遷移すると考えられる位置は、 $Q = 36.8 \text{ W/m}$ の場合は $X = 150 \text{ mm}$ 、および $Q = 48.6 \text{ W/m}$ の場合には $X = 120 \text{ mm}$ となり、修正グラスホフ数 $Gr^* = g\beta QX / (\rho C_p \nu^3)$ で表わすと、それぞれ $Gr^* = 1 \times 10^9$ 、および $Gr^* = 7 \times 10^8$ となる。これは、Sparrow らの実験における乱流遷移の値 $Gr^* = 5 \times 10^8$ に近い値である。また、図 14 の直線より $h(0)$ の値を求めると 0.317 となり、空気 ($Pr = 0.7$) に対する層流の理論値 0.373 より 15% 小さいが、Sparrow らの実験値と使用した加熱管の直径が違うにも拘わらず、同一の値となった。このことから、ある x の範囲内では、本実験で使用した直径 28.5 mm の加熱管からの浮力流れを、線熱源からの浮力流れと近似しても良いと考えられる。本実験の浮力流れが乱流へ遷移する位置 $X = 120 \sim 150 \text{ mm}$ は、管配列ピッチで表わすと約 $5 \sim 6$ となる。図 12 および図 13 を見ると、管配列ピッチが約 5 で下流各管の熱伝達がほぼ一定値(最大値)に達しており、ピッチがそれ以上増加しても、各管の熱伝達はほとんど変化しないことがわかる。それゆえ、上流管からの浮力流れの乱流遷移が、下流管の熱伝達の増大に、ある程度寄与しているものと考えられる。Sparrow らの実験によると、線熱源からの浮力流れが、完全に発達した乱流となるのは $Gr^* \geq 5 \times 10^9$ で、本実験条件では $x \geq 270 \text{ mm}$ 、管配列ピッチが約 10 以上である。 x がさらに大きくなってゆくと、乱流の混合作用は空気の粘性によるエネルギー散逸によって弱くなってゆき、管群の下流各管の熱伝達は減少していき、 $x = \infty$ の極限においては、単一水平円管の熱伝達に等しくなるものと考えられる。

3-4. 管群全体の熱伝達

管群全体の熱伝達を評価するために、各管の熱伝達の合計を管群の本数で割り、管一本当り

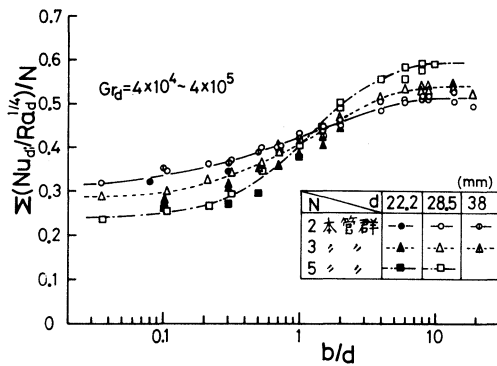


図 15. 管群全体の熱伝達

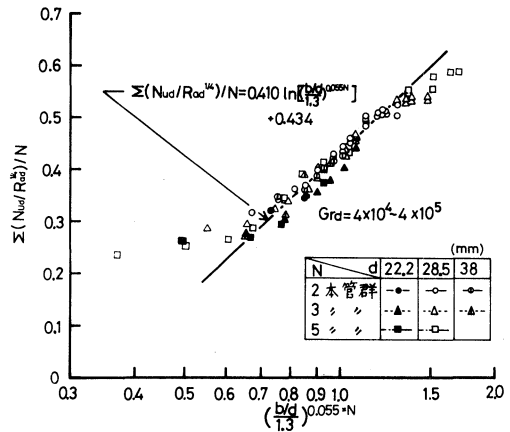


図 16. 管群全体の熱伝達

の熱伝達に換算して示したものが図 15 である。この図から、 $b/d < 3$ では管群の熱伝達の低下が著しく、 $b/d > 10$ でも熱伝達の増加が期待できず配管により大きなスペースが必要となることがわかる。それゆえ、本実験で使用した程度の管直径では、 $b/d \approx 5$ 程度の管配列が熱伝達の観点から適当であると考えられる。また、図 16 は横軸に新しい変数 $[(b/d)/1.3]^{0.055N}$ をとり、図 15 を整理しなおしたものであるが、2 本、3 本および 5 本管群の実験値が、一本の曲線でまとめられることがわかる。この図より、 $[(b/d)/1.3]^{0.055N}$ の値が約 0.7 から 1.2 の範囲では、管群全体の平均ヌセルト数に対する実験式として、

$$\Sigma(Nu_d/Ra_d^{1/4})/N = 0.410 \ln \left[\left\{ (b/d)/1.3 \right\}^{0.055N} \right] + 0.434 \quad \dots\dots (4)$$

が成立することがわかる。

4. 結 言

2 本、3 本および 5 本管群の自然対流熱伝達実験を、管表面温度一定の条件で行ない、以下の結論を得た。

- (1) 管群における各管の相互干渉の影響は、管の隣接した領域で最も著しく現われる。下流管の $\phi = 0^\circ$ (上流よどみ点) 付近の熱伝達は、管隙間が小さい場合には阻害されて小さな値をとり、大きな場合には促進されて単一水平円管の熱伝達を上まわるようになる。
- (2) 1 番管 (最上流管) の熱伝達は、管隙間がかなり小さな場合を除いて他の管の影響を受けていず、管配列ピッチが 2 以上では、管群本数に関係なく、ほぼ単一水平円管の熱伝達と

等しい値を示す。

- (3) 管群における下流各管の平均ヌセルト数は、1番管の下端から下流各管の下端まで距離 x にも依存している。 x が大きくなると、下流各管の平均ヌセルト数は一定値(最大値)に漸近する傾向がみられる。下流各管の平均ヌセルト数が一定となるのは、管群の管配列ピッチが約5以上の場合であり、単管からの浮力流れの軸上中心温度の測定結果と、藤井の理論解析との比較を参照とすると、上流管からの浮力流れが層流から乱流に遷移する位置とほぼ一致しているものと考えられる。
- (4) 2本管群の2番管の平均ヌセルト数を表わす実験式として(2)式を得た。3本および5本管群の下流各管の熱伝達は、 x が大きな場合には(2)式から予測できる。
- (5) 管群全体の熱伝達についての検討から、熱伝達の値が大きく、管隙間がそれ程大きくない管配列として、 $b/d \approx 5$ 程度が適当であると思われる。
- (6) 管群全体の平均ヌセルト数は、実験式(4)式で表わされることがわかった。

おわりに、本実験を行なうに当って協力いただいた、当時の本学学生諸氏に対して、感謝の意を表します。

(昭和56年5月20日受理)

使用記号

Gr_d ; グラスホフ数	[-]	b ; 管隙間	[m]
Gr^* ; 修正グラスホフ数	[-]	C_p ; 比熱	[J/(kg · K)]
N ; 管群の管本数	[-]	d ; 管直径	[m]
Nu ; ヌセルト数	[-]	g ; 重力加速度	[m/s ²]
Pr ; プラントル数	[-]	$h(0)$; 無次元軸上中心温度	[-]
Q ; 熱量	[W/m]	x ; 1番管の下端からの距離	[m]
Ra ; レイリ数	[-]	β ; 体膨張係数	[K ⁻¹]
T_c ; 浮力流れの軸上中心温度	[°C]	ν ; 動粘度	[m ² /s]
T_∞ ; 周囲温度	[°C]	ρ ; 密度	[kg/m ³]
X ; 見掛けの線熱源からの距離	[m]	ϕ ; 角度	[deg]

参考文献

- 1) 勝田勝太郎, 石原 勲: 第15回日本伝熱シンポジウム講演論文集 1978, 208
- 2) Levy, S.: J. Applied Mechanics 22, 515 (1955)
- 3) Eckert, E. R. G. and Soehngen, E.: Tech. Rept. No.5747, U.S.A.F. Air Material Command, Dayton, Ohio (1948)
- 4) Lieberman, J. and Gebhart, B.; Int. J. Heat Mass Transfer 12, 1385 (1969)
- 5) Marsters, G. F.: Int. J. Heat Mass Transfer 15, 921 (1972)
- 6) Fujii, T.: Int. J. Heat Mass Transfer 6, 597(1963)
- 7) Brodowicz, K. and Kierkus, W.T.: Int. J. Heat Mass Transfer 9, 81 (1966)
- 8) Forstrom, R. J. and Sparrow, E. M.: Int. J. Heat Mass Transfer 10, 321 (1967)
- 9) 戸倉郁夫, 斉藤 図 他2名: 日本機械学会講演論文集 No.800-13, 1980, 134