

上下に細長い開口部を有する干渉管を付属させた 水平円管の自然対流熱伝達について

土田 一・高橋 学*・田子 真**

Heat transfer in Natural Convection from Horizontal Tube Enclosed by Concentric Outer Tube

Hajime TSUCHIDA, Manabu TAKAHASHI* and Makoto TAGO**

(2002年11月22日受理)

Heat transfer in natural convection around the horizontal cylinder was experimentally and analytically investigated in order to raise in the heat transfer coefficient and use natural energy efficiently. The horizontal cylinder involved was 50mm in diameter and 100mm in length, and was covered with concentric outer tubes. The outer tubes had slots on top and bottom, which were 3 mm in width and 100mm length. The clearance (c) between the horizontal cylinder and outer tubes was changed as 0.5 mm to ∞ . Rayleigh number (Ra) was changed as 4×10^4 to 8×10^8 . The fluids used were R11, air, and water. The study showed that the Prandtl number (Pr) of the fluids influenced natural convective flow. More specifically, heat transfer in natural convection was restrained when the Prandtl number was relatively big like R11 (Pr = 4.5).

1. 緒言

近年、省エネルギー化、新エネルギーの開発など熱エネルギーの有効利用が重要視されており、太陽熱や海洋温度差など自然エネルギーの利用法が最重要課題となっている。

自然エネルギーなど小温度差を利用して熱交換を行うためには、伝熱面積の増大を極力抑える必要性から、熱交換器の性能向上が重要課題となっている。特に相変化を伴う熱交換器の高性能化、コンパクト化という観点から小温度差で、沸騰熱伝達を効果的に行わせるための手段の一つとして、伝熱面表面に種々の加工を施した高性能伝熱管の研究開発が行われている⁽¹⁾。

一方、通常の平滑伝熱面に狭い空間あるいは狭い流路を形成した場合、その沸騰熱伝達は一般的に伝熱面熱流束が比較的小さい領域において、通常のプール沸騰に比較し向上することが知られている^{(2)~(5)}。

* 秋田工業高等専門学校専攻科学生

** 秋田大学工学資源学部

特に、土田らの場合⁽⁶⁾、上下に円管軸と平行な細長い開口部を有する円管内に伝熱管を取付け、伝熱面から発生する気液の抜け及び新鮮液体の流入を円周方向となるようにし、2円管で構成される環状すきまを極めて狭い範囲まで変化させ、自然対流域から核沸騰域までの狭い沸騰空間内の伝熱特性を明らかにしている。しかしながら、低熱流束域では蒸気泡が発生せず、すきま内を流れる過熱液層が自然対流的な流動をする場合においても伝熱促進することが確認されている。このことは、すきま内を流れる流体温度や周囲流体温度が飽和温度もしくはそれ以上に達しており、伝熱面から蒸気泡が発生せずとも、伝熱管と上下に細長い開口部を有する円管で、狭いすきまを確保するために用いたスペーサーからの接触熱抵抗によって蒸気泡が発生していることから、その流動の影響を受け伝熱が促進したものと考えられる。したがって、熱交換器の始動時、あるいは伝熱管が円管軸方向に長くなった場合などを考慮すると、自然対流熱伝達に関する特性を明らかにすることが重要である。

このような背景より本研究では、太陽熱を利用し

た吸収式冷凍機，海洋温度差発電用蒸発器等に用いる管胴型蒸発器の性能向上に関し，自然対流熱伝達という観点から水平円管の伝熱系を取り上げた。すなわち，上下に円管軸と平行な細長い開口部を有する円管内に伝熱管を同心円状に取付け，新鮮液体の流入が円周方向となるように考慮し，2円管で構成される環状すきまを極めて狭い範囲まで変化させ，狭いすきま内における自然対流熱伝達特性を実験的，解析的に明らかにするための基礎的研究を行った。

2. 主な使用記号

2.1 実験における使用記号

- c : 伝熱管と干渉管内壁との環状すきま [m]
- d : 供試伝熱管直径 [m]
- D : ステンレス箔ヒータ (メインヒータ) 幅 [m]
- E : 電圧 [V]
- I : 電流 [A]
- L : ステンレス箔ヒータ (メインヒータ) 長さ [m]
- Q : 供給熱量 [W] = E・I
- q : 伝熱面熱流束 [W/m²] = Q/(D・L)
- g : 重力加速度 [m/s²] = 9.8
- T_∞ : 周囲流体温度 [K]
- T_{wθ} : 局所伝熱管表面温度 [K]
- T_r : 膜温度 [K]
- ρ_∞ : 周囲流体密度 [kg/m³]
- ρ : 膜温度における流体密度 [kg/m³]
- h_θ : 局所熱伝達率 [W/(m²・K)]
= q/(T_{wθ} - T_∞)
- β : 体膨張係数 [1/°C]
= (ρ_∞ - ρ)/(ρ (T_r - T_∞))
- ν : 動粘性係数 [m²/s]
- λ : 液体の熱伝導率 [W/(m・K)]
- θ : 試験部鉛直下方向を 0° として定義した熱電対取り付け位置 [deg.]
- Nu_θ : 局所ヌセルト数 = h_θ・d/λ
- Nu_m : 平均ヌセルト数
- Pr : プラントル数
- Gr : グラスホフ数
= d³・g・β・(T_{wθ} - T_∞)/ν²
- Ra : レイリー数 = Gr・Pr

2.2 数値解析における使用記号

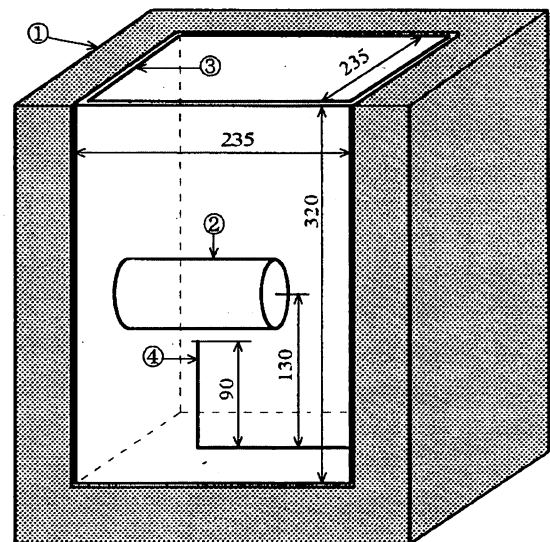
- x : x 方向座標 [m]
- y : y 方向座標 [m]
- ρ : 密度 [kg/m³]
- u : x 方向速度 [m/s]

- v : y 方向速度 [m/s]
- t : 時間 [s]
- p : 圧力 [Pa]
- μ : 粘性係数 [Pa・s]
- g : 重力加速度 [m/s²] = 9.8
- β : 体膨張係数
- T : 温度 [°C]
- T₀ : 初期温度 [°C]
- c_p : 定圧比熱 [J/(kg・K)]
- λ : 熱伝導率 [W/(m・K)]
- S : 生成項
- α : 緩和係数

3. 実験装置及び実験方法

3.1 実験装置

実験装置の概略を図1に示す。実験容器③は内寸法で幅235mm，高さ320mm，奥行き235mmのステンレス板製直方体であり，上面以外は50mm厚のスタイロフォームで断熱されている。試験部②は容器底部より130mm上方の位置でフランジによって片持ちで固定されている。なお，容器底部より90mm上方に周囲流体温度測定のため，銅-コンスタンタン熱電対④が取り付けられている。作動流体に液体を用いる場合，容器底部より260mm上方まで満たして実験を行った。



① styro foam ② test section
③ stainless steel ④ thermo couple

図1 実験装置

3.2 供試伝熱管及び干渉管

試験部の詳細を図2に示す。伝熱管⑤は外径50mmの塩化ビニール製の円管にメインヒータとして厚さ30 μ m、幅10mm、長さ805mmのステンレス箔④をらせん状に貼り付け、直接通電加熱（直流）により伝熱面に熱流束を与えた。また、伝熱面表面温度測定のため、伝熱管中央、メインヒータの裏面に伝熱管鉛直下方向を $\theta = 0^\circ$ とし周方向に $\theta = 0^\circ \sim \pm 180^\circ$ まで 10° 間隔で銅-コンスタンタン熱電対⑦を37点取り付け付けた。なお、伝導による熱損失を防止するため補償ヒータ⑥を取り付けた。補償ヒータ⑥は、軸方向に対してはメインヒータの両側にステンレス箔をらせん状に貼り付け、半径方向内側に対しては伝熱管内部にステンレス箔をらせん状に貼り付けた丸棒を挿入した。それぞれの $\theta = 90^\circ$ の位置に銅-コンスタンタン熱電対を取り付け、それぞれの表面温度がメインヒータの $\theta = 90^\circ$ の伝熱面表面温度と一致するように直接通電加熱（直流）により伝熱面に熱流束を与えた。

試験部はすきま寸法cが0.50, 0.75, 2.00mmとなる内径を持つアルミニウム製円管①（以後、干渉管と呼称する）を製作・加工し、伝熱管表面を同心円状に覆い狭い流路を形成した。また、干渉管には周囲流体の流入が円周方向となるように、上下に円管軸と平行な幅3mm、長さ100mmの開口部を設けた。作動流体には、空気、フロン系冷媒R11を使用し、大気圧の下で実験を行った。

3.3 可視化観察

狭いすきま内の流体の流動状況を観察するために色素流脈法⁽⁶⁾による可視化実験も行った。図1の実験容器と同じ寸法のアクリル樹脂製実験容器を製作・加工し、干渉管にはすきま寸法cが0.50, 2.00mmとなる内径を持ち、上下に細長い開口部を設けたアクリル樹脂製の円管を製作・加工した。作動流体には水を使用し、下開口部より水溶性の赤色インクを注入し、試験部の水平方向からビデオカメラで撮影を行った。

4. 実験結果

4.1 平均熱伝達特性

図3は、横軸にレイリー数 Ra, 縦軸に平均ヌセルト数 Nu_m を示したもので、パラメータにすきま寸法 c をとっている。なお図中の実線は McAdams⁽⁷⁾ の水平円柱における実験結果の Nu_m 数であり、空気の場合、干渉管を付属させていない、

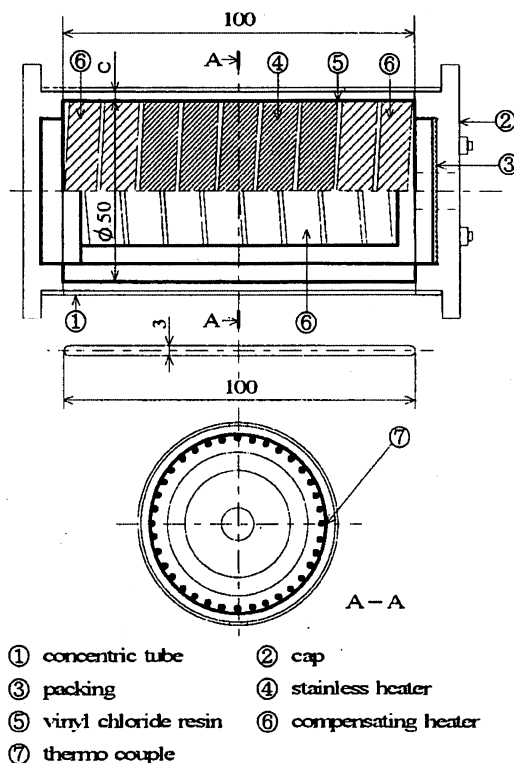


図2 試験部詳細図

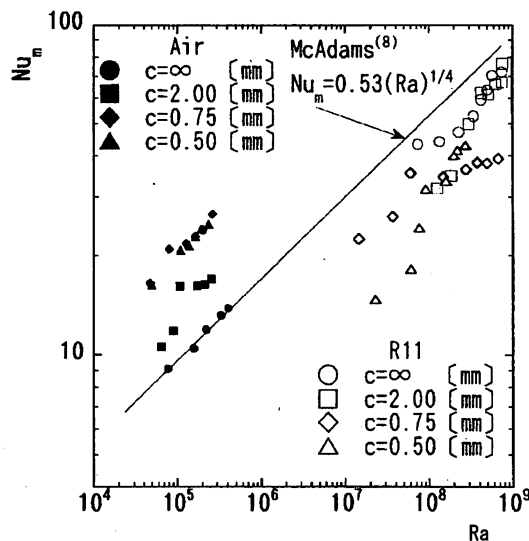


図3 Nu_m 数と Ra 数の関係

すなわち $c = \infty$ の Nu_m 数が McAdams の実験結果に対してほぼ一致している。しかし、R11の場合、定性的な一致は見られるものの定量的には約20%の誤差が生じ、今後の検討課題となった。

干渉管を付属させた場合の平均熱伝達特性におい

て、空気の場合、すきま寸法の減少に伴い熱伝達が向上していることが確認できるが、R11の場合、すきま寸法の減少に伴い熱伝達が低下している。また、R11の場合、それぞれのすきま寸法において、 $c = 2.00\text{mm}$ では $Ra \geq 2.97 \times 10^8$ 、 $c = 0.75\text{mm}$ では $Ra > 3.76 \times 10^7$ 、 $c = 0.50\text{mm}$ では $Ra > 6.07 \times 10^7$ のRa数領域で急激な Nu_m 数の増加がみられる。

4.2 すきま内を流れる流体の挙動

図4及び図5は、すきま寸法 $c = 0.50\text{mm}$ 、レイリー数 $Ra = 9.49 \times 10^7$ 及び $c = 2.00\text{mm}$ 、 $Ra = 9.27 \times 10^7$ の条件で行った可視化実験の写真である。どちらの条件とも、すきま内を流れる流体は、干渉管内壁にぶつかり乱れを生じるといったことはなく、非常にゆっくりで安定した流れで上開口部から抜けていることが確認できた。また、下開口部より注入した赤色インクが上開口部から抜けるまで時間は、 $c = 0.50\text{mm}$ で108秒、 $c = 2.00\text{mm}$ で19秒であり、上昇平均速度を換算すると、 $c = 0.50\text{mm}$ で 1.49mm/s 、 $c = 2.00\text{mm}$ で 8.75mm/s であり、約6倍程の速度差が生じている。

4.3 局所熱伝達特性

円管表面の局所ヌセルト数 Nu_θ の変化を、レイリー数 Ra をパラメータにとり、各すきま寸法 c 及び各作動流体ごとにまとめた、図6～11における局所熱伝達特性について以下に述べる。

4.3.1 作動流体にR11を用いた場合の局所熱伝達特性

図6は、 $c = 2.00\text{mm}$ の Nu_θ 数の変化を示したものである。 Ra 数の増加に伴い Nu_θ 数も増加していることがわかる。本実験範囲内における低 Ra 数領域($Ra < 2.97 \times 10^8$)では、 Nu_θ 数が $\theta = 0^\circ$ を最大値とし、 θ の増加に伴いほぼ単調に減少している。しかし、図3において急激な平均ヌセルト数 Nu_m の増加がみられた Ra 数領域($Ra \geq 2.97 \times 10^8$)では、 Nu_θ 数が $\theta = 0^\circ$ を最大値とし θ の増加とともに減少、 $\theta = \pm 120 \sim 150^\circ$ 近傍で最小値となる。その後、 θ の増加に伴い Nu_θ 数も増加するが $\theta \geq \pm 160^\circ$ 付近で再び減少していることがわかる。なお、 Ra 数の増加に伴い Nu_θ 数が最小値となる位置 θ は小さくなっている。

図7は、 $c = 0.75\text{mm}$ の Nu_θ 数の変化を示したも

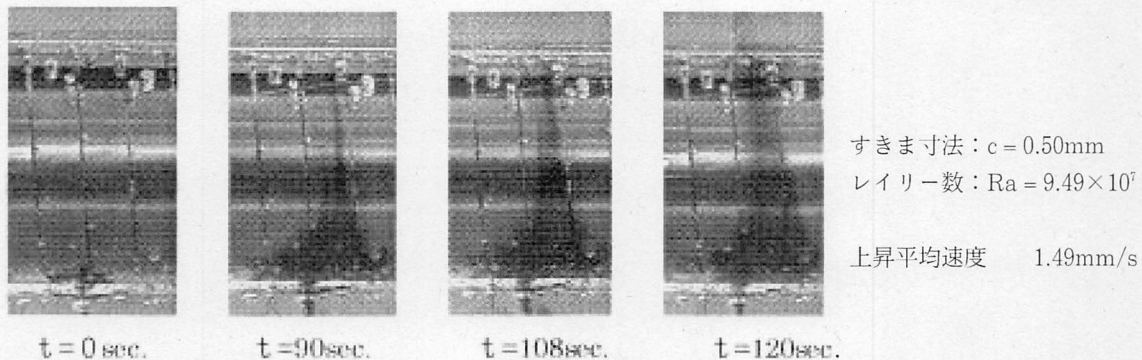


図4 可視化写真(1)

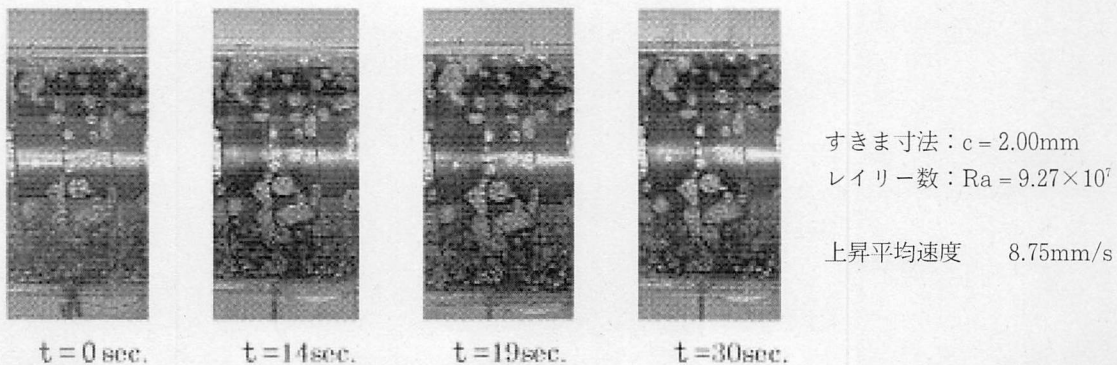


図5 可視化写真(2)

上下に細長い開口部を有する干渉管を付属させた水平円管の自然対流熱伝達について

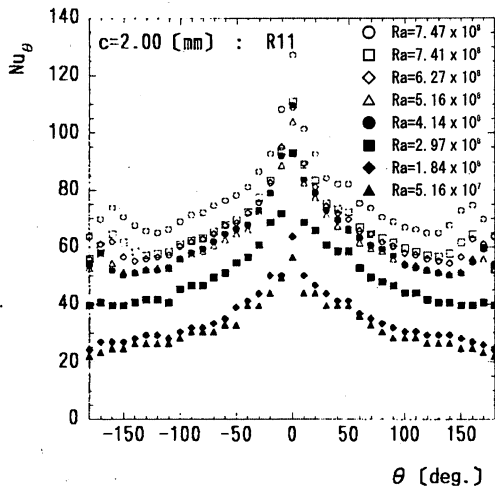


図6 各位置における Nu_θ 数の変化
($c = 2.00\text{mm}$, R11)

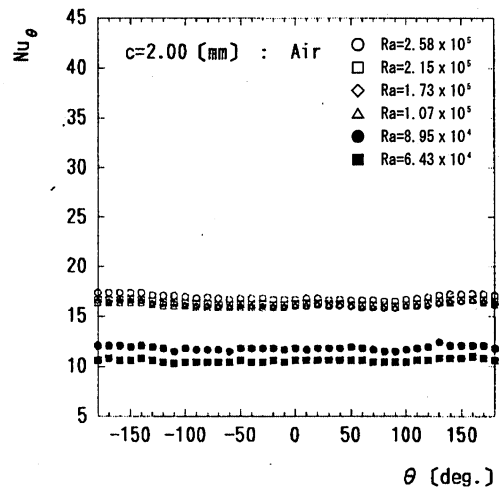


図9 各位置における Nu_θ 数の変化
($c = 2.00\text{mm}$, 空気)

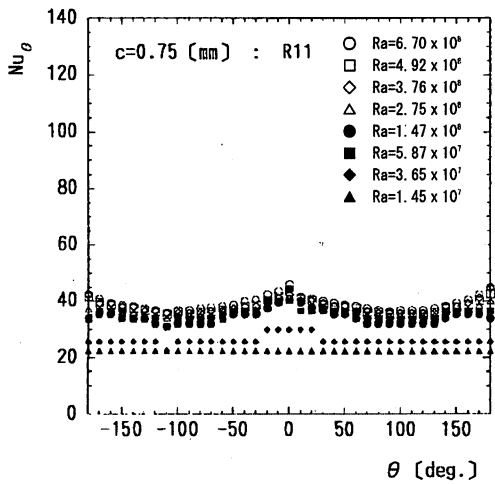


図7 各位置における Nu_θ 数の変化
($c = 0.75\text{mm}$, R11)

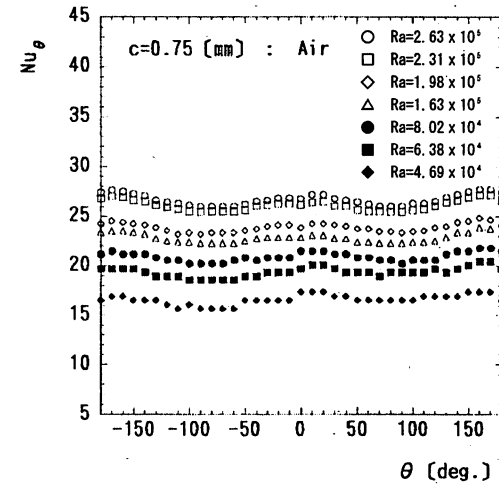


図10 各位置における Nu_θ 数の変化
($c = 0.75\text{mm}$, 空気)

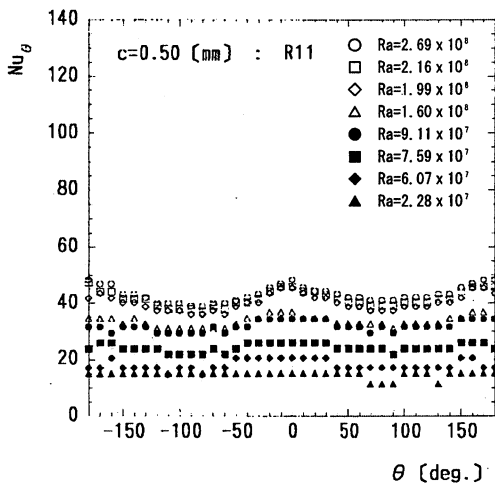


図8 各位置における Nu_θ 数の変化
($c = 0.50\text{mm}$, R11)

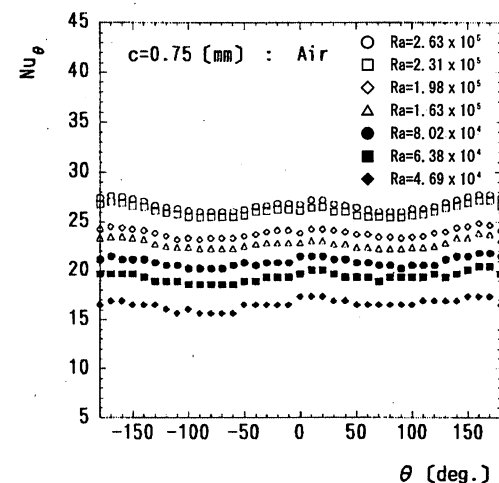


図11 各位置における Nu_θ 数の変化
($c = 0.50\text{mm}$, 空気)

のである。c = 2.00mm の場合と同様、Ra 数の増加に伴い Nu_θ 数も増加しているが、Ra ≥ 5.87 × 10⁷ では Ra 数の増加に伴う Nu_θ 数の増加はみられない。本実験範囲内における低 Ra 数領域 (Ra ≤ 3.76 × 10⁷) において、Nu_θ 数は θ が変化してもほぼ一定値を示している。一方、図 3 において、急激な Nu_m 数の増加がみられた Ra 数領域 (Ra > 3.65 × 10⁷) では、Nu_θ 数が θ = 0° を最大値とし、θ の増加とともに減少、θ = ±110° 近傍で最小値となる。その後、θ の増加に伴い Nu_θ 数も増加する。

図 8 は、c = 0.50mm の Nu_θ 数の変化を示したものである。c = 0.75mm の場合とほぼ同様の傾向を示しており、Nu_θ 数は θ = ±90° 近傍で最小値となる。

すきま寸法 c = 0.75mm 及び c = 0.50mm の Nu_θ 数の分布はほぼ同様な傾向にあるものと考えられるが、c = 0.50mm の場合、θ の変化に伴う Nu_θ 数の増減の度合いが大きく、また、すきま寸法が小さくなるに従い Nu_θ 数の最小値を示す位置 θ も小さくなっていることから、すきま寸法が熱伝達特性に与える影響が明確に現れている。

4.3.2 作動流体に空気をを用いた場合の局所熱伝達特性

図 9 は、c = 2.00mm の Nu_θ 数の変化を示したものである。Ra 数の増加に伴い Nu_θ 数も増加していることがわかる。しかし、θ の変化に伴う Nu_θ 数の増減は明確に現れていないが、θ = ±100° 近傍において Nu_θ 数が最小値になっていることが確認できる。なお、Ra ≥ 1.07 × 10⁸ では Nu_θ 数がほぼ同様な値を示しており、Ra 数の影響は受けていないことがわかる。

図 10 は、c = 0.75mm の Nu_θ 数の変化を示したものである。Ra 数の増加に伴い Nu_θ 数も増加していることがわかり、作動流体に R11 を用いた c = 0.75mm の場合と同様の傾向が現れていることが確認できる。しかし、本実験範囲内における低 Ra 数領域においても θ の変化に伴う Nu_θ 数の変化がはっきりみられ、また、Nu_θ 数が最小値を示す位置 θ は、θ = ±100° 近傍となっている。

図 11 は、c = 0.50mm の Nu_θ 数の変化を示したものであり、c = 0.75mm の場合と同様の傾向を示している。

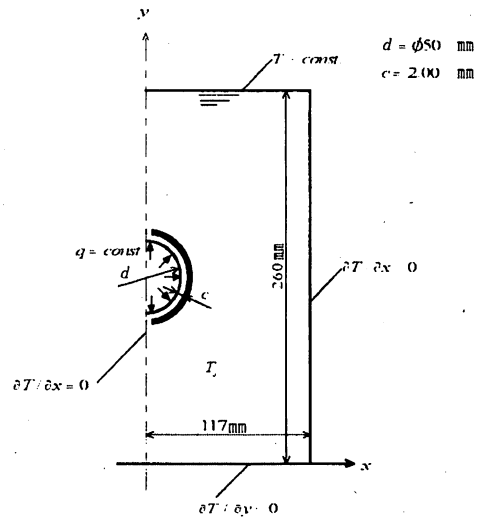


図 12 解析モデル

5. 数値解析

5.1 解析モデル及び計算手法

図 12 に本解析モデルを示す。解析モデルは実験装置と同一の形状及び寸法であり、2次元直交座標とし、軸方向に対して左右対称という仮定で片面のみに対して計算を行った。境界条件として上面は等温、それ以外の面は断熱のもとで、伝熱管表面から一定の熱流束が与えられているものとしている。初期条件としては実験結果と比較する目的で、すきま寸法 c = 2.00mm、作動流体に空気をを用いて行った実験の条件を適用した。すなわち熱流束 q = 218 W/m²、初期温度 T₀ = 20°C の場合、q = 74.2 W/m²、T₀ = 17.6°C の場合、q = 32.9 W/m²、T₀ = 16°C の場合の 3 パターンにおいて数値解析を行った。時間刻み Δt = 10 秒とし、実験において定常状態になったと見なすことのできた 6 時間後の結果を求めた。

数値解析に用いた基礎方程式は、連続の式

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) = 0 \quad \dots(1)$$

運動方程式
x 方向

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u \cdot u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v \cdot u) \\ = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad \dots(2)$$

上下に細長い開口部を有する干渉管を付属させた水平円管の自然対流熱伝達について

$$\begin{aligned}
 & \text{y 方向} \\
 & \frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v \cdot u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v \cdot v) \\
 & = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial v}{\partial y}\right) + \rho g \beta (T - T_0) \quad \dots(3)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \text{エネルギー保存式} \\
 & \frac{\partial}{\partial t}(\rho c T) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho c u T) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho c v T) \\
 & = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y}\right) + S \quad \dots(4)
 \end{aligned}$$

であり、密度一定の非圧縮性流れとし、温度変化による密度差の効果は浮力項のみに働くと考える、ブシネスク近似を採用している。格子は等間隔の直角スタガード格子を用い、基礎方程式の離散化は計算格子上にコントロールボリュームをとり、有限体積法に基づいて行い、SIMPLE法⁽⁹⁾で解いた。時間積分については完全陰解法を採用している。離散化した運動方程式、圧力補正式、エネルギー方程式の代数方程式を効率的に算出するため、3重対角行列解法(TDMA)と緩和法を組み合わせている。

5.2 実験結果との比較

図13は横軸にレイリー数 Ra, 縦軸に平均ヌセルト数 Nu_mを示した図で、すきま寸法 c = 2.00mm, 試験流体に空気を用いた場合における実験で得られた Nu_m 数及びそれら実験条件のもとで行った数値解析の結果から得られた Nu_m 数をとっている。解析結果は実験結果と比較して高くなっていることがわかる。誤差の原因として時間刻み Δt が大きい、各時間ステップにおける収束条件が的確でなかったなど、自然対流において温度場と流れ場が相互に影響を及ぼしあうために、様々な因子が影響を与えたものと考えられる。なお、その誤差は約2倍と非常に大きい、実験値、解析値どちらも Ra 数が増加しても Nu_m 数はほぼ一定の傾向を示しており、定性的にはほぼ一致している。

5.3 温度分布

図14は解析によって得られた各条件の温度分布である。本実験範囲内において熱流束が高い、q = 218W/m²では対流による熱伝達のはっきりと現れており、下開口部から流入した流体がすきま内を通り、上開口部から抜けて周囲に広がっていることがわかる。また、干渉管に相当する部分の温度が高

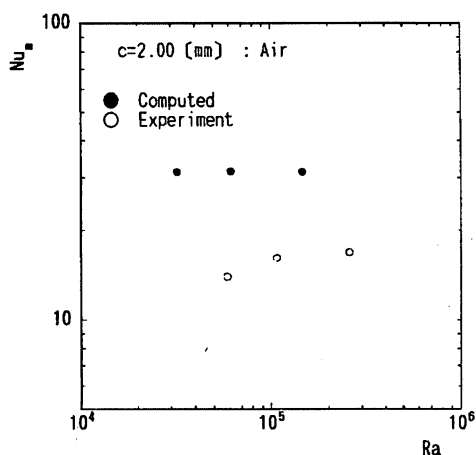


図13 実験結果及び解析結果の Nu_m 数の比較

くなっており、干渉管から周囲流体へ熱が移動していることが確認でき、θ = 90° 以降でそれが明らかである。熱流束が低い、q = 74.2W/m²及び q = 32.9W/m²の場合においては、対流による熱伝達は低いものの、q = 218W/m²の場合と同様、干渉管から周囲流体へ熱が伝わっていることが確認できる。

6. 実験結果及び解析結果からの考察

以上のことから、本実験範囲内において作動流体にプラントル数 Pr の比較的小さい空気 (Pr = 0.71) を用いた場合、温度境界層が速度境界層よりも厚く発達する。したがって、すきま寸法が小さくなることにより温度境界層がすきま内いっばいに広がる、もしくは、すきま内の流体温度が伝熱面表面温度と一致し、干渉管からの熱伝導によって周囲流体に熱が移動するため熱伝達が向上したものと考えられる。また、局所ヌセルト数 Nu_o が最小値を示す位置では、下方からの流れと伝熱面から生ずる鉛直上方向の流れが合流し、対流が弱まることから干渉管に熱が移動する。そのため、Nu_o 数が最小値を示す位置から θ の増加に伴い Nu_o 数が上昇したものと考えられる。このことから、すきま内の対流による熱伝達よりも、すきま内の流体から干渉管への熱伝導によって周囲流体に熱が移動する方が支配的になっているものと考えられる。したがって、熱の流れは伝熱管周方向よりも、半径方向外側に対しての方が大きいものと考えられる。

一方、作動流体に空気より6倍程度 Pr 数が大きい R11 (Pr = 4.5) を用いた場合、すきま寸法が小さくなることにより流動抵抗が大きくなり、すきま

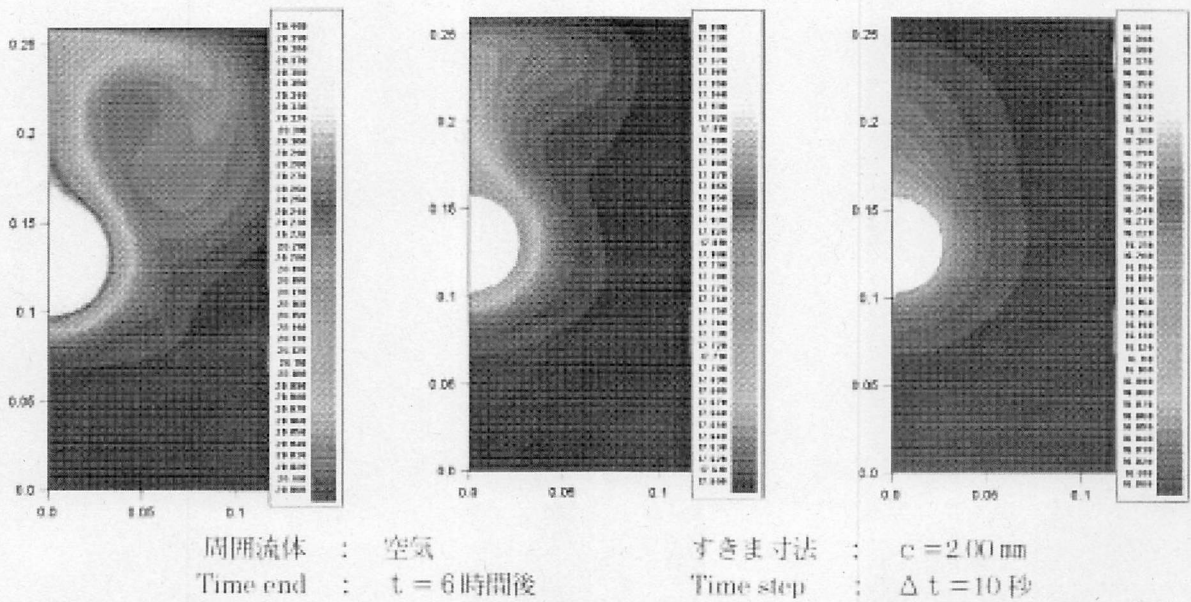


図14 解析によって得られた各条件での温度分布

内の流れが抑制され、対流による熱伝達が抑制されているものと考えられる。 $c = 2.00\text{mm}$ の場合、可視化観察から $c = 0.50\text{mm}$ に比較してすきま内を通過する流体の対流速度が速いことから、 $\theta = 0^\circ$ では下開口部より大量の周囲流体が流入するため Nu_θ 数は高くなる。その後、 θ の増加に伴い温度境界層が形成されることから、図6に示したように Nu_θ 数が急激に減少しているものと考えられる。また、本実験範囲内における高レイリー数 Ra 領域 ($Ra \geq 2.97 \times 10^8$) において、 Nu_θ 数が最小値を示す $\theta = \pm 120 \sim 150^\circ$ 近傍で温度境界層がすきま内いっぱいに広がり、この位置では下方からの流れと伝熱面から生ずる鉛直上方向の流れが合流し対流が弱まることから、干渉管に熱が移動し Nu_θ 数が上昇したのと考えられる。一方、 $c = 0.75, 0.50\text{mm}$ の場合では、流動抵抗により対流が抑制されるため、下開口部より流入する周囲流体の流量は少なく、 $\theta = 0^\circ$ の Nu_θ 数は最大となるがその値は小さい。また、すきま寸法が小さいため、 θ が小さい位置から温度境界層はすきま内いっぱい広がっており、干渉管に熱が移動するため、図7及び図8において、 θ の増加に伴う Nu_θ 数の減少は小さいものと考えられる。なお、本実験範囲内における高 Ra 数領域において、 Nu_θ 数が最小値を示し、その後 θ の増加に伴い Nu_θ 数が増加することについては $c = 2.00\text{mm}$ と同様である。

7. 結 言

本研究では、上下に細長い開口部を有する干渉管を付属させた水平円管の自然対流熱伝達について、環状すきま寸法 c を $0.50 \sim 2.00\text{mm}$ まで変化させ、作動流体にフロン系冷媒 R11 と空気を用いた実験結果と色素流脈法による可視化実験の結果、及びコントロールボリューム法で離散化し SIMPLE 法によって計算した解析結果から、以下の結果が得られた。

- (1) 伝熱面に狭い流路を形成し、作動流体に R11 ($Pr \approx 4.5$) を用いた場合、熱伝達の向上は得られない。
- (2) 作動流体にプラントル数が比較的小さい空気 ($Pr \approx 0.71$) を用いた場合、熱伝達は向上するが、温度境界層が速度境界層より厚く発達するため、対流による熱伝達よりも、すきま内の流体から干渉管への熱伝導が支配的である。
- (3) すきま内を流れる流体が非常に遅い流れで常に周囲流体温度とほぼ同一の干渉管内壁付近を通過するため、熱伝導によって周囲流体に熱が移動することから、ある条件において局所的に熱伝達が向上する場合もあり、それに追従して急激な平均ヌセルト数 Nu_m の増加が確認された。
- (4) 可視化実験により、すきま内を流れる流体は非常に遅い速度で且つ安定した流れをしていることが明らかになった。

上下に細長い開口部を有する干渉管を付属させた水平円管の自然対流熱伝達について

参考文献

- (1) 熱交換技術入門, 中山 恒, オーム社
- (2) 例えば, 石橋・西川, 日本機械学会論文集, 33-245 (1967), 121。
- (3) S.Aoki・ほか3名, Int.J.Heat Mass Transf., 26-7 (1982), 985。
- (4) Hung, Y.H. and Yao, S.C., Trans. ASME, J.Heat Transf., 107-3 (1985), 656。
- (5) 石橋・岩崎, 日本冷凍協会誌, 57-654 (1982), 333。
- (6) 土田・相場, 日本機械学会論文集 (B編), 56-568 (1993-12), 3899-3905。
- (7) McAdams, W.H.: Heat Transmission (3d ed.), McGraw-Hill (1954)。
- (8) 流れの可視化ハンドブック, 浅沼 強, 朝倉書店。
- (9) 数値流体工学, 荒川 忠一, 東京大学出版会。