

<論 文>

隔板을 가진 水平環狀空間에서의 自然對流 熱傳達

李範澈* · 鄭漢植* · 權純錫**

(1988년 10월 29일 접수)

Natural Convection Heat Transfer from a Horizontal Annulus with Spacers

Bum-Chul Lee, Han-Shik Chung and Sun-Sok Kwon

Key Words: Natural Convection(自然對流), Horizontal Annulus(水平環狀空間), Spacers(隔板), Interferometer(干涉計)

Abstract

A numerical and experimental study has been performed on natural convection heat transfer from a horizontal annulus with spacers. The mode of heat transfer in the annulus is changed from conduction to convection at $Ra=10^3$. By increasing wall conductivity, mean Nusselt number is apparently increased at $K_w/K_f \leq 48$, but at $K_w/K_f > 48$, slightly increased for no spacers, and decreased for vertical spacers and horizontal spacers. The mean Nusselt number can be represented in an exponential function of Grashof number at all conditions. The characteristics of natural convection heat transfer show similarity for no spacers and vertical spacers but show difference for horizontal spacers. The presence of the horizontal spacers increased the convective heat transfer by an average 6 percent over that for the no forced cooling to outer cylinder. The maximum local Nusselt number appears at $\theta \approx 150^\circ$ in a conducting tube and $\theta \approx 30^\circ$ in an outer cylinder for vertical spacers, and appears at $\theta \approx 180^\circ$ in a conducting tube and $\theta \approx 0^\circ$ in an outer cylinder for horizontal spacers.

記 號 說 明

D : 傳導管直徑

g : 動力加速度

Gr : Grashof數, $g\beta L^3 \Delta T / \nu^2$

h : 熱傳達係數

K : 熱傳導率

L : 間隔 길이, $(r_o - r_{io})$

Nu : Nusselt數, hD/K

Pr : Prandtl數, ν/α

R : 半徑方向座標

Ra : Rayleigh數, $g\beta L^3 \Delta T / \nu\alpha$

r : 無次元 半徑方向座標, R/D_{io}

U : 半徑方向速度

u : 無次元 半徑方向速度, UD_{io}/α

V : 円周方向速度

v : 無次元 円周方向速度, VD_{io}/α

W : 渦度

w : 無次元 渦度, WD_{io}/α

α : 熱擴散率

β : 熱膨脹係數

ΔT : 溫度差, $(T_b - T_o)$

δ_w : 管 두께

θ : 円周方向座標

μ : 絕對粘性係數

*正會員, 昌原技能大學

**正會員, 東亞大學校 工科大学 機械工學科

- ν : 動粘性係數, μ/ρ
- ρ : 密度
- ϕ : 無次元溫度, $(T - T_o)/\Delta T$
- Ψ : 流動函數
- ψ : 無次元流動函數, Ψ/a

下添字

- f : 環狀空間의 流體
- i : 傳導管 內部表面
- io : 傳導管 外部表面
- o : 外部円筒 內部表面
- s : 隔板
- w : 傳導管壁

上添字

- : 平均值

1. 序 論

環狀空間에 關한 研究는 일찌기 Eckert와 Soehngen⁽¹⁾, Crawford와 Lemlich⁽²⁾ 등에 의하여 實驗 및 理論의으로 進行되어 왔으며, 이들의 研究 遂行후에 工學的 應用과 研究에 많은 關心을 가지게 되었다.

Powe 등⁽³⁾은 smoke test 法을 利用하여 環狀空間의 幅이 넓은 경우에 대한 實驗으로서 壓力과 溫度 變化에서의 熱傳達特性을 考察하였다. Kuehn 등^(4,5)은 環狀空間에서 Rayleigh數, Prandtl數 및 直徑比 等の 變化에 대하여 數值解析과 實驗으로 各 變數들의 熱傳達 特性을 研究하고 各種 相關式을 提案하였다. Shilston과 Probert⁽⁶⁾는 直徑比가 1.5일 때의 隔板을 가진 環狀空間에서 外部円筒을 強制冷却 시키지 않은 狀態로 實驗을 遂行하여 局所 熱傳達係數를 求하고 Grashof數와 平均 熱傳達係數와의 相關式을 提案하였다.

Kwon 등^(7,8)은 3個의 隔板을 가진 環狀空間에 대한 數值解析을 通하여 Rayleigh數, Prandtl數, 隔板의 熱傳達率 및 直徑比 等の 影響을 研究하고 Kuehn⁽⁵⁾의 研究結果와 比較檢討하여 隔板의 熱傳達特性을 報告하였으며 實驗으로 數值解析의 妥當性을 證明하였다. Chung 등⁽⁹⁾은 水平傳導管에 대하여 數值解析하여 傳導管의 熱傳達特性을 報告하였다.

本 研究는 水平傳導管과 水平円筒 사이의 環狀空間에 垂直隔板이 附着된 경우와 水平隔板이 附着된

경우에 Rayleigh數와 無次元 管熱傳達率을 變數로 하여 數值解析과 Mach-Zehnder 干涉計를 利用한 實驗으로 自然對流 熱傳達特性을 研究하였다.

2. 理論解析

Fig. 1은 解析 對象인 垂直隔板과 水平隔板이 附着된 水平環狀空間의 幾何學的 形狀을 나타낸다.

一般的인 運動量方程式 및 에너지 方程式을 單純化하기 위하여 流體의 物理的인 性質은 溫度差에 의한 密度變化를 除外하고 모두 一定하여 非壓縮性 흐름으로 假定하고 輻射熱傳達 및 粘性消散을 無視하였다. 傳導管 內部에서는 體積平均溫度를 가진 流體의 亂流強制對流에 의하여 熱傳達이 일어나며 傳導管에서는 傳導에 의하여 그리고 環狀空間에서는 流體의 層流 自然對流에 의하여 熱傳達이 일어난다. 傳導管의 熱傳達率은 一定하다. 無次元支配方程式과 數值解析方法은 參考文獻 (7)과 (9)를 參照하였고 境界條件은 다음과 같다.

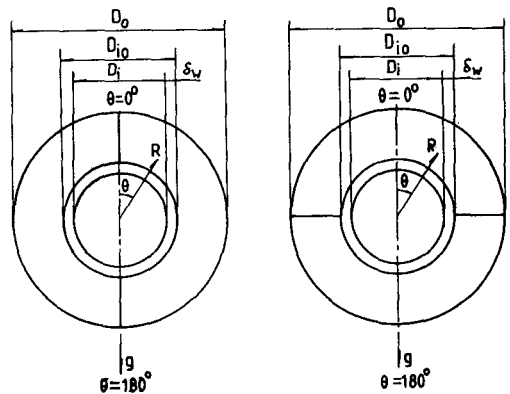
(1) 傳導管의 內部表面

$$\frac{h_i D_i}{K_w} \frac{D_{io}}{D_i} (1.0 - \phi_{wi}) = B_i \frac{D_{io}}{D_i} (1.0 - \phi_{wi}) = -\frac{\partial \phi_w}{\partial r} \tag{1}$$

(2) 傳導管의 外部表面

$$\phi_{wio} = \phi_{io}, \quad \frac{K_w}{K_f} \frac{\partial \phi_w}{\partial r} = \frac{\partial \phi}{\partial r}, \tag{2}$$

$$u = v = \psi = 0, \quad w = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2}$$



a) vertical spacers b) horizontal spacers

Fig. 1 Schematic diagrams of the geometries investigated

(3) 圓筒의 內部表面

$$u = v = \psi = 0, \quad w = -\frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2}, \quad \phi = 0 \quad (3)$$

(4) 對稱軸

$$u = \psi = w = \frac{\partial u}{\partial \theta} = \frac{\partial \phi}{\partial \theta} = \frac{\partial \phi_w}{\partial \theta} = 0 \quad (4)$$

(5) 隔板

$$K_s \frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2} = -\frac{1}{r} \frac{\partial \phi}{\partial \theta}, \quad u = v = \psi = 0, \quad (5)$$

$$w = -\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial \theta^2}$$

數值解析을 위한 格子網은 半徑方向에 대하여 傳導管 壁內에서는 20個의 等間隔, 環狀空間에서는 21個 및 圓周方向에 대하여는 27個로 分割하였다. 收斂基準는 다음과 같다.

$$|(Q^m - Q^{m-1}) / Q^m| < 10^{-3} \quad (6)$$

여기서 Q 는 stream function 또는 溫度를 나타내며, m 은 反復回數를 나타낸다.

利用한 計算機는 IBM-370이며, 하나의 解를 求하는데 所要된 cpu時間은 4~6分, 反復回數는 50~60번으로 하였으며 Nusselt數는 다음과 같이 計算하였다.

$$Nu_{i.o} = \frac{hD_{i.o}}{K_f} = -2r_{i.o} \frac{\partial \phi}{\partial r} \Big|_{r_{i.o}=0.5} \quad (7)$$

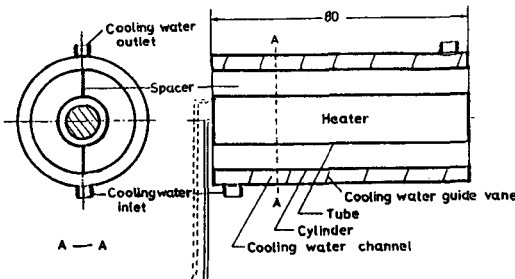
$$Nu_{o} = \frac{hD_o}{K_f} = 2r_o \frac{\partial \phi}{\partial r} \Big|_{r=r_o} \quad (8)$$

$$\overline{Nu}_{i.o} = \frac{1}{\pi r_{i.o}} \int_0^\pi Nu_{i.o} \cdot r_{i.o} d\theta \quad (9)$$

$$\overline{Nu}_o = \frac{1}{\pi r_o} \int_0^\pi Nu_o \cdot r_o d\theta \quad (10)$$

3. 實驗裝置 및 方法

Fig. 2는 隔板이 附着된 試驗部分의 개략도이다.



==== Power circuit
---- Thermocouple circuit

Fig. 2 Cross section of the experimental horizontal annulus

傳導管의 길이가 80mm이고 두께가 1.1mm이며 外徑이 18.1mm인 스테인리스鋼 管($K_w = 16.3w/m \cdot ^\circ C$)을 使用하였다.

溫度測定을 위하여 C-A熱電對를 使用하였고 傳導管의 內部溫度는 $\theta = 0^\circ$ 와 180° 에 各 1個所 그리고 傳導管 表面溫度는 6個所에 各 各 熱電對를 插入하였다. 熱電對의 接點은 傳導管 兩斷面에서 10mm 깊이에 位置시켰다. 傳導管의 內部에는 電氣 加熱器를 만들어 넣었다.

外部圓筒의 길이가 80mm이고 두께가 1.9mm이며 外徑이 50.8mm인 銅管($K_w = 386w/m \cdot ^\circ C$)을 使用하였다. 外部圓筒의 內部 表面溫度를 測定하기 위하여 6個所에 熱電對를 傳導管의 경우와 相似한 位置에 附着하였다. 環狀空間에 設置한 隔板은 스테인리스鋼($K_w = 16.3w/m \cdot ^\circ C$)으로 두께는 2mm이다. 外部圓筒은 冷却水에 의하여 冷却할 수 있는 裝置를 追加하였다. 使用된 Mach-Zehnder 干涉計는 鏡直徑이 80mm이고 光源은 100w 수은램프이다. 局所 Nusselt數는 프린지 間隔으로 溫度勾配를 計算하여 求하였다^(10,11).

4. 結果 및 考察

Fig. 3은 隔板이 附着되지 않은 環狀空間과 隔板이 附着된 環狀空間에서 等溫線과 流線을 相互比較한 것으로서, 各 各 오른쪽에 나타낸 것이 等溫線이고 왼쪽에 나타낸 것이 流線이다.

環狀空間의 上部에서 發生하는 plume를 觀察하여 보면 垂直隔板의 경우는 plume이 隔板에 의하여 上昇이 약간 억제되어 水平隔板의 경우와 隔板이 附着되지 않은 경우보다 下部에서 發生된다. 環狀空間의 下部에서 觀察하여 보면 垂直隔板의 경우는 隔板의 熱傳達로 因하여 水平隔板이나 隔板이 부착되지 않은 경우보다 等溫線이 下向으로 나타남을 알 수 있다. 流線을 觀察하여 보면 下部에서는 垂直隔板이 附着된 경우와 隔板이 附着되지 않는 경우가 거의 類似하게 나타나고 上部에서는 垂直隔板이 附着된 경우가 對流流動이 다소 微弱함을 볼 수 있다. 水平隔板이 附着된 경우는 隔板이 附着되지 않은 경우에 比하여 隔板이 對流流動을 遮斷함으로써 流體流動이 微弱함을 보여주며 水平隔板 下部의 流體流動이 顯著히 微小하여 自然對流가 鈍化됨을 알 수 있다.

Fig. 4는 垂直隔板의 경우 그리고 隔板이 없는

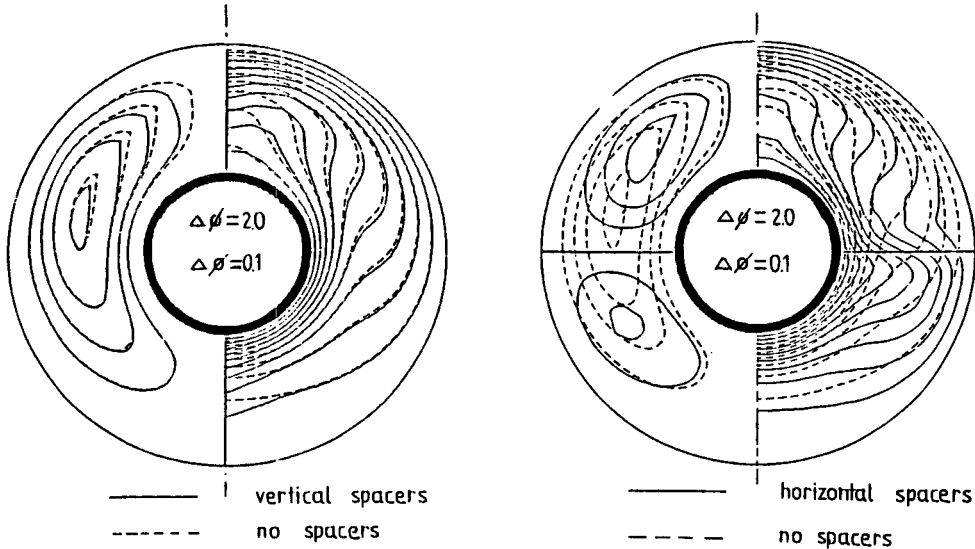


Fig. 3 Comparisons of streamlines and isotherms $Ra=10^4$, $Pr=0.7$, $D_o/D_{i0}=2.6$, $K_w/K_f=48$, $\delta_w/D_{i0}=0.06$

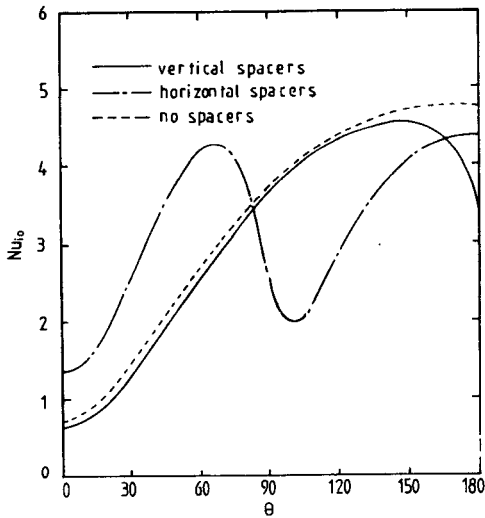


Fig. 4 Local Nusselt number of inner tube at $Ra=10^4$, $Pr=0.7$, $D_o/D_{i0}=2.6$, $K_w/K_f=48$, $\delta_w/D_{i0}=0.06$

경우 θ 에 대한 傳導管의 局所 Nusselt數 分布를 나타내었다. 傳導管의 局所 Nusselt數는 隔板이 없는 경우에 比較하여 垂直隔板의 경우는 一般적으로 낮게 나타나고, 水平隔板의 경우는 上部에서는 높게, 下部에서는 낮게 나타난다. 이 現象은 垂直隔板은 管 上下部에서, 水平隔板은 管 下部에서의 對流流動에 障礙를 주고 있기 때문이다.

Fig. 5는 垂直隔板의 경우, 水平隔板의 경우 그

리고 隔板이 없는 경우 θ 에 대한 外部圓筒의 局所 Nusselt數 分布를 나타내었다. 外部圓筒의 局所 Nusselt數는 隔板이 없는 경우에 比較하여 $\theta < 24^\circ$ 에서는 水平隔板의 경우는 높게, 垂直隔板의 경우는 낮게 나타나고, $24^\circ \leq \theta < 91^\circ$ 에서는 垂直隔板의 경우는 높게, 水平隔板의 경우는 낮게 나타나며, $\theta \geq 91^\circ$ 에서는 모두 높게 나타난다. 이는 垂直隔板의 경우에 隔板이 環狀空間의 上部에서 對流流動을 鈍化시키고 下部에서는 溫度分布를 확산시킨 때문이며 水平隔板의 경우에 隔板이 環狀空間을 分離함으로써 對流流動을 遮斷하여 下部의 外部圓筒表面으로 傳熱이 많이 이루어지기 때문이다.

Fig. 6은 Rayleigh數에 대한 平均 管 Nusselt數를 나타내고 있다. 一般적으로 Rayleigh數가 增加함에 따라 平均 管 Nusselt數는 $Ra \leq 10^3$ 에서는 微小하게 增加하고 $Ra > 10^3$ 에서는 顯著하게 增加한다. 즉 $Ra \leq 10^3$ 에서는 對流流動이 거의 일어나지 않으며 주로 傳導에 의하여 熱傳達이 일어난다. $Ra > 10^3$ 에서는 自然對流가 活潑하여 對流에 의하여 熱傳達이 일어남을 보여주어 $Ra \approx 10^3$ 이 傳導에 의한 熱傳達에서 對流에 의한 熱傳達로의 遷移가 일어나는 領域임을 알 수 있다. 各條件에 따른 傳導管의 平均 Nusselt數는 水平隔板, 垂直隔板 그리고 隔板이 附着되지 않은 順으로 점차 높게 나타난다. 이 現象은 水平隔板의 경우 管 下部에서, 垂直隔板의 경우 管의 上·下部에서 各各 對流流動을

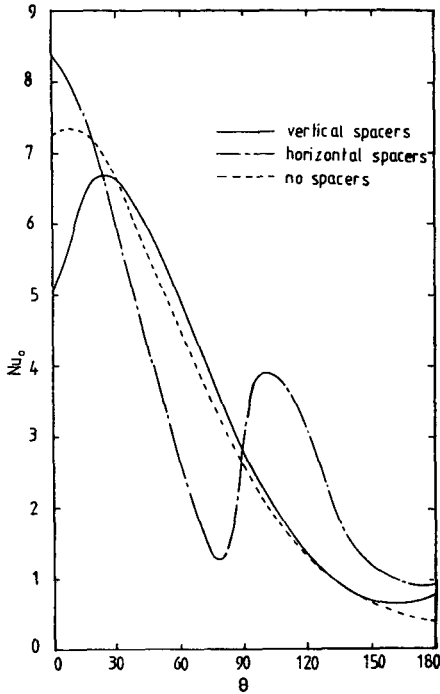


Fig. 5 Local Nusselt number of outer cylinder at $Ra = 10^4$, $Pr = 0.7$, $D_o/D_{io} = 2.6$, $K_w/K_f = 48$, $\delta_w/D_{io} = 0.06$

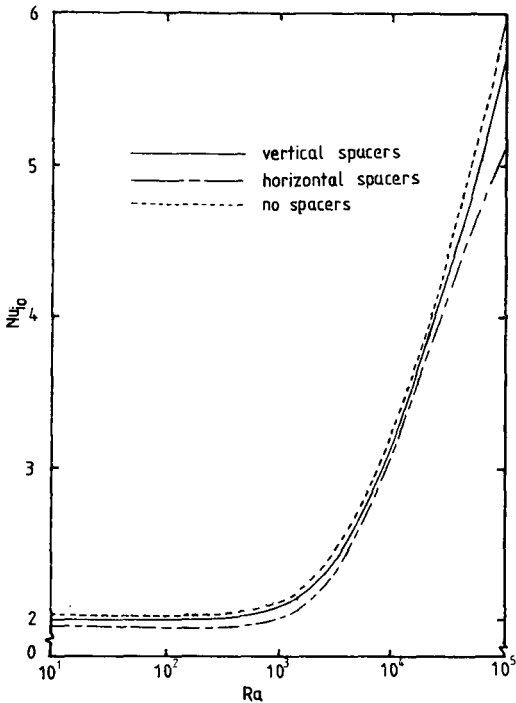


Fig. 6 Effect of Rayleigh number on mean tube Nusselt number at $Pr = 0.7$, $D_o/D_{io} = 2.6$, $K_w/K_f = 48$, $\delta_w/D_{io} = 0.06$

妨害하기 때문이다.

Fig. 7은 無次元 管 熱傳導率에 대한 傳導管의 平均 管 Nusselt數를 나타내고 있다. 一般의 無次元 管 熱傳導率이 增加함에 따라 隔板이 없는 경우는 $K_w/K_f \leq 48$ 에서는 急激히 增加하고 $K_w/K_f > 48$ 에서는 微小하게 增加하지만 隔板이 附着된 경우는 $K_w/K_f > 48$ 에서 다소 減少한다. 이는 管 熱傳導率이 增加하면 隔板으로부터 環狀空間에 熱傳達이 많이 일어나 傳導管에서의 熱傳達을 鈍化시킨 結果이다. 또한 垂直隔板과 水平隔板을 比較하여 보면 $K_w/K_f \leq 100$ 에서는 垂直隔板이 높게 나타나나 $K_w/K_f > 100$ 에서는 水平隔板이 높게 나타난다. 이는 $K_w/K_f > 100$ 에서는 傳導管 下部($\theta = 180^\circ$)에 位置한 垂直隔板에서의 加熱流體가 傳導管의 熱傳達을 鈍化시켜 水平隔板의 경우보다 垂直隔板의 경우가 낮은 값을 나타낸다.

Fig. 8은 Grashof數에 대한 各條件의 $\overline{Nu}_{io} \cdot Gr$ 分布를 나타내고 있다. Grashof數가 增加함에 따라 $\overline{Nu}_{io} \cdot Gr$ 의 分布는 一般의 增加하고 있으며 이들에 관한 方程式은 다음과 같이 指數函數로 나타낼 수 있었다.

(1) 垂直隔板이 附着된 경우

$$\overline{Nu}_{io} = 0.261 Gr^{0.26} \quad (11)$$

(2) 水平隔板이 附着된 경우

$$\overline{Nu}_{io} = 0.340 Gr^{0.23} \quad (12)$$

(3) 隔板 附着되지 않은 경우

$$\overline{Nu}_{io} = 0.272 Gr^{0.26} \quad (13)$$

式 (11), 式 (12) 그리고 式 (13)과 垂直解析을

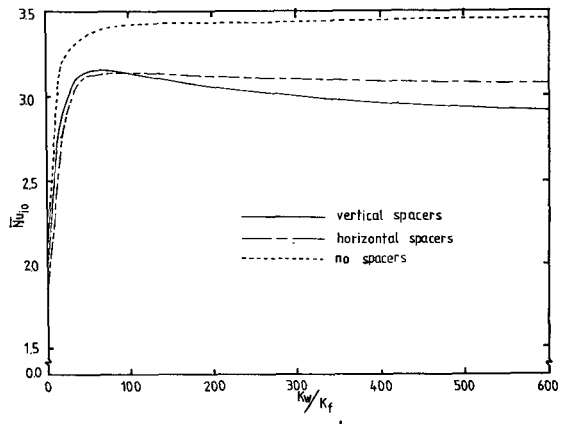


Fig. 7 Effect of wall conductivity on mean tube Nusselt number at $Ra = 10^4$, $Pr = 0.7$, $D_o/D_{io} = 2.6$, $\delta_w/D_{io} = 90^\circ$

比較하면 最大誤차는 垂直隔板의 경우에 0.82%, 水平隔板의 경우에 1.81% 그리고 隔板이 附着되지 않은 경우에 0.94%가 되었다. 또한 上記式들을 考察하여 보면 垂直隔板이 附着된 경우와 隔板이 없는 경우는 指數가 0.26으로 同一하여 類似한 熱傳達 現狀을 보이고 있으나 水平隔板의 경우는 指數가 0.23으로 熱傳達 特性이 다소 相異함을 알 수 있다.

外部圓筒을 強制冷却하지 않는 Shilston과 Probert⁽⁶⁾의 水平隔板의 경우는 本 研究結果보다 相對的으로 낮게 나타남을 알 수 있다. 水平隔板의 경우를 相互比較하여 보면 本 研究結果가 平均 6% 높게 나타난다. 이는 外部圓筒을 強制冷却시키지 않으므로 인하여 Shilston과 Probert⁽⁶⁾의 結果가 그만큼 自然對流 熱傳達이 鈍化된 結果이다.

Fig. 9는 隔板이 없는 경우에 대하여 以前의 研究結果들과 比較한 것으로서 直徑비가 增加할수록 對流 熱傳達이 增加하는 現象을 觀察할 수 있으며

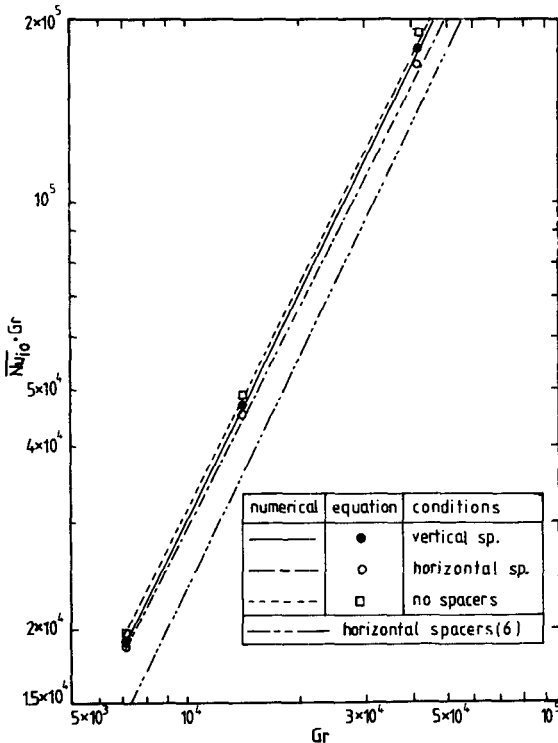


Fig. 8 Comparison of $\bar{N}_{u10} \cdot Gr$ in numerical solutions and equation (11), (12), (13) for Grashof number at $Pr=0.7$, $D_o/D_{i0}=2.6$, $K_w/K_f=48$, $\delta_w/D_{i0}=0.06$

定性的으로 잘 一致함을 알 수 있다. 直徑비가 ∞ 인 즉 水平圓筒의 경우인 McAdams⁽¹³⁾의 結果와 比較하면 對流 熱傳達이 약 36% 낮게 나타난다.

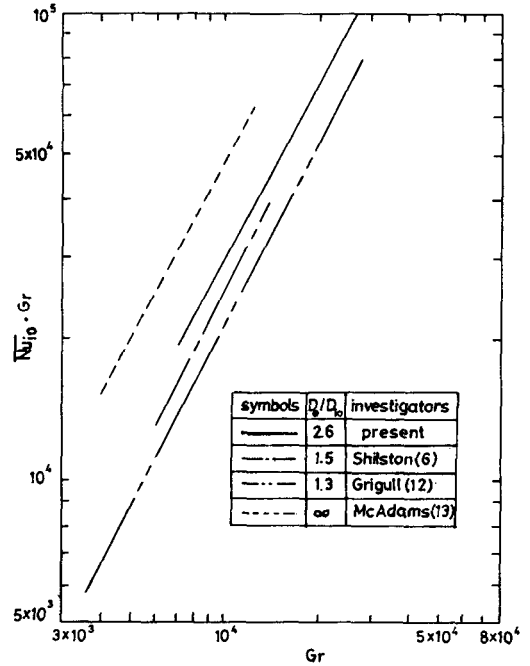


Fig. 9 Comparison with previous published data for natural convection heat transfer in plain horizontal annuli in air

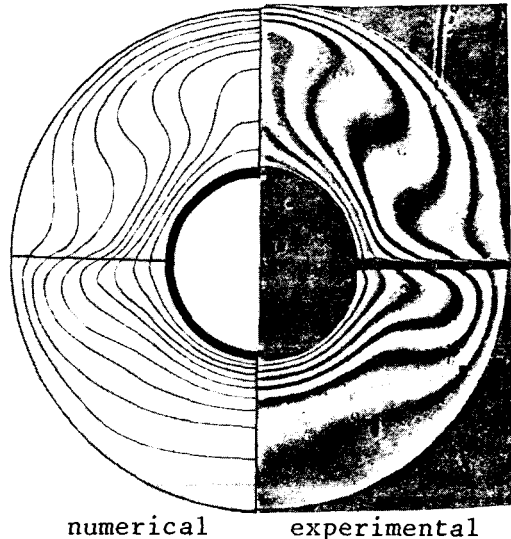


Fig. 10 Comparison of numerical (at $Ra=10^4$, $Pr=0.7$, $K_w/K_f=620$) and experimental (at $Ra=8.49 \times 10^3$, $Pr=0.71$, $K_w/K_f=624.5$) isotherms for horizontal spacers

이는 특히 外部圓筒이 對流 熱傳達을 減少시킨 結果이다.

Fig. 10은 水平隔板의 경우 $Ra=10^4$, $Pr=0.7$ 에서의 數值解析과 $Ra=8.49 \times 10^3$, $Pr=0.71$ 에서의 實驗에서 얻는 等溫線을 相互比較한 것이다.

等溫線의 形態를 살펴보면 隔板이 對流流動을 遮斷함으로서 水平隔板 下部의 對流流動이 微小하여 自然對流 熱傳達이 鈍化됨을 알 수 있음을 다같이 觀察할 수 있으며 數值解析과 實驗結果가 相似한 形態를 나타내고 있다.

Fig. 11은 垂直隔板의 경우에 θ 에 대한 局所 Nusselt數 分布를 나타내고 實驗結果와 比較하였다. 傳導管에서는 θ 가 增加함에 따라 $\theta < 150^\circ$ 에서는 局所 Nusselt數가 增加하고, $\theta \geq 150^\circ$ 에서는 다소 減少한다. 그리고 最大 局所 Nusselt數는 $\theta \approx 150^\circ$ 에서 나타난다. 이는 隔板이 $\theta=0^\circ$ 와 $\theta=180^\circ$ 에 位置하므로 $\theta=0^\circ$ 附近에서 隔板과 plume의 影響으로 낮은 局所 Nusselt數를 나타낸다. 外部圓筒에서는 $\theta < 30^\circ$ 에서는 局所 Nusselt數가 增加하고 $30^\circ \leq \theta < 150^\circ$ 에서는 減少하였으며, $\theta \geq 150^\circ$ 에서는 다소 增加한다. 最大 局所 Nusselt數는 $\theta \approx 30^\circ$ 에서 나타났으며 實驗結果와도 比較的 一致하였다.

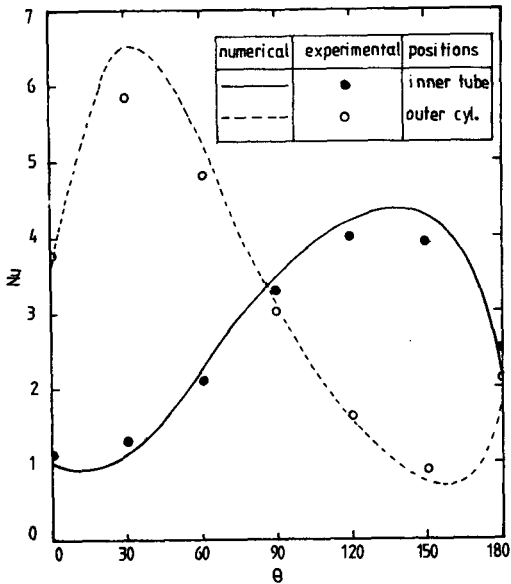


Fig. 11 Comparison of numerical (at $Ra=10^4$, $Pr=0.7$, $K_w/K_f=620$) and experimental (at $Ra=8.49 \times 10^3$, $Pr=0.71$, $K_w/K_f=624.5$) local tube Nusselt number for a vertical spacers

Fig. 12는 水平隔板의 경우에 θ 에 대한 局所 Nusselt數 分布를 나타내고 實驗結果와 比較하였다. 傳導管에서 局所 Nusselt數는 θ 가 增加함에 따라 $\theta < 60^\circ$ 에서는 顯著히 增加하고, $60^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ 에서는 急激히 減少하며, $\theta > 90^\circ$ 에서는 增加하였으며 最大 局所 Nusselt數는 $\theta=180^\circ$ 에서 나타났다. 外部圓筒에서 局所 Nusselt數는 $\theta < 80^\circ$ 에서는 顯著히 減少하고, $80^\circ \leq \theta < 100^\circ$ 에서는 急激히 增加하며, $\theta \geq 100^\circ$ 에서는 減少한다. 最大 局所 Nusselt數는 $\theta=0^\circ$ 에서 나타났으며 實驗結果와 比較的 一致하였다.

Fig. 11과 Fig. 12를 통하여 보면 隔板이 位置한 部分에서는 相對的으로 낮은 Nusselt數가 나타남을 알 수 있다. 즉 그만큼 熱傳達을 妨害하는 역할을 함을 알 수 있다. 또한 數值解析 結果와 實驗結果를 比較하여 보면 다소 誤差를 發見할 수 있다. 이들은 다소 相異한 條件, 寫眞에 나타난 프린지의 判讀에서 나타났고, 一般的으로 實驗에 의한 誤差

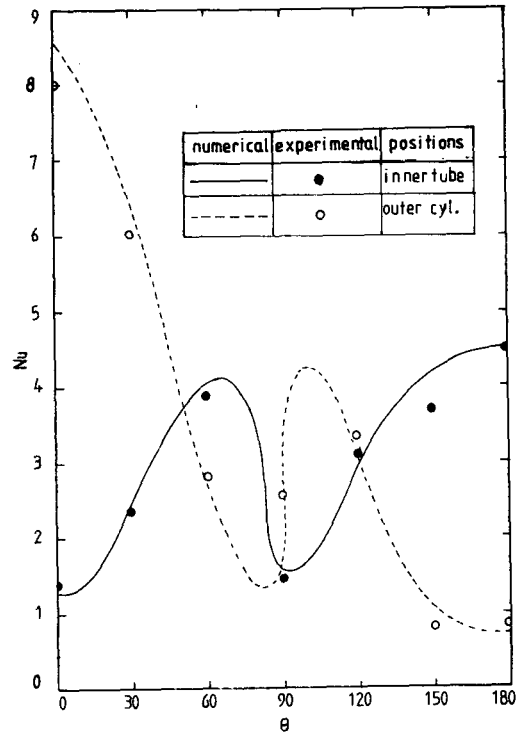


Fig. 12 Comparison of numerical (at $Ra=10^4$, $Pr=0.7$, $K_w/K_f=620$) and experimental (at $Ra=8.49 \times 10^3$, $Pr=0.71$, $K_w/K_f=624.5$) local tube Nusselt number for a horizontal spacers

는 端末影響, 不完全한 無限 프린지 調整에서 發生된 光學誤差이다. 그러나 數值計算 自體에도 여러 가지 假定과 制限이 있으므로, 이런 事項들을 고려하면 理論値와 實驗値가 잘 一致함을 나타내주고 있다.

5. 結 論

水平傳導管과 水平圓筒 사이에 垂直隔板이 附着된 경우와 水平隔板이 附着된 경우에 대한 自然對流 熱傳達 特性을 數值解析인 方法과 Mach-Zehnder 干涉計에 의한 實驗인 方法으로 研究한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) Rayleigh數가 增加함에 따라 平均 Nusselt數는 $Ra \leq 10^3$ 에서는 微小하게 增加하고 $Ra > 10^3$ 에서는 顯著하게 增加하여 $Ra \approx 10^3$ 에서 熱傳達이 傳導에서 對流로의 遷移가 이루어진다.

(2) 無次元 管熱傳導率이 增加함에 따라 平均 Nusselt數는 모두 $K_w/K_f \leq 48$ 에서는 急激히 增加하나 $K_w/K_f > 48$ 에서는 隔板이 없는 경우는 微小하게 增加하고 隔板이 附着된 경우는 다소 減少하며, $K_w/K_f \leq 100$ 에서는 垂直隔板이 水平隔板보다 높게 나타나나 $K_w/K_f > 100$ 에서는 水平隔板이 높게 나타난다.

(3) Grashof數에 대한 平均 Nusselt數는 다음과 같이 指數函數로 나타낼 수 있다.

- ① 垂直隔板의 경우 $\overline{Nu}_{io} = 0.261 Gr^{0.26}$
- ② 水平隔板의 경우 $\overline{Nu}_{io} = 0.340 Gr^{0.23}$
- ③ 隔板이 없는 경우 $\overline{Nu}_{io} = 0.272 Gr^{0.26}$

(4) 水平隔판을 가진 경우에 본 研究와 外部圓筒을 強制冷却하지 않는 Shilston과 Probert의 研究結果와 比較하여 보면 $\overline{Nu}_{io} \cdot Gr$ 가 平均 6% 높게 나타났다.

(5) 垂直隔板의 경우 最大 局所 Nusselt數는 傳導管에서는 $0 \sim 150^\circ$ 에서 外部圓筒에서는 $0 \sim 30^\circ$ 에서 나타나고, 水平隔板의 경우는 傳導管에서는 $\theta \approx 180^\circ$ 에서, 外部圓筒에서는 $\theta \approx 0^\circ$ 에서 나타났다.

參 考 文 獻

- (1) E.R.G. Eckert and E.E. Soehngen, 1948, "Studies on Heat Transfer in Laminar Free Convection with the Zehnder-Mach interferometer", Wright-Patterson AFB Tech. Rep. No. 5747, ATI-44580.
- (2) L. Crawford and R. Lemlich, 1962, "Natural Convection in Horizontal Concentric Cylindrical Annuli", I. and E.C. Fundamentals 1, pp. 260~264.
- (3) R.E. Powe, C.T. Carley and E.H. Bishop, 1969, "Natural Convective Flow Patterns in Cylindrical Annuli", ASME, J. Heat Transfer, pp. 310~314.
- (4) T.H. Kuehn and R.J. Goldstein, 1976, "An Experimental and Theoretical Study of Natural Convection in the Annulus Between Horizontal Concentric Cylinders", J. Fluid Mech., Vol. 74, pp. 695~719.
- (5) T.H. Kuehn, 1976, "Natural Convection Heat Transfer From a Horizontal Circular Cylinder to a Surrounding Cylindrical Enclosure", ph. D. Thesis, University of Minnesota.
- (6) M. J. Shilston and S.D. Probert, 1978, "Effects of Horizontal and Vertical Spacers on the Heat Transfer Across a Horizontal Annular, Air-Filled Cavity", Applied Energy (4), pp. 21~37.
- (7) S.S. Kwon, 1980, "The Natural Convection in the Annulus Between Horizontal Circular Cylinders with Radial Spacers", ph. D. Thesis, Seoul National University.
- (8) S.S. Kwon, T.H. Kuehn and T.S. Lee, 1982, "Natural Connection in the Annulus between Horizontal Circular Cylinders with Three Axial Spacers", ASME, J. Heat Transfer, Vol. 104, pp. 118~124.
- (9) H.S. Chung, B.H. Kang and S.S. Kwon, 1986, "Effect of conductivity and thickness on natural convection heat transfer from a horizontal circular tube", Trans. KSME, Vol. 10, pp. 265~279.
- (10) W. Hauf and U. Grigull, 1970, "Optical methods in heat transfer", Advances in Heat Transfer, Vol. 6, pp. 133~366.
- (11) H.S. Chung and S.S. Kwon, 1987, "Natural Connection Heat Transfer from a Horizontal Heat Exchanger Tube with a Fin", Trans. KSME, Vol. 11, No. 2, pp. 279~286.
- (12) U. Grigull and W. Hauf, 1966, "Natural Convection in Horizontal Cylindrical Annuli", Proceedings of the 3rd Int. Heat Transfer Conference, pp. 185~195.
- (13) W. H. McAdams, 1958, "Heat Transmission" McGraw-Hill, New York, 3rd ed, pp. 165~183.

(1) E.R.G. Eckert and E.E. Soehngen, 1948, "Studies on