

<論 文>

單一핀을 가진 水平管에서의 自然對流 熱傳達

鄭 漢 植* · 權 純 錫*

(1986年 11月 10日 接受)

Natural Convection Heat Transfer from a Horizontal Heat Exchanger Tube with a Fin

Han-Shik Chung and Sun-Sok Kwon

Key Words: Natural Convection(自然對流), Tube Conductivity(管熱傳達率), Exponential Function(指數函數), Interferometer(干涉計)

Abstract

An numerical and experimental study has been performed on natural convection heat transfer from a horizontal heat exchanger tube with a fin.

At a bare tube, by increasing C_r (tube conduction parameter), mean Nusselt number and outer wall temperature are apparently increased at $C_r \leq 300$, slightly increased at $C_r > 300$ and they can be represented in an exponential function of C_r . Natural convection heat transfer characteristics for the tube with a fin at given Rayleigh number are well agreed by those for an isothermal cylinder at a modified Rayleigh number. The local fin Nusselt number of the tube with a downward fin is much higher than that of the tube with an upward fin. The comparisons between numerical and experimental results showed good agreement.

記 號 說 明

Bi : Biot 數 $h_i D_i / K_w$

C_r : 管傳導變數, $K_r t / K_f D_o$

C_r : 管傳導變數, 式(9)

D : 管直徑

h : 熱傳達係數

K : 熱傳導率

L_f : 無次元 핀 길이, l / D_o

Nu : Nusselt 數, $h D_o / K_f$

Pr : Prandtl 數, ν / α

R : 半徑方向座標

r : 無次元 半徑方向座標, R / D_o

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

Ra^* : 修正 Rayleigh 數, 式(16)

T : 溫度

ΔT : 溫度差, $(T_b - T_s)$

t : 핀 두께의 半

U : 半徑方向速度

U_w : 總合熱傳達係數

u : 無次元 半徑方向速度, $U D_o / \alpha$

V : 圓周方向速度

v : 無次元 圓周方向速度, $V D_o / \alpha$

* 正會員, 東亞大學校 工科大學 機械工學科

W	: 渦度(vorticity)
ω	: 無次元渦度, WD_0/α
α	: 熱擴散率
β	: 熱膨脹係數
δ_w	: 管두께
θ	: 圓周方向座標
ϕ	: 無次元溫度, $(T-T_w)/\Delta T$
ν	: 動粘性係數
ρ	: 密度
\mathcal{T}	: 流動函數
ψ	: 無次元流動函數, \mathcal{T}/α

添 字

b	: 內部流體
e	: 外部流體
F	: 핀
f	: 流體
i	: 管內部表面
0	: 管外部表面
$-$: 平均值

1. 序 論

自然對流은 流體를 強制的으로 流動시키지 않음 때문에 效率的인 傳熱方法으로 工學的 應用뿐만 아니라 에너지 問題 等에 重要한 研究對象이 되고 있다. 이러한 自然對流은 冷却塔, 送電線 그리고 電子裝置 部品 等 아주 廣範圍한 領域에서 利用되고 있다. 自然對流의 研究 動向은 初期에는 無限한 空間에 等溫이며 停止된 流體 內에 있는 物體로부터 自然對流 熱傳達을 研究하였고 物體로는 주로 平板, 水平과 垂直圓筒 그리고 球 等이었다. 最近에는 固體壁과 周圍 流體 사이의 熱傳達을 增加시키기 위하여 接觸面積을 擴大하는데 注目이 되고 있다. Aihara^(1,2)는 空氣中の 垂直四角形핀 配列에 대하여 實驗的으로 熱傳達關係式을 求하였고, Sane과 Sukhatme⁽³⁾ 또는 Sukhatme와 Saikhedkar⁽⁴⁾들은 水平 또는 垂直의 直四角形핀 配列에 대한 準3次元 數值計算(quasi-three-dimensional numerical calculation)으로서 局所 熱傳達과 平均 熱傳達을 求하였다. Harahap와 McManus⁽⁵⁾는 水平直四角形핀 配列에서 自然對流 熱傳達을 實驗的으로 研究하여 핀 配列에 대한 平均熱傳達 係數를 報告하였고 Jones와 Smith⁽⁶⁾는 平板 表面 위의 直四角形핀 配列에서 最大 熱傳達의 最適 配列과 初期 設計方法을 提

案하였으며 Harahap와 McManus⁽⁵⁾의 結果와 比較하여 잘 一致됨을 보였다. Kuehn과 Goldstein⁽⁷⁾은 密閉된 圓筒空間 內에 있는 水平圓筒으로부터 自然對流 熱傳達의 關係式을 境界層 모델을 利用하여 求하였고 이들⁽⁸⁾은 單一等溫水平圓筒에서의 自然對流 熱傳達에 대한 運動量 方程式 및 에너지 方程式의 解를 數值解析으로 求하여 實驗的인 方法과 比較하였다. Kuehn과 Balvanz⁽⁹⁾는 水平傳導管에서의 自然對流 熱傳達에 대하여 $Ra=10^6$ 과 몇가지의 無次元 熱傳導率에서 數值解析하여 單純 1次元 熱流動 모델과 比較하고 管內部와 外部流體에서 局所 엔트로피 發生에 대하여 研究하였다. Kwon과 Kuehn⁽¹⁰⁾은 單一等溫 水平圓筒에 한개의 긴 垂直下向핀이 附着된 경우에 핀의 熱傳導率, Prandtl 數 및 Rayleigh 數 變化에 대한 自然對流 熱傳達을 數值解析하여 各 變數의 影響과 熱傳達 關係式을 提案하였다. Kwon⁽¹¹⁾은 等溫水平圓筒에 附着된 하나의 垂直軸方向 핀에 關하여 數值解析하였고 Kwon, Kuehn 그리고 Tolpadi^(12,13)는 짧은 垂直下向핀이 等溫水平圓筒에 附着된 경우에 關한 自然對流 熱傳達을 數值解析하여 핀의 길이와 熱傳達에 미치는 影響에 關하여 究明하고 實驗 및 相似解⁽¹⁴⁾와 比較 研究하였다. 또한 이들⁽¹⁵⁾은 等溫水平圓筒에 附着된 上向 핀으로부터 핀길이와 핀 熱傳導率의 影響을 數值解析하였다. Chung, Kang 그리고 Kwon⁽¹⁶⁾은 水平圓筒管에서 管의 熱傳導率과 두께가 自然對流 熱傳達에 미치는 影響에 關하여 數值解析하여 平均管 Nusselt 數와 平均管溫度는 管의 熱傳導率에 대하여 指數函數로 管 두께에 대하여 線型函數로 表示할 수 있음을 報告하였다. Chung과 Kwon⁽¹⁷⁾은 單一垂直한 軸方向의 핀을 가진 水平傳導管으로부터의 自然對流 熱傳達을 數值解析으로 研究하여 平均總Nusselt 數는 핀이 없는 경우에 比하면 $L_F=0.30$ 에서 下向 핀은 4.01%, 上向 핀은 5.51% 增加됨을 報告했다.

本 研究에서는 水平管 內部的 體積平均溫度를 가진 流體의 亂流強制對流에서 熱傳達이 일어나는 경우에 대하여 핀이 없는 水平傳導管, 下向 핀이 附着된 水平傳導管 그리고 上向 핀이 附着된 水平傳導管의 熱傳達 特性을 數值計算으로 研究하고 Mach-Zehnder 干涉計를 利用하여 實驗하였고 數值解析과 實驗結果를 比較하여 타당성을 確認하였다.

2. 數值解析

Fig. 1은 解析對象인 水平傳導管, 下向 및 上向 핀

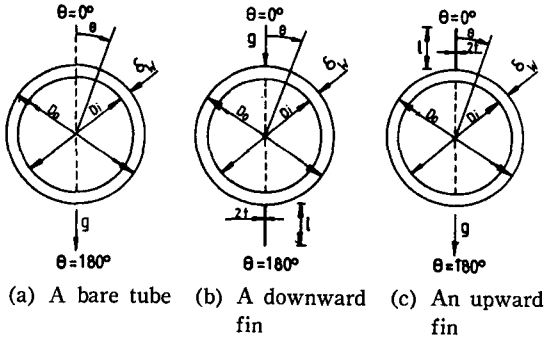


Fig. 1 Schematic diagrams of the geometries investigated

이 附着된 傳導管의 幾何學的 形狀을 나타낸다. 一般的인 運動量 및 에너지 方程式을 單純化 하기 위해 流體의 物理的인 假定은 溫度差에 의한 密度變化를 除外하고 모두 一定하며 非壓縮性 흐름으로 假定하였고 아울러 輻射熱傳達 및 粘性消散은 無視하였다. 管內部에서는 體積平均溫度 T_b 를 가진 流體는 亂流強制對流에 의하여 熱傳達이 일어나며 管壁과 핀에서는 傳導에 의하여 外部에서는 外部溫度 T_∞ 를 가진 層流 및 自然對流에 의하여 熱傳達이 일어난다. 無次元 支配方程式, 數值解析 方法 및 핀 部分을 除外한 境界條件은 參考文獻(16)을 參照하였고 핀은 圓周方向의 溫度句配를 無視하는 얇은 핀으로 假定하고 핀部分에 대한 境界條件은 다음과 같다.

$$C_r \cdot \frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2} = -\frac{1}{r} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \quad (1)$$

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

數值解析에 있어 格子網은 水平傳導管에 대하여서는 半徑方向에 대해 29個, 圓周方向에 대해 35個로 分割하였으며 管外壁 近傍에서의 半徑方向의 格子間隔, $\Delta r_1=0.005$ 로 稠密하게 두고 점차 $2 \times \Delta r_1, 4 \times \Delta r_1 \dots$ 으로 增加시켰다. 圓周方向의 格子間隔은 $\theta=180^\circ$ 近處에서 $\Delta \theta=0.625^\circ$ 로 두고 $1.25^\circ, 2.5^\circ$ 및 5° 등으로 하였으며 大部分의 區間에서는 $\Delta \theta=10^\circ$ 로 하였고 上下 對稱하게 두었다. 핀이 附着된 경우에는 핀 先端部分의 微細한 變化를 觀察하기 위하여 이 部分을 管外壁과 같이 格子網을 稠密하게 두어 半徑方向은 31個로 分割하였다. 圓周方向에 대해서는 水平傳導管의 경우와 같게 하고 管壁에서는 多같이 20個의 等間隔으로 分割하였다. 數值解析의 收斂 基準는 다음과 같다.

$$\left| \frac{Q^n - Q^{n-1}}{Q^n} \right| < 10^{-3} \quad (3)$$

여기서 Q 는 流動函數 ψ 또는 溫度 ϕ 를 나타내며 m

은 反復回數를 나타낸다.

計算機는 IBM370을 使用하였으며 cpu 時間은 水平傳導管에서 20~25分, 핀이 附着된 경우에서 30~35分 程度 所要되었으며 反復回數는 300~800회로 解를 求하였다.

熱傳達 計算을 위한 局所管 Nusselt 數, Nu_0 , 와 局所핀 Nusselt 數, Nu_F , 는 다음과 같이 計算하였다.

$$Nu_0 = \frac{h_0 D_0}{K_f} = -\frac{\partial \phi}{\partial r} \Big|_{r=0.5} \quad (4)$$

$$Nu_F = \frac{h_F D_0}{K_f} = \frac{1}{\phi_F} \cdot \frac{\partial \phi}{r \cdot \partial \theta} \Big|_{\text{Fin surface}} \quad (5)$$

平均管 Nusselt 數, \overline{Nu}_0 , 와 平均핀 Nusselt 數, \overline{Nu}_F , 는 다음과 같이 計算된다.

$$\overline{Nu}_0 = \frac{1}{r_0 \pi} \int_0^\pi Nu_0 r_0 d\theta = \frac{\overline{h} D_0}{K_f} \quad (6)$$

$$\overline{Nu}_F = \frac{1}{L_F} \int_0^{L_F} Nu_F \cdot \phi_F \cdot dL_F = \frac{\overline{h}_F D_0}{K_f} \quad (7)$$

平均總 Nusselt 數, \overline{Nu}_T , 는 다음과 같이 計算된다.

$$\overline{Nu}_T = \overline{Nu}_0 + \overline{Nu}_F \quad (8)$$

3. 實驗裝置 및 方法

핀이 없는 傳導管, 下向 핀과 上向 핀이 附着된 傳導管을 Mach-Zehnder 干涉計의 試驗部分에 水平으로 位置시키고 下向 핀과 上向 핀 各各의 경우에 대한 外部 流體와의 溫度差에 의한 Rayleigh 數, 또는 핀 길이 變化에 대한 等溫線을 얻었다.

實驗에 使用된 試驗片의 斷面圖는 Fig. 2와 같으며 다음과 같이 製作하였다. 外徑 30mm, 內徑 26.4mm 및 길이 60mm의 純銅으로 된 傳導管과 이 傳導管에 핀을 附着하기 위하여 幅 1.22mm, 길이 1.20mm의 홈을 加工하였으며 핀은 V2A 스테인리스 鋼板을 使用하였다. 管表面의 溫度를 測定하기 위하여 管表面 各 45° 位置에 크로멜 콘스탄탄(Chromel-Constantan)

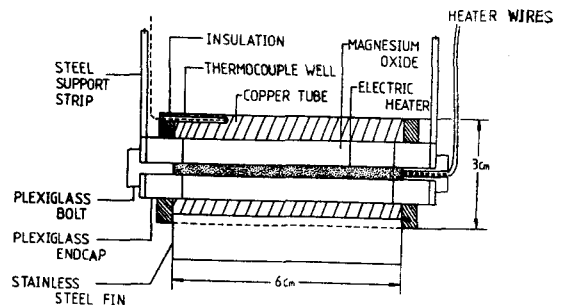


Fig. 2 Cross section of the experimental tube with a fin

熱電對를 挿入하였으며 圓管 內部溫度를 測定키 爲하 여 $\theta=0^\circ$ 와 180° 에 各各 熱電對를 位置시켰다. 熱電對는 電氣熔接에 의하여 接點을 만들었고 그 接點은 圓筒의 兩端面의 가장자리에서 管 表面으로부터 0.8mm 길이에 圓筒 길이方向으로 直徑 1mm, 길이 10mm 에 挿入하였다. 管內部에는 電氣加熱器를 만들어 넣었다. 流體容器는 20mm 두께의 아크릴板으로 된 體積이 $300 \times 180 \times 340$ mm 이고 試驗光이 通하는 兩端面에는 두께 20mm, 지름 200mm 光學 유리창이 設置되어 있다. 이 光學 유리창을 통하여 光線이 透過될 수 있도록 Mach-Zehnder 干涉計의 試驗光路에 놓여진다. 周圍 流體의 溫度를 一定하게 維持시키기 爲하여 銅管으로 만든 冷 却裝置를 流體容器에 設置하였다. 使用된 Mach-Zehnder 干涉計는 日本 ITO-KOKEN 社에서 製作한 것으로 鏡直徑 200mm 이고 光源은 15mW He-Ne 레이저 이다. 管內部와 表面의 溫度測定은 2027 型 이동식 직류 電位差計, 外部 流體溫度는 디지털 멀티미터를 使用하였다 干涉무늬의 判讀은 工具顯微鏡으로 20 倍 擴大시켜 管 表面으로부터의 距離와 點에서의 프린지 幅을 測定하였다. 局所 Nusselt 數는 프린지 間隔으로 溫度 勾配를 計算하여 求하였다⁽¹⁸⁾.

4. 結果 및 檢討

핀이 없는 傳導管의 熱傳達 特性을 알아 보기 爲하 여 管熱傳導率과 管 두께의 復合變數 C_T 를 다음과 같이 定義한다.

$$C_T = \frac{K_w}{K_f} \cdot \frac{D_o}{\delta_w} \quad (9)$$

Table 1 Comparison of mean Nusselt number and wall temperature for numerical solutions and equations (10), (11) for C_T at $Ra=10^6$, $Pr=5$, $Nu_i=122.5$, $L_F=0.0$

C_T	$\frac{K_w}{K_f}$	$\frac{\delta_w}{D_o}$	\bar{Nu}_0			$\bar{\phi}_0$		
			Numerical	Equation (10)	Error (%)	Numerical	Equation (11)	Error (%)
1250	75	0.06	13.25479	13.13484	0.90	0.86597	0.85406	1.38
937.5	75	0.08	13.18459	13.10977	0.57	0.85722	0.85273	0.52
833.3	50	0.06	13.26581	13.09972	1.25	0.86108	0.85222	1.03
750	75	0.10	13.02054	13.09033	0.54	0.84857	0.85175	0.38
625	50	0.08	13.07097	13.07095	0.00	0.85078	0.85078	0.00
500	50	0.10	12.87883	13.03338	1.20	0.84051	0.84882	0.99
416.7	50	0.12	12.67185	12.97984	2.43	0.82952	0.84593	1.98
333.3	50	0.15	12.34928	12.86834	4.20	0.81235	0.83980	3.38
170	17	0.10	12.10797	12.10788	0.00	0.79740	0.79741	0.00
100	10	0.10	11.38836	11.16658	1.95	0.75727	0.74469	1.66
50	5	0.10	9.95907	9.95884	0.00	0.67696	0.67697	0.00

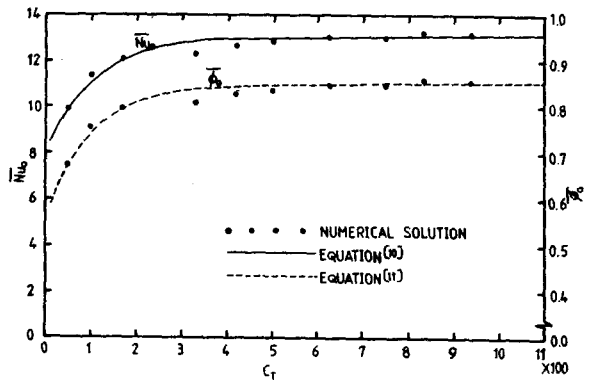


Fig. 3 Effect of C_T on mean Nusselt number and tube temperature at $Ra=10^6$, $Pr=5$, $Nu_i=122.5$, $L_F=0.0$

Fig. 3 은 $Ra=10^6$, $Pr=5$, $50 \leq C_T \leq 1250$ 에서 핀이 없는 傳導管에 대한 平均 管 Nusselt 數와 平均 管溫度로서 C_T 의 影響을 나타내고 있다. 平均 管 Nusselt 數와 平均 管溫度는 C_T 가 增加함에 따라 $C_T \leq 300$ 에서는 無次元 熱傳導率과 管두께가 작으므로 因하여 C_T 影響이 커져서 急激히 增加하나 $C_T > 300$ 에서는 약간 增加한다. 이들 結果들로부터 平均 管 Nusselt 數, \bar{Nu}_0 , 와 平均 管溫度, $\bar{\phi}_0$, 는 C_T 의 指數函數로서 다음과 같이 表示할 수 있다.

$$\bar{Nu}_0 = 13.260 - 5.031e^{-C_T/100} - 0.257e^{-C_T/1737} \quad (10)$$

$$\bar{\phi}_0 = 0.8690 - 0.2826e^{-C_T/100} - 0.0209e^{-C_T/3726} \quad (11)$$

式 (10), (11) 와 數值解의 結果를 Table 1 에 比較하였으며 誤差는 4.2% 以內였다. 平均 管 Nusselt 數와 平均 管溫度에 대한 最大 誤差는 $C_T=333.3$ 에서 各

4.20%, 3.38%였으며 특히 $\delta_w/D_0 \geq 0.12$ 에서 誤差가 크게 나타났으나 實際 傳導管的 無次元 管두께, $\delta_w/D_0 < 0.1$ 되므로 式(10), (11)는 誤差가 微小한 것이다. 下向 핀이 附着된 경우의 等溫圓筒과 傳導管的 關係를 알아보기 위하여 傳導管으로부터 外部 流體에 대한 修正 Rayleigh 數, Ra^* ,를 다음과 같이 定義한다.

$$Ra^* = Ra \cdot \left(\frac{\bar{T}_0 - T_s}{T_b - T_s} \right) \quad (12)$$

管두께가 얇고 半徑方向的 熱傳達만 考慮한다면 熱傳達, Q ,는 다음과 같이 表示된다.

$$Q = \bar{h}_i \cdot (T_b - \bar{T}_i) = \frac{K_w}{\delta_w} \cdot (\bar{T}_i - \bar{T}_0) = \bar{h}_0 \cdot (\bar{T}_0 - T_s) \quad (13)$$

$$Q = U_{iw} \cdot (T_b - T_s) = \bar{h}_0 \cdot (\bar{T}_0 - T_s) \quad (14)$$

$$\frac{\bar{T}_0 - T_s}{T_b - T_s} = \frac{U_{iw}}{\bar{h}_0} = \frac{1}{\frac{\bar{h}_0}{\bar{h}_i} + \frac{\bar{h}_0 \cdot \delta_w}{K_w}} + 1 \quad (15)$$

無次元 變數들과 式(15)를 利用하면

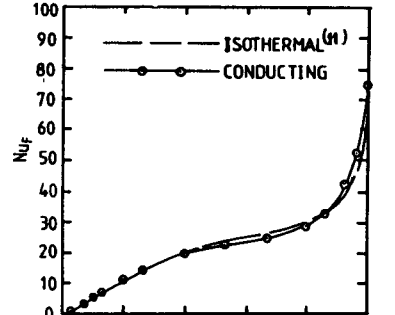
$$Ra^* = \frac{Ra(K_w/K_f)}{Nu_o \left\{ 1/B_i + \delta_w/D_0 + \left(\frac{K_w}{K_f} \right) / Nu_o \right\}} \quad (16)$$

例로써 한 傳導管이 $Ra = 1.141 \times 10^6$ 이고 $(\bar{T}_0 - T_s)/(T_b - T_s) = 0.8764$ 이라면 이와 熱傳達 特性이 같은 等溫圓筒을 위한 修正 Rayleigh 數, $Ra^* = 10^6$ 이 된다. $Ra = 1.141 \times 10^6$ 에서의 傳導管과 $Ra = 10^6$ 의 等溫圓筒의 여러가지 結果들을 比較한 것이 Table 2, Fig. 4, Fig. 5 및 Fig. 6에 나타나 있다.

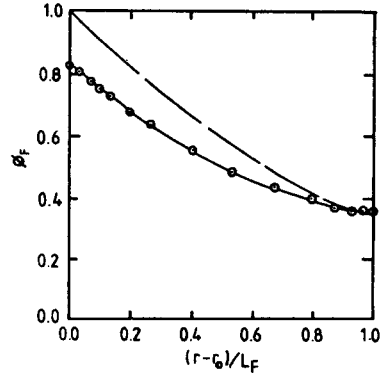
Table 2 Comparison of various values for isothermal cylinder(11) and conducting tube at $Pr=5$, $Nu_i=122.5$, $L_F=0.184$, $\delta_w/D_0=0.06$, $2t/D_0=0.002$, $K_w/K_f=500$, $C_F=0.5$

	$Ra(Ra^*)$	\bar{Nu}_f	\bar{Nu}_o	$(\bar{T}_0 - T_s)/(T_b - T_s)$
Isothermal	10^6	23.24	14.78	1
Conducting	1.141×10^6 (9.951×10^5)	22.77	14.76	0.8721
Difference (%)	0.49	2.03	0.16	—

Table 2에서는 $Ra = 1.141 \times 10^6$ 인 경우에 數值計算된 $(\bar{T}_0 - T_s)/(T_b - T_s) = 0.8721$ 이므로 式(12)에 의하여 計算한 $Ra^* = 9.951 \times 10^5$ 과 앞서 $(\bar{T}_0 - T_s)/(T_b - T_s) = 0.8764$ 로 假定하여 計算된 $Ra^* = 10^6$ 과는 正確하지는 맞지 않는다. 그러나 $Ra = 1.141 \times 10^6$ ($Ra^* = 9.951 \times 10^5$), $Pr=5$, $Nu_i=122.5$, $L_F=0.184$, $\delta_w/D_0=0.06$, $2t/D_0=0.002$ 및 $C_F=0.5$ 에서 傳導管과 等溫圓筒에 대하여 自然對流 熱傳達의 特性을 相互比較하



(a) Local Fin Heat Transfer Coefficient



(b) Local Fin Temperature

Fig. 4 Local fin Nusselt number and dimensionless fin temperature distribution at $Pr=5$, $Nu_i=122.5$, $L_F=0.184$, $\delta_w/D_0=0.06$, $2t/D_0=0.002$, $K_w/K_f=500$, $C_F=0.5$

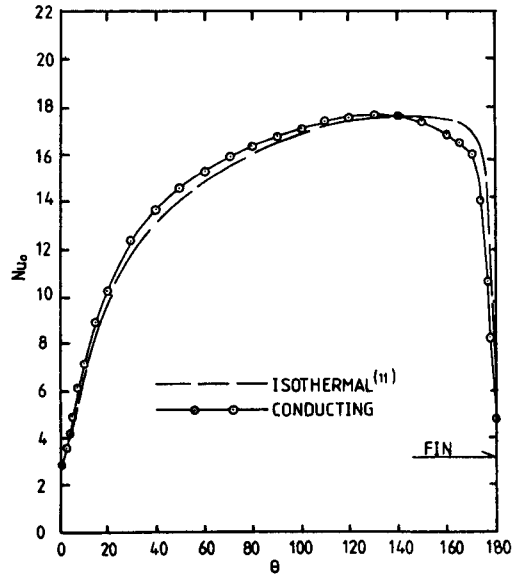


Fig. 5 Local Nusselt number distribution at $Pr=5$, $Nu_i=122.5$, $L_F=0.184$, $\delta_w/D_0=0.06$, $2t/D_0=0.002$, $K_w/K_f=500$, $C_F=0.5$

면 Table 2, Fig. 4, Fig. 5 및 Fig. 6 과 같이 比較의 잘 一致하였다. Fig. 7 은 여러가지 핀 길이에 대한 無次元 溫度分布이다. 핀 溫度分布은 핀 길이 가 길어질 수록 非等溫 상태로 되며 無限히 긴 핀에 接近된다. 또한 上向 핀은 下向 핀 보다 높은 溫度를 恒常 나타 낸다. 여러가지 핀 길이에 대한 局所 핀 Nusselt 數 분

布가 Fig. 8 에 나타나 있다. 一般의 으로 下向 핀의 局 所 핀 Nusselt 數가 上部의 傳導管으로부터 加熱된 流 體의 影響으로 對流 熱傳達이 活發하여 加熱된 流體

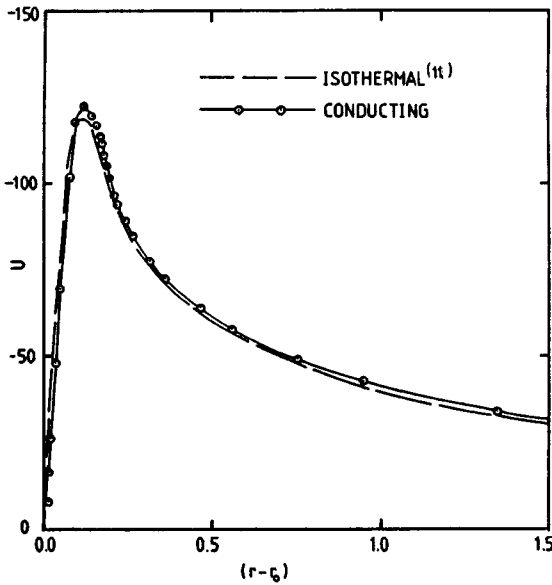


Fig. 6 Dimensionless radial velocity for $\theta=177.5^\circ$ at $Pr=5$, $Nu_i=122.5$, $L_f=0.184$, $\delta_w/D_0=0.06$, $2t/D_0=0.002$, $K_w/K_f=500$, $C_F=0.5$

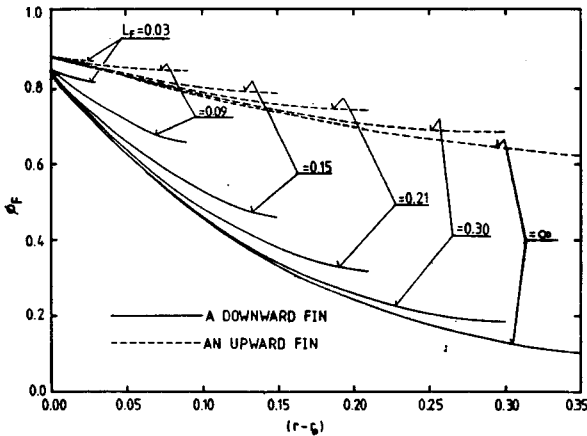


Fig. 7 Dimensionless fin temperature distributions of different fin lengths at $Ra=10^6$, $Pr=5$, $Nu_i=122.5$, $\delta_w/D_0=0.06$, $2t/D_0=0.002$, $K_w/K_f=500$, $C_F=0.5$

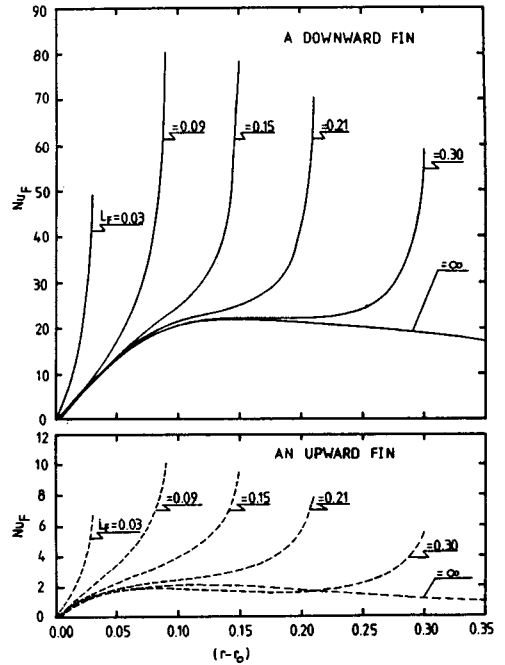


Fig. 8 Local fin Nusselt number distributions of different fin lengths at $Ra=10^6$, $Pr=5$, $Nu_i=122.5$, $\delta_w/D_0=0.06$, $2t/D_0=0.002$, $K_w/K_f=500$, $C_F=0.5$

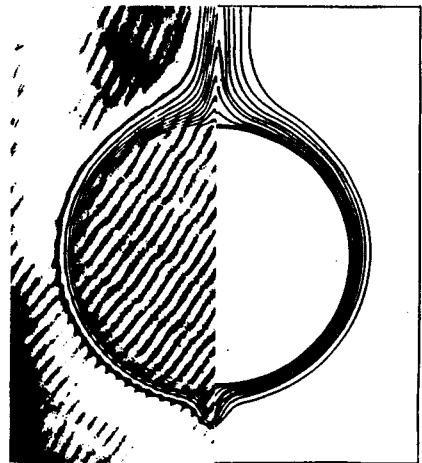


Fig. 9 Comparison of experimental and numerical isotherms for $Ra=6.8 \times 10^5$, $Pr=6.7$, $\delta_w/D_0=0.06$, $K_w/K_f=638$, $L_f=0.15$, $C_F=0.54$, downward fin

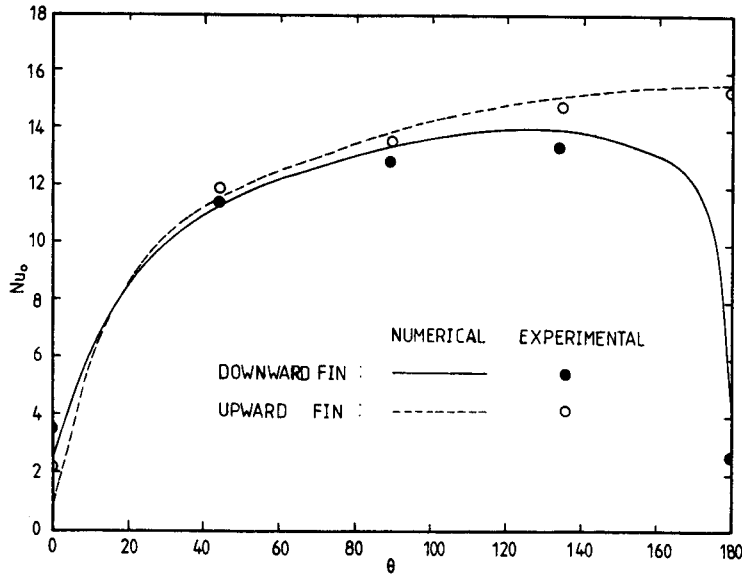


Fig. 10 Comparison of experimental and numerical local tube Nusselt number at $Ra=6.8 \times 10^5$, $Pr=6.7$, $\delta_w/D_0=0.06$, $K_w/K_f=638$, $L_F=0.15$, $C_F=0.54$

流動 속에 있는 上向 핀의 局所 핀 Nusselt 數보다 훨씬 높게 나타난다. 긴 핀에서는 서서히 增加하는 핀 低部와 거의 變化가 없이 無限히 긴 핀에 接近하는 中間部 그리고 急激히 增加하는 핀 先端部分이 上, 下向 핀 다같이 나타난다. Fig. 9은 $Ra=6.80 \times 10^5$, $Pr=6.7$, $\delta_w/D_0=0.06$, $K_w/K_f=638$, $L_F=0.15$ 그리고 $C_F=0.54$ 인 下向 핀의 경우 數值解析으로 얻은 等溫線과 實驗에서 얻은 等溫線이 相似한 形態로 나타나 있다. 數值解의 프린지 사이의 無次元 溫度差는 0.1 이고 實驗으로 얻는 프린지 사이의 無次元 溫度差는 0.098 이다. 局所 管 Nusselt 數 比較는 Fig. 10에 나타나 있다. 比較的 큰 誤差의 發生은 寫眞에 나타난 프린지의 判讀에서 나타났고 一般的으로 實驗에 의한 誤差는 端末影響(end effect), 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 Boussinesq approximation, 管과 핀의 結合抵抗 및 핀 두께의 無視, 計算의 誤差限界 부여 그리고 格子點의 限定된 數 等の 여러가지 假定과 制限으로 發生된 誤差도 考慮해야 할 것이지만 比較的 理論值와 實驗值가 잘 一致함을 나타내 주고 있다.

5. 結 論

水平傳導管과 핀을 가진 水平傳導管에서의 自然對流 熱傳達에 대하여 數值解析의인 方法과 Mach-Zehnder 干涉計에 의한 實驗的인 方法으로 研究한 結果 다음과

같은 結論을 얻었다.

(1) 핀이 없는 水平傳導管에서 管熱傳導率과 管 두께의 復合變數 C_T 에 대하여 平均 管 Nusselt 數와 平均 管溫度는 $C_T \leq 300$ 에서는 急激히 增加하며 $C_T > 300$ 에서는 약간 增加하였다.

(2) 핀이 없는 水平傳導管에서 C_T 에 대한 平均 管 Nusselt 數와 平均 管溫度는 指數函數로 表示할 수 있었다.

(3) 下向 핀이 附着된 水平傳導管에서 주어진 Rayleigh 數의 自然對流 熱傳達 特性은 修正 Rayleigh 數의 等溫圓筒의 경우와 잘 一致하였다.

(4) 加熱된 流體의 影響으로 여러가지 핀 길이에서 下向 핀의 局所 핀 Nusselt 數는 上向 핀의 경우보다 높게 나타난다.

(5) 等溫線과 局所 管 Nusselt 數에 대하여 數值解析과 實驗結果를 比較하여 보면 比較的 잘 一致하였다.

參 考 文 獻

(1) T. Aihara, "Natural Convection Heat Transfer from Vertical Rectangular Fin Arrays, Part 1, Heat Transfer from Base Plate of Vertical Open Channels", Trans. JSME, Vol. 34, pp.915~926, 1968
 (2) T. Aihara, "Natural Convection Heat Transfer

- from Vertical Rectangular Fin Arrays, Part 3, Heat Transfer from Fin-Flats" Bull. JSME, Vol. 13, No. 64, pp.1192~1200, 1970
- (3) N.K. Sane and S.P. Sukhatme, "Natural Convection Heat Transfer from Horizontal Rectangular Fin Arrays", Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 3, pp.114~118, 1974
- (4) S.P. Sukhatme and N.H. Saikhedkar, "Natural Convection Heat Transfer for Rectangular Cross-Sectioned Vertical Fin Arrays", J. Thermal Engr., Vol. 1, pp.125~132, 1981
- (5) F. Harahap and H.N. McManus, "Natural Convection of Heat Transfer from Horizontal Rectangular Fin Arrays", ASME, Vol. 89, pp.32~38, 1967
- (6) C.D. Jones and L.F. Smith, "Optimum Arrangement of Rectangular Fins on Horizontal Surfaces for Free-Convection Heat Transfer", ASME, J. Heat Transfer, Vol. 92, pp.6~10, 1970
- (7) T.K. Kuehn and R.J. Goldstein, "Correlating Equations for Natural Convection Heat Transfer between Horizontal Circular Cylinder", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 19, pp.1127~1134, 1976
- (8) T.H. Kuehn and R.J. Goldstein, "Numerical Solution to the Navier-Stokes Equations for Laminar Natural Convection about a Horizontal Isothermal Circular Cylinder", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 23, pp.971~979, 1980
- (9) T.H. Kuehn and J.L. Balvanz, "Conjugate Heat Transfer by Natural Convection from a Horizontal Heat Exchanger Tube", Proc. 7th Heat Transfer Conference, Vol. 2, pp.317~322, 1982
- (10) S.S. Kwon and T.H. Kuehn, "Conjugate Natural Convection Heat Transfer from a Horizontal Cylinder with a Long Vertical Longitudinal Fin", Numerical Heat Transfer, Vol. 6, pp.85~102, 1982
- (11) S.S. Kwon, "Natural Convection from a Horizontal Circular Cylinder with One Vertical Axial Fin", Progress Report from Iowa State Uni., pp.1~43, 1982
- (12) S.S. Kwon, T.H. Kuehn and A.K. Tolpadi, "Conjugate Natural Convection Heat Transfer from a Short Vertical Longitudinal Fin below a Heated Horizontal Cylinder", ASME, 83-HT-100, pp.1~8, 1983
- (13) S.S. Kwon, T.H. Kuehn and A.K. Tolpadi, "On Natural Convection from a Short Conducting Plate Fin below a Heated Horizontal Cylinder", ASME, J. of Heat Transfer, Vol. 106, pp.661~664, 1984
- (14) T.H. Kuehn, S.S. Kwon and A.K. Tolpadi, "Similarity Solution for Conjugate Natural Convection Heat Transfer from a Long Vertical Plate Fin", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 26, No. 11, pp.1718~1721, 1983
- (15) A.K. Tolpadi, S.S. Kwon and T.H. Kuehn, "Natural Convection Heat Transfer from a Conducting Fin above a Heat Horizontal Cylinder", The 1984 National Heated Transfer Conference, HTD-32 pp.85~90, 1984
- (16) H.S. Chung, B.H. Kang and S.S. Kwon, "Effect of Conductivity and Thickness on Natural Convection Heat Transfer from a Horizontal Circular Tube", Trans. KSME, Vol. 10, No. 2, pp.265~279, 1986
- (17) H.S. Chung and S.S. Kwon, "Natural Convection from a Horizontal Conducting Tube with One Vertical Axial Fin", Solar Energy Society of Korea Solar Energy Vol. 6, No. 1, pp.60~69, 1986
- (18) W. Hauf and U. Grigull, "Optical Methods in Heat Transfer" Advances in Heat Transfer, Vol. 6, pp.133~366, 1970