

RIPPLE TUBE의 熱傳達 特性에 關한 實驗的 研究

An Experimental Study on Heat Transfer Characteristics of a Ripple Tube

崔 成 勝*
Seong Sung Choi

ABSTRACT

The measurements of heat transfer and pressure drop were performed on ripple tube with air flow. The results with the tube were compared with the performance of smooth tube.

The enhancements in heat transfer coefficient for ripple tube, being compared with smooth tube, was ranged from 7.4 to 39 percent.

The local Nusselt number for the inner fin tube, being compared with that for smooth tube, varied from 7.4% to 39%, while the corresponding increase in friction factors were 4.1 to 8.1%.

One of the most direct indications of Nusselt number of ripple tube is given as following equation:

$$Nu = 0.061 Re^{0.75} Pr^{0.4} (T_b/T_w)^{0.5}$$

We can see that Nusselt number for ripple tube in this experiment is consistent with the theoretical one taken from Walkinson's equation at Reynolds number range from 8,000 to 20,000.

NOMENCLATURE

SYMBOL DESCRIPTION

A	: Cross section area of test tube [m ²]
a, b, c, d, f, g	: Exponent
C	: Constant
C_p	: Specific heat at constant pressure [W·s/kg·°C]
D	: Test tube diameter [m]
e	: Absolute roughness
e/D	: Relative roughness

F, G, H, K	: Undefined function
g	: Acceleration of gravity [m/s ²]
$h\ell$: Head loss
h	: Forced convection heat transfer coefficient [W/m ² ·°C]
k	: Thermal conductivity [W/m·°C]
L	: Length of each measuring point [m]
M, L, T	: Basic dimension (Ch. III-1)
\dot{m}	: Mass rate of flow [kg/s]
P	: Pressure [KN/m ²]
ΔP	: Pressure difference [KN/m ²]

- Q : Quantity (Ch. III-1) [m^3/s]
- Q : Heat quantity supplied to test tube (Ch. III-2) [W]
- q : Local heat flux [W/m^2]
- R, r : Half diameter of test tube [m]
- T : Temperature (Ch. III-2) [$^{\circ}C$]
- ΔT : Temperature difference [$^{\circ}C$]
- \bar{T} : Mixed average temperature [$^{\circ}C$]
- T_b : Bulk temperature [$^{\circ}C$]
- T_w : Wall temperature [$^{\circ}C$]
- \bar{U} : Mean axial velocity [m/s]
- u : Axial velocity [m/s]
- X : Length of test section [m]
- Z : Height loss [m]

GREEK SYMBOLS

- γ : Specific weight [$kg/m^2 \cdot s^2$]
- λ : Friction factor
- μ : Coefficient of viscosity [$kg/m \cdot s$]
- ρ : Density [kg/m^3]

DIMENSIONLESS GROUPS

- Nu : Nusselt number
- Pr : Prandtl number
- Re : Reynolds number

SUBSCRIPTS

- 1 : Entrance
- 2 : Exit
- b : Bulk
- d : Test tube diameter
- w : Wall
- (x) : Distance at each measuring point

1. 序 論

機器의 省 Energy-化가 활발하여지면서 熱交換機에 使用되는 銅管의 傳熱 性能을 向上시키기 위하여 管壁의 外面 또는 內面에 特殊構造를 形成시킨 特殊傳熱管이 많이 開發되고 있다.

이들 特殊傳熱管을 形狀別로 보면

- ① Ripple Finned Tube.

- ② Low Finned Tube.
- ③ Middle Finned Tube.
- ④ High Finned Tube.
- ⑤ Inner Finned Tube.
- ⑥ Corrugated Tube.
- ⑦ Trea Finned Tube.
- ⑧ Rifle Finned Tube.

등이 있는데 이들은 冷凍機, Air-Conditioner, Oil-Cooler, 溫水機 등에 폭넓게 使用되고 있다.

本 論文에서는 이들 特殊傳熱管중에서 管의 內面에 多數의 핀을 螺旋狀으로 加工한 傳熱管(Ripple Finned Tube)에 대한 熱傳達特性을 實驗的 方法으로 研究하였다.

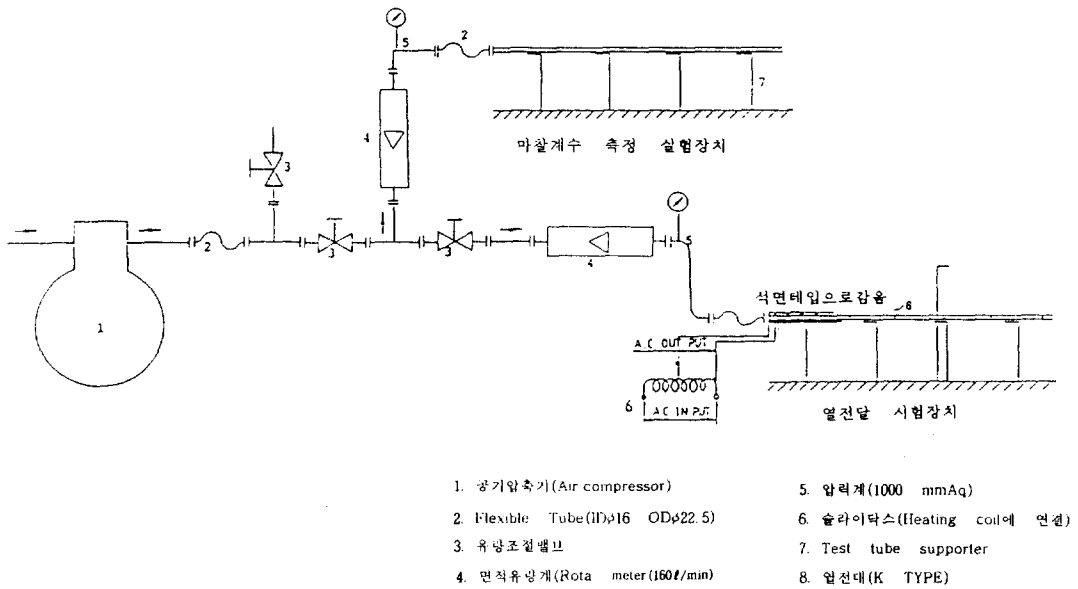
이 分野에 대한 理論的 研究로서는 1965年 LAVIN¹⁾ 등은 平파이프내에 螺旋形 表面을 만들어 Freon-12, 22를 使用하여 Nusselt 數를 求하였고, BERGLES²⁾ 등은 파이프내부 에 Fin Tube 를 만들고 물을 使用하여 管摩擦係數와 Nusselt 數를 計算하였다. 特히 WATKINSON³⁻⁵⁾ 등은 파이프내의 핀형상을 여러가지로 바꾸면서 空氣, 물, Oil 에 대하여 管摩擦損失, 對流熱傳達係數를 구한 結果 平파이프에 비하여 增加된다는 것을 發見하였다.

現在 上記 傳熱管은 國內에서 一部 製作되어지고 있으나 그中 Ripple Finned Tube 는 近年에 開發 生産되고 있으며, 그에 대한 熱傳達 特性을 平파이프와 比較한 實驗 및 數值解析的 研究가 絶실히 必要하다고 본다.

本 研究에서는 16mm(외경)×0.9mm(두께)×1500mm(길이)×8°(나선각)×90 Fin (山數)의 Ripple Finned 銅管을 使用하여 空氣에 대해 $Re = 5000, 10000, 25000, 52000$ 에서의 管摩擦係數 및 局所熱傳達係數를 求하여 平파이프의 값과 比較 研究하였다.

2. 實驗裝置

本 實驗은 Ripple Tube의 摩擦係數와 熱傳達係數를 測定하여 매끈한 管과 比較한 實驗으로, Fig.1은 流體 및 熱傳達 實驗裝置를 나타내고 있다.



- 1. 공기압축기(Air compressor)
- 2. Flexible Tube(ID ϕ 16 OD ϕ 22.5)
- 3. 유량조절밸브
- 4. 면적유량계(Rota meter(160l/min))
- 5. 압력계(1000 mmAq)
- 6. 슬라이닥스(Heating coil에 연결)
- 7. Test tube supporter
- 8. 열전대(K TYPE)

Fig. 1 The Assembly of Experimental Apparatus

2.1 Test Tube의製作

本實驗에使用한 Fin Tube는銅을材料로하여製作되었으며, Fig.2에 Fin Tube의種類를 나타내었다.

本研究에서는 ①번의 Ripple Tube를使用하였으며, Fig.3과 Fig.3과 Fig.4는 Rip-ple Tube와 Smooth Tube의斷面을 나타낸 것이다.

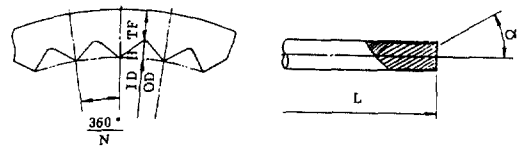
2.2 流體實驗裝置

Fig.5에本研究에서使用한流體實驗裝置를 나타내었다. 이實驗裝置는 길이 1.500 mm, 平均直徑 14.1 mm(外徑 16 mm)인 Table 1의 Ripple Tube를使用하였다.

室內空氣를空氣壓縮機를通하여流量調節 밸브,面積流量計를 거쳐試驗管에供給하였다. Fig.6에서 보는 바와 같이 9個所에서試驗管內部를 흐르는流體의壓力를測定할 수 있도록製作하였고,各 個所에는 5 mm의銅管을設置하여 마이크로 마노메타와連結할 수 있도록設計하였다.空氣壓縮機는 3.7 kw \times 240 Volt의 피스톤壓縮機를使用하였다.

試驗管 內部를 흐르는 流體의 Reynolds 數를 決定하기 위하여 試驗管 入口에 面積流量計(160 l/min)를 設置하여 質量流量을 測定하고, 이로부터 Reynolds 數를 決定할 수 있었다.

Table 1 A standard of Ripple Finned Tube



NO	1
AVERAGE W. T. (mm)	1.0
AVERAGE I. D. (mm)	14.1
OD (mm)	16
ID (mm)	14
TF (mm)	0.9
H (mm)	0.1
α (°)	8
N No. of Fins	90
L (mm)	1500

① Ripple Finned Tube



② Low Finned Tube



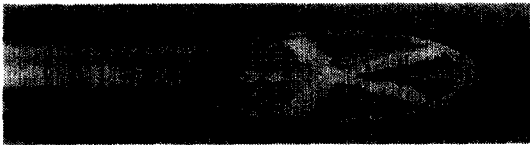
③ Middle Finned Tube



④ High Finned Tube



⑤ Inner Finned Tube



⑥ Corrugated Tube



⑦ Tred Finned Tube



⑧ Rifle Finned Tube



Fig. 2 Kind of Fin Tube

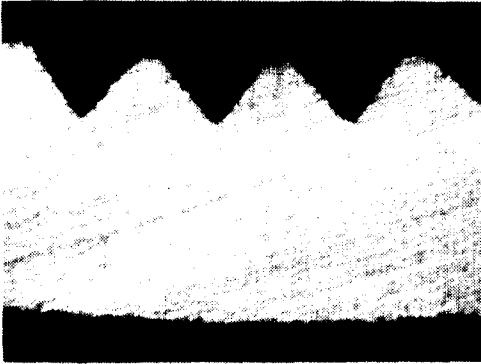


Fig. 3 A Cross Section Diagram of Ripple Tube

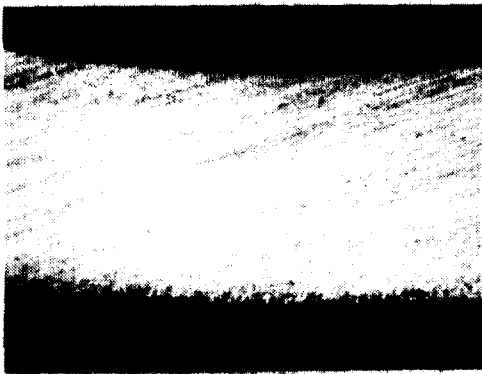


Fig. 4 A Cross Section Diagram of Smooth Tube

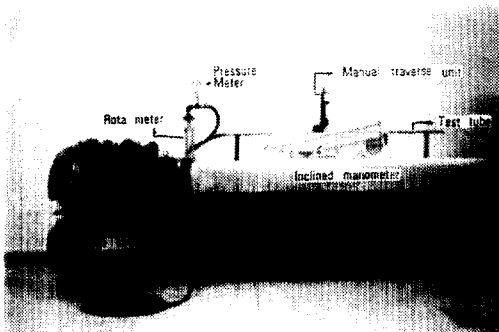


Fig. 5 The Apparatus for Flow Measurement

局所 壓力 測定을 위하여 傾斜 마노메타를 使用하였다. 또한 試驗管내로 流入되는 空氣의 壓力을 測定하기 위해 試驗管 入口에 2000 mmAq의 Bourdon 壓力計를 設置하여 流量測定값과 壓力測定값을 比較하였다.

2.3 熱傳達 實驗裝置

Ripple Tube의 熱傳達 特性을 研究하고자 Fig. 7과 같은 熱傳達 實驗裝置를 製作하였다.

試驗管의 길이는 1,000mm 平均內徑 14.1 mm의 Ripple Tube로 流體實驗에 使用된 管과 同一 製品을 使用하였다.

이 試驗管에 均一 加熱 (Uniform heating)을 기하기 위하여 直徑 3mm의 加熱코일을 均一한 間隔으로 감아서 電壓 變壓機 및 A. C. 電源에 連結하였다. Fig. 8에서 보는 바와 같이 試驗管의 벽면온도를 測定하기 위하여 試驗管의 壁면에 9개의 K型 熱電帶를 設置하고 試驗管 內部를 흐르는 流體의 溫度를 測定하기 위하여 Fig. 9에서 보는 바와 같이 試驗管에 直徑 2mm인 8개의 구멍을 뚫어 熱電帶를 設置하였다.

流體溫度 測定用 熱電帶는 直徑 2mm인 스테인레스管 內部에 K型 熱電帶를 插入하고, 그 끝부분을 溶接하여 별도의 移送裝置를 통하여 管 壁으로부터 中心까지의 流體溫度를 測定하였다.

本 實驗에 使用된 熱電帶는 모두 K型이며, 電子式 溫度計에 連結하여 使用하였다.

加熱코일로부터 發生되는 熱量의 損失을 막기 위하여 Fig. 8과 같이 試驗管의 外部를 石綿 테이프로 감았다.

流體實驗裝置와 같은 方法으로 空氣壓縮機로부터 流體를 流量調節 밸브, 面積流量計를 거쳐 試驗管에 流入시켰다.

電子式溫度計는 Comark社의 1602BP型을 使用하였고 加熱코일은 BICC PYROTENAX 製品을 使用하였다.

TEST TUBE

마찰 계수 측정실험장치

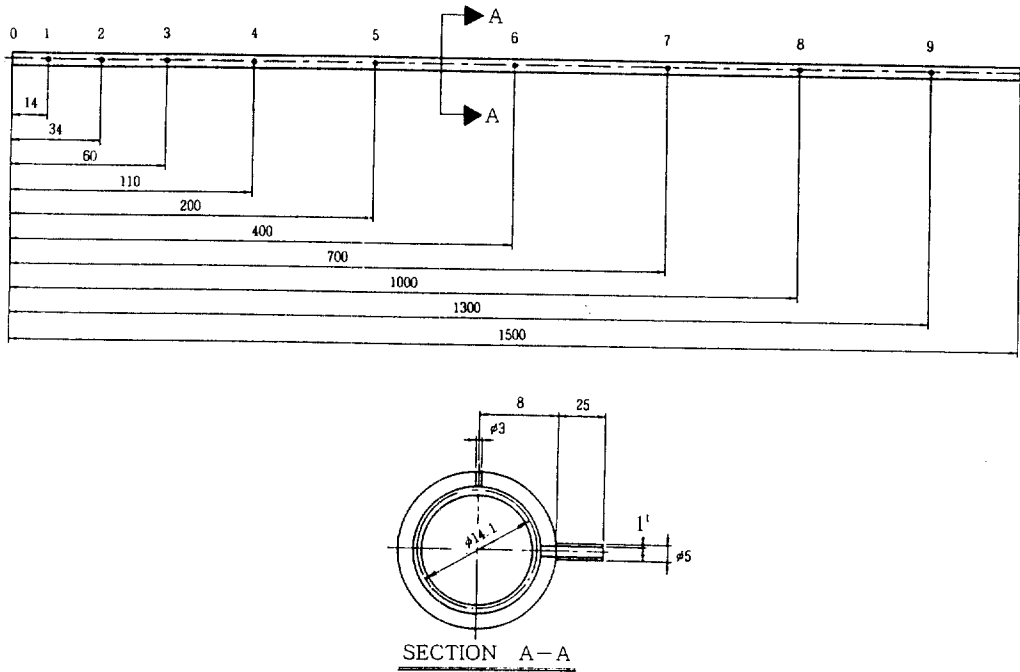


Fig. 6 The Detail Diagram of Test Tube

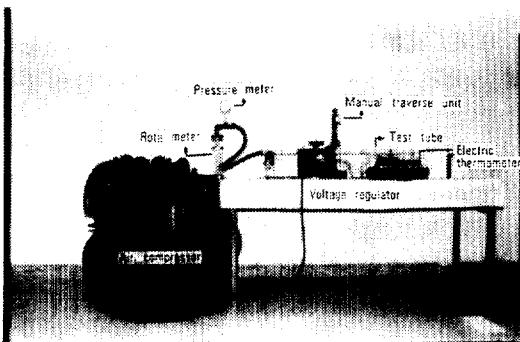


Fig. 7 The Apparatus for Heat Transfer

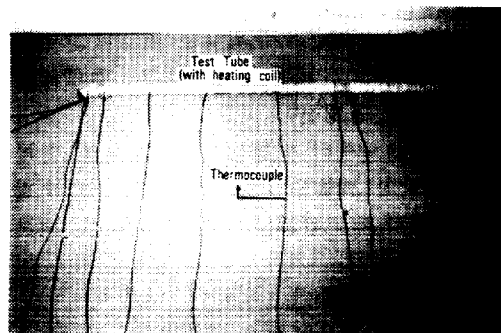


Fig. 8 Diagram showing Thermocouple Position

TEST TUBE

온도 측정 실험장치

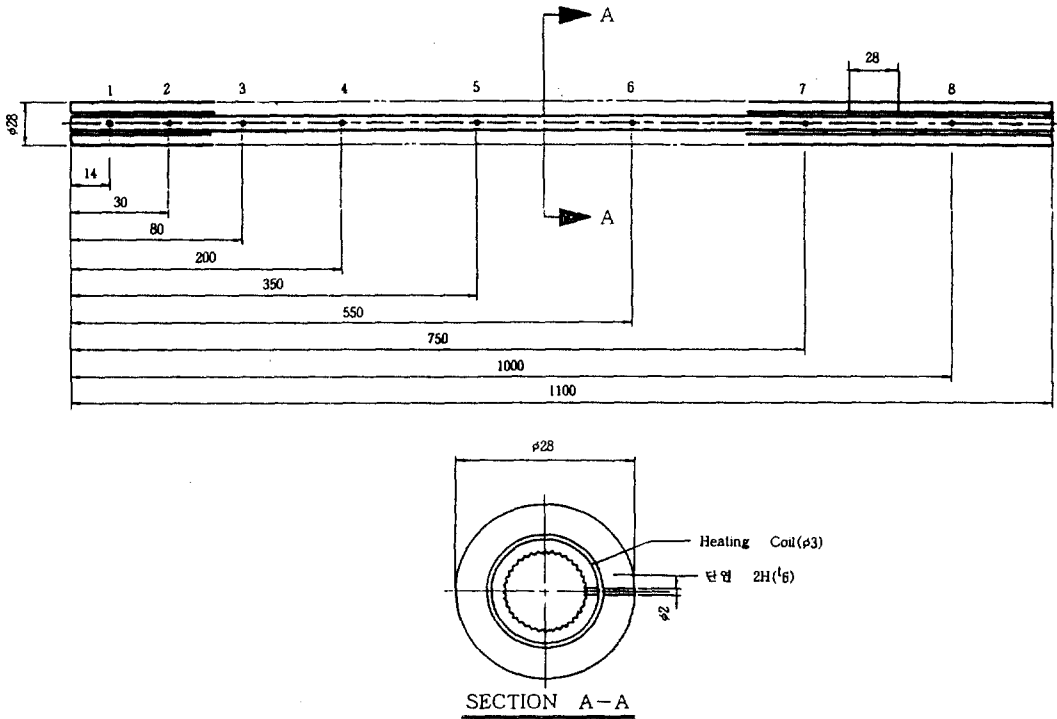


Fig. 9 The Detail Diagram of Heat Transfer Apparatus

3. 實驗方法

3.1 管摩擦係數의 測定

(1) 測定方法

1) 流體의 安定

摩擦係數를 測定하기 위해서 壓縮機를 通하여 試驗管에 空氣를 流入시키고 面積流量計로 流量을 確認한다.

이 流量으로부터 試驗管內의 Re 數를 計算한다. 流量의 調整은 Fig. 1에서 보는바와 같이 試驗管과 空氣壓縮機 사이에 設置한 밸브로 行한다.

2) 壓力 測定

試驗管內의 流動狀態가 安定된 後 試驗管內各 測定個所의 壓力差를 피토펠과 마이크로메타를 利用하여 測定한다.

本 實驗에서는 Reynolds 數가 層流의 範圍

를 벗어나므로 管摩擦係數는 實驗值를 使用하여 다음의 式에 의해 計算하였다.

$$\lambda = \left(\frac{\Delta P}{\gamma} \right) / \left(\frac{L}{D} \frac{\bar{U}^2}{2g} \right) \dots\dots\dots (1-1)$$

이때, 試驗管의 測定하지 않는 全壓 및 定壓 測定孔은 모두 잘 막아서 壓力의 誤差를 줄인다.

3.2 熱傳達係數의 測定

(1) 測定方法

管摩擦係數의 測定때와 同一한 方法으로 室內空氣를 空氣壓縮機, 流量調節밸브, 그리고 面積流量計를 거쳐서 試驗管에 供給하였다.

正常狀態에서 熱線(Heating Coil)에 A.C. 電源을 供給하여 熱플럭스(Heat flux)를 一定하게 한다.

Reynolds 數의 變化에 따라 試驗管 內部를 흐르는 流量이 變하므로 항상 一定한 電壓을 熱線(Heating Coil)에 加할 境遇, 試驗管의 管壁온도가 上昇하게 되고 管壁온도를 測定하기 위해 試驗管에 裝置한 熱電帶의 接合部分이 녹아버릴 憂慮가 있으므로, 流量의 變化에 따라 熱線(Heating Coil)에 加하는 電壓을 調整해줄 必要가 있다.

電壓의 調整은 電壓調整機를 利用하면 可能하고 이렇게 함으로서 試驗管의 過熱을 防止할 수 있었다.

測定時 加해준 熱플럭스(Heat flux)는 各 測定그래프에 添附하였다.

試驗管 內部를 흐르는 流體의 平均溫度는 各 測定位置에 熱電帶를 插入하고, 管壁으로부터 中心까지 매 1mm 間隔으로 測定하여 이 溫度들로부터 體積溫度(Bulk Temperature)를 計算하였다.

그리고 試驗管의 外壁에 裝置한 熱電帶로부터 壁面온도(Wall Temperature)를 測定하였다.

測定한 體積溫度(Bulk Temperature, T_b)와 壁面溫度(Wall Temperature, T_w)로부터 두 測定點間의 對流 熱傳達係數를 다음 式으로 求하였다.

$$h = \frac{(\dot{m} C_p d T_b)}{2\pi r \cdot dx \cdot (T_w - T_b)} \dots\dots\dots (2-1)$$

이로부터 구한 對流 熱傳達係數 h 와 體積溫度(T_b)에 따른 熱傳導係數를 찾아 다음 式에 代入하여 Nusselt 數를 求하였다.

$$Nu = \frac{hD}{k} \dots\dots\dots (2-2)$$

本 實驗에서는 Fig.13에서 보는 바와 같이 式(2-2)로부터 計算된 Nusselt 數와 Dittus-Boelter 式에서 計算한 Nusselt 數, 그리고 Watkinson 式의 係數 $C = 0.061$ 으로 計算한 Nusselt 數들을 Reynolds 數와 比較하였다.

4. 實驗結果 및 考察

(1) 管摩擦係數

Fig. 10에서 보는 바와 같이 完全히 發達된 流動領域에서 Ripple Tube의 管摩擦係數는 $Re = 5000, 10000, 25000$ 에서 0.04, 0.032, 0.025로서 같은 Re 數에서의 매끈한 管의 管摩擦係數 0.037, 0.03, 0.024보다 높게 나타났다.

Fig. 10은 各 Re 數에 대한 管摩擦係數를 表示하였고, 그림에서 보는 바와 같이 管摩擦係數는 Re 數가 增加함에 따라 減少하는 形態를 보였다.

Ripple Tube는 內部에 핀이 形成되어 있으므로 매끈한 管의 摩擦係數보다 當然히 높게 나타나며, 이것은 流體의 輸送面에서는 매끈한 管에서 보다 比較率의이라 할 것이다.

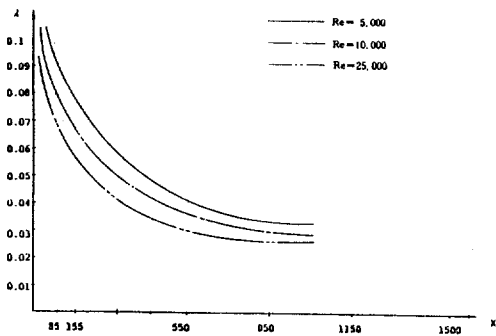


Fig.10 Comparison of friction factor with length at Reynolds number 5,000, 10,000, 25,000.

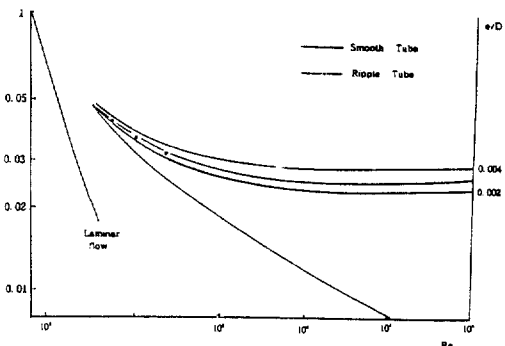


Fig.11 Comparisons of friction factor with Ripple tube and Smooth tube

Fig. 11에서 Ripple Tube의 管摩擦係數를 moody 線圖上에서 매끈한 管의 값과 比較하였다.

Ripple Tube의 境遇 管摩擦係數가 매끈한 管에 비하여 4.1~8.1% 增加하고 있는 것을 볼 수 있다. 또한 Ripple Tube의 相對粗度는 Fig. 11에서 나타난 바와 같이 Moody線圖上에서 相對粗度 0.002~0.004의 範圍內에 있음을 알았다.

(2) 熱傳達係數

Fig. 12에서는 試驗管의 길이에 대한 Nu數를 Re數別로 나타내었다. 管摩擦係數의 測定에서와 같이 完全히 發達된 流動영역에서의 Ripple Tube의 Nu數는 Re = 6000, 8000, 10000, 20000, 40485에서 各各 22.67, 28.78, 39.24, 69.91, 135.16으로 同一한 Re數에서 Bittus-Boelter의 式으로 計算한 매끈한 管의 Nu數 21.12, 26.58, 31.79, 55.34, 97.29 보다 增加하였다.

거칠은 Tube에서 Nu數와 Re數의 關係를 나타낸 Watkinson의 式,

$$Nu = 0.039 Re^{0.75} Pr^{0.4} \left(\frac{T_b}{T_w}\right)^{0.5} \dots\dots\dots (3-1)$$

으로부터, 本 實驗에서 얻은 Nu數와 Re數의 關係를 比較해 본 結果 本 實驗에서 使用한 Ripple Tube에서는 다음 式으로 表現할 수 있었다.

$$Nu = 0.061 Re^{0.75} Pr^{0.4} \left(\frac{T_b}{T_w}\right)^{0.5} \dots\dots (3-2)$$

Table 2와 Fig. 13에서 各各의 結果를 나타내었다.

Ripple Tube는 매끈한 管보다 熱傳達面에서는 有利하지만, 內面에 Fin이 形成된 關係로 인한 動力損失이 있을 것으로 생각되며 內面 Fin에 의한 傳熱效果와 動力損失에 대한 最適 Fin의 形狀은 앞으로 研究해야 할 課題이다.

(3) 溫度分布

Fig. 14에서 試驗管을 따른 壁面溫度(T_w)와 流體의 體積溫度(T_b)와의 關係를 나타내었다.

그림에서 보는바와 같이, 體積溫度는 試驗管의 全구간에서 線型的으로 增加하지만, 壁面온도는 試驗管의 入口에서 急激하게 增加하다가 X는 500以後부터 體積溫도와 거의 平行하게 增加하고 있으며, 으로부터 各 區間에서 流體는 Uniform heating 狀態임을 알 수 있다.

Table 2 Comparison of Nusselt number between Ripple tube, Watkinson's equation and Smooth tube at Reynolds number range 6000 to 40485.

Re	$T_b(^{\circ}C)$	$T_w(^{\circ}C)$	$(T_b/T_w)^{0.5}$	Nu (A)	Nu (B)	Nu (C)
6,000	36.8	76.7	0.6928	21.12	22.67	25.12
8,000	35.2	70.1	0.7070	26.58	28.78	31.81
10,000	42.9	83.0	0.7210	31.79	39.24	38.35
20,000	41.5	71.3	0.762	55.34	61.91	68.16
40,485	37.3	67.7	0.742	97.29	135.16	112.64

Where,

- Nu(A): Smooth tube calculated from Dittus-Boelter equation
 $Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$
- Nu(B): Experimental data of Ripple Tube
 $Nu = (hD)/k$
- Nu(C): Theoretical data of Ripple Tube Calculated from Watkinson's equation
 $Nu = 0.061 Re^{0.75} Pr^{0.4} (T_b/T_w)^{0.5}$

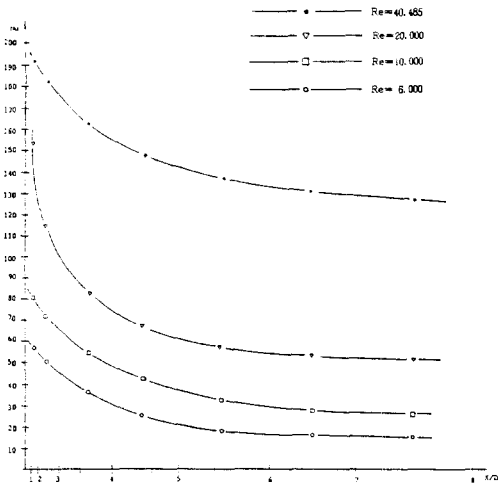


Fig. 12 Comparison of Nusselt number at $Re = 6,000, 10,000, 20,000, 40,485$, with X/D

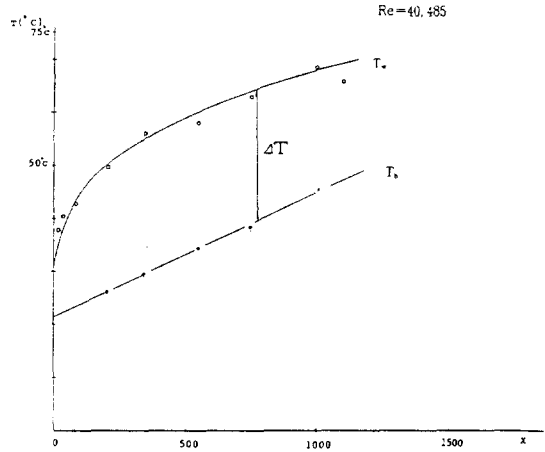


Fig. 14 Relationship between wall temp, and bulk temp

$X \approx 500$ 以後부터 이 두 溫度差 ΔT 가 一定하게 增加하는 現象은 Black Welder¹³⁾의 結果와도 一致하는 것을 알 수 있었다.

5. 結 論

Ripple Tube는 內面に 핀이 形成된 特徴을 가지고 있으며 매끈한 관에서보다 管摩擦係數 면에서나 熱傳達面에서 높은 값을 나타내었고, 本 實驗結果로부터 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) 完全히 發達된 流動領域에서 Ripple Tube의 管摩擦係數는 매끈한 관에서 보다 Reynolds數 5000~25000의 범위에서 4.1~8.1% 增加한 값을 나타내고 있다.

(2) Ripple Tube의 管摩擦係數를 Moody線度上에 나타낸 結果 本 實驗에 使用된 Ripple Tube의 相對粗度는 0.003임을 알았다.

(3) 熱傳達實驗에서는 Reynolds數 범위 6000~40485에서 매끈한 관의 Nusselt數보다 7.4%~39% 增加하였다.

(4) Nusselt數에 대한 關係式은 Dittus & Boelter 및 Watkinson式으로부터 다음과 같은 關係式을 얻었다.

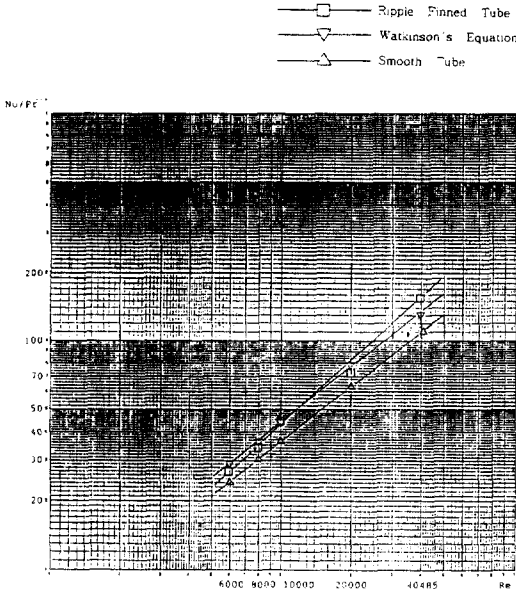


Fig. 13 Comparison of Nusselt Number With Reynolds number between Ripple Fined Tube, Watkinson's Equation and Smooth Tube

$$Nu = 0.061 Re^{0.75} Pr^{0.4} \left(\frac{T_b}{T_w} \right)^{0.5}$$

(5) 壁面溫度는 試驗管의 入口에서는 急激하게 增加하였지만 試驗管의 끝으로 갈수록 體積溫도와 平行하게 增加하는 形態를 나타내었다.

(6) 本 實驗에 使用한 Ripple Tube의 Nusselt 數는 Reynolds 數 8,000~20,000의 範圍에서 Watkinson 式으로부터 구한 理論值에 잘 一致하는 것을 알 수 있었다.

參 考 文 獻

1. Lavin, J.G., and Young, E.H., "Heat Transfer to Evaporating Refrigerants in Two-Phase Flow," A.I. Ch. E. Journal, Vol. 11, 1965, pp. 1124-31.
2. A.E. Bergles, A. Markowitz, and B.B. Mikic., "Condensation on a Downward-facing Horizontal Rippled surface", 1972, J. of Heat Transfer, ASME, pp. 315-320.
3. Watkinson, A.P., Miletto, D.L., and Transsoff, P., "Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in Internally-Finned Tubes," A.I. Ch. E. Symposium Series, Vol. 69, No. 131, 1973, pp. 94-103.
4. Watkinson, A.P., Miletto, D.L., and Kubanek, G.R., "Heat Transfer and Pressure Drop in Internally-Finned Tubes" ASHRAE Trans., Vol. 81, Part I, 1975, pp. 330-349.
5. Watkinson, A.P., Miletto, D.L., and Kubanek, G.R., "Heat Transfer and Pressure Drop of Internally-Finned Tubes in Laminar Oil Flow," ASME Paper No. 75-HT-41, 1975.
6. Russell, J.J., and Carnavos, T.C., "Air-Cooling of Internally-Finned Tubes", Chemical Engineering Progress, Vol. 73, No. 2, 1977, pp. 84-88.
7. Canavos, T.C., "Cooling Air in Turbulent Flow with Internally-Finned Tubes", presented at the 12 National Heat Transfer Conference, Salt Lake City, Aug. 1977.
8. Altman, M., Norris, R.H., and Staub, F.W., "Local and Average Heat Transfer and Pressure Drop for Refrigerant Evaporating in Horizontal Tubes", ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 82, No. 3, 1960, pp. 189-198.
9. Swim, W.B., "Friction Factor and Roughness for Airflow in Plastic Pipe," 1983. ASHREJ. pp. 271-283.
10. Holman, J.P., "Heat Transfer", 1986, McGraw-Hill.
11. Ozisik, M.N., "Heat Transfer a Basic Approach", 1985, McGraw-Hill.
12. Moody, L.F., "Friction Factors for Pipe Flow", Transaction ASME, 66, 1944.
13. R. Black Welder and F. Kreith., "An Experimental Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop in a Decaying Swirl Flow", 1970, ASME Augmentation of Convection Heat Transfer and Mass Transfer, pp. 102-108.