

# 流動層形 핀관 熱交換器의 熱傳達特性에 關한 基礎的 研究

## A Basic Study on Fluidized Bed Heat Exchanger with Finned Tube

이 석 우\* ; 유 지 오\* ; 양 한 주\*\* ; 서 정 윤\*\*\*  
S. W. Lee , J. O. Yoo , H. J. Yang , J. Y. Seo

### ABSTRACT

Experiments have been conducted to measure the overall heat transfer coefficient for gas-solid fluidized double pipe heat exchanger with finned tube. The average particle diameters of alumina are used in 0.4, 0.5, 0.6 and 0.9mm. And the effects of average particle diameter, static bed height and flow velocity on overall heat transfer coefficient have been investigated. Also the heat transfer effect of fluidized bed was compared with that of single phase forced convection and that of heat exchanger with smooth tube.

### 기 호 설 명

$A_b$ : 평활관을 기준으로 한 전열면의 면적	[ $m^2$ ]
$Cp_h$ : 고온공기의 비열	[ $kcal/kg \cdot K$ ]
$d_p$ : 입자직경	[ $mm$ ]
$L$ : 베드 길이	[ $mm$ ]
$L_o$ : 고정층 높이	[ $mm$ ]
$\dot{m}_c$ : 저온공기의 질량유량	[ $kg/s$ ]
$\dot{m}_h$ : 고온공기의 질량유량	[ $kg/s$ ]
$\dot{Q}_h$ : 열유속	[ $W$ ]
$\Delta T_h$ : 고온공기의 입출구 온도차	[ $K$ ]
$\Delta T_m$ : 평균대수 온도차	[ $K$ ]
$U_b$ : 열관류 계수	[ $W/m^2 \cdot K$ ]
$V$ : 저온공기의 유속	[ $m/s$ ]

### 1. 緒 論

에너지의 有効利用 및 廢熱回收을 목적으로 熱交換器의 性能向上을 위하여 流動層을 熱傳達促進技術로 活用하고자 하는 많은 研究가 있어왔다.

流動層內의 熱傳達現象은 粒子和 流體間의 對流熱傳達現象과 傳熱面과 流體間의 對流熱傳達現象으로 구분되며, 특히 流動層內의 流動은 氣泡과 粒子에 의해서 심한 攪亂을 받게 되어 流體와 傳熱面間의 熱傳達이 현저하게 增大하게 된다. 또한 流動層內에 插入되는 傳熱面に 핀을 附着하면 傳熱面積의 擴大效果와 핀에 의한 氣泡의 細分化作用으로 보다 均質한 流動을 얻을 수 있으므로 높은 熱傳達增進效果를 기대할 수 있다.

\* 인하대학교 대학원

\*\* 동양공업전문대학

\*\*\* 인하대학교 기계공학과

최근에 와서 溫度差가 작은 熱交換器<sup>1)</sup>와 廢熱回收用 熱交換器<sup>2)</sup>에 대한 研究가 활발히 進行되어 왔다. 그러나 핀관을 傳熱面으로 사용하는 경우에 대한 研究는 아직까지는 적은 실정이다.

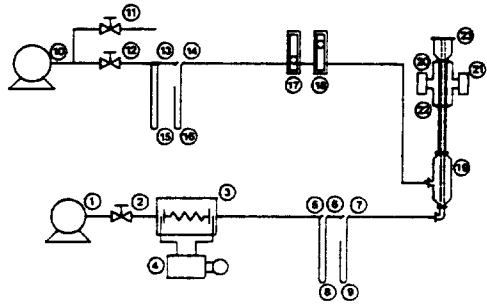
핀을 附着한 流動層에 관한 研究로 Tak K. Cheung 과 S. C. Saxena 등<sup>3,4,5,6,7)</sup>의 研究가 있으며, 이들의 研究에 의하면 流動層에서의 熱傳達效果는 流動粒子의 直徑이 작을수록 增加하며, 핀의 높이나 피치에 의해서도 影響을 받으며, 一般的으로 핀 높이와 피치가 增大되면 熱傳達效果도 增大하나 限界가 있음을 밝히고 있다.

그런데 流動層內에서의 熱傳達 特性은 流動粒子의 物理的 特性이나 流動化 空氣의 流速 및 溫度, 壓力등 많은 因子에 의해서 影響을 받으며, 또한 핀관을 사용하는 경우에는 핀의 피치나 形狀, 材質 등에 따라 熱傳達特性이나 流動特性이 달라지므로, 핀관을 사용하는 流動層 熱交換器에서의 熱傳達 現象을 解析한다는 것은 매우 어려운 問題이다. 따라서 流動層內에서의 熱傳達特性에 대한 研究는 簡單化된 모델을 이용한 解析이나 實驗的인 方法에 依存하기 때문에 實際 문제에 適用하는데 많은 어려운 점이 있다. 특히 實際 熱交換器의 設計에 基礎資料가 되는 熱貫流係數에 대한 研究나 流動層內에 핀관을 垂直으로 插入한 경우에 대한 研究는 거의 없는 실정이다.

따라서 本 研究에서는 低溫·低壓力損失形 熱交換器에 應用할 目的으로 流動層을 利用한 竝行流式 垂直二重管 熱交換器에서 縱型핀을 附着한 핀관을 傳熱面으로 사용하는 경우, 粒子直徑, 流速, 初期 流動層 높이의 변화가 流動層 熱交換器의 熱傳達 特性에 미치는 影響을 實驗的으로 研究·考察하며, 熱傳達效果를 平滑管을 傳熱面으로 사용한 流動層 및 單相 強制對流의 경우와 比較·檢討하고자 한다.

2. 實驗裝置 및 實驗方法

Fig.1은 本 實驗에서 使用한 實驗裝置의 概略圖이며, 高溫空氣가 熱交換器의 內管을, 그



- (1) Blower
- (2) Discharge valve
- (3) Heater
- (4) Slidac
- (5) Orifice
- (6) Pressure tap
- (7) Temperature tap
- (8) Manometer
- (9) Manometer
- (10) Blower
- (11) Bypass valve
- (12) Discharge valve
- (13) Orifice
- (14) Pressure Tap
- (15) Manometer
- (16) Manometer
- (17) Flow meter
- (18) Flow meter
- (19) Air chamber
- (20) Bed
- (21) Flow meter
- (22) Micromanometer
- (23) Free board

Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

리고 低溫空氣는 熱交換器의 外管을 上向으로 흐르는 竝行流式 熱交換器를 나타낸 것이다.

內管으로 流入되는 高溫空氣는 送風機(1.3 m<sup>3</sup>/min × 300mmAq) ①로 送風되며, 이때 流量은 流量調節用 밸브②로 調節하여, 電氣加熱裝置(1kW × 10EA)③으로 流入되어 加熱된다. 電氣加熱裝置의 電壓은 電壓調節器④로 調節하였다. 이 電氣加熱裝置에서 加熱된 空氣는 오리피스(φ30mm)⑤를 지나 熱交換器로 流入된다. 이때 空氣의 流速은 15.7m/sec, 溫度는 160℃로 유지하였다.

外管을 흐르는 低溫空氣는 送風機(3.6m<sup>3</sup>/min × 500mmAq)⑩으로 送風하였으며, 이때의 流量은 바이패스밸브⑪와 流量調節用 밸브⑫로 調節하였고, ⑬은 Bed 內로 流入되는 空氣의 流量을 調節하기 위하여 설치한 오리피스(φ10mm)이다.

또한 空氣의 流量은 流量計(300~1600 l/min) ⑰과 流量計(30~300 l/min) ⑱을 直列로 連結하여 測定하였으며, bed 內에서의 流速範圍는 0.2~3.1 m/sec 로 하였다. ㉓은 Bed 內의 粒子의 流動을 원활하게 하기 위한 free board 이다.

Fig.2는 熱交換器의 內管으로 使用한 핀관의 詳細圖이다.

外徑 48mm, 內徑 42mm인 配管用 스테인레스鋼管(STS 310)에 높이 10mm, 두께 1mm

인 同質의 핀을 垂直으로 16개 附着하였으며, 핀의 附着時 핀의 變形을 防止하기 爲하여 點 熔接한 후, 납으로 再次 熔接하였다.

Fig. 3은 熱交換器의 詳細圖이다.

熱交換器의 內管은 Fig. 2에 나타난 핀관을 사용하였으며, 外管 (Bed) ①은 外徑 104 mm, 內徑 80 mm인 Bakelite管을 사용하였고, 放 熱損失을 最小化하기 爲하여 管表面을 유리纖維 ②로 被服하였다. ③은 環狀管을 통과하는 低溫空氣의 흐름을 均一하게 해주기 爲한 整 流部이며, ④는 Bed 內에서의 壓力損失 및 分

散板 前後의 壓力損失을 測定하기 爲한 壓力 測定孔이다. 이때 壓力測定은 Micromanometer (Fig. 1의 ㉔ 參照)로 測定하였다.

內管의 軸方向 溫度分布를 구하기 爲하여 分 散板으로부터 垂直方向으로 120 mm 間隔을 두어 6 곳에 熱電對 (T-type,  $\phi 100 \mu\text{m}$ ) ⑤를 管의 中心에서부터 11.5 mm 떨어진 位置에 設置 하였으며, 環狀部에는 熱電對 支持細管 ⑥을 分 散板에서 垂直으로 65 mm 떨어진 곳에서부터 120 mm 間隔으로 5 곳에 設置하였고, 熱電對 支持細管 內에는 4 mm 間隔을 두어 4개의 熱

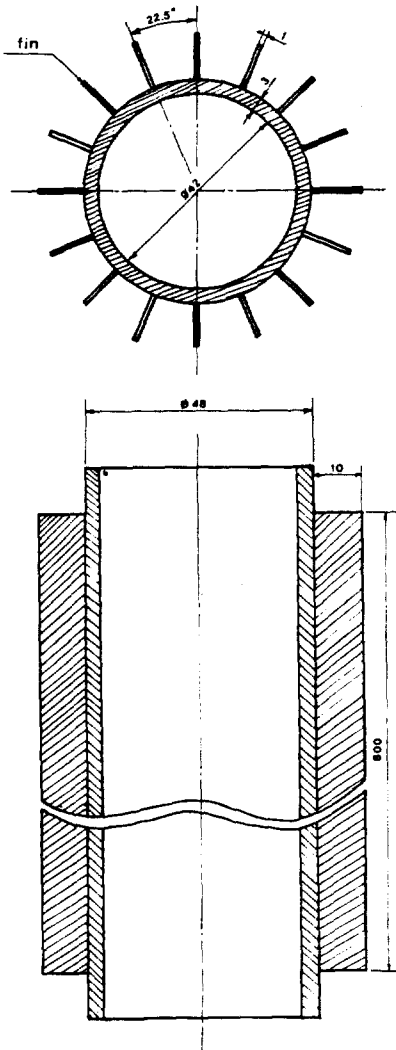
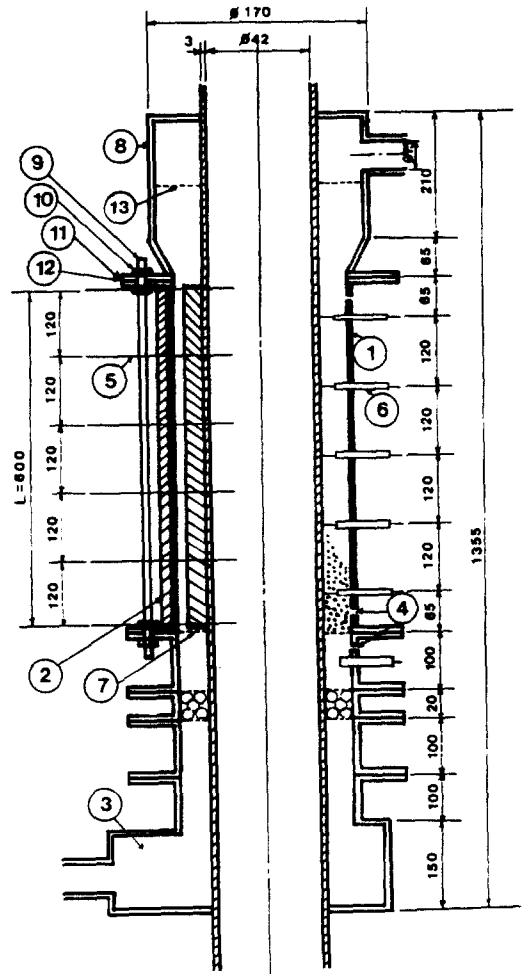


Fig. 2 Geometric of finned tube



- ① Bed      ② Glass wool      ③ air chamber      ④ Pressure measurement tap
- ⑤ Thermocouple      ⑥ Thermocouple supporter      ⑦ Screen
- ⑧ Free board      ⑨ Bolt      ⑩ Nut      ⑪ Flange      ⑫ Gasket
- ⑬ Screen

Fig. 3 Detail of experimental apparatus

電對(T-type,  $\phi 70 \mu\text{m}$ )를 插入하여 Bed內的 溫度分布을 求하였다. 또한 環狀部에 插入한 熱電對와 同一한 높이에 5개의 熱電對를 핀의 일부부분에 熔着시켜 핀에서의 溫度를 測定하였다.

各 溫度測定點에서의 溫度測定은 Data Logger(Fig.1의 ㉔)을 사용하여 測定하였으며, 各 點에서의 溫度變化가 거의 없는 正常狀態의 溫度( $\Delta T = \pm 0.1^\circ\text{C}$ )를 實驗 data로 취하였다. 分散板⑦은 壓力損失을 줄이기 위하여 開口部가 큰 스테인레스망(250 mesh)을 사용하였다. 그리고 本 實驗에서는 流動粒子로서 粒子直徑이 각각 0.4, 0.5, 0.6, 0.9mm인 Alumina 粒子( $\rho_p = 4000 \text{ kg/m}^3$ )를 사용하였으며, 初期固定層 높이( $L_0$ )는 bed의 길이(L)로 無次元化( $L_0/L$ )한 값으로 나타내어 각각 0.08, 0.16, 0.25, 0.33, 0.42로 變化시켰다.

### 3. 實驗結果 및 考察

熱交換器에서의 熱貫流係數는 本 實驗에서 사용한 Bed를 12cm 間隔으로 5개의 區間을 나누어(Fig.3 參照), 各 區間에서 熱貫流係數를 計算하여 平均 熱貫流係數를 求하였으며, 各 區間에서 熱貫流係數는 다음式으로 求하였다.

$$U_b = \frac{\dot{Q}_h}{\Delta T_m \cdot A_b} \dots\dots\dots (1)$$

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h \cdot C_{p_h} \cdot \Delta T_h \dots\dots\dots (2)$$

Fig.4~ Fig.7은 粒子直徑이 동일한 경우 固定層 높이를 變化시킬 때, 流速에 따른 平均 熱貫流係數의 關係를 나타낸 그림이며, 粒子를 流動시키지 않은 경우(이하 單相強制對流라 함)와 比較하였다.

流速이 同一한 경우에는 固定層 높이가 增加할수록 平均 熱貫流係數가 增大하는 것을 알 수 있다. 이것은 固定層 높이가 增加할수록 層內的 粒子密度가 增加하기 때문에 傳熱面과 粒子의 接觸頻度가 增加하고 또 粒子에 의한 攪亂效果가 增大하여 固定層 높이가 낮은 경우보다 良好한 流動化 狀態를 얻을 수

있기 때문에 생각된다.

또한 流動層內에서의 熱傳達效果는 一般적으로 流速이 增加함에 따라서 流動化 初期에 급격한 上昇을 나타내며, 最大值에 到達한 後 다시 減少하는 特性을 나타내는 것으로 보고 되고 있는데<sup>8,9)</sup>, 本 實驗에서는 流速이 작은 領域( $V < 1.0 \text{ m/s}$ )에서 平均 熱貫流係數가 급격히 增加하며, 이 후 領域에서의 增加率은 鈍化되는 傾向이 있지만, 減少하는 現象은

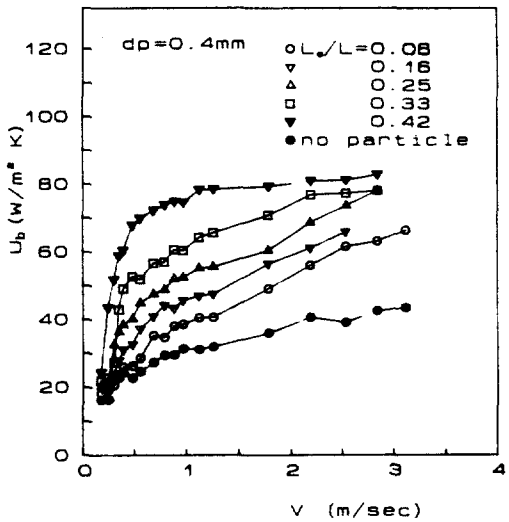


Fig.4 Overall heat transfer coefficient versus fluid velocity ( $d_p = 0.4 \text{ mm}$ )

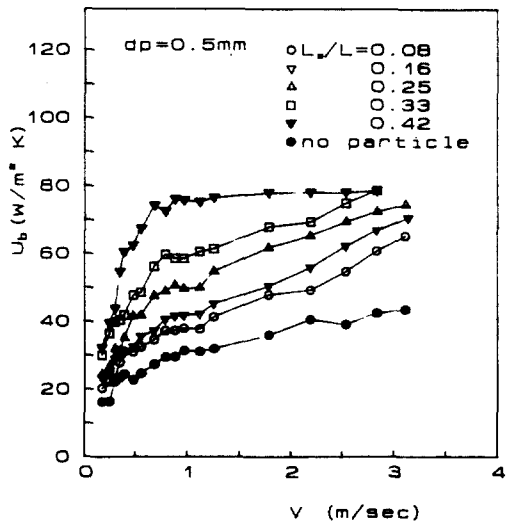


Fig.5 Overall heat transfer coefficient versus fluid velocity ( $d_p = 0.5 \text{ mm}$ )

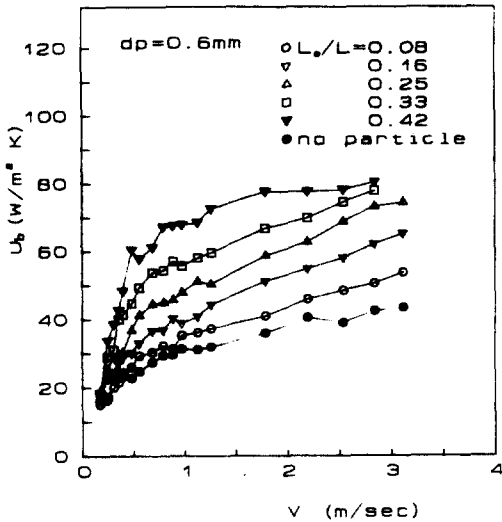


Fig.6 Overall heat transfer coefficient versus fluid velocity ( $d_p = 0.6 \text{ mm}$ )

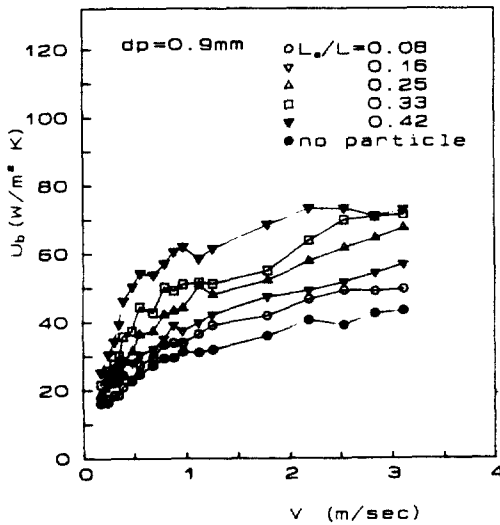


Fig.7 Overall heat transfer coefficient versus fluid velocity ( $d_p = 0.9 \text{ mm}$ )

나타나지 않고 있다.

이것은 流動層의 層內에서 初期에 發生한 氣泡가 層을 심하게 攪亂하여 傳熱面에서의 熱傳達效果를 급격히 增加하지만, 流速이 더욱 增加하면 層의 膨脹으로 空隙率이 增加하고, 氣泡가 合體·成長하여 傳熱面 周圍를 덮고 있는 面積이 增加하므로 熱傳達效果가 鈍化되는 것으로 생각된다.

또한 流速이 작은 領域 ( $V < 1 \text{ m/sec}$ )에서 급격하게 平均 熱貫流係數가 增加하다가 流速이 더욱 增加하면 增加率이 鈍化되는 現象은 固定層 높이가 높아질수록 현저하게 나타나고 있는데, 이와 같은 現象은 固定層 높이가 낮은 경우는 層內의 粒子密度가 낮기 때문에 流動層內에서의 熱傳達現象은 粒子에 의한 影響보다 單相強制對流의 影響이 크게 나타나는 반면에 固定層 높이가 점차 增大하면 流動粒子의 密度가 增加하여 流動化에 의한 熱傳達特性이 강하게 나타나기 때문이라고 생각된다.

그리고 單相強制對流의 경우 流速의 增加에 따라 平均 熱貫流係數는 거의 直線의 으로 增加하며, 流動層에서의 平均 熱貫流係數는 單相強制對流의 경우보다 增大하는데, 이때 平均增進率은  $L_o/L = 0.08$ 의 경우 最小 18% ( $d_p = 0.9 \text{ mm}$ )에서 最大 37% ( $d_p = 0.4 \text{ mm}$ ) 정도이며,  $L_o/L = 0.42$ 인 경우 最小 86% ( $d_p = 0.9 \text{ mm}$ )에서 最大 125% ( $d_p = 0.4 \text{ mm}$ ) 정도가 된다. 즉 單相強制對流에 대한 平均 熱貫流係數의 增進率은 粒子直徑이 커짐에 따라 점차 減少하고 있음을 알 수 있다.

Fig.8~Fig.10은 初期 固定層 높이가 一定할 때 粒子直徑을 parameter로 하여 流速과 平均 熱貫流係數와의 關係를 나타낸 그림이다.

同一한 流速에서는 粒子直徑이 減少할수록 熱傳達效果가 增加함을 알 수 있으며, 이것은 固定層 높이가 同一할지라도 粒子直徑이 減少할수록 層內의 充填되는 粒子密度가 增加하여 粒子直徑이 큰 경우보다 良好한 流動現象을 얻을 수 있기 때문이라고 생각된다. 또한 流速이 작은 領域 ( $V < 1 \text{ m/sec}$ )에서는 流速이 增加함에 따라 平均 熱貫流係數의 增進率이 비교적 크지만, 그 이후 領域 ( $V > 1 \text{ m/sec}$ )에서는 緩慢해지고 있으며, 平均 熱傳達係數의 平均 增進率은  $d_p = 0.4 \text{ mm}$ 인 경우가  $d_p = 0.9 \text{ mm}$ 일 때 보다 約 20% 增進한다. 그리고 固定層 높이가 增加할수록 流速이 작은 領域 ( $V > 1 \text{ m/sec}$ )에서 熱傳達效果가 급격히 增加하다가 그 이후 領域 ( $V > 1 \text{ m/sec}$ )에서 緩慢해지는 傾向이 현저하게 나타났다.

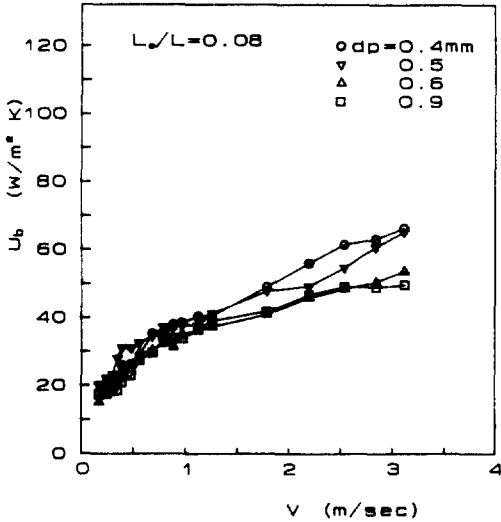


Fig. 8 Overall heat transfer coefficient versus fluid velocity ( $L_0/L=0.08$ )

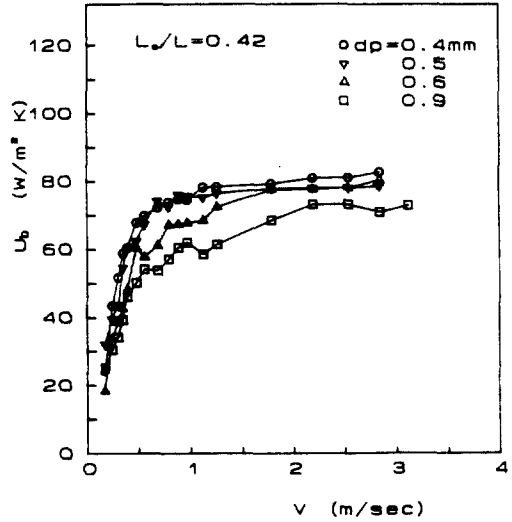


Fig. 10 Overall heat transfer coefficient versus fluid velocity ( $L_0/L=0.42$ )

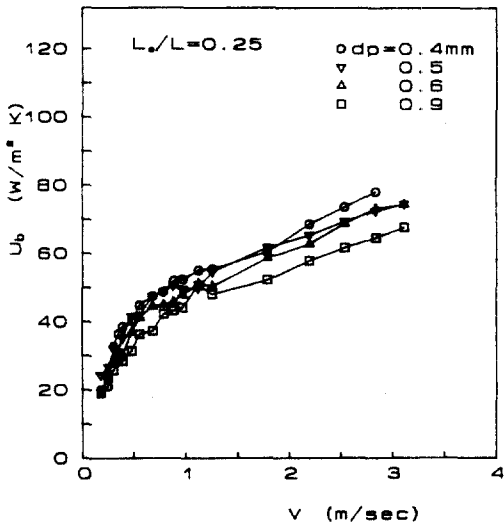


Fig. 9 Overall heat transfer coefficient versus fluid velocity ( $L_0/L=0.25$ )

Fig. 11~Fig. 14은 粒子直徑과 固定層 높이 가 同一할 때, 熱交換器의 內管으로 珐管을 使用하는 경우와 平滑管(珐管과 同一直徑)을 使用하는 경우에<sup>10)</sup> 平均 熱貫流係數를 比較하여 나타낸 그림으로, 珐管에서의 平均 熱貫流係數는 實際 回收된 熱量을 比較하기 위하여 傳熱面의 面積은 平滑管의 面積을 基準으로 하여 計算하였다.

Fig. 11~Fig. 12는  $dp=0.6\text{mm}$ 이며, 각각  $L_0/L=0.08, 0.33$ 인 경우로서 熱傳達增進效果를 平滑管의 單相強制對流과 比較하면, 平滑管에서의 각각 50%, 190% 程度 增進하였으며, 珐管에서는 각각 183%, 350% 程度의 增進效果가 있었다. 따라서 粒子를 流動시키는 경우에는 珐管을 使用하는 경우가 平滑管을 使用하는 경우보다 각각 1.9 倍, 1.6 倍 程度의 傳熱增進效果가 있었다. 이러한 傾向은  $L_0/L=0.16$ 인 경우에도 마찬가지이며, 이 경우에는 약 2.0 倍 增大한다.

또한 單相強制對流에서는 珐管이 平滑管보다 約 144%의 熱傳達增進效果가 있었다.

이와 같이 珐管을 使用하는 경우에는 珐附着으로 인한 傳熱面積의 擴大效果와 珐에 의한 氣泡細分化作用으로 流動樣相이 均質化되기 때문에 實際 低溫流體가 回收하는 熱量은 平滑管보다 增大하는 것으로 생각된다.

Fig. 13~ Fig. 14은  $dp=0.9\text{mm}$ 이며, 각각  $L_0/L=0.08, 0.33$ 인 경우로 平滑管의 單相強制對流를 基準으로 하여 粒子를 流動시키는 경우에 平滑管과 珐管에서의 傳熱效果를 比較하면 平滑管을 使用하는 경우에는 각각 140%, 180% 程度 增進하였으며, 珐管을 使用하는 경우에는 각각 184%, 288% 程度의 傳熱增

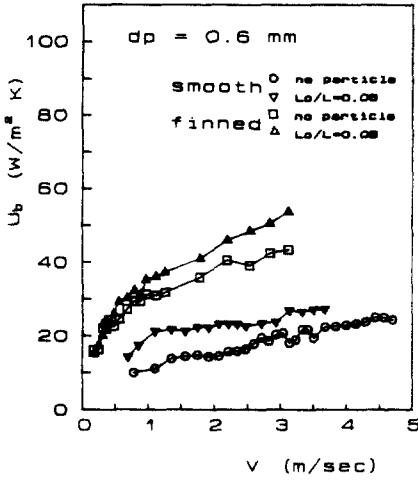


Fig.11 Comparison of overall heat transfer coefficients ( $d_p=0.6\text{ mm}$ ,  $L_o/L=0.08$ )

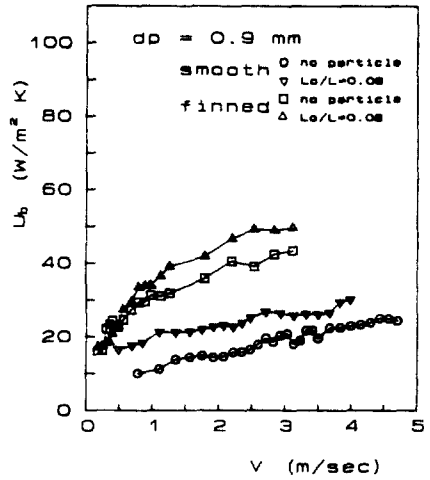


Fig.13 Comparison of overall heat transfer coefficients ( $d_p=0.9\text{ mm}$ ,  $L_o/L=0.08$ )

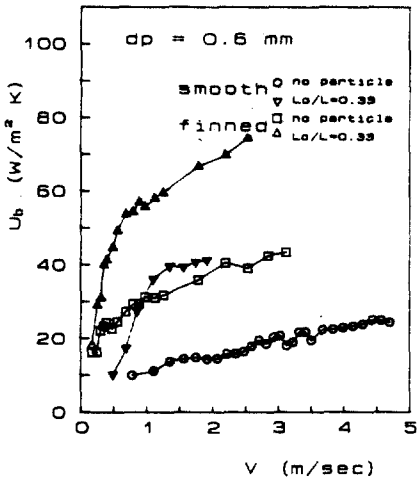


Fig.12 Comparison of overall heat transfer coefficients ( $d_p=0.6\text{ mm}$ ,  $L_o/L=0.33$ )

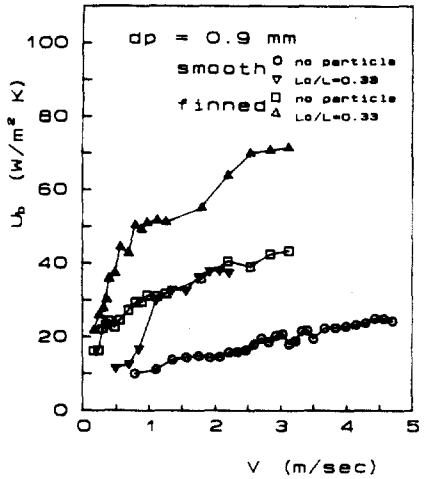


Fig.14 Comparison of overall heat transfer coefficients ( $d_p=0.9\text{ mm}$ ,  $L_o/L=0.33$ )

進效果가 있었다.

이 경우에도 핀관을 사용하는 경우가 平滑管 보다 각각 1.9倍, 1.8倍程度の 傳熱增進效果가 있었으며, 이러한 傾向은  $L_o/L = 0.16, 0.25$ 인 경우도 마찬가지이며 이 경우에는 각각 1.7倍, 2.0倍의 增大가 있었다.

따라서 핀관을 사용하는 경우가 粒子直徑 및 固定層 높이를 同一하게 하였을 경우 平滑管을 사용하는 경우보다 最小 1.6에서 最大 2.0倍의 熱傳達增進效果가 있음을 알 수 있었다.

#### 4. 結 論

本 研究는 球形 Alumina ( $\rho_p=4000\text{ kg/m}^3$ ) 粒子를 流動粒子로 사용한 垂直二重管式 流動層形 熱交換器에서 內管에 핀관 (핀 높이: 10mm, 핀 두께: 1mm, 핀 枚數: 16枚)을 사용하는 경우, 流速, 平均粒子直徑 ( $d_p=0.4, 0.5, 0.6, 0.9\text{ mm}$ ) 및 初期 固定層 높이가 平均 熱貫流係數에 미치는 影響을 實驗的으로 考察하고, 平滑管을 사용한 경우와 熱傳達效果를 比較·檢討한 結果 다음과 같은 結論

을 얻었다.

1) 平均 熱貫流係數는 固定層 높이가 一定 할 때 流速이 增加할수록 增加하며, 固定層 높이가 높을수록 流速이 작은 領域 ( $V < 1\text{m/sec}$ ) 에서 급격하게 增加한다.

2.) 粒子直徑이 同一한 경우에 固定層 높이가 增加할수록 平均 熱貫流係數는 增加하고, 單相強制對流와 比較하면 粒子直徑에 따라 平均 增進率은 最小( $L_0/L=0.08$ 일 때) 約 18~37%가 되며, 最大( $L_0/L=0.42$ 일 때) 約 86~125%가 된다.

3) 固定層 높이가 同一한 경우에 同一 流速에서는 粒子直徑이 減少할수록 平均 熱貫流係數는 增大하며,  $dp=0.4\text{mm}$ 인 경우가  $dp=0.9\text{mm}$ 일 때보다 平均 20% 程度 增進한다.

4) 粒子直徑(0.6, 0.9mm) 및 固定層 높이를 일정하게 할 때 粒子 핀管의 경우가 平滑管보다 約 1.6~2.0倍의 熱傳達增進效果가 있다.

### 참 고 문 헌

1. 藤井 哲, 小山 繁, 清水洋一, 1987, “流體의 混合平均溫度差의 測定”, 日本機械學會論文集(B編), 53卷, 463號, pp. 560~565.
2. 相原利雄, 丹山重直, 1986, “低壓力損失形 流動層熱交換器의 熱傳達特性에 關する 研究”, 日本機械學會論文集(B編), 52卷, 476號, pp. 1718~1725.
3. N.S. Grewal, T.K. Cheung and S.C. Saxena, 1985, “Heat Transfer Between Horizontal Finned Tubes and a Gas-Solid Fluidized Bed”, Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev., Vol. 24, No. 2, pp. 458-471.
4. I. Goel, S.C. Saxena and A.F. Dolidovich, 1984, “Heat Transfer from Rough and Finned Horizontal Tubes in a Gas Fluidized Bed”, Journal of Heat Transfer, Vol. 106, pp. 91-106.
5. W.B. Krause and A.R. Peters, 1983, “Heat Transfer from Horizontal Serrated Finned Tubes in an Air-Fluidized Bed of Uniformly Sized Particles”, Journal of Heat Tran., Vol. 105, pp. 319-324.
6. W.J. Bartel, W.E. Genetti and E.S. Grimmer, 1971, “Heat Transfer from a Horizontal Discontinuous Finned Tube in a Fluidized Bed”, AIChE Symposium Series, Vol. 67, No. 116, pp. 85-89.
7. 永橋優純, 平山直道, 鈴木伸芳, 1986, “流動層形熱交換器에 關する 基礎研究”, 日本機械學會論文集(B編), 52卷, 476號, pp. 1489~1498.
8. S.S. Zabrodsky, 1966, “Hydrodynamics and Heat Transfer in Fluidized Beds”, The M.I.T. Press.
9. J.S.M. Botterill, 1975, “Fluid-Bed Heat Transfer”, Academic Press, London and New York.
10. 金洗喆, 1990, “流動層形 二重管式 熱交換器의 傳熱特性에 關한 實驗的 研究”, 仁荷大學 機械工學科 碩士學位論文.