

粒子層을 利用한 熱交換器 開發에 關한 研究(Ⅱ)

— 流動層形 二重管式 熱交換器의 傳熱特性에 대한

實驗的 研究(竝行流式)

Development of a Particle Bed Heat Exchanger (Ⅱ)

—An Experimental Study on Heat Transfer Characteristics
of Fluidized Bed Heat Exchanger with Double Pipe (Parallelflow)

金 洸 喆*, 柳 志 午**, 梁 漢 柱*** 徐 正 閔****
G. C. Kim, J. O. Yoo, H. J. Yang, J. Y. Seo

ABSTRACT

Air-solid bed has been known to be an effective heat transfer augmentation device which could be applied to heat exchangers. In this study, pressure drop and heat transfer characteristics of vertical annular fluidized bed heat exchanger with air flowing through were studied experimentally.

The experiments was conducted to calculate overall heat transfer coefficient on fluidized bed heat exchangers immersed single vertical tube and investigate minimum fluidized velocity in fluidized bed of alumina beads and steel balls. The influence of flow direction, particle diameter, the heights of static bed and air mass fluidizing velocity has been examined.

The experimental results showed the optimum operating condition and effective static bed height for fluidized bed heat exchangers.

For the same power loss, comparisons of heat transfer effect between the fluidized bed heat exchanger and the single phase forced convection heat exchanger indicate that both miniaturization of heat exchanger and heat transfer augmentation at low flow velocity are possible by application of the air-solid to heat exchangers.

Nomenclature

A : Cross-sectional area of Bed [m ²]	g : Gravitational acceleration [m/s ²]
A_s : Surface area of heat transfer pipe [m ²]	H : Difference of pressure in Manometer [mmAq]
C_p : Specific heat [kJ/kg K]	m_h : Mass flux [kg/sec]
E : Power loss based on pressure drop [W/m ²]	L : Length of heat transfer pipe [m]
	L_o : Static bed height [m]
	ΔP : Pressure drop in bed [N/m ²]
	Q : Heat flux [W/sec]

* 仁荷大學院 機械工學科

** 仁荷大學院 機械工學科

*** 東洋工業專門大學

**** 仁荷大學校

- ΔT_b : Difference of bulk temperature [K]
 ΔT_m : Difference of Log-mean temperature [K]
 U : Superficial velocity of gas in bed [m/s]
 U_o : Overall heat transfer coefficient [W/m² K]
 U_{mf} : Minimum fluidized velocity [m/s]
 ρ_p : Density of particle [kg/m³]
 ρ_g : Density of air [kg/m³]

1. 緒 論

熱傳達效果를 向上시키기 위한 目的으로 固體粒子를 傳熱媒體로 사용하는 固·氣 二相流 (Gas-Solid System)에 대한 研究는 그동안 많이 進行되어 왔다.^{1~4)}

固·氣二相流는 流動方式에 따라 固定層과 流動層으로 구분되며, 특히 流動層은 流體가 管內를 흐를 때 充填粒子가 流動하게 되며, 이때 氣泡 發生作用은 流體의 흐름을 심하게 攪亂시켜서 流體와 傳熱面間의 熱傳達를 현저하게 增大시키고, 또 層內의 溫度分布도 均一하게 되므로 追加의 熱傳達增進效果를 얻을 수 있다는 長點 때문에 熱交換器로의 應用에 매우 有用하다.^{1, 2, 4, 5, 6)}

이제까지 流動層 熱傳達에 관한 대부분의 研究는 燃燒裝置¹⁾와 化學反應裝置^{4, 7)} 및 乾燥裝置 등의 研究에 偏重되어 왔으나 최근에는 溫度差가 작은 熱交換器⁶⁾와 廢熱回收用 熱交換器^{6, 8)}에 대한 應用에 관한 研究가 활발히 進行되고 있다. 일반적으로 流動層에서의 熱傳達係數는 空氣流速의 增加에 따라 增大하며 最大點이 나타났다가 減少하며, 流動層內의 각종 因子에 의해서 달라진다. 따라서 流動層에 대한 研究는 實驗裝置나 實驗方法에 따라서도 각 研究 結果들 사이에는 誤差가 비교적 크게 나타나고 있으며 또한 이제까지의 대부분의 研究는 流動層內에 插入된 傳熱面을 通電加熱하거나 Biot 數가 작은 球를 사용하여 일정 熱流束下에서 實驗을 실시하였기 때문에 熱交換器의 設計에 필요한 熱貫流係數에 대한 資料가

미흡한 실정이다.

또한 流動層을 이용한 熱交換器에 있어서 壓力損失은 入力에너지의 增加로 인한 運轉費用의 增大로 결국 運轉經費上昇의 要因이 된다. 따라서 流動層을 이용한 熱交換器를 設計하는 데는 壓力損失을 고려한 熱傳達性能을 評價하기 위한 資料가 必要하다.

따라서 本 研究에서는 並行流式 垂直二重管形 熱交換器에서의 熱傳達特性과 壓力損失에 대한 流速, 固定層 높이 및 粒子크기의 影響을 比較·檢討하여 有效固定層높이 및 最大 熱傳達增進效果가 나타나는 流動化速度 領域을 實驗의으로 究明하고, 壓力損失을 고려한 熱傳達性能을 評價하며 對向流式 流動層 熱交換器 및 單相強制對流 熱交換器와 比較 檢討하고자 한다.

2. 實驗裝置 및 實驗方法

2.1 實驗裝置

Fig.1은 高溫空氣가 熱交換器의 內管에, 그리고 低溫空氣는 熱交換器의 外管을 흐르도록 設計製作한 並行流式 熱交換器의 概略圖이다. 高溫空氣는 送風機(1.3 m³/min 300 mmAq) ①로 送風되며, 送風機로 流入된 空氣는 電氣加熱器(1kW×10EA) ④에서 加熱되어 熱交換器 內部로 流入된다. 電氣加熱器의 電壓은 Slidac ③으로 조절한다. 또한 內管으로 流入되는 高溫空氣의 流量을 調節하기 위하여 流量調節밸브(discharge valve) ②를 설치하였으며 이때의 流量은 오리피스(orifice ϕ 30 mm) ⑤를 설치하여 오리피스의 壓力差와 流入하는 高溫空氣의 壓力를 액주계(manometer) ⑤로 測定하여 流量을 換算하였다.

二重管式 熱交換器의 外管을 흐르는 低溫空氣는 送風機(3.6 m³/min 500 mmAq) ⑥으로 送風하였고 이때의 流量은 바이패스밸브(bypass valve) ⑧과 流量調節밸브(discharge valve) ⑦로 조절하였다. 또한 이때의 流量은 오리피스(orifice, ϕ 25 mm) ⑨의 壓力差와 流入되는 低溫空氣의 壓力를 액주계 ⑨로 測定하여 流量으로 換算하였다.

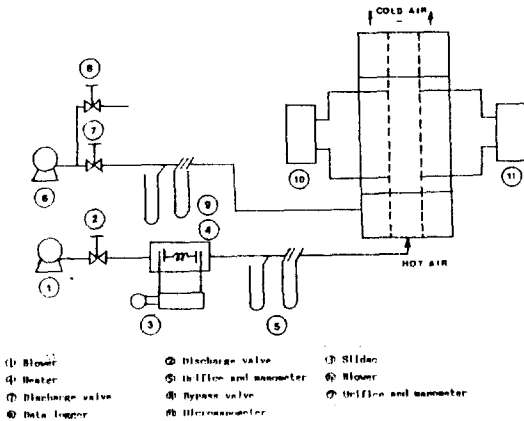


Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

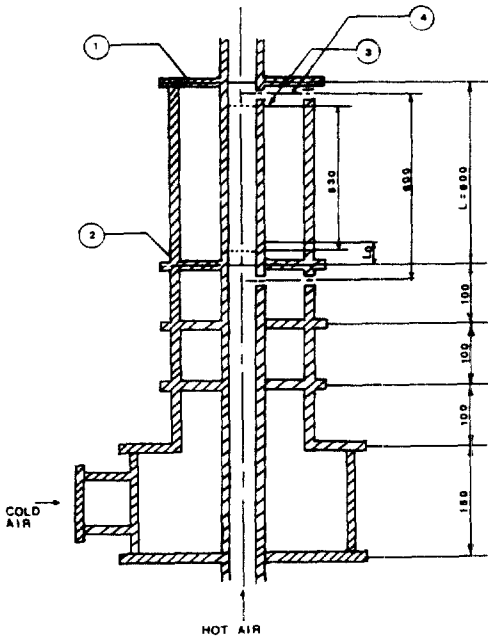


Fig.2 Detail of double pipe heat exchanger

Fig.2는 熱交換器의 詳細圖이다.

熱交換器의 內管은 外徑(48.1 mm), 內徑(42 mm)인 配管用 스테인레스鋼管 STS 310을 사용하였으며, 外管은 放熱損失을 줄이기 위하여 外徑 104 (mm), 內徑 80.1 (mm)인 Bakelite 管을 사용하였다.

內管과 外管에서의 溫度分布를 구하기 위하여

여 內·外管의 入口와 出口에 각각 5 mm 間隔으로 5개씩의 熱電對③을 설치하였다(그림에서는 點으로 表示됨).

分散板②는 壓力損失을 줄이기 위하여 開口度가 큰 스테인레스 網(50 mesh)을 사용하였다. 또 流動層의 上層部에는 粒子의 飛散으로 인한 漏出을 防止하기 위하여 스테인레스 網①을 設置하였다.

또 ④는 內管 및 外管에서 壓力를 測定하기 위한 壓力測定點이다.

2.2 實驗方法 및 範圍

充填粒子로 Alumina Ball($\rho_p = 4,000 \text{ kg/m}^3$, $d_p = 0.6, 0.9 \text{ mm}$)을 사용하였으며, 內管 및 外管에 粒子를 充填하여 流量調節밸브로 流量을 變化시키며 각 流量에서의 bed 內 壓力를 測定하였다. 各各의 壓力測定點(Fig. 2 參照)에서의 壓力은 Micro Manometer로 測定하였으며, 壓力變動이 특히 심한 경우에는 수 차례 反復測定하여 平均값을 취하였다.

Table 1. Heights of static bed

	Ball diameter (mm)	L_0/L					
		0.075	0.145	0.203	0.288	0.337	
outer tube (D=80mm)	0.6	0.075	0.145	0.203	0.288	0.337	
	0.9	0.083	0.158	0.247	0.327	0.383	
inner tube (D=42mm)	0.6	0.100	0.133	0.167	0.200	0.233	
	0.9	0.100	0.133	0.167	0.200	0.233	

각 粒子에 따른 內管과 外管에서의 固定層의 높이는 Table 1과 같으며 그 固定層 높이(L_0/L)에 따른 流量의 範圍는 粒子가 飛散하여 上部 스크린을 막아 더 이상 流動하지 못하는 範圍까지 實驗을 實施하였으며, 이때 外管에서의 流速은 0.7~4.5 m/s 이며 內管에서의 流速範圍는 0.3~3.4 m/s 이다.

外管에만 流動層을 形成시킨 경우에 內管에서의 流速은 本 實驗에 사용한 送風機가 最大 送風時의 流速인 15.7 m/s 로 하였다.

또한 內管에 粒子를 充填한 경우는 內管에서의 固定層 높이가 $L_0/L > 0.2$ 인 경우에는 심한 slugging 現象¹⁾이 發生하여 流動現象이 均質하지 못하므로 이러한 現象을 抑制하기 위하여 固定層높이는 $L_0/L = 0.200$ 로 定하였다.

또한 이때 內管을 통과하는 高溫空氣의 流速은 粒子가 飛散하지 않고 流動할 수 있는 最大流速(2.85 m/s)으로 定하였으며 外管을 통과하는 低溫空氣의 流速은 外管만을 流動시킨 경우와 同一하게 취하였다.

또한 內管을 통과하는 高溫空氣의 溫度는 모든 實驗條件에서 加熱裝置로의 入力電壓을 slidac로 調節하여 160℃로 維持하였다.

溫도의 測定은 外管의 流速을 最低 0.7 m/s에서부터 4.5 m/s까지 變化시키면서 data logger를 사용하여 內管과 外管에서의 入出口 (Fig.2 參照) 溫度를 測定하였다. 각 測定點에서의 溫度는 3분간격으로 測定하여 각 測定點에서 溫度의 變化가 거의 없는 定常狀態에서의 溫度를 data로 취하였다.

3. 實驗結果 및 考察

3.1 壓力損失

流動層內에서 壓力損失은 다음 式으로 求하였다.

$$\Delta P = \rho_w g H = \frac{m}{A \rho_p} (\rho_p - \rho_f) g \quad (\text{N/m}^2) \quad (1)$$

여기서, m : 固定層의 質量 [kg]

ρ_w : 물의 密度 [kg/m³]

이상의 計算式을 이용하여 本 實驗結果를 整理하면 다음과 같다.

Fig.3~4는 內管에 充填粒子를 充填한 경우로서 流速이 增加하면 最小流動化 速度에 이를 때까지의 壓力降下는 增加하며 이후의 流速에서는 일정한 값을 갖는다. 이와 같은 傾向은 從來의 研究와 一致하고 있다.

또한 Wen와 Yu⁸⁾의 關係式에 의하면 最小流動化速度는 固定層의 높이에는 關係없이 粒子直徑이 0.6 mm인 경우에는 $U_{mf} = 0.345$ m/s, 또 粒子直徑이 0.9 mm일 경우 $U_{mf} = 0.645$ m/s로 計算되는데 이 計算값은 그림에 표시된 바

와 같이 本 實驗結果와 거의 일치한다는 것을 確認할 수 있다.

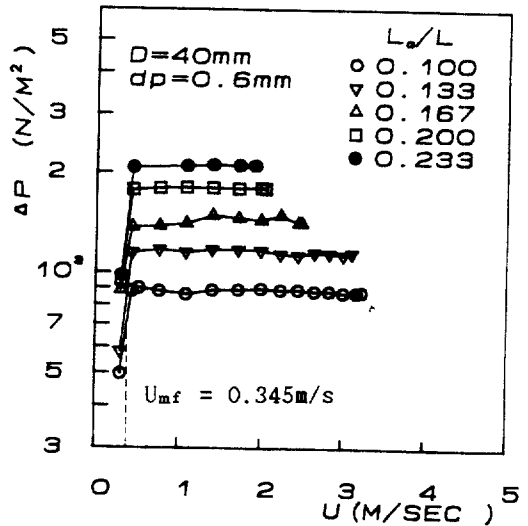


Fig.3 Effect of static bed height on pressure drop for inner tube ($d_p = 0.6$ mm, $D = 42$ mm)

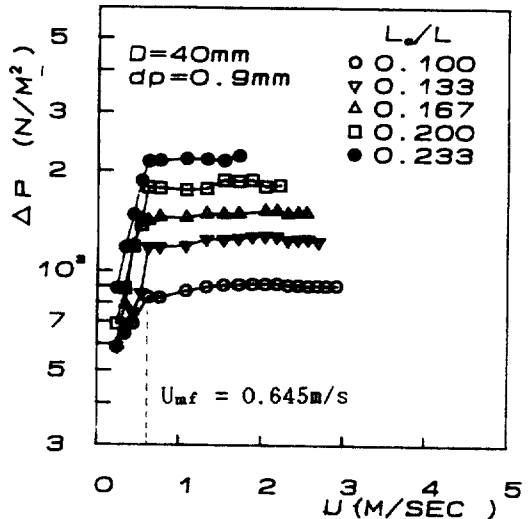


Fig.4 Effect of static bed height on pressure drop for inner tube ($d_p = 0.9$ mm, $D = 42$ mm)

Fig.5~6은 外管에 充填粒子를 充填한 경우이며 本 實驗範圍에서는 最小流動化速度가 나타나지 않고 있으며 固定層 높이에 따라 充填 粒子의 單位面積當 무게와 같은 壓力降下가 일

어난다.

Fig.7은 Alumina를 充填粒子로 하여 固定層 높이가 동일한 경우에 粒子直徑에 따른 最小流動化速度의 影響을 나타내고 있으며 粒子直徑이 작아지면 最小流動化速度가 낮아지고 있다는 것을 알 수 있다.

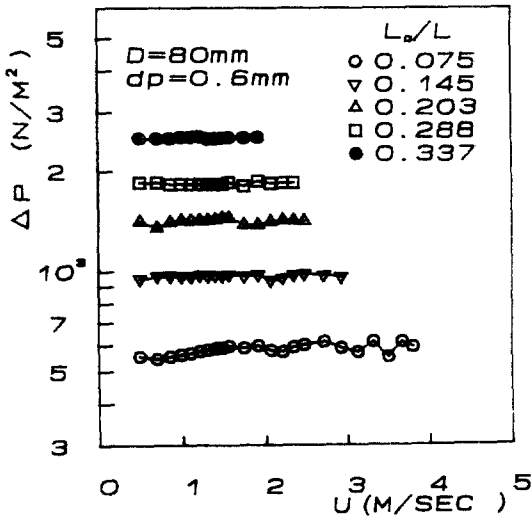


Fig.5 Effect of static bed height on pressure drop for outer tube($dp=0.6\text{mm}$, $D=80\text{mm}$)

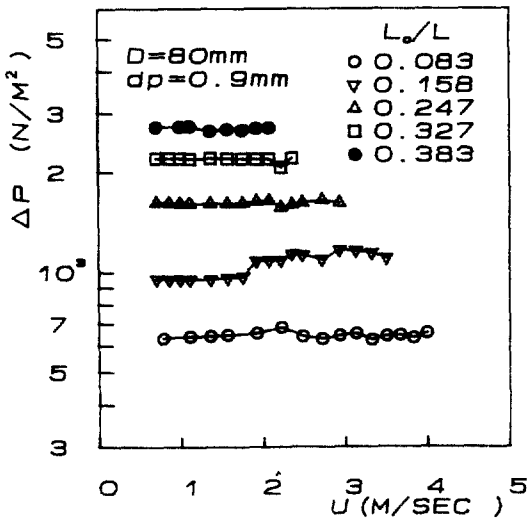


Fig.6 Effect of static bed height on pressure drop for outer tube($dp=0.9\text{mm}$, $D=80\text{mm}$)

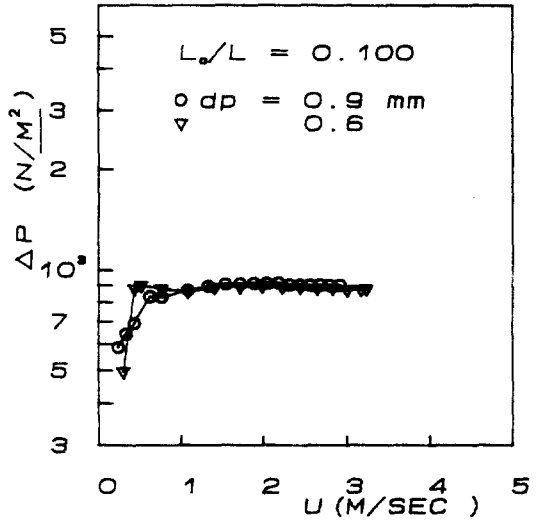


Fig.7 Effect of particle diameter on pressure drop for inner tube($D=40\text{mm}$, $L_0/L=0.100$)

3.2 熱貫流係數

二重管式 熱交換器에서 熱貫流係數는 다음 式으로 구하였다.

$$U_0 = Q_H / \Delta T_m A_s \dots\dots\dots (2)$$

여기서 供給되는 熱流束 Q_H 는 다음 式과 같다.

$$Q_H = m_h C_{ph} \Delta T_{bh} \dots\dots\dots (3)$$

이상의 관계식을 이용하여 實驗結果를 정리 하면 다음과 같다.

Fig.8~9는 並行流式 熱交換器에서 內管에 粒子가 없는 경우에 固定層높이(L_0/L) 變화에 따른 熱貫流係數와 流速과의 關係를 나타 낸 그림이다.

Fig.8은 平均粒子直徑이 0.6mm인 경우로서 同一 固定層 높이에서는 流速이 增加하면 $U/U_{mf} \leq 3 \sim 4$ 까지는 熱貫流係數가 급격히 增加하고 있으며 固定層 높이가 높을 수록 增加率이 增大한다. 이후 流速이 增加하더라도 熱貫流係數의 급격한 增加는 없으며, 거의 일정한 값을 갖는다.

이것은 流動化 初期에는 層內에 氣泡가 發

生하여 層을 심하게 攪亂시켜서 傳熱面에서의 熱傳達係數가 급격히 增加하는데 流速이 더욱 增加하게 되면 ($U/U_{mf} \geq 3$) 氣泡은 合體 成長하여 加熱管 주위를 덮게 되고 또 氣泡의 滯留時間이 增加함으로써 傳熱效果가 떨어지는 것으로 생각된다. 또한 이 경우에 熱貫流係數는 $U/U_{mf} = 3 \sim 4$ 인 領域에서 最大가 되며 單相強制對流과 比較하여 $L_o/L = 0.075$ 일때 1.5 배, $L_o/L = 0.337$ 일때 2.9배나 增進이 있었다.

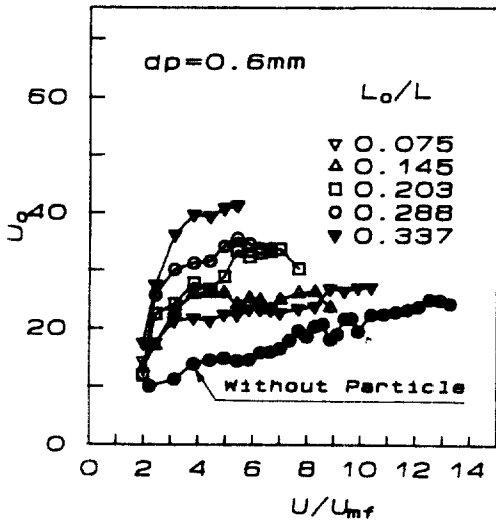


Fig.8 Relation of overall heat transfer coefficient & the dimensionless velocity (U/U_{mf}) ($dp=0.6mm$, without particle inner tube)

Fig.9는 平均粒子直徑이 0.9mm인 경우로서 粒子直徑이 0.6mm인 경우보다는 流速의 비가 작은 $U/U_{mf} \leq 2.5 \sim 3$ 인 領域에서 熱貫流係數가 급격한 增加를 보이고 있다.

또한 $U/U_{mf} = 2 \sim 3$ 領域에서 熱貫流係數는 最大가 되며 單相強制對流과 比較하여 $L_o/L = 0.083$ 에서 1.4배, $L_o/L = 0.383$ 에서 2.8배의 增進이 있었다.

Fig. 10~11은 並行流式 熱交換器에서 內管과 外管 모두 粒子를 充填하여 流動化시킨 경우로 熱貫流係數와 流速과의 關係를 나타낸 그림이다.

粒子直徑이 0.6mm인 경우는 外管만 流動化시킨 경우와 마찬가지로 $U/U_{mf} = 3 \sim 4$ 인 領

域에서 熱貫流係數는 同一 流速의 單相強制對流에서 보다 $L_o/L = 0.083$ 에서 1.6배, $L_o/L = 0.383$ 에서 3.1배의 增進效果가 있었다. 또 平均粒子直徑이 0.9mm인 경우는 $U/U_{mf} = 2 \sim 3$ 의 領域에서 固定層 높이에 따라 1.7~3배의 增進이 있었다. 이 값은 外管만을 流動化시킨 경우 보다 다소 크게 나타나는데 이것은 內管을 流動化시킴으로서 內管의 내측 傳熱面에서의 熱傳達係數가 增加하기 때문이라고 생각된다.

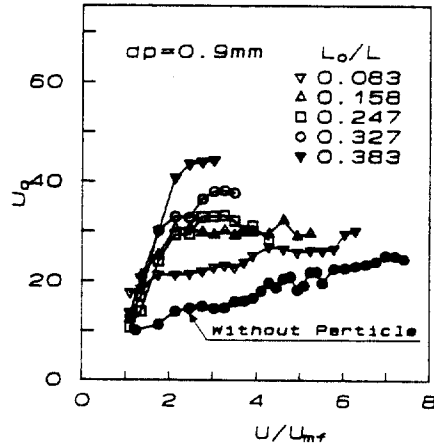


Fig.9 Relation of overall heat transfer coefficient & the dimensionless velocity (U/U_{mf}) ($dp=0.9mm$, without particle inner tube)

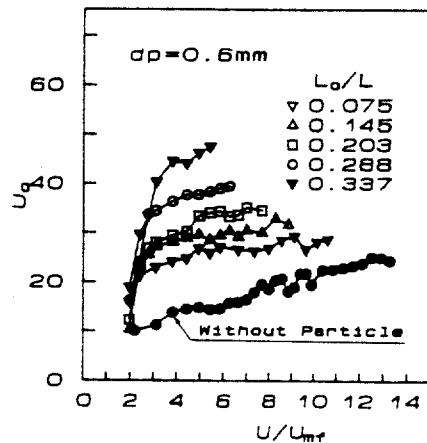


Fig.10 Relation of overall heat transfer coefficient & the dimensionless velocity (U/U_{mf}) ($dp=0.6mm$, with particle inner tube)

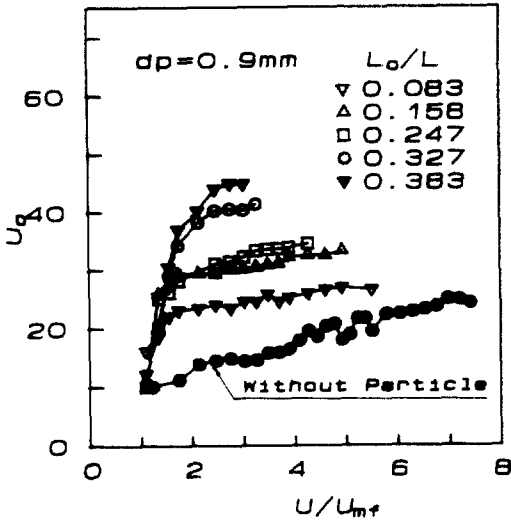


Fig. 11 Relation of overall heat transfer coefficient & the dimensionless velocity (U/U_{mf}) ($dp=0.9$ mm, with particle inner tube)

Fig. 12는 粒子直徑이 0.6mm인 경우로 固定層 높이가 同一한 경우에 流動方式에 따른 熱貫流係數값을 比較한 것으로 並行方式이 對向流式⁹⁾보다 높은 熱貫流係數값을 나타내며 또한 固定層 높이가 높아 질수록 熱貫流係數의 差가 더 크게 나타나고 있다. 이와 같은 경향은 本 實驗에 사용된 傳熱面의 長이가 짧고 또 실제로 流動化現象은 層의 下部에서 활발하게 일어나기 때문에 熱傳達效果도 이 부분에서 가장 클 것으로 豫想할 수 있다. 그런데 並行流式의 경우는 高溫空氣가 層의 下部로부터 流入하게 되므로 低溫空氣와 高溫空氣의 溫度差는 이 부분에서 가장 크므로 熱傳達效果는 더욱 커질 것으로 생각되지만 對向流式에서는 高溫空氣가 流動粒子의 密度가 稀薄한 上層部로부터 流入하게 되므로 並行流式에 비해서 熱傳達效果가 떨어지는 것으로 생각된다. 또한 並行流式에서는 外管 만을 流動化시킨 경우(Parallel 1)보다 內·外管 모두를 流動化시킨 경우(Parallel 2)가 더 큰 熱貫流係數값을 나타내는데 이것은 內管을 流動化시킴으로서 內管의 內側 傳熱面에서의 熱傳達係數가 커져서 傳熱效果가 促進되기 때문에 內·外管 모두를 流動化시킨 경우의 熱貫流係數가 높은 것으로 생각된다.

Fig. 13은 粒子直徑이 0.9mm인 경우이며 0.6mm인 경우와 同一한 傾向을 나타낸다.

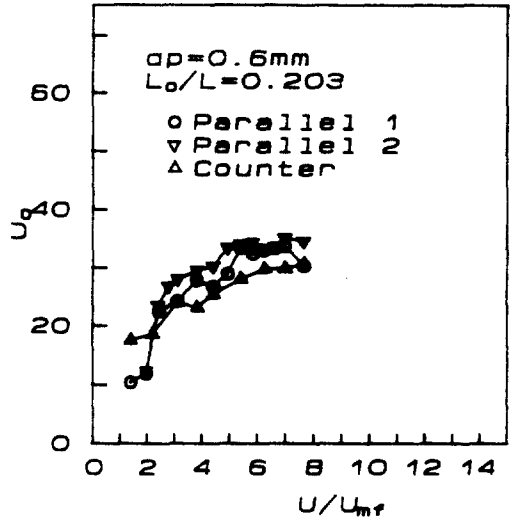


Fig. 12 The comparison of overall heat transfer coefficient with flow patterns ($dp=0.6$ mm, $L_0/L=0.203$)

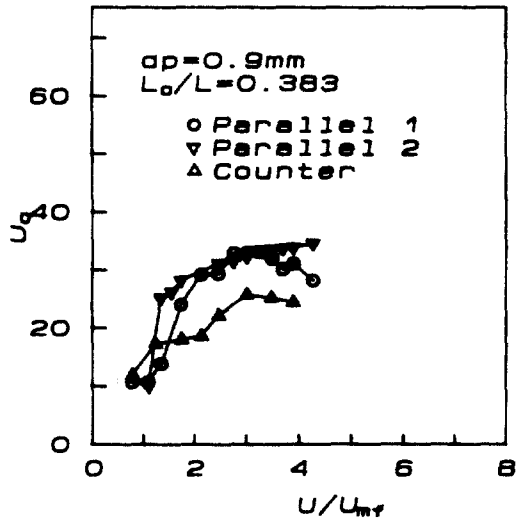


Fig. 13 The comparison of overall heat transfer coefficient with flow patterns ($dp=0.9$ mm, $L_0/L=0.383$)

3.3 動力損失과 熱貫流係數의 關係

流動層을 實際 熱交換器에 應用하기 위해서는 熱傳達係數 뿐만 아니라 壓力損失을 고려한 總括的인 熱傳達 效果의 評價가 必要하다.

따라서 本 實驗에서는 動力損失에 따른 熱傳達 效果를 檢討하기 위하여 動力損失을 다음 式으로 구하였다.

$$E = \Delta T \times U \text{ [W/m}^2\text{]} \dots\dots\dots (4)$$

윗 式을 이용하여 充填粒子로서 Alumina 粒子를 사용하여 內管과 外管을 모두 流動化 시킨 경우와 外管만을 流動化시킨 並行流式 熱交換器에서의 熱貫流係數와 動力損失과의 關係를 나타내면 Fig.14~17과 같다.

Fig.14~15는 平均粒子 直徑이 각각 0.6 mm, 0.9mm일 때 外管만을 流動化시킨 경우로서 同一 固定層 높이에서 熱貫流係數는 動力損失이 增加하면 流動化 初期에는 급격히 增加하며 動力損失이 더욱 增加하여 流速이 完全流動化 領域에 이르면 熱貫流係數의 增加率은 둔화되어 거의 일정한 값을 갖는다.

또한 流動化初期에는 動力損失이 동일한 경우에는 固定層 높이가 낮은 경우에 熱貫流係數가 더 크게 나타나고 있으며 이와는 相反되게 完全流動化 領域에서는 固定層 높이가 높을수록 貫流係數가 크게 나타나고 있다.

여기서 流動化初期에는 固定層 높이를 높게 함으로서 얻을 수 있는 傳熱增進效果 보다는 動力損失의 增加가 더 크다는 것을 알 수 있다.

그림에서 實線은 單相強制對流의 경우에 熱貫流係數와 動力損失과의 關係를 나타낸다. 動力損失이 同一하다면 粒子直徑에는 關係없이 固定層높이(L_o/L)가 0.288以下에서는 全流速範圍에서 熱貫流係數가 單相強制對流의 熱貫流係數보다 작게 나타나지만 固定層 높이가 0.288 이상인 경우에 熱貫流係數는 流動化初期에는 單相強制對流의 경우보다 작으나 完全流動化 領域에서는 더 커지는 것을 알 수 있다.

Fig.16~17은 內管과 外管을 모두 流動化 시킨 경우에 각 粒子直徑에 대한 熱貫流係數와 動力損失과의 關係를 나타낸 것으로 固定層 높이에 따른 熱貫流係數와 動力損失과의 關係는 外管만을 流動化시킨 경우와 거의 同一한 傾向을 나타내고 있다. 따라서 外管만 流

動化시킨 경우나 內·外管 모두 流動化시킨 경우 모두 動力損失을 考慮한다면 固定層의 높이를 0.288 이상으로 하는 것이 傳熱增進效果가 좋을 것으로 생각된다.

또한 同一 動力損失下에서 單相強制對流와 비교하여 熱貫流係數의 最大增進率은 外管만을 流動化시킨 경우에는 粒子直徑이 0.6mm이고, 固定層 높이가 가장 높은 $L_o/L=0.337$ 일 때는 20%, 粒子直徑이 0.9mm이고, $L_o/L=0.383$ 일 때는 26%, 內·外管 모두 流動化시켰을 경우는 $dp=0.6\text{mm}$ 일 때는 $L_o/L=0.337$ 에서 20%, $dp=0.9\text{mm}$ 일 때 $L_o/L=0.383$ 에서 15%로 나타났다. 따라서 內·外管을 모두 流動化시키기 위하여 附加的인 動力의 投入에도 불구하고 傳熱增進效果는 거의 同一하다는 것을 알 수 있다.

또한 本 實驗 結果에 나타난 熱交換效果를 單相強制對流 熱交換器에서 얻기 위해서는 傳熱管의 길이를 길게 하고 또 流動의 高速化를 도모해야 한다는 것을 뜻한다. 따라서 流動層을 이용하면 傳熱裝置를 小型化할 수 있고 낮은 流速에서도 높은 熱傳達效果를 기대할 수 있을 것으로 생각된다.

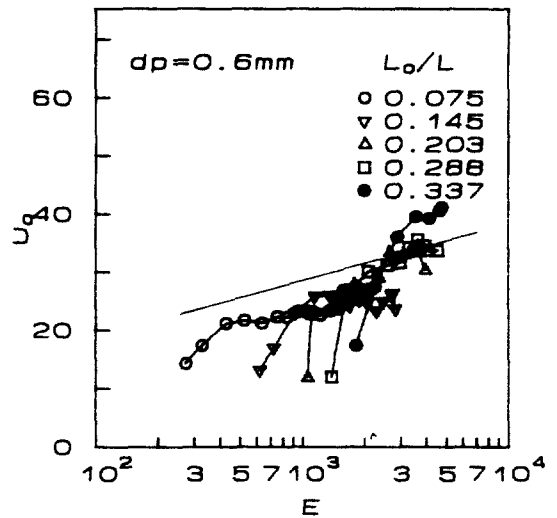


Fig.14 Evaluation of overall heat transfer coefficient with various L_o/L ($dp=0.6\text{mm}$, without particle inner tube)

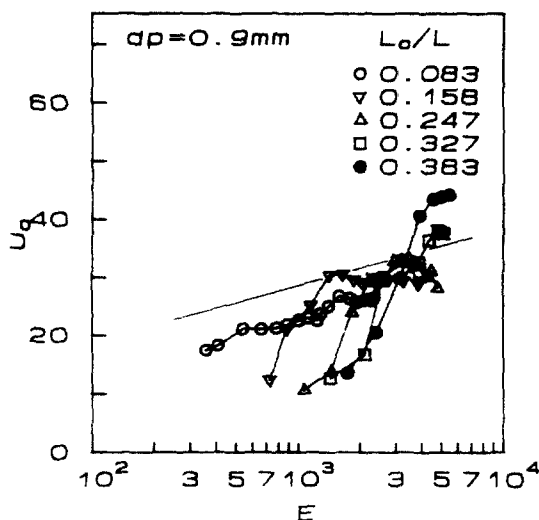


Fig. 15 Evaluation of overall heat transfer coefficient with various L_o/L ($dp=0.9\text{mm}$, without particle inner tube)

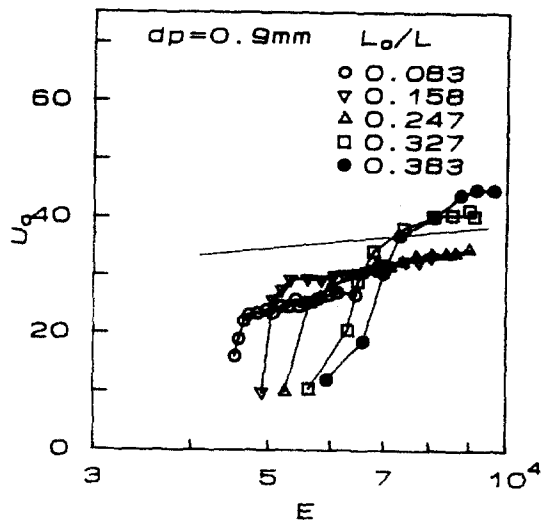


Fig. 17 Evaluation of overall heat transfer coefficient with various L_o/L ($dp=0.9\text{mm}$, with particle inner tube)

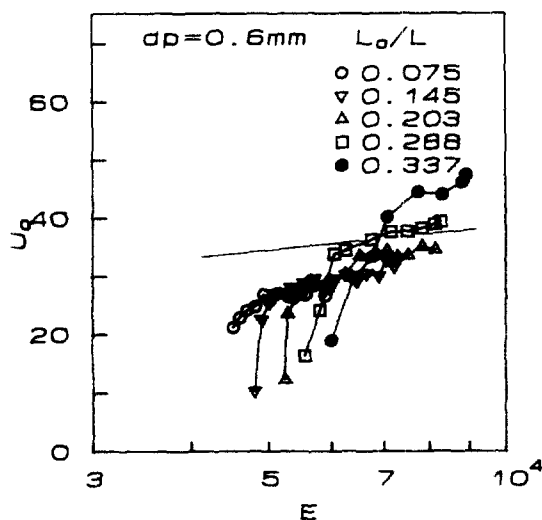


Fig. 16 Evaluation of overall heat transfer coefficient with various L_o/L ($dp=0.6\text{mm}$, with particle inner tube)

4. 結 論

本 研究에서는 높은 熱傳達 效果를 기대할 수 있는 流動層을 熱交換器에 利用할 때 粒子 直徑(Alumina ; $dp=0.6, 0.9\text{mm}$), 固定層높이 및 流速이 熱貫流係數에 미치는 影響과 傳熱 特性 및 壓力損失을 고려하여 流動方式에 따 른 傳熱性能을 實驗的으로 比較 檢討한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

1. 最小流動化速度는 固定層 높이에 관계없 이 粒子直徑이 클수록 크게 나타난다.

2. 流動層形 熱交換器에서 熱貫流係數는 流動化初期에 급격히 上昇하며 固定層 높이가 增加할수록 增大한다.

3. 同一한 固定層 높이에서 熱傳達 效果는 對向流式보다는 並行流式이 더 良好하게 나타 나며 並行流式에서는 外管만을 流動化시킨 경 우보다 內·外管을 모두 流動化시켰을 때가 熱 傳達效果는 增大한다.

4. 流動層形 熱交換器에서 單相強制對流 熱 交換器와 比較하여 平均粒子直徑이 0.6mm 인 경우 流動化速度比(U/U_{mf})가 $3\sim 4$ 인 領域에서 $1.4\sim 3.1$ 배의 增進이 있었다.

平均粒子直徑이 0.9mm인 경우 流動化速度比(U/U_{mf})가 2~3인 領域에서 1.7~3배의 增進이 있었다.

5. 固定層 높이가 높을 수록 動力損失은 增大하는데, 動力損失을 考慮할 때의 傳熱增進效果는 固定層 높이(L_0/L)를 0.288 以上으로 할 때 有效하다.

後 記

이 論文은 1986年度 韓國學術振興財團 自由公募課題 學術研究 助成費에 의해서 1989년까지 3個年間 研究된 것이며 韓國學術振興財團에 感謝드립니다.

參 考 文 獻

1. J.R. Howard, "Fluidized Bed Combustion and Applications", Applied Science Publishers, London and New York, 1983.
2. J.S.M. Botterill, "Fluid-Bed Heat Transfer", Academic Press, London and New York, 1975.
3. D. Subbarao and P. Basu., "A Model for Heat Transfer in Circulating Fluidized Beds", Int. J. heat Mass Transfer, Vol.29, No.3, pp.487-489, 1986.
4. D. Kunii and O. Levenspiel, "Fluidization Engineering", John Wiley, N.Y., 1969.
5. J.S.M. Botterill, "Fluidized Beds", Heat Exchanger Design Handbook, Vol.2, Hemisphere Publishing Corporation, Washington D.C., pp.341-344, 1983.
6. 永橋, 平山, "流動層中水平圓筒に置かれた表里からの熱傳達", 日本機械學會論文集 (B編), 49卷 446號, pp.2163~2171. 1983.
7. 泉 亮太郎, 山下博史, 加賀 定, "流動層形熱交換器の研究", 日本機械學會論文集 (B編), 49卷, 440號, pp.869~876. 1983.
8. C.Y. Wen & Y.H. Yu, "A Generalized Method for Predicting the Minimum Fluidization Velocity", A.I. Ch. E. J. Vol.12, pp.610-612, 1966.
9. 林宗奎, "流動層 熱交換器에 대한實驗的研究", 仁荷大 大學院 碩士學位論文