

粒子層을 이용한 熱交換器에서 所要動力에 따른
傳熱特性에 關한 研究

The Heat Transfer Performance with Pumping Power for
a Particle Bed Heat Exchanger

유 지 오*, 양 한 주**, 조 용 철*** 서 정 윤***
J. O. Yoo, H. J. Yang, Y. C. Cho, J. Y. Seo

Key Words : Fluidized bed(유동층), Heat exchanger(熱交換器), Heat transfer coefficient
(熱傳達係數), Pumping power(소요동력), Pressure loss(압력손실)

ABSTRACT

In order to improve the performance of heat exchanger, fluidized bed is often employed.

The experiments are carried out in fluidized double pipe parallel flow heat exchanger in which finned tube is vertically immersed.

And the heat transfer coefficients between the heated tube and fluidized bed of alumina beads($d_p=0.41, 0.54, 0.65, 0.77\text{mm}$) are calculated as a function of air fluidized velocity and pumping power.

The effects of particle size, static bed height and pumping power on the heat transfer coefficients are investigated. And the heat transfer coefficients are compared with that of single phase forced convection heat exchanger.

In particular, the heat transfer performance of each type heat exchanger is evaluated in relation to the pumping power.

기 호 설 명

A : 단면적 [m^2]	ΔP : 유동층내의 압력손실 [N/m^2]
C_p : 비열 [kJ/kg K]	h : 열전달계수 [$\text{kJ/m}^2\text{K}$]
D : 베드(bed)의 직경 [m]	E : 유동화에 필요한 소요동력 [W/m^2]
d_p : 평균입자직경 [m]	H : 편높이 [m]
k : 열전도율 [kJ/mK]	L : bed의 높이 [m]
	L_0 : 초기고정층높이 [m]
	m : 질량유량, 입자의 무게 [kg]

* 인하대학교 기계공학과

** 동양공업전문대학

*** 인하대학교 대학원

- n : 핀매수 [-]
 Q_H : 고온공기에서 저온공기로 전달되는 열유속
 [kJ/m²s]
 S_a : 유로단면적 [m²]
 t : 핀두께 [m]
 T_w : 관표면에서의 온도 [K]
 T_b : 유동층에서의 평균온도 [K]
 U : 유동층을 흐르는 공기의 속도 [m/s]
 ρ : 밀도
 μ : 점성계수

참 자

- b : 핀관에서 나관부
 f : 핀
 i : 내관의 내면
 o : 내관의 외면
 H : 고온측
 p : 입자
 g : 공기

1. 서 론

유동층은 고체입자(분립체)를 기체로 부유 유동시키는 것으로 유동입자의 유동과 이때 발생하는 기포가 전열면상의 온도경계층을 파괴하고 층내의 흐름을 심하게 난동화시키기 때문에 유동층내에 삽입된 전열면에서의 열전달이 증대되는 것으로 알려져 있다.^{1, 2, 3)}

최근에는 열교환기의 성능향상을 목적으로 유동층을 응용하기 위해서 유동층과 전열면간의 전열특성을 밝히고자 하는 연구가 활발히 진행되고 있다.^{4, 5, 6)}

유동층형 열교환기에 대한 연구에서 福迫, 關⁷⁾은 전기적으로 가열되는 가열관을 유동층내에 설치하여 입자직경 및 유동화 공기의 유속이 열전달특성에 미치는 영향을 검토한 결과, 열전달효과는 입자직경이 작을 수록 증대하며, 최소유동화속도의 약 2.5배 되는 영역에서 약 6배의 전열증진효과가 있었다고 보고하였다.

N.S. Grewal^{8, 9)}은 유동입자로 알루미늄(Alumina)입자 및 모래를 사용하는 유동층내에 삽

입한 V-thread 핀관을 통전 가열할 때 핀의 피치와 입자직경이 열전달계수에 미치는 영향을 실험적으로 고찰하여, 핀의 피치가 입자직경의 2배 이상일때 열전달증진효과가 있으며, 또 핀 피치가 증가하면 열전달계수가 증가하는데 핀관을 사용하는 경우가 평활관을 사용하는 경우보다 최대 2배의 전열증진효과가 있음을 밝히고 있다.

또한 W.B. Krause¹⁰⁾는 유동층내에 수평방향으로 삽입된 톱니모양의 핀(serrated fin)관에서의 전열특성을 실험적으로 연구한 결과 핀의 높이가 감소할 수록 열전달 계수가 증가한다고 하였다.

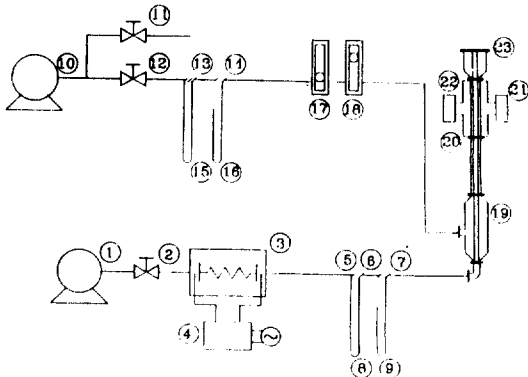
그러나 대부분의 연구는 전열관을 유동층에 수평방향으로 설치한 경우이며 또한 이들 연구 결과들은 유동층에서 열전달특성 및 유동특성에 관해서 논하고 있지만 유동층에서의 전열특성이나 유동특성은 많은 인자의 영향을 받으므로 상호간에 일치성은 제한적이다. 특히 유동층은 입자의 유동으로 인해 전열증진효과를 기대할 수 있으나, 유동화로 인해서 층내의 압력 손실이 증가하므로 소요동력이 증대하는 단점이 있다. 그러므로 유동층에 대한 연구는 유동화를 위해 부가적으로 필요한 소요동력의 영향을 규명할 필요가 있다.

본 연구에서는 고온공기와 저온공기가 각각 열교환기의 내관 및 외관을 흐르는 수직이층관식 유동층형 열교환기에서 내관을 핀관으로 할 경우, 유동입자의 직경 및 초기고정층 높이의 변화가 소요동력과 전열효과에 미치는 영향을 고찰하고, 또한 입자를 유동시키지 않는 열교환기에서의 소요동력에 따른 전열성능을 비교·검토하고자 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

Fig.1은 본 실험에서 사용한 실험장치의 개략도이며, 고온공기가 열교환기의 내관을, 그리고 저온공기는 열교환기의 외관을 상향으로 유동하는 병행류식 열교환기를 나타낸 것이다.

내관으로 유입되는 고온공기는 송풍기(1.3m³ min × 300mmAq) ①로 송풍되며, 이때 유량은



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

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

유량조절밸브 ②로 조절하여 유속이 15.7m/s가 되도록 하였으며, 공기는 전기가열기(1kW × 10 EA) ③으로 가열하여, 온도를 160 ± 3°C로 유지하였다.

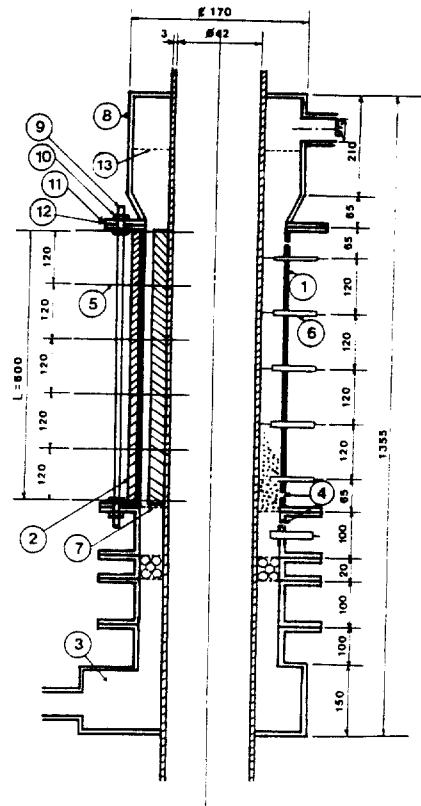
외관을 흐르는 저온공기는 송풍기(3.6m³/min × 500mmAq) ⑩으로 송풍하며, 이 때의 유량은 바이패스밸브 ⑪과 유량조절밸브 ⑫로 조절하였다. 또한 통과하는 공기의 유량은 유량계 (Flow-sell, 300~1600l/min) ⑬과 유량계(30~300l/min) ⑭을 직렬로 연결하여 측정하였다. 그리고 본 실험에서 유속범위는 0.5~4m/s로 하였다.

유량계를 지난 저온공기는 베드 ⑳으로 유입되며, 이때 공기의 흐름을 균일하게 해주기 위해서 정류부 ⑰와 강구(鋼球, φ5mm)를 2cm 높이로 충전한 충전층을 지나도록 하였다.

본 실험에서 사용한 핀관은 외경 48mm, 내경 42mm인 배관용 스테인레스강관(STS310)에 높이(H) 10mm, 두께(t) 1mm인 동질의 축방향핀을 수직으로 16개 부착하여 제작하였다.

Fig.2는 내관으로 핀관을 설치한 열교환기의 상세도이다.

열교환기의 외관(Bed) ①은 외기의 영향을 최소화하기 위해서 외경 104mm, 내경 80mm인 Bakelite관을 사용하였으며, 관표면은 열손실을



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

Fig. 2 Detail of test section.

줄이기 위하여 유리섬유 ②로 피복하였다. 이 때의 단열손실은 평균 3% 정도이었다.

층내에서의 압력강하 및 분산판 전후의 압력강하를 측정하기 위해서 압력측정구멍 ④를 설치하고 미차압력계(FC001, England)를 사용하여 압력차를 측정하였으며 압력변동이 심한 경우에는 수차례 반복측정하여 평균치를 취하였다.

내관 및 환상부에서의 온도분포를 구하기 위하여 내관에는 분산판으로부터 수직으로 120mm 간격을 두어 6곳에 T-type 열전대(φ100μm) ⑤를 관의 중심에서 11.5mm 떨어진 위치에 설치하였으며, 또 환상부에는 그림과 같이 열전대지세관⑥(φ1.5mm, 4mm간격으로 4개의 열전대(φ70μm)가 삽입되어 있음)을 분산판에서 수직

으로 65mm 떨어진 곳에서부터 120mm간격으로 5곳에 설치하여 모두 25개소의 온도를 측정하였다. 또 관표면의 온도는 환상부에 삽입한 열전대와 같은 높이에 5개의 열전대를 관벽에 용착시켜 측정하였다. 온도측정은 데이터 처리기(Fluke, 2240C) ②을 사용하여 3분 간격으로 측정하여 각 측정점에서의 온도변화가 거의 없는 정상상태의 온도(온도편차는 약 ±0.3℃)를 측정값으로 취하였다.

본 실험에서 사용한 유동입자는 표준망채로 포집하여 평균입자직경이 0.41, 0.54, 0.65, 0.77 mm인 구형 알루미늄 입자(ρ_p=4000 kg/m³)를 사용하였으며, 초기고정층 높이(L₀)는 전열면의 길이(L=60cm)로 무차원화(L₀/L)한 값으로 표시하여 각 입자에 대해서 0.08, 0.16, 0.25, 0.33, 0.42로 변화시켰다.

3. 열전달계수의 계산

유동층에서의 열전달계수는 베드를 12cm간격으로 5등분하여 각 구간에서의 국부 열전달계수를 구하여 평균을 취하는 방법으로 구하였다. 각 구간에서 고온유체에서 저온유체로 이동되는 열량(Q_H)은 다음식으로 구했다.

$$Q_H = m_H \cdot c_{pH} \cdot \Delta T_H \dots \dots \dots (1)$$

3.1 핀관에서의 열전달계수

1) 핀을 부착한 전체면적을 기준으로한 열전달계수(h_t)

핀에서의 열전달계수를 구하기 위해서 핀에서의 온도분포는 핀 뿌리(base)의 온도를 측정하여 유한차분법으로 구하였다.

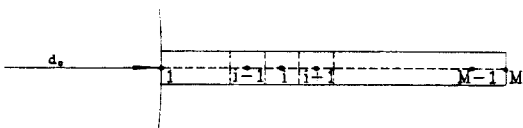


Fig. 3 Schematic of the heat conduction model for finned tube.

핀끝에서의 경계조건은 대류에 의한 열전달이 있는 경우이며, 핀에서의 좌표계는 Fig.3과 같다.

여기서 *i*점에 대해 에너지 평형을 취하면 다음과 같은 차분식을 얻을 수 있다.

i) 1 < *i* < *M*의 경우

$$\theta_i = \frac{\theta_{i+1} + \theta_{i-1}}{C_i} \dots \dots \dots (2)$$

여기서,

$$\theta_i = \frac{T_i - T_b}{T_w - T_b}, \quad C_i = \left[2 + \frac{2(\Delta x)^2 h_f}{t \cdot k_f} \right]$$

이다.

ii) *i*=1인 경우 θ₁=1

$$i=M인 경우 \theta_M = \frac{\theta_{M-1}}{C_M} \dots \dots \dots (3)$$

여기서,

$$C_M = \frac{1 + \frac{3}{4} \frac{2(\Delta x)^2 h_f}{t \cdot k_f} + \frac{\Delta x}{k_f} h_f}{1 - \frac{1}{4} \frac{2(\Delta x)^2 h_f}{t \cdot k_f}}$$

이다.

따라서 핀관에서의 열전달계수는 나관부에서의 열전달량 [A_b · θ₁ × (T₁ - T_b) · h_r]을 포함하여 다음 식으로 표시된다.

$$h_t = \frac{Q_H}{(A_b \cdot \theta_1 + n \cdot \Delta x \cdot \theta_1 + 2n \sum_{i=2}^{M-1} \Delta x \cdot \theta_i + n \cdot \Delta x \cdot \theta_M + n t \cdot \theta_M) \times (T_1 - T_b)} \dots \dots \dots (4)$$

위의 식에 의해서 열전달계수를 구하는 과정은 먼저 h_f를 가정하고 식(2)와 (3)에 의해서 온도분포를 구한후 식(4)에 대입하여 수정된 열전달계수를 계산하고 h_f 값이 수렴할 때까지 반복 계산하여 구하였으며, 이때 수렴조건의 허용오차는 0.001로 하였다.

2) 내관의 내면의 면적을 기준으로한 열전달계수(h_n)

관 외면을 기준으로한 열전달계수(h_i)를 관내면의 면적을 기준으로 하는 관 내면기준 열전달계수로 환산하였다.¹¹⁾

환산식은 다음과 같다.

$$h_{ii} = h_i (\Omega A_i + A_b) / A_i \dots\dots\dots (5)$$

여기서, Ω 는 핀의 유효도를 나타내는 핀효율이며 다음과 같이 표시된다.

$$\Omega = \frac{\tanh mH}{mH}$$

여기서, m 은 $\sqrt{h_i P / k A_i}$ 이다.

3.2 소요동력의 계산

입자를 유동시키기 위해 소요되는 동력은 단위유로면적에 대한 일율이므로 다음식으로 구할 수 있다.

$$E = \Delta P \times U \dots\dots\dots (6)$$

유동층에서의 압력손실(ΔP)은 미차압계로 측정하였으며 이것은 일반적으로 유로 단면적당 충전되는 입자의 중량에서 입자가 받는 부력을 뺀 차¹²⁾가 되며, 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$\Delta P = g \times \Delta H = \frac{m_p}{S_a \rho_p} (\rho_p - \rho_g) g \dots\dots\dots (7)$$

4. 실험결과에 대한 고찰

본 실험에서는 유동화를 위해 부가적으로 필요한 소요동력의 증대와 이에 따른 전열증진효과를 비교하기 위해서 유동층에서의 소요동력을 식(6)에 의해서 구하였다. 또 입자를 유동시키지 않는 경우의 열전달계수 및 압력손실은 다음의 McAdams¹²⁾의 식을 이용하여 구하였다.

$$h = j_h \cdot c_p P \mu^{2/3} \left(\frac{\mu_w}{\mu_g} \right)^{0.14} \dots\dots\dots (8)$$

$$\Delta P = 8 j_p U^2 / 2(L/deq) \left(\frac{\mu_w}{\mu_g} \right)^{0.25} \dots\dots\dots (9)$$

위의 관계식에 대한 Reynolds수에 따른 j_i 및 j_h 는 다음과 같다.

$$j_h = 0.01407 / Re_{eq}^{0.145} \quad 10,000 < Re_{eq} < 100,000$$

$$j_i = 0.04943 / Re_{ep}^{0.248} \quad 3,000 < Re_{ep} < 90,000$$

여기서,

$$Re_{eq} = \rho d_{eq} U / \mu, \quad Re_{ep} = \rho d_{ep} U / \mu \text{ 이며}$$

d_{eq} : 환상관의 상당직경 (4×환상관의 단면적 / heated wetted perimeter)

d_{ep} : 환상관의 상당직경 (4×환상관의 단면적 / friction wetted perimeter)

이다.

본 실험의 소요동력범위에서 단상류의 Re_{eq} 및 Re_{ep} 의 범위는 다음과 같다.

$$10,000 < Re_{eq} < 40,000, \quad 6,000 < Re_{ep} < 25,000$$

Fig.4는 평균입자 직경이 0.41mm인 경우에 고정층 높이를 증가시킬때 유속에 따른 소요동력의 변화를 나타낸 것이다.

일반적으로 유동층에서는 고정층 높이가 일정하면 압력손실은 식(7)과 같이 단위 유로면적당 충전되는 입자의 중량에서 입자가 받는 부력을 뺀 차에 상당하는 일정한 값을 갖는다.¹⁾

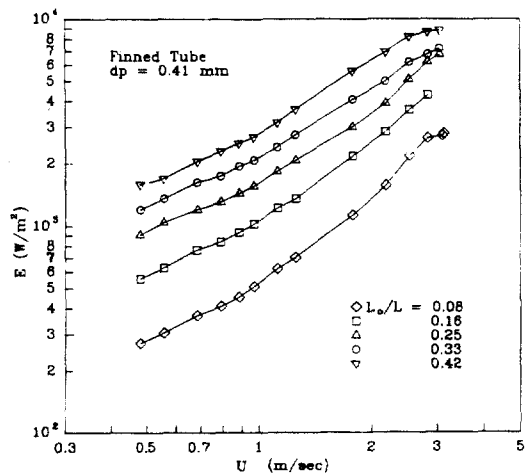


Fig. 4 The effect of L_0/L on pumping power at $dp=0.41\text{mm}$

따라서 고정층 높이를 높이면 동일한 유속에서 유동화를 위해 소요되는 동력은 고정층 높이에 비례해서 증대하게 된다. 다른 입자의 경우도 마찬가지로 나타난다.

Fig.5~8은 평균입자직경이 각각 0.41, 0.54, 0.65, 0.77mm일 때 고정층높이(L_o/L) 변화에 따른 소요동력과 열전달계수와의 관계를 나타내고 있다.

Fig.5는 평균입자직경이 0.41mm인 경우이며 전체적으로 유동화초기에는 열전달계수가 급격하게 증가하나 증가율이 점차 둔화되는 경향을 보이고 있다.

이것은 유동화초기에 작은 크기의 기포가 발생하여 층을 심하게 교란시키고, 또 입자층의 팽창이 유동화 초기에 이루어지기 때문에 열전달계수가 급격하게 증가하나, 유속이 어느 정도

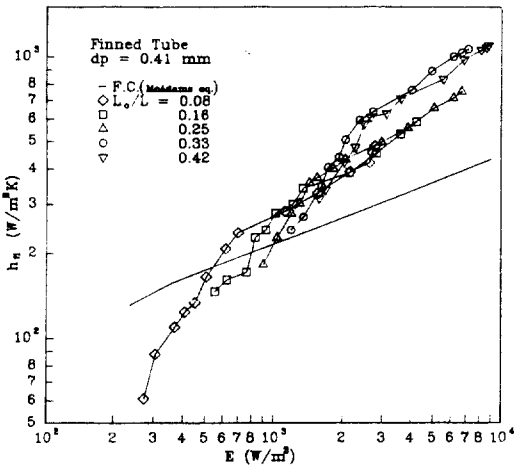


Fig. 5 Evaluation of heat transfer coefficient for finned tube with various L_o/L (dp= 0.41mm)

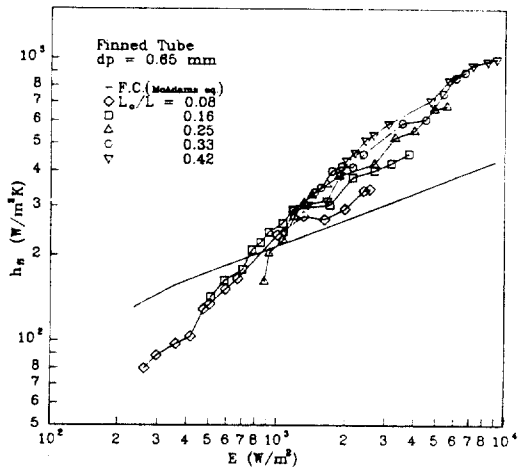


Fig. 7 Evaluation of heat transfer coefficient for finned tube with various L_o/L (dp= 0.65mm)

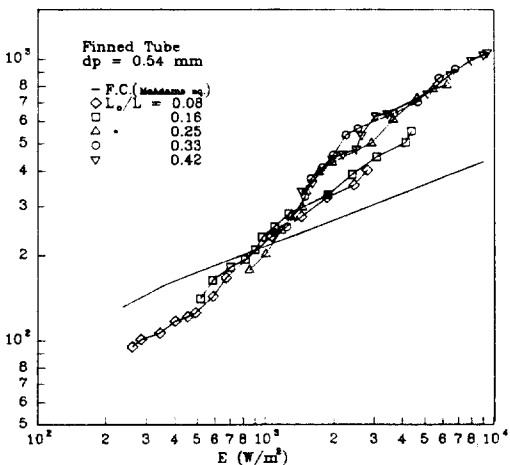


Fig. 6 Evaluation of heat transfer coefficient for finned tube with various L_o/L (dp= 0.45mm)

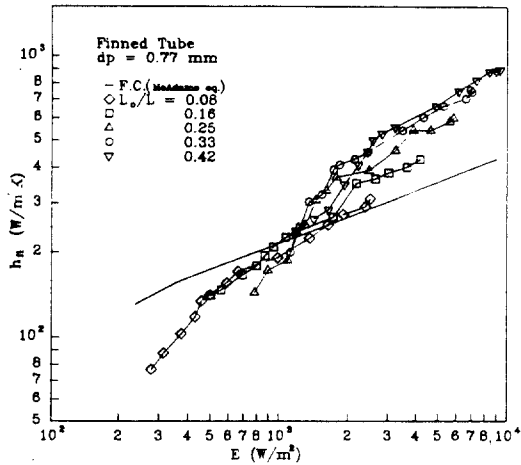


Fig. 8 Evaluation of heat transfer coefficient for finned tube with various L_o/L (dp= 0.77mm)

증가하면 기포가 성장·합체하여 커지게 되므로 상대적으로 기포가 가열면을 덮고 있는 시간이 증가하기 때문에 열전달효과가 떨어지는 것으로 생각된다. 이와 같은 경향은 고정층 높이가 높아질수록 확연히 나타나고 있다.(Fig.12 참조)

또한 동일한 소요동력하에서 고정층 높이 변화에 대한 영향은 소요동력이 약 $1500(W/m^2)$ 이하에서는 모든 입자에서 고정층 높이를 높임으로써 열전달증진효과를 기대할 수 없으며, 소요동력이 $1500(W/m^2)$ 이상 되는 경우에서는 동일한 소요동력하에서 고정층 높이를 높이면 열전달계수가 커지고 있다.

그리고 $dp=0.41mm$ 에서는 동일한 소요동력 하에서 고정층 높이가 0.42보다 낮은 0.33인 경우가 더 높은 열전달계수를 보이고 있는데, $dp=0.54, 0.65, 0.77mm$ (Fig.6, 7, 8 참조)에서는 고정층 높이가 0.42일때가 0.33인 경우보다 열전달계수는 약간 크게 나타나지만 그 차이는 작게 나타나고 있다. 따라서 완전히 유동화된 상태에서는 고정층 높이를 높이면 소요동력의 증대와 더불어 열전달계수는 증가하지만 고정층 높이가 높아질수록 열전달계수의 증가폭이 감소하게 되므로 열전달 효과를 증진시키기 위해서 고정층 높이를 높이는 것에는 한계가 있을 것으로 생각된다.

또한 입자를 유동시키지 않는 경우(이하 단상강제대류(F.C.))와 비교할 때 유동층의 경우가 소요동력의 증대에 따른 열전달계수의 증가율이 크며, 유동화 초기에는 단상강제대류의 경우보다 열전달계수가 작은 데, 이것은 유동화 초기에는 유동층이 전열면 전체에 걸쳐서 발달 되지 못한 상태이기 때문에 전열면에서의 열전달은 입자의 유동에 의한 열전달보다는 단상강제대류의 비중이 비교적 크게 나타나지만, 이 경우에도 층내의 압력손실은 층내에 충전되는 입자의 무게에 상당하기 때문에 열전달의 증대 효과보다는 소요동력의 증대효과가 크게 나타나기 때문으로 생각된다.

그러나 소요동력이 증대(유속이 증대)하면, 입자층이 팽창하게 되어 입자에 의한 열전달 효과가 커지게 되면서 유동층의 경우가 단상강

제대류의 경우보다 열전달계수는 증대하고 있다.

단상강제대류에 대한 유동층의 열전달계수의 증가율은 입자직경이 작을수록 또 고정층 높이가 높아질수록 증대하며, 입자직경이 0.41mm이고 고정층 높이가 0.33인 경우에 최대 열전달효과를 기대할 수 있으며, 이때 단상강제대류에 대한 열전달계수의 증가율은 127.1%로 나타났다.

Fig.10~13은 고정층 높이가 일정할 때 입자 직경의 영향을 나타내는 그림이다.

Fig.10은 고정층 높이가 0.08인 경우로 소요동력이 동일할 때는 입자직경이 작을수록 열전달계수가 증가함을 알 수 있다.

이와 같은 경향은 Fig.9에서 나타낸 것과 같이 본 실험에 사용된 입자는 고정층 높이가 동일한 때는 입자직경이 작은 경우가 동일 유속에서 소요동력이 다소 크게 나타나지만 최대 $\pm 15\%$ 편차를 보이고 있으며, 따라서 고정층 높이가 일정할 때는 입자직경의 변화가 소요동력에 미치는 영향은 작으며, 또한 입자직경이 작을수록 층내에 충전되는 입자의 수는 증대하므로 전열면과 입자의 접촉빈도가 높아지기 때문에 열전달효과는 증대한다고 생각된다.

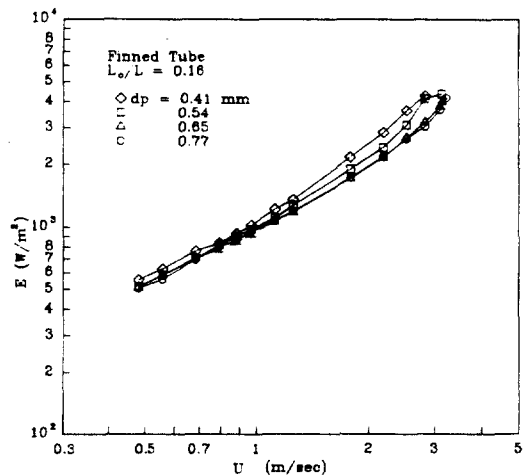


Fig. 9 The effect of particle diameter on pumping power at $L_0/L=0.16$

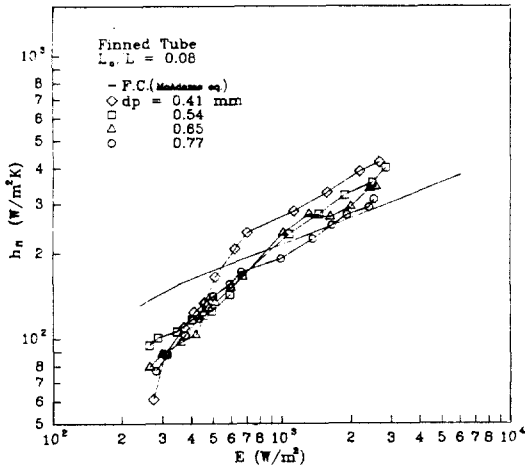


Fig. 10 Evaluation of heat transfer coefficient for finned tube with various L_o/L ($dp=0.08mm$)

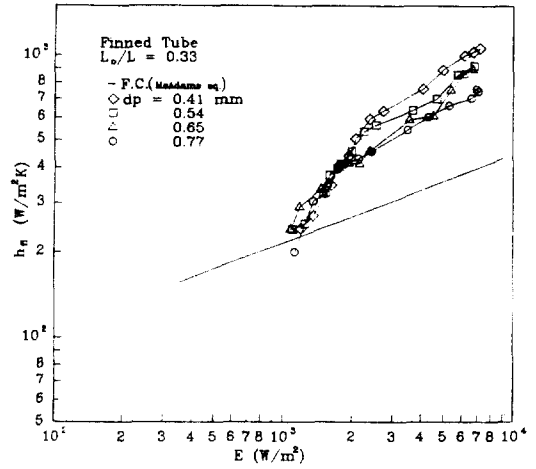


Fig. 12 Evaluation of heat transfer coefficient for finned tube with various particle diameter ($L_o/L=0.33$)

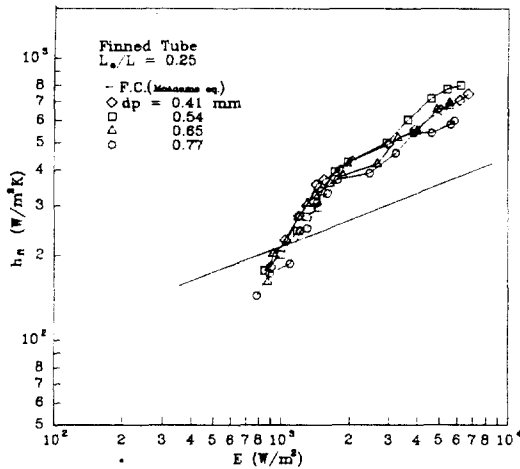


Fig. 11 Evaluation of heat transfer coefficient for finned tube with various particle diameter ($L_o/L=0.25$)

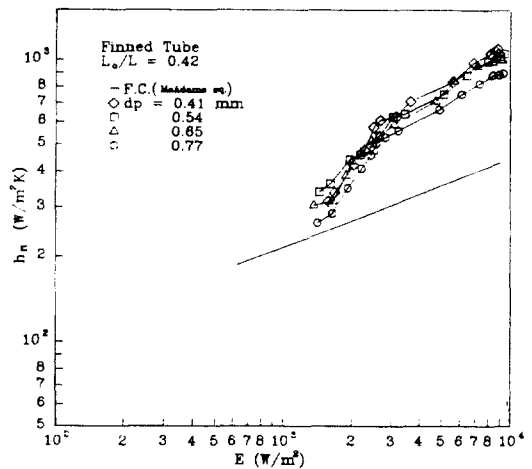


Fig. 13 Evaluation of heat transfer coefficient for finned tube with various particle diameter ($L_o/L=0.42$)

이때 열전달계수의 증가폭은 고정층 높이가 0.08경우는 평균입자 직경을 0.77mm에서 0.41mm로 변화시킬 때는 약 34.2%이며, 고정층 높이가 0.42일 때는 약 19.1% 증대하고 있다. 즉 고정층 높이를 증대시킬 수록 입자직径의 감소로 인한 열전달 증진효과는 작게 나타나고 있다.

또한 동일한 소요동력하에서 단상강제대류의 경우와 열전달계수를 비교하면 고정층 높이가

낮은 경우는 단상강제대류보다 열전달계수가 낮은 영역에 대부분 분포되지만(Fig.10 참조) 고정층높이를 증가시켜 0.33이상(Fig.12, 13 참조)이 되면 거의 전영역에서 유동층의 경우가 단상강제 대류의 경우보다 열전달효과는 우수하게 나타나고 있다.

따라서 단상강제대류와 비교할 때 유동층에 의한 열전달증진효과가 나타나는 한계 소요동력

범위가 존재하게 되며, 본 실험에서는 소요동력이 약 $1000(W/m^2)$ 이상인 경우에 유동층을 사용함으로써 열전달 증진효과를 기대할 수 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구는 알루미늄입자를 유동입자로 사용한 수직이중관식 유동층형 열교환기에서 핀관을 내관으로 사용하는 경우, 입자직경($dp=0.41, 0.54, 0.65, 0.77mm$) 및 초기고정층 높이를 변수로 하여 소요동력을 고려한 열전달효과를 단상강제대류 경우와 비교·검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 유동층형 열교환기에서는 소요동력을 고려하는 경우라도 초기고정층 높이가 높을 수록 또 입자직경이 작을 수록 열전달계수가 증대하지만 초기고정층 높이가 높아질 수록 소요동력도 증대하므로 초기고정층 높이에 대한 한계가 있을 것으로 생각된다.

2) 소요동력이 증가함에 따라 열전달계수는 초기에는 급격하게 증대하지만 소요동력이 어느정도 이상되면 증가율은 둔화된다.

또 소요동력의 증가에 따른 열전달계수의 증진율은 단상강제대류보다 유동층형 열교환기가 크며, 전열증진효과는 초기고정층 높이가 0.33이고 입자직경이 0.41mm일 때 최대가 되며 2.27배의 증진효과가 있었다.

3) 유동층을 사용하는 경우에 단상강제대류에 대한 열전달 증진효과를 기대할 수 있는 한계 소요동력이 존재한다.

4) 초기고정층 높이가 동일할 때 입자직경을 0.77mm에서 0.41mm로 변화시킴으로서 열전달계수는 고정층 높이에 따라 평균 최대 34.2% ($L_w/L=0.08$)에서 최소 19.1% ($L_w/L=0.42$)증가하며, 이때 증가폭은 고정층 높이가 높아질 수록 감소한다.

후 기

본 연구는 1991년도 인하대학교 연구비 지원에 의하여 수행되었습니다.

참 고 문 헌

1. Botterill, J.S.M., "Fluid-Bed Heat Transfer," Academic Press, London and New York, 1975.
2. Kunii, D. and Levenspiel, O., "Fluidization Engineering," John Wiley, N.Y., 1969.
3. Boterill, J.S.M., "Fluidized Beds," Heat Exchanger Design Handbook, Vol2, pp.341-344, Hemisphere Publishing Cooperation, 1983.
4. 李錫雨, 柳志午, 梁漢柱, 徐正閔, "流動層形 fin管 熱交換器의 熱傳達特性에 關한 基礎的 研究," 空氣調和冷凍工學會 論文集, 第3卷, 第3號, 1991.8.
5. Martin, H., "Fluid bed Heat Exchangers," Heat Exchangers Theory and Practice, pp.536-548, Hemisphere Publishing Corporation, 1983.
6. Rudnicki, M.I., Mah, C.S. & Williams, H.W., "Status of Fluidized Bed Waste Heat Recovery," Heat Exchangers Theory & Practice by J. Taborek et al, pp.549-568, 1981.
7. 福迫, 關, "粒子層内におかれた加熱圓管よりの熱傳達特性," 日本機械學會論文集(B編), 51卷, 463號, pp.889-995, 1985.
8. Grewal, N.S. and Saxena, S.C., "Effect of Surface Roughness on Heat Transfer from Horizontal Immersed Tubes in a Fluidized Bed," Journal of Heat Transfer, Vol.101, pp.397-403, 1979.
9. Grewal, N.S. and Saxena, S.C., "Heat Transfer between a Horizontal Finned Tube and a Gas-solid Fluidized Bed," Ind. Chem. Proc. Des. Dev. Vol.24, pp.458-471, 1985.
10. Kause, W.B., "Heat Transfer from Horizontal Serrated finned tubes in an Air-Fluidized Bed of Uniformly Sized Particles," J. of Heat Transfer, Vol.105, pp.319-324, 1983.
11. 金永喆, "熱交換器 핸드북," 大光書林, 1979.
12. McAdams, W.H., "Heat Transmission 3rd ed., International student edition," New York, McGraw-Hill Book Co. Inc. p.156, 1954.