

〈논 문〉

고체입자 이동층을 이용한 수직 전열관 열교환기의 성능해석

박상일* · 최경빈* · 이금배**

(1995년 9월 21일 접수)

Performance Analysis of Moving Bed Heat Exchanger of Solid Particles in a Vertical Pipe

Sang-Il Park, Kyong-Bin Choi and Kum-Bae Lee

Key Words: Heat Exchanger(열교환기), Moving Bed(이동층), Vertical Pipe(수직관), Solid Particle(고체입자), Performance Analysis(성능해석)

Abstract

A numerical analysis of the moving bed heat exchanger of solid particles inside the vertical pipe was performed using finite difference method. Also, the theoretical solutions were obtained for comparison when the wall heat flux or the wall temperature was assumed constant. The comparison showed that their results agreed well each other. The moving bed heat exchanger was classified as countercurrent-flow, parallel-flow, and cross-flow types according to the gas flow direction. For each type, the thermal efficiency of heat exchanger was calculated as a function of non-dimensional parameters such as the characteristic length of heat exchanger, Biot number and the ratio of thermal capacities of gas and solid particles.

기호설명			
B_i	: Biot수	\bar{u}	: 평균속도
C	: 열용량	z	: 축방향좌표
C_p	: 비열	α	: 열화산도
d	: 관 직경	ε	: 열교환기 효율
h	: 열전달계수	λ_n	: 고유값
k	: 열전도도		상첨자
L	: 길이	+	: 무차원
m	: 유량		하첨자
Nu	: 누셀트수		
q	: 열전달량	g	: 가스
r	: 반경 방향좌표	i	: 입구
R	: 관 반경	o	: 출구
T	: 온도	r	: 기준
u	: 속도	s	: 고체입자
		w	: 벽면

*회원, 한국에너지기술연구소 연소기기개발팀

**회원, 공주대학교 기계공학과

I. 서 론

고체입자를 열매체로 사용하는 열교환기는 여러 산업분야에서 사용되어 왔으며 특히 에너지 및 화공분야에서 많이 연구되어 왔다. 고체입자는 기체와 액체에 비하여 열용량이 비교적 크며 동시에 용융점이 높아 고온영역에서 사용이 가능하다. 또한 비표면적이 비교적 크고 내식성 또는 내열성 등이 우수하나 고체입자의 이송 등이 다소 어려운 특성도 갖는다. 고체입자를 이용한 열교환기의 형태는 유동층 (fluidized bed), 이동층 (moving bed), 충진 층 (packed bed) 등이 있으며 전열방식으로 구분하여 간접접촉 방식과 직접접촉 방식이 있다.

고체입자와 가스 또는 액체가 직접접촉하여 전열하는 방식은 고체입자의 비표면적이 매우 커서 전열효율이 우수하여 많은 연구가 수행되어 왔다. 그러나 이 경우 고체입자와 가스가 접촉하여 화학반응이 일어나거나 분진 등의 오염물질이 고체입자의 표면에 접착되는 등의 오염문제가 생길 수 있다. 이러한 경우 간접접촉 방식의 전열방식을 사용하는 것이 필요하다. 따라서 고체입자 이동층의 간접접촉 방식에 의한 전열현상에 대한 연구가 꾸준히 수행되어 왔다.

Obuskovic et al.⁽¹⁾은 펀튜브 전열관으로부터 고체입자의 이동층으로 열이 전달되는 현상에 대한 실험을 수행하여 열전달계수를 유도하였다. 이외에도 Sullivan et al.⁽²⁾ 등도 고체입자의 이동층에 관련된 연구를 수행하였다. 또한 열전달의 증대를 위하여 여러 형태의 터뷰레이터가 이용되었으며 여기에는 교반기, 회전하는 형태의 열교환기, 그리고 스크래퍼 등의 기구가 사용되었다.^(3~5)

국내에서는 박상일 등⁽⁶⁾에 의하여 고온의 고체입자의 전열관에서의 열전달에 대한 실험이 수행되었다. 이금배 등⁽⁷⁾은 수직 전열관 이동층 열교환기의 성능측정 및 전열촉진에 대한 실험적 연구가 수행되었다. 또한 최경빈 등⁽⁸⁾은 수직 전열관내의 고체입자 이동층에 대하여 이론적 해석을 수행하였다.

본 연구는 수직관내에 고체입자의 이동층을 형성할 경우의 열교환기 성능을 수치해석을 통하여 예측하였다. 그리고 수치해석 결과를 증명하기 위하여 수직관의 벽면온도가 일정한 경우와 수직관 표면에서의 열전달량이 일정한 경우의 수학적 이론해를 구하여 수치해석 결과와 비교하였다. 또한 고체

입자 이동층의 간접접촉 열교환기의 성능에 영향을 미치는 인자들을 지배방정식의 무차원화를 통하여 규명하였으며 이들 인자들의 영향을 수치해석을 통하여 예측하였다. 본 열교환기에서는 유체의 이송방향에 따라 대향류 (countercurrent-flow), 병행류 (parallel-flow), 그리고 교행류 (cross-flow) 등으로 나누어 각 형태의 열교환기의 성능을 수치해석하였다.

2. 이론해석

2.1 지배방정식

고체입자 이동층을 이용한 열교환기의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다.

이 경우 수직관내의 고체입자의 이송속도는 일정하다고 가정할 수 있다.⁽⁷⁾ 또한 해석을 단순화하기 위하여 각 유체의 성질이 일정하다고 가정하였으며 이동층의 수직 축방향의 열전도가 무시할 정도로 작다고 가정하였다. 이러한 고체입자 이동층 열교환기에 대한 에너지방정식은 다음과 같다.

$$u \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\alpha}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (1)$$

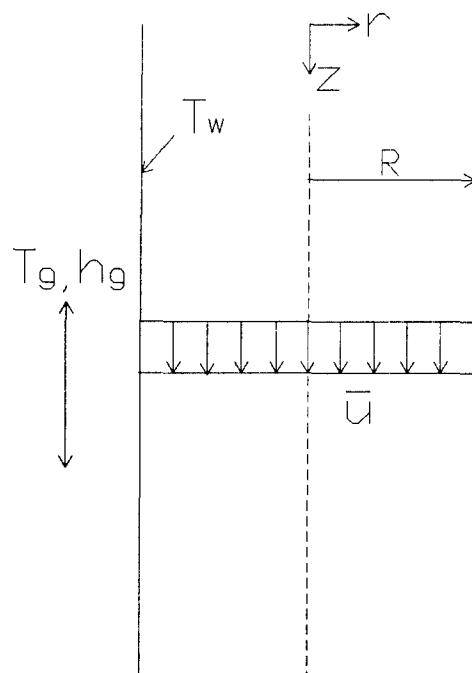


Fig. 1 Schematic of moving bed heat exchanger of solid particles

식 (1)의 에너지방정식은 무차원 변수를 사용하여 일반화할 수 있다.

$$\begin{aligned} r^+ &= \frac{r}{R}, \quad z^+ = \frac{az}{R^2 u}, \quad T^+ = \frac{T - T_r}{\Delta T} \\ u^+ &= \frac{u}{\bar{u}} = 1 \end{aligned} \quad (2)$$

따라서 무차원화된 에너지방정식은 다음과 같이 나타난다.

$$\frac{\partial T^+}{\partial z^+} = \frac{1}{r^+} \frac{\partial}{\partial r^+} \left(r^+ \frac{\partial T^+}{\partial r^+} \right) \quad (3)$$

2.2 벽면에서의 열유속이 일정한 경우

열유속이 일정한 경우 경계조건은 다음과 같으며 이때의 온도에 대한 무차원식에서 $T_r = T_i$ 이며 $\Delta T = q_w R / k$ 로 정의된다.

$$\begin{aligned} T^+(r^+, z^+ = 0) &= 0 \\ \frac{\partial T^+}{\partial r^+}(r^+ = 0, z^+) &= 0 \\ \frac{\partial T^+}{\partial r^+}(r^+ = 1, z^+) &= 1 \end{aligned} \quad (4)$$

변수분리법을 사용하여 구한 무차원 온도에 대한 이론해는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} T^+ &= 2z^+ + \frac{1}{2}r^{+2} - \frac{1}{4} \\ &- 2 \sum_{n=1}^{\infty} \exp(-\lambda_n^2 z^+) \frac{J_0(\lambda_n r^+)}{\lambda_n^2 J_0(\lambda_n)} \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 고유값은 $J_1(\lambda_n) = 0$ 의 해이다. 그리고 Nusselt수는 다음 식으로 표시할 수 있다.

$$Nu = \frac{8}{1 - 8 \sum_{n=1}^{\infty} \exp(-\lambda_n^2 z^+) / \lambda_n^2} \quad (6)$$

위 식에서 $z^+ \rightarrow \infty$ 이면 $Nu \rightarrow 8$ 이 된다.

2.3 벽면온도가 일정한 경우

벽면온도가 일정한 경우 $T^+ = (T - T_i) / (T_w - T_i)$ 이며 이에 따른 경계조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} T^+(r^+, z^+ = 0) &= 0 \\ \frac{\partial T^+}{\partial r^+}(r^+ = 0, z^+) &= 0 \\ T^+(r^+ = 1, z^+) &= 1 \end{aligned} \quad (7)$$

변수분리법을 사용한 이론해는 다음과 같다.

$$T^+ = 1 - 2 \sum_{n=1}^{\infty} \exp(-\lambda_n^2 z^+) \frac{J_0(\lambda_n r^+)}{\lambda_n J_1(\lambda_n)} \quad (8)$$

이 경우 고유값은 $J_0(\lambda_n) = 0$ 의 해이다. 또한 Nusselt수는 다음과 같다.

$$Nu = \frac{\sum_{n=1}^{\infty} \exp(-\lambda_n^2 z^+)}{\sum_{n=1}^{\infty} \exp(-\lambda_n^2 z^+) / \lambda_n^2} \quad (9)$$

이 경우 $z^+ \rightarrow \infty$ 면 $Nu \rightarrow 5.7831$ 이 된다.

2.4 수치해석

수직 전열관내의 고체입자 이동층에 대한 열전달 수치해석은 식 (3)의 에너지방정식을 유한차분법을 사용하여 해를 얻었다. 수치해석을 사용하여 벽면에서의 열유속이 일정한 경우와 벽면온도가 일정한 경우의 두 가지 경우에 대하여 온도분포와 누설수의 변화를 구하였다. 이러한 두 가지의 특수한 경우에 이론해에서 사용된 것에 해당하는 각각의 경계조건과 무차원온도의 정의식을 사용하였다.

3. 수치해와 이론해의 비교

수치해석의 정확성을 검증하기 위하여 이론해와 비교분석하였다. 따라서 이론해의 경계조건으로 열유속이 일정한 경우와 벽면온도가 일정한 경우의 두 가지 경우의 무차원온도와 누설수에 대한 이론해를 구하고, 이에 대한 수치해도 같은 조건에서 구하였다.

3.1 열유속이 일정한 경우

수직관내의 고체입자 이동층에서의 벽면 열유속이 일정한 경우 온도분포와 누설수에 대한 이론해와 수치해를 구하였다. 이 경우의 이동층의 표면, 중심 및 평균온도의 무차원온도에 대한 이론해와 유한차분법을 이용한 수치해를 Fig. 2에 나타내었다.

Fig. 2에서 보면 표면온도는 초기에 급격히 증가하나 나중에는 구배가 감소하며 일정하게 된다. 중심에서의 온도는 초기에는 변화가 없다가 그 후 약간씩 증가하고 대략적으로 $z^+ = 0.2$ 부터는 비교적 일정하게 증가한다. 평균온도는 표면에서의 열전달률이 일정하므로 z^+ 에 관계 없이 온도구배가 일정하게 나타난다. 따라서 세 가지 온도가 대략적으로 $z^+ = 0.2$ 이후 증가율이 일정하게 나타난다. 이 경우 수치해는 이론해와 같은 경향을 나타내며 초기에 약간의 차이를 나타내나 전체적으로 보아 거의

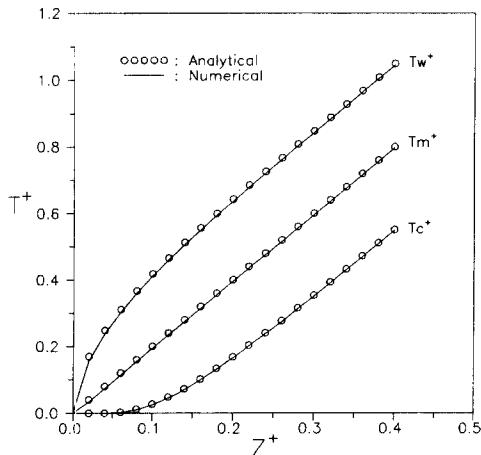


Fig. 2 Comparison between theoretical and numerical temperatures under constant wall heat flux

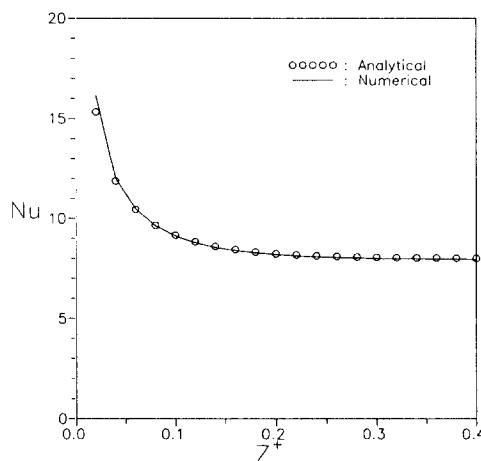


Fig. 3 Comparison between theoretical and numerical Nusselt numbers under constant wall heat flux

일치하고 있다.

Fig. 3에는 열유속이 일정한 경우의 누셀수에 대한 이론해와 수치해를 비교하여 나타내었다.

Fig. 3에서 보면 누셀수는 초기에 급격하게 감소하며 온도의 경우와 같이 대략적으로 $z^+=0.2$ 부터 변화율이 급격히 감소하여 거의 일정하게 된다. 또한 z^+ 가 충분히 큰 경우의 누셀수가 8.0으로 수렴하는 것을 알 수 있다. 이 경우에도 초기에 이론해와 수치해의 약간의 차이를 나타내나 전체적으로 잘 일치하고 있음을 나타내고 있다.

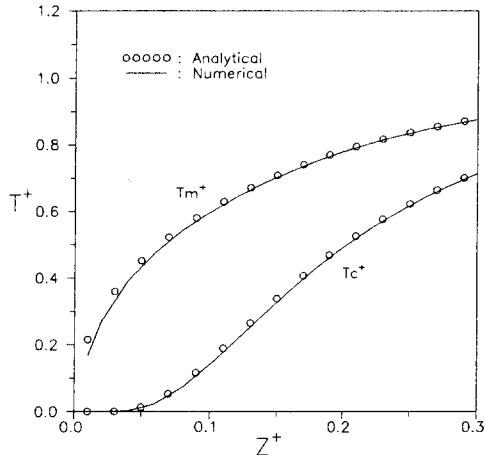


Fig. 4 Comparison between theoretical and numerical temperatures under constant wall temperature

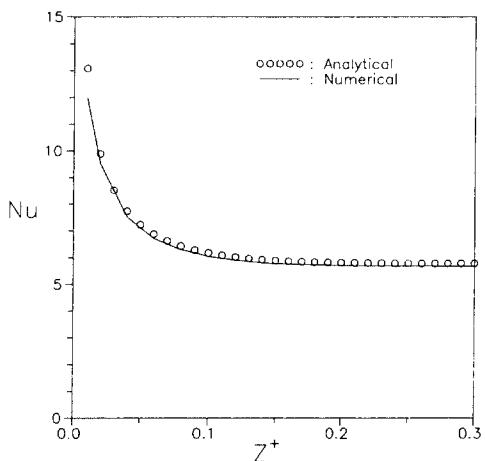


Fig. 5 Comparison between theoretical and numerical Nusselt numbers under constant wall temperature

3.2 벽면온도가 일정한 경우

고체입자의 이동층에서 벽면온도가 일정한 경우의 온도와 누셀수에 대한 이론해와 수치해를 구하였다. 먼저 Fig. 4에 축중심에서의 온도와 평균온도를 비교하여 나타내었다.

Fig. 4에서 보면 중심온도는 초기에 일정하며 이후에 증가율이 증가하나 대략 $z^+=0.2$ 이후에 증가율은 감소하고 있다. 그리고 평균온도는 초기에는 급격히 증가하나 z^+ 가 증가하면서 서서히 변화율이 줄어든다. 이 경우의 표면온도는 그림에 나타내

지 않았으나 경계조건에 의하여 1.0이 된다. 이론해와 수치해의 평균온도들은 초기에는 약간의 차이를 나타내나 전체적으로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 5에 표면온도가 일정한 경우의 누셀수의 이론해와 수치해를 비교하여 나타내었다.

Fig. 5에서 보면 열유속이 일정한 경우와 비슷한 경향을 나타내고 있다. 이 경우 역시 초기에 이론해와 수치해가 약간의 차이를 나타내고 있으나 전체적으로 잘 일치하고 있다. 두 가지 경우 모두 z^+ 가 충분히 큰 경우 $Nu=5.78$ 에 근사하게 수렴함을 알 수 있다.

4. 고체입자 이동층 열교환기 해석결과

고체입자 이동층의 수직전열관 열교환기에서 열유속이 일정한 경우와 벽면온도가 일정한 두 가지 경우에 대한 수치해를 구하였으나 일반적인 경우에는 위치에 따라 벽면온도와 열유속이 변하게 된다. 따라서 이론해를 구하는 경우의 무차원온도의 정의식을 그대로 사용할 수 없다. 열교환기에서의 고체입자의 이동층의 2차원 온도분포와 가스온도의 변화는 식 (1)을 유한차분법을 사용하여 구하였다. 고체입자의 수직전열관 열교환기의 수치해식의 결과를 나타내기 위해서는 다음 식으로 정의되는 열교환기의 효율을 사용하면 편리하다.

$$\varepsilon = \frac{T_{so} - T_{si}}{T_{gi} - T_{si}} \quad (13)$$

열교환기의 효율은 L^+ , Bi , C_g/C_s 만의 함수이며 이의 정의식은 다음과 같다.

$$L^+ = \frac{4\alpha_s L}{d^2 u}; Bi = \frac{h_g d}{k_s}; C_g/C_s = \frac{\dot{m}_g C_p g}{\dot{m}_s C_p s} \quad (14)$$

그리고 열교환기의 형태는 수직전열관 외부의 배가스의 흐름방향에 따라 대향류, 병행류와 교행류로 나눌 수 있으며 각 경우에 대하여 수치해를 구하였다.

4.1 대향류의 경우

수직전열관 외부의 배가스가 고체입자의 흐름과 반대방향으로 흐를 경우에 전열관 길이방향으로의 온도분포를 구하였다. 이 경우의 계산조건은 $T_{gi}=100^\circ\text{C}$, $T_{si}=0^\circ\text{C}$, $Bi=10$, $C_g/C_s=1.0$ 이다. 이의 해석결과로부터 Fig. 6에 열교환기의 길이방향에

따른 배가스, 고체입자의 표면, 중심 그리고 평균온도의 변화를 나타내었다.

Fig. 6에서 보면 열교환기 벽면온도는 입구부분에서 급격히 증가하며 그 후로는 증가추세가 감소하여 거의 일정하게 된다. 중심의 온도는 입구부분에서 변화가 없으며 그 후 서서히 증가하여 증가율이 일정하게 된다. 그리고 평균온도는 입구부분에서부터 증가하며 그 후 약간 증가세가 감소하여 일정하게 된다. 이것은 입구부분에서 배가스의 온도와 표면온도의 차이가 다른 부분에 비하여 크게 나타나므로 고체입자 이동층으로의 열전달률이 증가

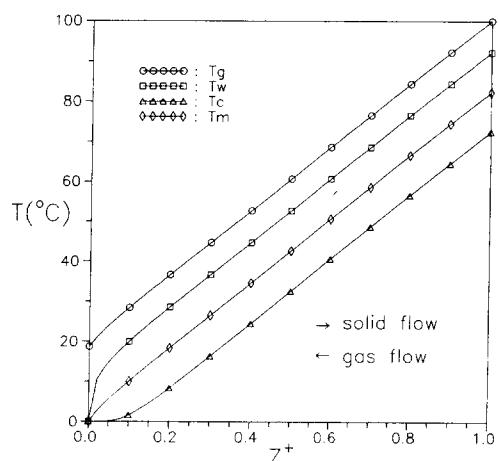


Fig. 6 Temperature distribution of countercurrent-flow heat exchanger ($Bi=10$, $C_g/C_s=1$)

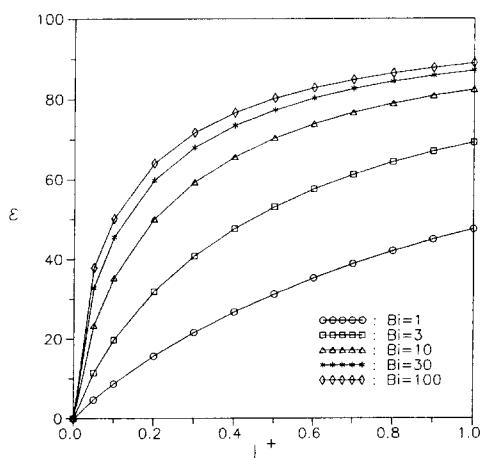


Fig. 7 Efficiency of Countercurrent-flow heat exchanger as a function of Biot number ($C_g/C_s=1$)

하기 때문이다. 이것은 배가스의 온도분포에도 영향을 미치게 되어 배가스의 입구부분에서 변화율이 증가하는 것으로 나타나는 이유가 된다. 이 경우 배가스와 고체입자 이동층의 열용량이 같으므로 배가스와 평균온도의 변화율이 동일하다. 그리고 이들은 대부분의 영역에서 온도의 변화율이 일정하며 다만 입구부분에서 약간의 온도의 증가율이 변화한다. 이것이 열유속이 일정한 경우의 고체입자 이동층의 온도분포와 다른 점으로 판단된다.

대향류 열교환기의 경우의 Biot수에 따른 열효율의 변화를 계산하였으며 이 경우 $C_g/C_s=1.0$ 이다. 이의 계산 결과로부터 열교환기 효율의 Biot수에 따른 변화를 Fig. 7에 나타내었다.

Fig. 7에서 보면 Biot수가 낮은 경우 열전달률이 적어서 열효율의 증가율이 낮으며 증가추세도 열교환기 길이가 증가함에 따라 약간씩 감소한다. 그리고 Biot수가 큰 경우 열교환기 길이가 증가함에 따라 처음에는 급격히 증가하나 후에는 열효율의 증가율은 감소한다.

다음은 대향류 열교환기 효율에 대한 배가스와 고체입자 이동층의 열용량비의 영향을 검토하였다. 이 경우 Biot수는 10으로 가정하였다. 이의 계산 결과를 Fig. 8에 나타내었다.

Fig. 8에서 보면 열용량비가 낮은 경우 처음에는 열효율이 급격히 증가하나 열효율이 빨리 일정한 값으로 수렴한다. 수렴하는 열효율값은 열용량비와 동일하게 나타난다. 열용량비가 증가하면 역시 열

효율의 증가율도 함께 증가한다. 그리고 열교환기 길이가 증가할수록 열효율의 증가율은 감소한다.

4.2 병행류의 경우

수직전열관 외부의 배가스의 방향이 고체입자 이동층의 흐름과 같은 경우에 역시 병행류 열교환기의 열효율은 L^+ , Biot수 그리고 열용량비의 함수로 나타난다. 고체입자 이동층의 온도분포 및 배가스의 온도분포를 구하였으며 이 경우의 경계조건은 $T_{gi}=100^{\circ}\text{C}$, $T_{si}=0^{\circ}\text{C}$, $Bi=10$, 그리고 $C_g/C_s=1.0$ 으로 가정하였다. 이 경우의 해석결과로부터 구한 열교환기의 온도분포를 Fig. 9에 나타내었다.

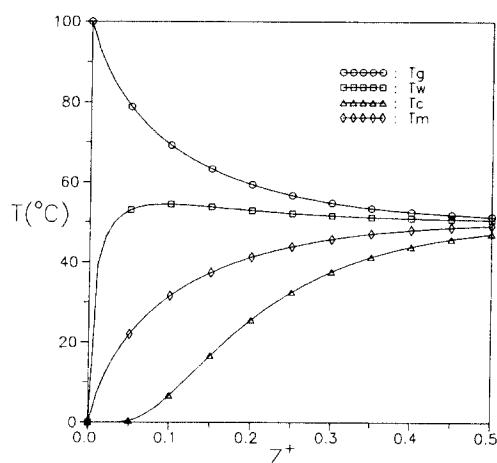


Fig. 9 Temperature distribution of parallel-flow heat exchanger ($Bi=10$, $C_g/C_s=1$)

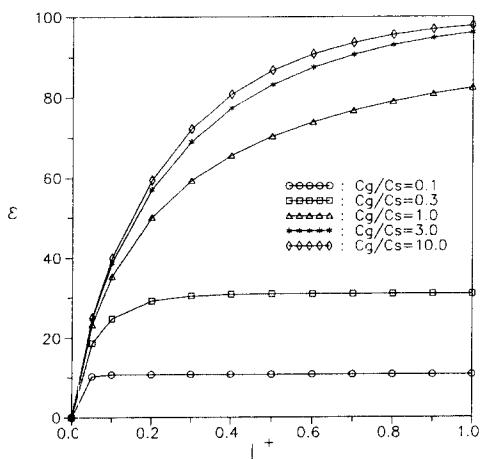


Fig. 8 Efficiency of countercurrent-flow heat exchanger as a function of specific capacity ratio ($Bi=10$)

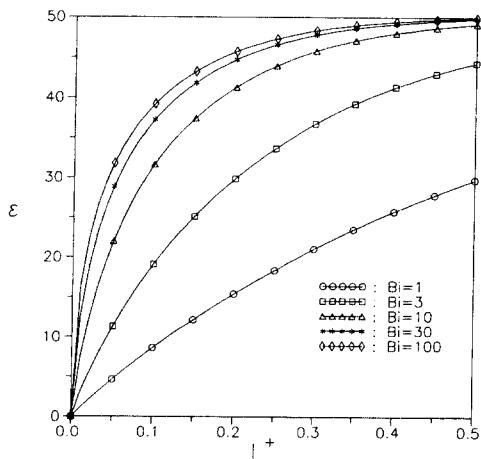


Fig. 10 Efficiency of parallel-flow heat exchanger as a function of Biot number ($C_g/C_s=1$)

Fig. 9에서 보면 배가스의 온도는 처음에는 급격히 감소하나 나중에는 감소율이 서서히 줄어들게 된다. 고체입자의 표면온도는 초기에 급격히 증가하며 Biot수가 큰 경우 최종배가스 출구온도보다 높아질 수도 있다는 것을 보여준다. 이것은 배가스로부터 고체입자 표면으로 전달되는 전열량이 고체입자 내부로 전달되는 전열량보다 크므로 표면온도가 증가하기 때문이다. 그러나 표면온도가 급격히 증가하여 배가스로부터의 열전달률이 감소하면 오히려 표면온도는 감소하게 된다. 고체입자의 중심부에서의 온도분포를 보면 처음에는 온도상승이 없으나 서서히 증가율이 증가하다 그 후에는 증가율이 감소하는 경향을 나타내어 표면온도와의 차이가 감소한다. 그리고 고체입자의 평균온도는 처음에는 급격히 증가하나 열교환기의 길이가 증가함에 따라 증가율은 감소한다.

병행류 열교환기의 경우의 Biot수에 따른 열효율의 변화를 계산하였으며 이 경우 $C_g/C_s=1.0$ 이다. 이의 계산 결과를 Fig. 10에 나타내었다.

Fig. 10에서 보면 열용량비가 1.0이므로 이론 최대열효율은 50%가 된다. Biot수가 낮은 경우 열전달률이 적어서 열효율의 증가율이 낮으며 증가추세도 열교환기 길이에 따라 약간씩 감소한다. 그리고 Biot수가 큰 경우 열교환기 길이에 따라 처음에는 급격히 증가하나 후에는 증가율이 급격히 감소하여 열효율의 증가율은 감소한다.

다음은 병행류 열교환기 효율에 대한 배가스와 고체입자 이동층의 열용량비의 영향을 검토하였다. 이 경우 Biot수는 10으로 가정하였다. 이의 계산 결과를 Fig. 11에 나타내었다.

Fig. 11에서 보면 열용량비가 낮은 경우 처음에는 열효율이 급격히 증가하나 열효율이 빨리 일정한 값으로 수렴한다. 수렴하는 열효율값은 열용량비와 동일하게 나타난다. 열용량비가 증가하면 역시 열효율의 증가율도 함께 증가한다. 그리고 열교환기 길이가 증가할수록 열효율의 증가율은 감소한다. 이러한 경향은 역시 대향류의 경우와 비슷하게 나타난다.

4.3 교행류의 경우

수직 전열관이 교행류의 형태를 갖는 경우 열교환기 전체길이에서 배가스의 유입온도는 일정하다고 가정하여 고체입자 이동층의 온도분포를 구하였다. 이 경우에 $T_{gi}=100^{\circ}\text{C}$, $T_{si}=0^{\circ}\text{C}$, $Bi=10$ 으

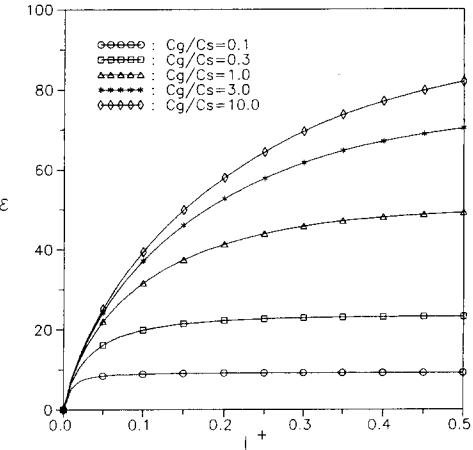


Fig. 11 Efficiency of parallel-flow heat exchanger as a function of specific capacity ratio ($Bi=10$)

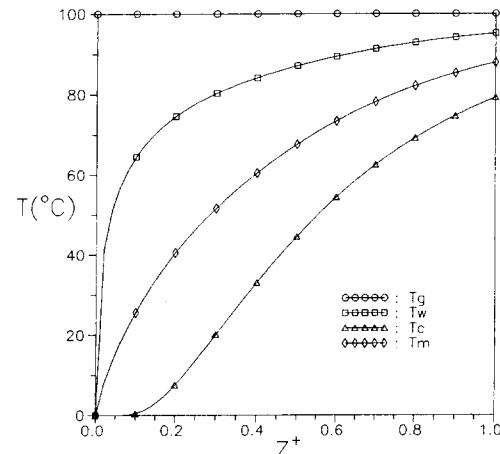


Fig. 12 Temperature distribution of cross-flow heat exchanger ($Bi=10$)

로 가정하였다. 이를 사용한 계산결과 온도분포는 Fig. 12와 같이 나타난다.

Fig. 12에서 보면 배가스의 입구온도는 열교환기 전체길이에 걸쳐서 일정하다. 고체입자층의 표면온도는 처음에 급격히 증가하나 나중에는 증가율이 급격하게 감소한다. 고체입자의 중심온도는 처음에는 변화가 없으나 서서히 증가율이 증가하고 나중에는 표면온도의 증가율이 감소하면서 중심온도도 역시 증가율이 감소한다. 평균온도는 처음에 급격히 증가하나 서서히 증가율이 감소한다.

교행류인 경우 열교환기의 열효율은 배가스의 온도가 열교환기 길이방향으로 일정하다고 가정하였

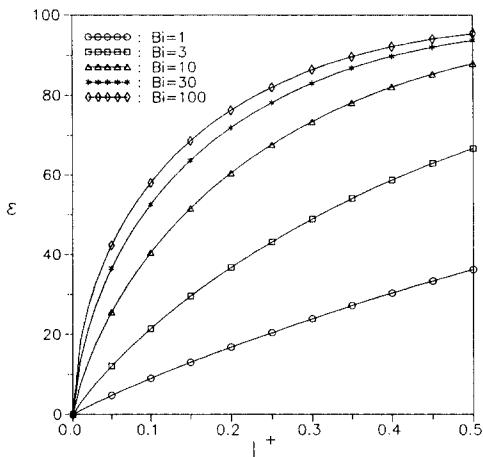


Fig. 13 Efficiency of cross-flow heat exchanger as a function of Biot number

으므로 열용량비의 함수로 나타낼 수 없다. 이 경우의 열효율에 대한 Biot수의 영향을 계산하여 Fig. 13에 나타내었다.

Fig. 13에서 보면 Biot수가 적은 경우 열효율의 증가율이 거의 일정하게 나타나며 Biot수가 크게 되면 열효율의 증가율은 처음에는 급격히 증가하나 열교환기 길이가 증가할수록 열효율의 증가율은 감소한다. 그외의 열효율의 변화경향은 대향류와 병행류의 경우와 비슷하게 나타난다.

5. 결 론

수직 전열관내에 형성된 고체입자 이동층 열교환기의 수치해석을 통하여 다음의 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 고체입자 이동층에서 경계조건으로 열유속이 일정한 경우와 벽면온도가 일정한 경우 이론해와 수치해가 잘 일치하였다.

(2) 고체입자 이동층 열교환기의 성능은 대향류와 병행류의 경우 L^+ , Bi 그리고 C_g/C_s 만의 함수

로 나타낼 수 있다.

(3) 교행류 열교환기의 경우 열교환기 성능은 L^+ 와 Bi 만의 함수로 나타낼 있다.

참고문헌

- (1) Obusovic, N., Colakyan, M. and Knudsen, J. G., 1991, "Heat Transfer between Moving Beds of Solids and a Transverse Finned Tube," *Heat Transfer Engineering*, Vol. 12, No. 2, pp. 46~51.
- (2) Sullivan, W. N. and Sabersky, R. H., 1975, "Heat Transfer to Flowing Granular Media," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 97 ~106.
- (3) Lybaert, P., 1987, "Wall-Particles Heat Transfer in Rotating Heat Exchangers," *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 30, pp. 1663~1672.
- (4) Bruxelmane, M., 1982, "Local Heat Transfer between Granular Materials and the Wall of a Truncated Conical Vessel Equipped with a Vertical Helical Ribbon Agitator," *Internal Report, Faculte Polytechnique de Mons*.
- (5) Uhl, V. W. and Root, W. L., 1967, "Heat Transfer to Granular Solids in Agitated Units," *Chemical Engineering Progress*, Vol. 63, No. 7, pp. 81~92.
- (6) 박상일 외, 1992, "고체입자를 이용한 직접접촉 열교환기 개발(Ⅲ)," 과학기술처 특정과제 연구보고서, 한국동력자원연구소.
- (7) 이금배, 박상일, 1994, "원형튜브내에서 이동 중인 고체입자층의 열전달 특성연구," 대한기계 학회논문집, 제18권, 제6호, pp. 1551~1558.
- (8) 최경빈, 1993, "수직관내에서의 고체입자의 전열특성에 관한 실험적 연구," 석사학위논문 충북대학교.