

다관형 순환유동층 열교환기의 유동 및 전열성능 예측모델 연구

박 상 일

한국에너지기술연구원 고효율에너지연구부

A Study on Prediction Model of Flow and Heat Transfer in the Circulating Fluidized Bed Heat Exchanger with Multiple Vertical Tubes

Sang-il Park

ABSTRACT: The pressure drop and heat transfer coefficient were measured at room temperature in CFB heat exchanger with multiple vertical tubes. Also the circulation rate of solid particles was measured. The theoretical model for predicting heat transfer coefficient using the solid flowrate was developed in this study. The model predictions were compared with the measured heat transfer coefficient to show relatively good agreement.

Key words: Circulating fluidized bed(순환유동층), Heat exchanger(열교환기), Multiple tube type(다관형), Prediction model(예측모델)

기 호 설 명

그리스 문자

- C_{Dm} : 유효 항력계수
- C_p : 비열
- d : 직경
- f : 접촉면적비
- g : 중력상수
- h : 열전달계수
- h_H : 입자군의 유효열전달계수
- $h_{overall}$: 순환유동층의 전체 열전달계수
- h_w : 가스층의 유효열전달계수
- L : 길이
- k : 열전도도
- p : 압력
- u : 유속
- U_m : 입자군의 유속

- δ : 가스층 간격
- ε : 기공율
- ρ : 밀도

하첨자

- c : 접촉(contact)
- e : 유효(effective)
- g : 가스
- m : 입자군
- p : 입자

1. 서 론

산업체의 공업로에서는 고온의 부식성 가스가 배출되고 있다. 특히 폐기물 소각로의 경우에는 이외에도 다이옥신이 발생된다. 이러한 배가스의 열회수를 위하여 일반적인 열교환기 또는 패

†Corresponding author

Tel.: +82-42-860-3313; fax: +82-42-860-3102

E-mail address: sipark@kier.re.kr

열보일리를 사용하는 경우, 열교환기의 전열면에 파울링 현상이 발생하며, 소각로의 경우에는 소각로의 연소실에서 배출하는 다이옥신이 폐열보일리에서 재합성되어 다이옥신의 농도가 증가하게 된다.⁽¹⁾ 본 연구에서는 다관형 순환유동층 열교환기를 이용하여 열교환기의 전열면의 파울링 방지와 고온 배가스의 급속냉각을 통하여 다이옥신의 재합성 현상을 억제하기 위하여 다관형 순환유동층 열교환기에 대한 실험과 이론적 분석을 수행하였다. 먼저, 순환유동층의 유동 및 전열성능실험을 통하여 압력손실, 고체입자의 순환유량 및 벽면 열전달계수를 측정하였다. 그리고 순환유동층의 열전달계수의 예측모델을 개발하여 측정 결과와 비교하였다. 본 연구의 다관형 순환유동층의 전열면에서의 열전달계수의 예측 모델은 기존의 일반적인 순환유동층에 대한 Mickley and Fairbanks⁽²⁾의 renewal model을 바탕으로 본 연구의 다관형 순환유동층 열교환기에 적합한 가정을 도입하여 입자유동 및 열전달계수에 대한 예측 모델을 개발하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

다관형 순환유동층 열교환기의 유동 및 열전달 성능을 측정하기 위하여 Fig. 1과 같은 실험장치를 제작하였다.

이러한 실험장치는 송풍기, 공기유량계, 실험용 순환유동층 열교환기, 백필터, 물탱크, 물펌프, 전기히터, 온도조절계, datalogger로 구성되어 있다. 열교환기 부분은 육안 관찰을 위하여 아크릴 재질로 제작하였다. 아크릴 전열관의 내경은 26 mm이며, 수직전열관중의 상승관(riser)의 길이는 600 mm이다. 이중의 상부의 70 mm는 열교환기의 상면위에 돌출되어 있다. 그리고 하부의 30 mm는 열교환기의 하단면 밑으로 돌출되어 있다. 그리고 수직전열관 중의 하강관의 길이는 500 mm이며, 상하단 면은 열교환기의 상하단 면과 동일한 면에 위치한다. 다공관은 구멍은 20개이며, 이의 직경이 7mm이다. 이러한 구멍의 위치는 상승관의 위치와 동일하다. 본 연구에 사용한 고체입자는 직경이 0.1 mm - 0.15 mm의 석회석이다.

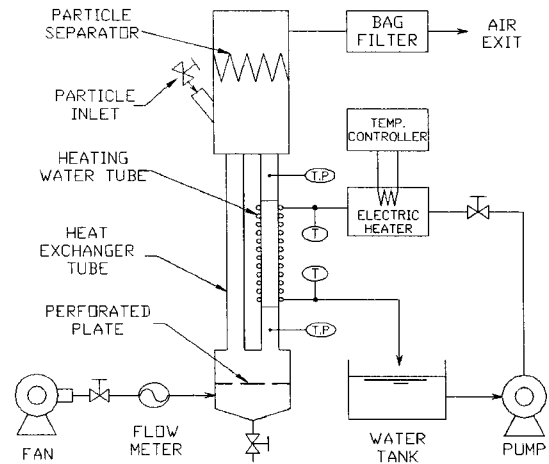


Fig. 1 Schematic of CFB heat exchanger test apparatus

전열관의 상부에 고체입자와 공기를 분리하기 위한 중력집진형 입자분리장치를 설치하여 고체입자가 열교환기의 외부로 방출되는 것을 방지하였다. 그리고 이러한 입자분리장치를 통과한 미세한 고체입자의 외부 방출을 막기 위하여 후단에 백필터를 설치하였다. 전열관의 상부 벽면에 고체입자의 투입구를 마련하였다. 전열센서는 강철관의 외부에 약 3 mm 직경의 동관을 감았으며, 강철관과 동관을 경납땜으로 연결하였다. 그리고 동관의 외부는 단열재로 단열하였다. 물탱크의 물을 물펌프로 전기히터로 이송한다. 그리고 전열센서의 입구의 동관에서의 물온도를 열전대를 사용하여 측정하고 온도조절계를 사용하여 전기히터의 전력량을 조절하여 물의 공급온도를 일정하게 유지한다.

2.2 실험 방법

먼저 송풍기를 작동시키고, 고체입자가 다공관 밑으로 배출되지 않도록 공기유량을 조절한다. 일정한 질량의 고체입자를 투입구를 통하여 열교환기부로 공급하여 순환유동층을 형성한다. 열교환기의 후단부에 백필터를 작동시킨다. 물펌프를 작동시키고, 유량조절밸브를 일정유량의 물탱크의 물을 전기히터로 공급한다. 전열센서 입구의 물의 온도를 측정하고, 이의 온도를 약 70 °C 정도로 일정하게 유지하기 위하여 온도조절계를 사용하여 전기히터의 전력량을 조절한다.

Datalogger와 열전대를 사용하여 전열센서의 물의 입출구온도와 전열센서 내부의 고체입자와 공기의 2상유체의 입출구온도를 측정한다. Turbine type 공기유량계를 사용하여 공기유량을 측정하고, 물의 유량은 물탱크로 배출되는 물의 무게를 측정하여 결정하였다. 고체입자 하강관에서 고체입자의 순환유량을 밸브를 사용하여 측정하였다. 이러한 온도 및 압력 측정결과가 일정한 상태를 유지하는 정상상태에서의 순환유동층 열교환기의 성능을 측정하였다. 이러한 실험을 통하여 여러 가지 순환유동층 설계 조건에 대하여 공기유량과 고체입자의 투입량을 변경하면서 순환유동층 열교환기의 유동 및 전열성능을 측정하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 압력손실 및 입자순환유량 측정결과

다관형 순환유동층 열교환기의 상온실험장치에서의 고체입자 체류량과 공기유량에 따른 열교환기의 유동 및 전열성능을 측정하였다. 유동특성으로는 다공판과 전열관 배열을 포함한 열교환기의 전체 압력손실을 측정하였다. 20개의 상승관 중에서 1개의 상승관을 선택하여 상승관내의 고체입자와 공기의 2상유동의 압력손실 그리고 4개의 하강관중에서 하나의 하강관을 선택하여 고체입자의 순환유량을 측정하였다. 공기유량에 따른 열교환기의 압력손실의 측정결과를 Fig. 2에 나타내었다.

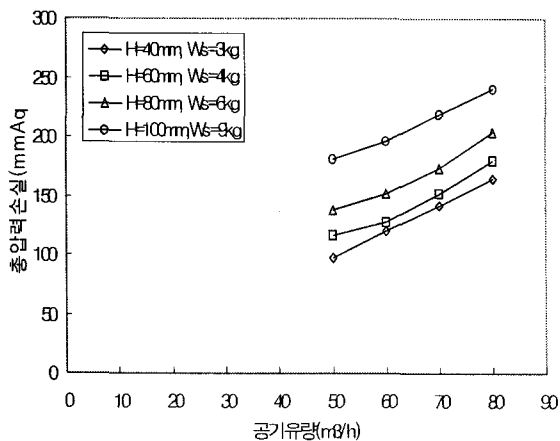


Fig. 2 Pressure drop of CFB heat exchanger.

이러한 압력손실의 측정결과를 보면, 다관형 순환유동층 열교환기의 공기측 압력손실은 대략 100 - 250 mmAq의 범위에서 변화하는 것을 알 수 있다.

20개의 상승관중에서 1개의 상승전열관을 선정하여 상승관에서의 측정간격이 400mm가 되는 부분에서의 압력손실을 측정하였다. 이러한 상승관내의 2상유동의 압력손실은 순환유동층의 유효 밀도와 열전달계수를 결정하는 중요한 인자가 되며, 이를 통하여 열교환기의 적정한 운전 영역을 결정할 수 있다.

Fig. 3에 수직상승관에서의 압력손실의 공기유량에 따른 변화에 대한 측정 결과를 나타내었다. 이러한 본 연구의 측정결과로부터 상승관내의 압력손실은 2 - 12 mmAq의 범위에서 변화하는 것을 알 수 있다.

Fig. 4에 공기유량에 따른 고체입자 하강관에서의 고체입자의 순환유량의 측정 결과로부터 고체입자의 유량과 공기유량의 중량비를 계산하여 나타내었다.

Fig. 4에서 보면, 본 연구에서의 다관형 순환유동층 열교환기의 상승전열관내의 고체입자와 공기의 유량의 중량비는 2 - 11 정도인 것으로 나타났다. 이러한 중량비는 전열관과 다공판의 간격에 따라 크게 변하는 것을 알 수 있다. 각 간격의 경우의 고체입자의 체류량은 각 경우에 해당하는 최대 체류량이다. 중량비는 공기유량과 고체입자의 체류량 및 전열관과 다공판의 간격의 증가에 따라 증가하는 것으로 나타났다.

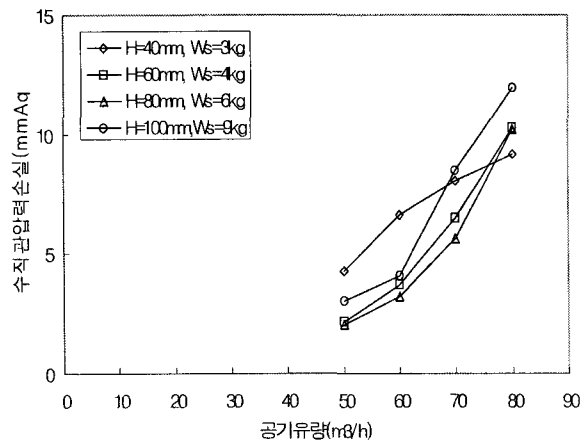


Fig. 3 Pressure drop of riser

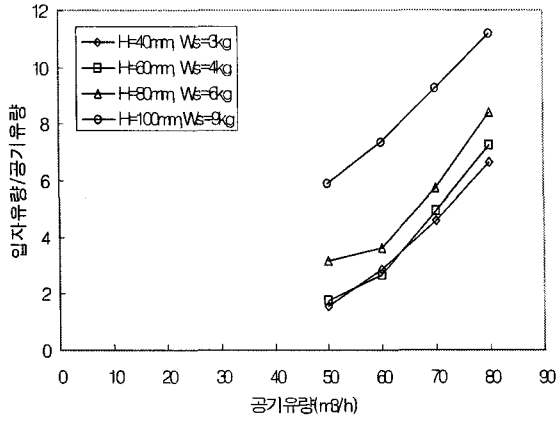


Fig. 4 Measured circulation rate of solid particles

3.2 열전달계수 측정결과

전열센서에 공급되는 물의 유량과 입출구온도를 측정하여 총 전열량을 계산하고, 전열센서의 외부로의 열손실을 감안하여 전열관으로 공급되는 전열량을 계산하였다. 그리고 순환유동층의 상승관에서의 2상유체의 입출구온도를 측정하여, 온수와 2상유체의 대수평균온도차를 계산하였으며 전열량의 측정 결과로부터 상승관의 벽면 열전달계수를 산출하였다.

Fig. 5에 고체입자의 체류량과 공기유량에 따른 다관형 순환유동층 열교환기의 상승전열관에서의 열전달계수의 측정 결과를 나타내었다.

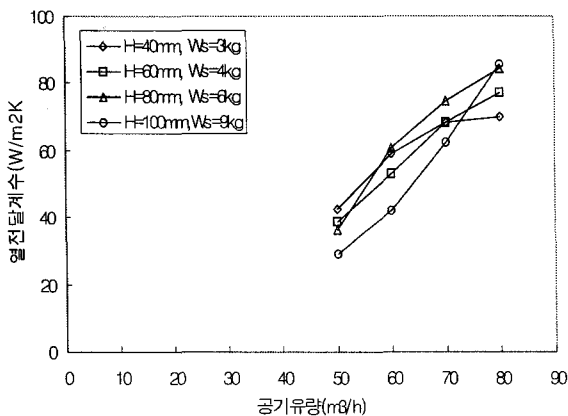


Fig. 5 Measured heat transfer coefficients

Fig. 5에서의 순환유동층이 형성된 경우의 열전달계수는 대략 30 - 90 W/m²K의 범위에서 변화한다. 다관형 순환유동층의 전열면에서의 고체입자의 유동화에 의하여 열전달계수가 약 5 배까지 증대되는 것으로 나타나, 유동화에 의한 전열증대 효과가 크게 나타나는 것을 알 수 있다.

4. 유동특성 및 열전달계수 예측모델

순환유동층 열교환기의 상승관에서의 2상유체 유동을 1차원으로 가정하여 상승관에서의 고체입자의 유속변화 그리고 2상유체의 압력손실을 다음의 관계 식을 사용하여 계산하였다.

$$\frac{du_p}{dt} = \frac{3}{4} C_{Dm} \rho_f \frac{(u_f + u_p)^2}{(\rho_p - \rho_f) d_p} - g - \frac{2f_p u_p^2}{D}$$

$$\frac{dp}{dz} + \frac{4Z_w}{b} - \rho_p (1 - \epsilon) g + W_p \frac{du_p}{dz} = 0$$

위의 식에서 고체입자의 유속변화는 첫째 항으로부터 항력, 중력 그리고 마찰력에 의하여 영향을 받는다. 그리고 압력변화는 둘째 항으로부터 마찰력, 중력 그리고 가속도에 의하여 영향을 받는다.

순환유동층의 전열면에서의 열전달계수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽²⁾

$$h_{overall} = fh_c + (1 - f)h_g$$

여기서 f는 입자군의 전열면 접촉면적비율이다. 이러한 접촉면적비에 대한 여러 가지의 실험식들을 검토하여 결정하였다.⁽³⁾

입자대류의 경우, Mickey and Fairbanks⁽²⁾는 기포유동층의 벽면에 접촉하는 입자군을 일정한 유효열전도도와 유효비열을 나타내는 균일한 재질로 가정하였다. 만약 입자군이 열투입깊이 (thermal penetration depth)가 두꺼운 경우, 즉 열투입깊이가 1mm 보다 작고, 접촉시간이 1초 정도인 경우, 입자군을 반무한 열전도체로 가정할 수 있다. 이러한 경우, 시간평균의 열전달계수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h_H = 2 \left(\frac{k_c \rho_p c_p \epsilon_c}{\pi t_c} \right)^{1/2}$$

여기서 ϵ_c 는 0.6으로 가정하였다. 그리고 Gelperin and Einstein⁽⁴⁾은 입자군의 유효열전도도에 대한 경험식을 다음과 같이 보고하였다.

$$\frac{k_e}{k_g} = 1 + \frac{(1 - \epsilon_c)[1 - (k_g/k_p)]}{(k_g/k_p) + 0.28\epsilon_c^{0.63}(k_p/k_g)^{0.18}}$$

Glicksman⁽⁵⁾은 입자군의 운동방정식을 풀어 입자군의 평균체류시간에 대한 이론식을 제시하였다.

$$L = \frac{U_m^2}{g} [\exp(-gt_c/U_m) - 1] + U_m t_c$$

Mickley and Fairbanks⁽²⁾의 renewal type의 모델은 입자군의 접촉시간이 짧은 경우, 입자군과 전열면 사이의 가스층을 고려하지 않기 때문에 정확한 예측 결과를 얻을 수 없다. 전열면의 가스층의 간격의 유효 열전달계수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h_w = k_g / (\delta d_p) \text{ where } \delta = 0.0282(1 - \epsilon)^{-0.59}$$

입자군의 열전달계수와 가스층의 열전달계수의 열저항을 직렬로 가정하여 renewal model을 적용하면, 입자군과 전열면의 열전달계수는 다음과 같다.

$$h_c = \left[\frac{1}{h_H} + \frac{1}{h_w} \right]^{-1}$$

가스대류열전달(dispersed phase heat transfer)의 경우, 일반적인 유로 내에서의 난류유동에 대한 가스 대류의 열전달계수 산출 식을 사용하여 h_g 를 계산하였다.⁽⁶⁾

5. 예측모델 결과 비교

다관형 순환유동층의 경우, 본 연구에서 개발한 유동특성 및 열전달계수에 대한 예측모델을 이용하여 이론적으로 계산한 상승관 압력손실과 측정결과를 비교하여 Fig. 6에 나타내었다.

그리고 열전달계수에 대한 예측 모델의 계산

결과와 측정 결과를 Fig. 7에 비교하여 나타내었다. 이러한 비교 결과를 보면, 모델의 예측 결과는 측정 결과와 비슷하게 나타나나 몇 개의 데이터는 측정 값이 계산 값보다 낮게 나타난다. 이러한 데이터들은 전열관과 다공관의 간격이 크고, 고체입자의 체류량이 적은 경우들이다. 이 경우, 유동층은 매우 불완전하여 전체적으로 큰 폭으로 진동하는 현상이 나타난다. 이러한 이유로 하강관에서의 고체입자의 순환유량의 측정 값과 상승관에서의 압력손실의 측정 값의 오차가 커지게 되어 수직관 압력손실 및 열전달계수의 측정 값이 작게 나타난다.

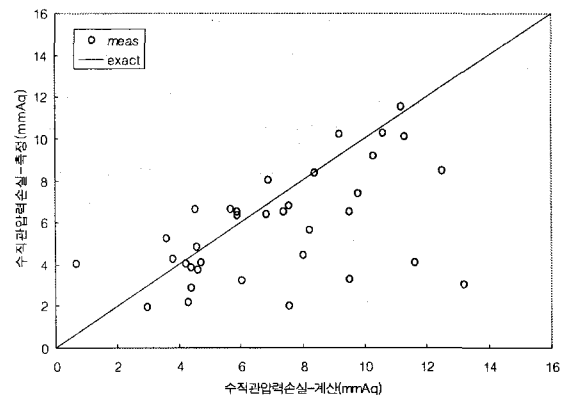


Fig. 6 Model comparison of riser pressure drop calculated from solid particle circulation rate

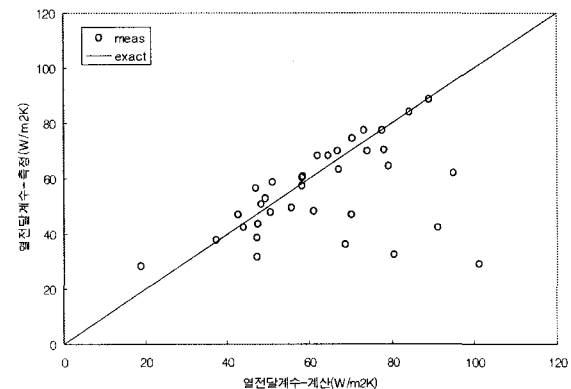


Fig. 7 Model comparison of heat transfer coefficient calculated from solid circulation rate

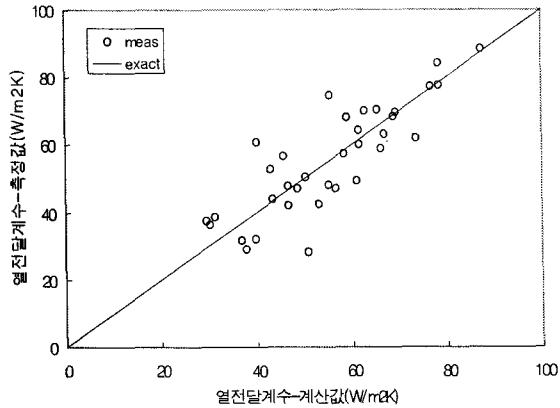


Fig. 8 Model comparison of heat transfer coefficient calculated from riser pressure drop

따라서 이러한 오차의 원인을 검증하기 위하여 상승관 압력손실의 측정결과로부터 유동특성에 대한 예측 모델을 사용하여 수직상승관내의 2상 유체의 유속 및 유효밀도등을 계산하고, 열전달 계수의 예측 모델을 사용하여 열전달계수를 계산하였다. 이러한 수직관 압력손실을 사용한 열전달계수의 예측결과와 측정결과를 비교하여 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8을 보면, 열전달계수의 예측결과의 경향이 비교적 일치하는 것을 알 수 있다.

6. 결론

공업로 특히 소각로의 고온의 오염물질을 함유한 배가스의 열회수를 위하여 다관형 순환유동층 열교환기의 유동 및 전열성능을 측정하였으며, 본 연구의 다관형 순환유동층 열교환기에 적합한 유동 및 열전달계수의 예측을 위한 모델을 개발하였다.

다관형 순환유동층의 압력손실의 측정결과, 유동층의 압력손실은 100 - 250 mmAq 정도이며, 상승관 압력손실은 2 - 12 mmAq 정도이다.

그리고 입자유량과 공기유량의 비율은 2 - 11 정도이며, 열전달계수의 측정값은 30 - 90 W/m²K 정도이다.

수직관 압력손실과 열전달계수에 대한 모델에 측정결과는 정상적인 순환유동층을 형성하는 영역에서 측정 결과와 비교적 잘 일치하는 것으로 나타났다.

참고문헌

1. Roh, S. L. and Park, S. I., 2003, Development of the heat exchanger for incinerator flue gas heat recovery and fouling control, 8th Energy Conservation Technology Workshop, Daejeon, pp. 39-47.
2. Mickley, H. S. and Fairbanks, D. F., 1955, Mechanism of heat transfer to fluidized beds, AIChE Journal, Vol. 1, No. 3, pp. 374-384.
3. Lints, M. and Glicksman, L. R., 1993, The structure of particle clusters near the wall of a circulating fluidized bed, AIChE symposium series, Vol. 89, No. 296, pp. 35-47.
4. Gelperin, N. I. and Einstein, V. G., 1971, Heat transfer in fluidized beds, Chapter 10 in Fluidization (eds Davidson, J. F. and Harrison, D.), Academic Press, New York, p. 471.
5. Glicksman, L. R., 1988, Circulating fluidized bed heat transfer, in circulating fluidized bed technology II, Basu, P. and Large, J. F., eds., Pergamon Press, Oxford, pp. 13-30.
6. Nusselt, W., 1931, Der Wärmeaustausch zwischen wand und wasser in rohr, Forsch. Geb. Ingenieurwes., Vol. 2, p. 309.