

물유동층 열교환기의 열회수성능 연구

김 한 덕, 박 상 일*, 이 세 균**†

충북대학교 대학원, *한국에너지기술연구원, **충북대학교 기계공학부

A Study on the Heat Recovery Performance of Water Fluidized-Bed Heat Exchanger

Han-Deok Kim, Sang-Il Park*, Se-Kyoun Lee**†

Graduate School, Chungbuk National University, Cheongju 361-763, Korea

*Korea Institute of Energy Research, Taejeon 305-343, Korea

**School of Mechanical Engineering, Chungbuk National University, Cheongju 361-763, Korea

(Received February 26, 2003; revision received July 9, 2003)

ABSTRACT: This paper presents the heat recovery performance of water fluidized-bed heat exchanger. Temperature and humidity ratio of waste gas are considered as important parameters in this study. Therefore, the heat recovery rate through water fluidized-bed heat exchanger for exhaust gases with various temperatures and humidity ratios can be estimated from the results of this study. Mass flow ratio (the ratio of mass flow rate of water to that of gas) and temperature of inlet water are also considered as important operating variables. Increase of heat recovery rate can be obtained through either high mass flow ratio or low temperature of inlet water with resultant low recovered temperature. The heat recovery performance with the mass flow ratio of about up to 10 has been investigated. The effect of number of stages of water fluidized-bed on the heat recovery performance has been also examined in this study.

Key words: Water fluidized-bed(물유동층), Mass transfer coefficient(물질전달계수), Direct contact heat transfer(직접접촉 열전달)

기 호 설 명

A	: 급수관면적 [m^2]	h_{in}	: 관내 열전달계수 [$kW/m^2 \cdot K$]
A_x	: 물질전달면적 [m^2]	h_{out}	: 관외 열전달계수 [$kW/m^2 \cdot K$]
$C_{p,w}$: 물의 비열 [$kJ/kg \cdot K$]	i	: 엔탈피 [kJ/kg]
D	: 직경 [m 또는 mm]	K_x	: 물질전달계수 [$kg/m^2 \cdot s$]
H	: 물유동층 두께 [m 또는 mm]	k	: 열전도도 [$kW/m \cdot K$]
		L	: 길이 [m]
		LMTD	: 대수 평균 온도차 [$^{\circ}C$]
		m	: 질량유량 [kg/s]
		Q	: 열회수율 [kW]
		r	: 유량비 ($= m_w/m_g$)
		T	: 온도 [$^{\circ}C$]

† Corresponding author

Tel.: +82-43-261-2446; fax: +82-43-263-2441

E-mail address: leesk@chungbuk.ac.kr

- t : 관두께 [m]
- U : 총괄 열전달계수 [$\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$]
- V : 속도 [m/s]
- X : 습도비 ($= \text{kg}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{gas}}$)

하첨자

- bed : 물유동층
- g : 가스
- i : 관내
- in : 입구
- o : 관외
- out : 출구
- w : 물

1. 서 론

물유동층 열교환기는 배기가스의 세정효과와 더불어 폐열회수성능도 매우 우수한 장치임이 연구 결과 알려졌다.^(1,2) 이 열교환기의 구조는 Fig. 1에서 개략적으로 나타낸 바와 같으며 약 70mm 정도의 얇은 물유동층 내부에서 에너지 회수가 이루어진다. 여기서 가스는 물유동층 내부를 통과하면서 직접접촉에 의하여 현열 및 잠열을 물유동층에 전달하고 다시 이 에너지는 유동층 내부에 설치된 급수관의 순환수에 전달된다. 여기서 주요 열전달성능은 물질전달계수 K_x 와 관외 열전달계수 h_{out} 에 의하여 지배되며 Kim et al.⁽³⁾은

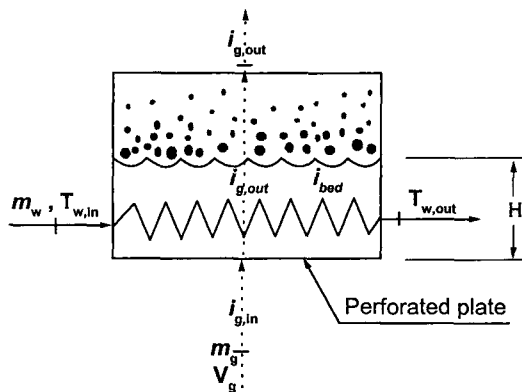


Fig. 1 Schematic of water-fluidized-bed heat exchanger.

실험을 통하여 이 값들을 구한 바 있다.

위에 언급한 Kim et al.⁽³⁾의 연구에서는 물유동층의 열회수 성능해석을 위한 단순화 모델을 제시하고 온도와 습도비가 일정한 특정 배기가스를 이용한 실험을 통하여 이 값들(K_x, h_{out})을 확정하였다. 본 연구에서는 위의 연구결과를 기반으로 그 적용범위를 대폭 확대하여 다양한 온도와 습도비를 가진 폐가스를 대상으로 물유동층의 에너지회수성능을 검토한다. 가스의 열에너지는 현열과 잠열로 구분되며 보통 온도는 현열을, 습도비는 잠열을 나타내는 파라미터로 볼 수 있다. 본 연구에서는 가스의 온도와 습도비를 주요 변수로 취급하여 물유동층의 에너지회수성능을 검토하였고 물유동층은 1단을 기준으로 하되 2단 이상의 다단 유동층에 관해서도 성능조사를 수행하였다.

2. 물유동층 시스템

Fig. 1에서는 물유동층의 개략도를 보이고 있다. 그림에 보이는 바와 같이 물유동층의 바닥은 다공판으로 되어 있고 두께 H 로 이루어진 물유동층 내부에는 급수관이 배열되어 있다. 작동중인 물유동층에 관하여 다음의 가정을 적용한다.

- (1) 물유동층은 정상상태로 작동한다.
- (2) 물유동층의 온도는 T_{bed} 로 균일하다.
- (3) 물유동층 내에서의 가스의 엔탈피는 물유동층 출구 엔탈피($i_{g,out}$)와 같다.
- (4) 물유동층 통과 후 가스는 포화상태가 된다.
- (5) 기타 물유동층의 설계조건은 다음과 같다.

- 물유동층 하부의 다공판을 통과하기 전의 유입가스 속도, $V_g=1 \text{ m/s}$
- 물유동층 두께, $H=70 \text{ mm}$
- 급수관내 물의 유속, $V_w=2 \text{ m/s}$
급수관 외부 표면적, $A=6.4 \text{ m}^2$
급수관 외경, $D_o=19.1 \text{ mm}$
급수관 내경, $D_i=16.1 \text{ mm}$
- 다공판의 기공률 : 10%(따라서 다공판 통과시 가스유속은 10 m/s가 된다.)
- 다공판 면적(물유동층의 단면적) :
 $1 \text{ m}^2 (= 1 \text{ m} \times 1 \text{ m})$

따라서 본 연구의 결과는 물유동층 단위 단면적

에 관한 것이며 단면적이 달라질 경우 에너지 회수율은 면적에 비례하는 것으로 볼 수 있다. 또 계산과정에서 가스의 물성치를 공기의 물성치와 같다고 가정하여 공기의 물성치를 이용하였으며 이 가정 또한 무리가 없는 것으로 판명되었다.⁽³⁾

시스템 내부의 압력에 관하여서는 부분적으로 약간의 부압이 걸릴 수 있으나, 전체적으로 대기압 수준으로 보는 것이 타당하다 하겠다.

3. 물유동층에서의 열전달 해석

물유동층 내에서의 물과 가스 간의 직접접촉에 의한 열회수율 Q 는 엔탈피차에 비례하는 다음 식으로 표현된다.⁽⁴⁾

$$Q = K_x A_x (i_{g, out} - i_{bed}) \quad (1)$$

여기서 K_x 는 물질전달계수, A_x 는 물과 가스의 접촉면적이며, i_{bed} 는 물유동층의 온도인 T_{bed} 에서의 포화엔탈피이다. 이와 같이 회수된 열량 Q 는 다시 물유동층 내의 급수관으로 전달되며 다음 식으로 표현된다.

$$Q = UA LMTD \quad (2)$$

식(2)에서 A 는 급수관 표면적이며 U 와 $LMTD$ 는 총괄 열전달계수와 대수 평균 온도차로 각각 다음의 식들로 표현된다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{out}} + \frac{t}{k} \frac{2D_o}{D_i + D_o} + \frac{1}{h_{in}} \frac{D_o}{D_i} \quad (3)$$

$$LMTD = \frac{T_{w, out} - T_{w, in}}{\ln \left(\frac{T_{bed} - T_{w, in}}{T_{bed} - T_{w, out}} \right)} \quad (4)$$

식(3)에서 h_{out} 은 급수관의 관외 열전달계수, h_{in} 은 관내 열전달계수이고 D_i , D_o 는 각각 급수관의 내경 및 외경, t 와 k 는 각각 급수관의 두께와 열전도도이다. 식(4)에서 $T_{w, in}$, $T_{w, out}$ 은 각각 급수관을 흐르는 급수의 입, 출구 온도이며 T_{bed} 는 물유동층의 온도이다.

식(1)과 (2)로 표현되는 열회수율을 가스의 입,

출구 엔탈피 또는 급수관 입, 출구 온도로 표현하면 각각 다음의 식(5)와 (6)으로 된다.

$$Q = m_g (i_{g, in} - i_{g, out}) \quad (5)$$

$$Q = m_w C_{p, w} (T_{w, out} - T_{w, in}) \quad (6)$$

식(5)에서 m_g 는 수분을 제외한 건가스의 유량, m_w 는 급수유량이며 $C_{p, w}$ 는 물의 비열이다.

성능해석의 계산과정을 살펴보면 $i_{g, in}$, $T_{w, in}$, m_g , m_w 가 주어진 상태에서 식(1), (2), (5), (6)의 4식을 연립하여 미지수인 Q , $i_{g, out}$, i_{bed} 와 $T_{w, out}$ 을 구한다. 여기서 $i_{g, out}$ 과 i_{bed} 는 포화상태의 엔탈피이므로 이 값들을 알게 되면 $T_{g, out}$ 과 T_{bed} 를 구할 수 있으며 그 역도 성립한다.

식(1)의 $K_x A_x$, 식(3)의 h_{out} 은 Kim et al.⁽³⁾의 실험에서 얻은 값을 이용할 수 있다. 실제로 실험을 통하여 구할 수 있는 것은 이와 같이 곱의 형태로 표시된 $K_x A_x$ 이며 K_x 와 A_x 를 분리하여 구하기는 쉽지 않다. 본 연구는 위의 설계조건인 가정(5)에서 명시한 바와 같이 다공판 면적 1m^2 , 가스유속 $V_g = 1\text{m/s}$ 에 관한 성능해석이므로 Kim et al.⁽¹⁾의 연구결과를 여기에 적용하여 $K_x A_x = 3.2\text{kg/s}$, $h_{out} = 9.444\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$ 의 값들을 사용하였다(부록 참조). 그리고 식(3)의 h_{in} 은 입구조건을 고려하여 개발된 다음의 식(7)을 이용한다.⁽⁵⁾

$$h_{in} = 0.036 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{D_i}{L} \right)^{0.055} \frac{k_w}{D_i} \quad (7)$$

여기서 k_w 는 물의 열전도도, L 은 다기관 사이에 연결된 급수관의 길이로 위의 설계조건에 따르면 다기관 사이의 길이가 약 1m가 되므로 $L = 1\text{m}$ 로 보는 것이 타당하다.

본 연구에서 주요 관심을 갖는 열교환 성능은 열회수율 Q 와 급수관 출구온도 $T_{w, out}$ 이며 이들을 결정하는 주요 변수로는 가스온도 $T_{g, in}$ 과 습도비 $X_{g, in}$, 그리고 급수온도 $T_{w, in}$ 과 유량비 $r (= m_w/m_g)$ 이다. 이중 $T_{g, in}$ 과 $X_{g, in}$ 은 열원인 가스의 성질이므로 열원변수(heat source vari-

ables), $T_{w,in}$ 과 r 은 작동조건에 관계되므로 작동 변수(operating variables)로 볼 수 있다. 열교환기의 성능은 1단을 기준으로 해석하였고 2단 이상의 다단에 관해서도 그 성능변화를 검토하였다.

Fig. 1에서 보이는 열교환기 하나로 충분한 전열량을 획득할 수 없을 때 동일한 열교환기를 여러 개 직렬로 연결하여 전열성능을 높인 열교환기를 다단 물유동층 열교환기라 한다. 다단 열교환기에서는 앞단의 출구조건이 다음 단의 입구조건이 되며 급수는 가스와의 반대로 흐르는 향류형이 되므로 1단 열교환기의 전열성능이 계산되면 다단 열교환기의 전열성능은 반복계산을 통하여 구해질 수 있다. 그러나 열교환기를 다단으로 구성할 경우 단수가 높아질수록 압력손실은 커지므로 이에 따른 과도한 송풍동력이 요구되어 가능하면 1단에서 충분한 전열효과가 이루어질 수 있도록 설계하는 것이 바람직하다.

4. 성능해석 결과 및 고찰

4.1 1단 열교환기

Fig. 2는 열원변수의 하나인 습도비 $X_{g,in}$ 과 열

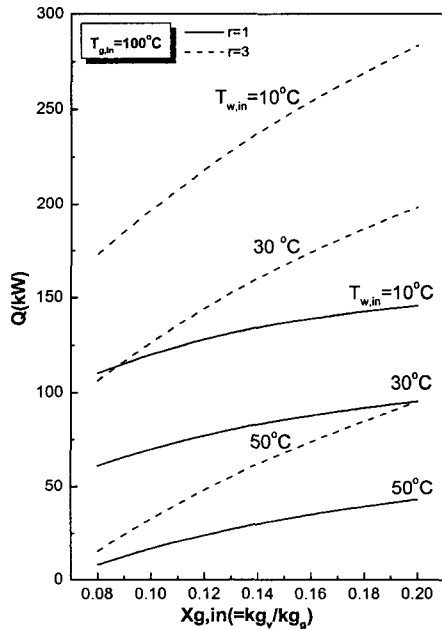


Fig. 2 Heat recovery rate vs. humidity ratio.

회수율의 관계를 보여준다. 습도비는 가스가 함유한 잠열을 나타내는 변수이므로 습도비가 높다는 것은 잠열이 많음을 의미하며 그림에서 보듯이 잠열이 많을수록 열회수율 또한 높아진다. 또한 유량비가 높고 급수입구온도가 낮으면 더욱 효과적인 열회수가 가능함을 이 그림은 보여준다.

Fig. 3에서는 또 다른 열원변수인 가스온도 $T_{g,in}$ 의 변화에 따른 급수온도의 변화를 보여준다. 열회수는 양뿐 아니라 용도에 맞는 회수온도(급수의 출구온도) 또한 중요하므로 열회수율과 함께 회수온도도 항상 병행하여 조사하여야 한다. Figs. 2, 3를 통하여 열원인 가스의 에너지(잠열+현열)가 높으면 이에 비례하여 높은 에너지 회수가 이루어짐을 알 수 있다. 그러나 에너지 회수에는 단순히 이러한 열원조건뿐 아니라 작동조건에 해당되는 유량비와 급수의 입구온도를 어떻게 조절하느냐 또한 매우 중요하다.

따라서 Fig. 4에서는 유량비를 10까지 대폭 증가시키고 급수 입구온도도 10°C, 30°C, 50°C로 변화시켜 가며 열회수율과 급수의 출구온도가 어떻게 변화하는지를 검토하였다. 유량비가 증가하면 대수 평균 온도차가 증가하고 이에 따라 열회수율이 증가하게 되는데 그림에서 보는 바와 같이

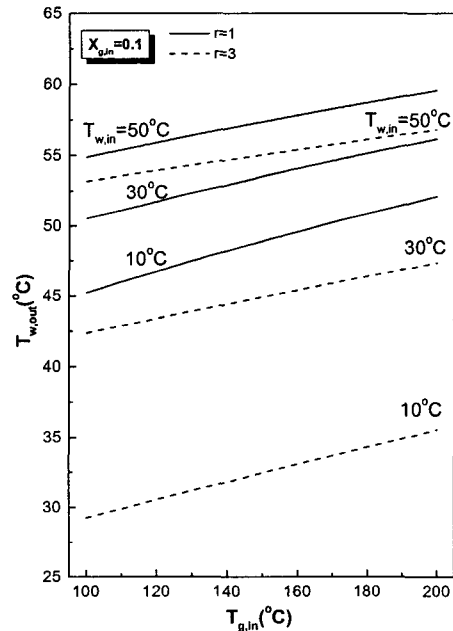


Fig. 3 Outlet temperature of feed water vs. gas temperature.

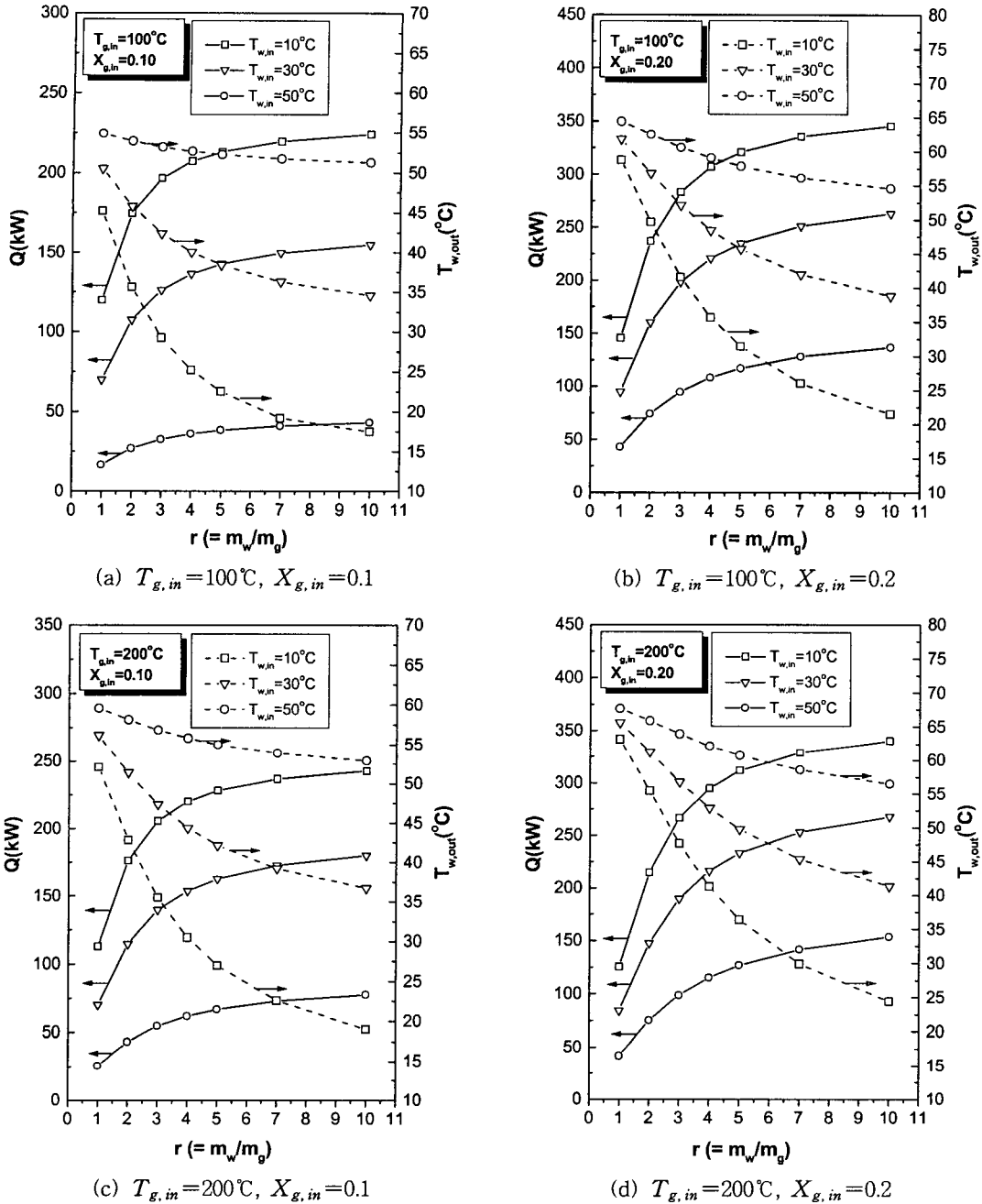


Fig. 4 Heat recovery rate and outlet temperature of water as a function of mass flow ratio.

유량비 약 3~4까지는 그 증가율이 매우 급격히 나타나며 그 이후에는 다소 완만해짐을 볼 수 있다. 유량비의 증가로 열회율은 증가하나 그림에서 보는 바와 같이 회수온도(급수 출수온도)는 감소하게 되며 따라서 용도에 맞는 적절한 유량비

의 선택이 필요하다. 지면의 제한으로 여러 가지 경우를 충분히 나타내지는 못하고 있으나 Fig. 4의 (a), (b), (c), (d)의 4가지 선도로부터 선형보간에 의하여 기타의 경우는 추산이 가능하다. 예를 들어 $T_{g,in}=150^{\circ}\text{C}$, $X_{g,in}=0.1$, $T_{w,in}=30^{\circ}\text{C}$ 이

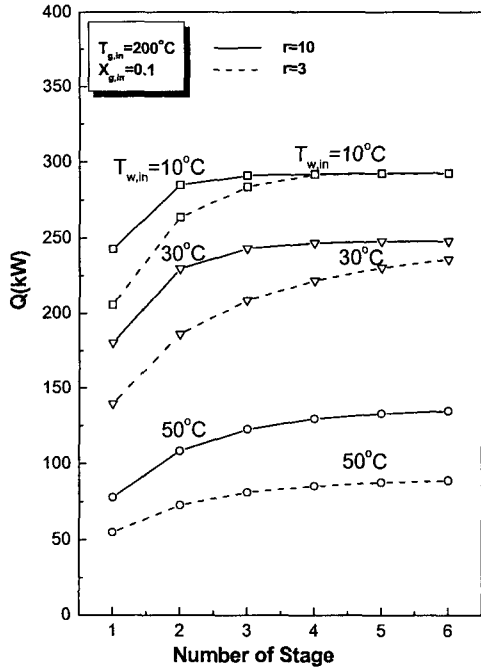


Fig. 5 Heat recovery rate vs. number of stages ($r=3, 10$ cases).

고 유량비 3으로 작동하는 경우 이에 해당하는 선도는 없으나 $T_{g,in}=100^{\circ}\text{C}$ 인 Fig. 4(a)의 $X_{g,in}=0.1$, $T_{w,in}=30^{\circ}\text{C}$ 에서 $Q=125\text{ kW}$, $T_{w,out}=42.5^{\circ}\text{C}$ 를 읽을 수 있고 $T_{g,in}=200^{\circ}\text{C}$ 인 Fig. 4(c)의 동일 조건하에 $Q=135\text{ kW}$, $T_{w,out}=47^{\circ}\text{C}$ 를 읽을 수 있어 이 수치들을 선형 보간함으로써 $Q=130\text{ kW}$, $T_{w,out}=44.7^{\circ}\text{C}$ 로 추산이 가능하다.

4.2 다단 열교환기

1단 열교환기로 충분한 열회수율 또는 회수온도를 기대할 수 없을 때 2단 이상의 다단 열교환기를 고려해 볼 수 있다. 그러나 다단 열교환기에서는 앞에서 언급한 바와 같이 단수에 비해하여 압력손실이 증가하고 이에 따른 과도한 송풍동력이 요구되므로 사용에 신중을 기하여야 한다.

Fig. 5에서는 단수의 증가에 따른 열회수율의 변화를 보이고 있다. 그림에서 보듯이 급수 입구 온도가 저온일 경우 단수가 증가함에 따라 유량비가 열회수율에 미치는 영향은 적어진다. 그러나 Fig. 6에서 보듯이 다단 열교환기에서의 유량

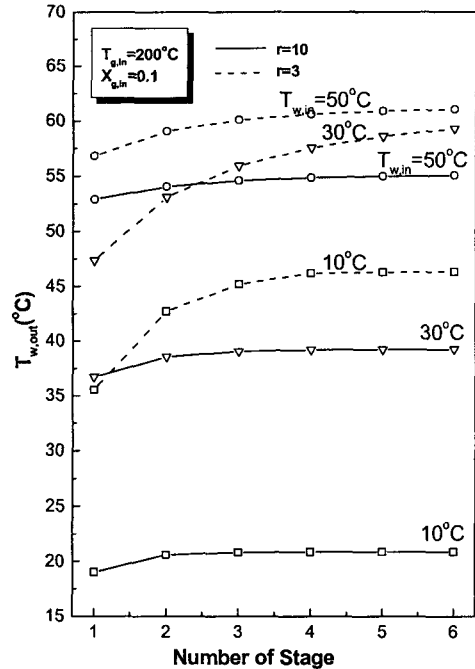


Fig. 6 Outlet temperature of water vs. number of stages ($r=3, 10$ cases).

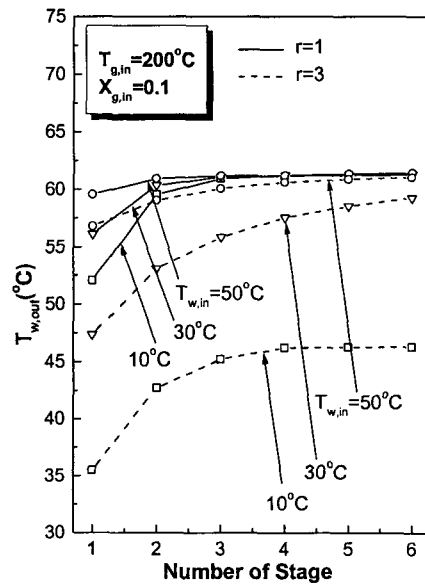


Fig. 7 Outlet temperature of water vs. number of stages ($r=1, 3$ cases).

비의 역할은 급수의 출구온도에 큰 영향을 미칠 수 있다. 즉, 다단 열교환기에서는 낮은 유

량비에서도 회수온도의 감소 없이 비교적 높은 열회수율이 가능하다. Fig. 7에서는 낮은 유량비 ($r=1, 3$)에 관하여 회수온도의 변화를 보이고 있다. 이 그림에서 보듯이 다단 열교환기는 낮은 유량비와 약 2~3단 정도의 저단에서 매우 효과적임을 알 수 있다. 따라서 열회수율보다 회수온도가 중요할 경우 다단 열교환기는 신중히 고려해 볼 가치가 있다.

5. 결 론

본 연구의 결과로 제시된 Fig. 4에 의하여 다양한 온도와 습도비를 가진 폐가스의 열회수성능 추산이 가능하다. 연구 수행과정을 통하여 얻은 주요 결론은 다음과 같다.

(1) 폐가스의 함열량(현열+잠열)이 높을수록 열회수율과 회수온도는 향상된다.

(2) 작동변수인 유량비와 급수 입구온도의 열회수성능에 미치는 영향은 매우 크다. 즉, 유량비가 높을수록 또 급수 입구온도가 낮을수록 열회수율은 향상된다. 그러나 이에 따른 회수온도가 낮아지므로 효과적인 열회수를 위해서는 작동변수의 적절한 조절이 필요하다.

(3) 회수온도를 높이기 위해서는 다단 열교환기를 고려할 필요가 있다. 다단 열교환기에서는 2, 3단 정도의 저단에 낮은 유량비가 효과적이다.

참고문헌

1. Park, Y. J., 1988, Optimization of Boiler Heat Recovery System using Direct Contact Method, Master Thesis, Korea Advanced Institute of Science and Technology.
2. KIER, 1997, Development of the Technology on the Clean Heat Recovery from Low Temperature Waste Gas, Report No.: 93-P-

23-02/KIER-953224.

3. Kim, D. K., Park, S. I. and Lee, S. K., 2001, A study of heat recovery from boiler exhaust gas with multi-stage water-fluidized-bed heat exchanger, Transactions of the KSME, B, Vol. 25, No. 12, pp. 1776-1783.
4. Stoecker, W. F. and Jones, J. W., 1982, Refrigeration and Air Conditioning, 2nd ed., McGraw-Hill, New York.
5. Holman, J. P., 2000, Heat Transfer, 8th ed. McGraw-Hill, New York.

부 록

참고문헌 (3)에서는 실험을 통하여 얻은 K_x 와 h_{out} 을 각각 다음과 같은 식으로 표현하였다.

$$K_x = 0.27447 + 0.2274V \quad (A-1)$$

$$h_{out} = -14974.27 + 4204.63V - 176.28V^2 \quad (A-2)$$

여기서 V 는 다공판을 통과하는 가스 유속이므로 유입가스속도 $V_g=1$ m/s, 다공판의 기공률 10%인 경우 V 는 10 m/s가 된다. 따라서 h_{out} 은 9444 W/m²·K(=9.444 kW/m²·K)가 된다. 실제로 식(A-1)과 같이 K_x 만을 분리하여 구하기는 어려우나 참고문헌 (3)에서는 편의상 실험으로 구한 $K_x A_x$ 값을 급수관 표면적으로 나누어 표시하였다. 참고문헌 (3)의 실험에서는 급수관 표면적을 물유동층 단면적의 6.4배로 제작하였고 본 연구에서도 같은 비율을 채택하였으므로(물유동층 단면적 1 m², 급수관 표면적 6.4 m²) 식(A-1)의 K_x 값에 급수관 표면적을 곱하여 $K_x A_x=3.2$ kg/s의 값을 적용하는 것은 타당하다 하겠다.