

다단 물유동층 열교환기에 의한 보일러 배가스의 폐열 회수 성능에 관한 연구

김대기* · 박상일** · 김한덕* · 이세균†
(2001년 4월 2일 접수, 2001년 9월 18일 심사완료)

A Study on the Heat Recovery from Boiler Exhaust Gas with Multi-stage Water-fluidized-bed Heat Exchanger

Dae Ki Kim, Sang Il Park, Han Deok Kim and Se Kyoung Lee

Key Words: Water-Fluidized-Bed(물유동층), Direct Contact Heat Exchange(직접 접촉 열교환)
Multi-Stage Heat Exchanger(다단 열교환기)

Abstract

Heat recovery from boiler exhaust gas with multi-stage water-fluidized-bed heat exchanger is analyzed in this study. The recovered energy here is not only sensible heat but also latent heat contained in the exhaust gas. In this system direct contact heat transfer occurs while exhaust gas passes through water bed and the thermal energy recovered this way is again delivered to the water circulating through heat exchanging pipes within the bed. Thus the thermal energy of exhaust gas can be recovered as a clean hot water. A computer program developed in this study can predict the heat transfer performance of the system. The results of experiments performed in this study agree well with the calculated ones. The heat and mass transfer coefficients can be found through these experiments. The performance increases as the number of stage increases. However at large number of stages the increasing rate becomes very low.

기호설명

A	: 열전달 면적 (m^2)	k	: 열전도율 ($kW/m \cdot K$)
$C_{p,w}$: 물의 비열 ($kJ/kg \cdot K$)	K_x	: 물질전달계수 ($kg/s \cdot K$)
D	: 직경 (m)	L	: 길이 (m)
h_{in}	: 관내벽 열전달계수 ($kJ/m^2 \cdot K$)	LMTD	: 대수평균온도차 (K or $^{\circ}C$)
h_{out}	: 관외벽 열전달계수 ($kJ/m^2 \cdot K$)	m	: 질량 유량 (kg/s)
i	: 엔탈피 (kJ/kg)	Q	: 열전달율 (kW)
		T	: 온도 (K or $^{\circ}C$)
		t	: 관두께 (m)
		U	: 총괄열전달계수 ($kW/m^2 \cdot K$)
		x	: 절대습도

* 충북대학교 대학원

** 회원, 한국에너지기술연구소

† 회원, 충북대학교 기계공학부

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

TEL : (043)261-2446 FAX : (043)263-2441

하첨자

- bed : 물유동층
- exp : 실험
- g : 배가스
- i : 관내
- in : 입구
- o : 관외
- out : 출구
- p : 압력
- th : 이론
- w : 순환수

1. 서론

보일러의 배가스는 온도에 따른 현열뿐 아니라 수증기에 의한 잠열까지 포함하고 있어 이를 대기중에 방출하게 되면 상당량의 에너지 손실과 더불어 공해의 요인이 되기도 한다. 따라서, 배가스의 그 공해성분을 줄이고자 세정하는 과정에서 열에너지까지 회수하는 방안에 관한 연구는 꾸준히 진행되어 왔다.⁽¹⁻²⁾ 고온 가스를 물과 직접 접촉시키는 과정에서 배가스의 열에너지중 상당부분을 온수의 형태로 회수하는 직접접촉 열교환에 관한 연구는 발표된 문헌에서 찾아볼 수 있다.⁽³⁻⁵⁾

보일러 배가스를 물과 직접 접촉시켜 온수로 회수하는 경우에는 온수가 오염되어 직접 사용이 곤란하다. 본 연구에서는 배가스를 물유동층에 통과시키면서 직접 접촉에 의한 에너지 전달로 물을 가열하고 다시 이 유동층내에 설치된 전열관속으로 깨끗한 순환수를 통과시켜 2차 열전달 시킴으로써 오염되지 않은 열 회수가 가능한 시스템을 개발하고 실험 및 이론으로 그 성능을 해석하였다.

본 연구에서는 실험을 통하여 물유동층내에서 일어나는 물질전달계수 K_x 및 관외벽 열전달계수 h_{out} 을 구하고 이 값을 기반으로 주어진 단수에서 열전달량과 각 부분의 온도를 계산할 수 있는 프로그램을 만들어 이 프로그램에 의한 수치

해와 실험결과를 비교하여 해의 신뢰성을 확인한 후 프로그램을 이용하여 다른 조건과 단수에서의 전열성능을 예측하였다.

2. 물유동층에 의한 에너지 회수

물유동층은 얇고 배가스 통과시 충분히 교반되므로 물유동층내에서는 다음과 같이 가정할 수 있다.

- (1) 물유동층 내부는 정상 상태이다.
- (2) 물유동층의 온도는 T_{bed} 로 균일하다.
- (3) 물유동층내에서의 배가스 엔탈피는 물유동층 출구 엔탈피 $i_{g,out}$ 과 같다.
- (4) 물유동층을 통과한 배가스는 포화상태에 있다.

물과 배가스간의 직접 접촉에 의한 열전달을 Q 는 엔탈피 차에 비례하며 다음식으로 표현된다.⁽⁶⁾

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

식 (1)에서 물질전달계수와 면적의 곱으로 표시된 $K_x A$ 는 실험으로 구할 수 있으며, 물과 배가스의 접촉면적을 따로 구하여 분리하기가 실제로 불가능하므로 여기서는 전열관 면적을 A 로 사용하였다. 따라서 본 연구에서의 물질전달계수 K_x 의 값은 전열관 면적을 기준한 값으로 볼 수 있다. 식 (1)에서 i_{bed} 는 온도 T_{bed} 에서의 포화 엔탈피이다.

이 열량은 다시 급수관 내의 순환수에 전달되며 이때 총괄열전달계수 U 는 다음과 같이 표현된다.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{out}} + \frac{t}{k} + \frac{D_o^2}{h_{in} D_i^2}} \tag{2}$$

본 연구에서는 실험을 통하여 K_x , h_{out} 의 값을 구하고 이 값을 기반으로 하여 전열량과 각 부분의 온도를 계산하는 컴퓨터 프로그램을 개발

하여 전열성능을 해석하였다. 또 계산과정에서 배가스의 물성치를 공기의 물성치와 같다고 가정하였으며, 계산 결과는 실험결과와 대단히 유사하게 나타나(Figs. 4,5) 이 가정은 타당한 것으로 사료된다.

3. 실험

3.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 제작한 실험장치의 개략도이다. 보일러에는 일반적으로 사용하는 보일러용 등유를 사용하였고 이 보일러에서 연소되어 나온 배가스는 송풍기를 통하여 원하는 속도로 조절되며 다공판을 통하여 물유동층으로 유입된다.

물유동층의 두께를 크게하면 열전달은 증가하지만 물의 깊이에 따른 압력손실이 유발되고 이에 따른 송풍동력이 증가하게 된다. 따라서, 본 연구에서는 물유동층의 두께를 65 mm 정도의 얇은 두께로 하였으며, 하나의 유동층만으로는 충분한 전열효과를 얻기가 어려워 이러한 유동층을 직렬로 여러층 설치하는 다단 물유동층을 구성하여 이의 성능을 해석하였다.

물유동층 내부에는 Fig. 1과 같이 급수관을 배열시켰으며 본 실험에서는 장치를 관의 외경과 배열형태에 따라 19.1 mm 삼각배열(tripod arrange), 19.1 mm 사각배열(rectangular arrange), 12.7 mm 삼각배열(tripod arrange)의 세 가지 형태로 제작하였다. 유로단면은 0.16 m × 0.16 m이며, 다공판의 기공율은 10%, 공극직경은 10, 15, 20 mm로 제작하였다. 급수관에는 열교환을 하기 위해서 냉수를 공급하고, 급수관의 입구, 출구 부분에서 온도를 측정하였다. 배가스의 유량을 측정하기 위해 배가스 입구에 오리피스를 설치하였고, 압력 측정을 위하여 마이크로마노미터(micromanometer)를 설치하였으며 배가스 입, 출구 부분에는 열전대를 사용하여 온도를 측정하였다. 이 실험장치에서는 온도를 측정하기 위해서 3 mm 보호관형 K형 열전대를 사용하였다. 실험은 급수관 각각의 배열형태에 따라 수행되었다.

3.2 실험방법

배가스의 속도는 마이크로마노미터와 스캐닝

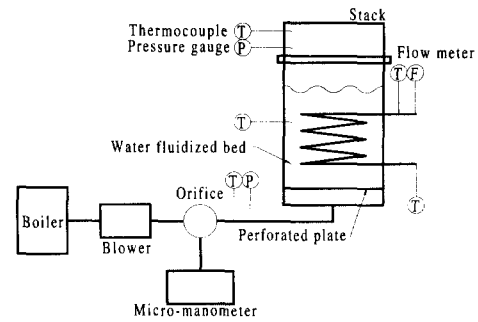


Fig. 1 Schematic diagram of 1-stage heat exchanger

박스(scanning box)를 사용하여 측정하였고, 열전대를 하이브리드 레코더(hybrid recorder)에 연결하여 각 부분의 온도를 동시에 측정하였다. 그리고 주요한 변수중 하나인 배가스의 절대습도를 계산하는데 필요한 배가스내의 O_2 의 체적분율과 대기의 온도와 상대습도를 측정하기 위해 가스 분석기와 온·습도 측정기를 사용하였다. 배가스의 속도는 밸브를 제어하여 0.9 m/s에서 1.125 m/s까지 0.075 m/s단위로 변화시켜 측정하였고, 냉각수 유량은 저유량의 경우 0.01 kg/s부터 0.05 kg/s까지 0.01단위로, 고유량의 경우 0.1 kg/s에서 0.3 kg/s까지 변화시키면서 측정을 하였다. 이때 유량계는 저유량일 때 부자식(float type)유량계로 측정하였고 고유량일때는 적산 유량계를 사용하였다.

열교환기를 구성하는 급수관의 배열 및 직경이 다르면 각각에서의 물질전달계수 K_x 와 관외벽 열전달계수 h_{out} 이 다르게 나타난다. 본 연구에서는 실험에서 측정된 순환수 출구온도 $T_{w,out}$ 과 순환수 입구온도 $T_{w,in}$ 을 이용하여 식 (3)과 (4)로 Q 와 U 를 구하고 이 값들로부터 식 (1)과 (2)에서 물질전달계수 K_x 와 관외벽 열전달계수 h_{out} 을 구하였다.

$$Q = m_w C_{pw} (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (3)$$

$$U = \frac{Q}{A(LMTD)} \quad (4)$$

여기서 LMTD는 다음과 같이 표현된 값이다.

$$LMTD = \frac{T_{w,out} - T_{w,in}}{\ln\left(\frac{T_{bed} - T_{w,in}}{T_{bed} - T_{w,out}}\right)} \quad (5)$$

3.3 실험결과

Fig. 2와 Fig. 3은 각각의 다공판 및 열교환기들에서 순환수의 유량을 고정시키고 다공판을 통과하는 배가스의 유속을 점점 증가시키는 실험을 수행하였을 때 나타난 물질전달계수와 관외벽 열전달계수의 변화를 표시한 그래프이다.

각각의 열교환기 및 배가스의 유속에 따라 물질전달 계수와 관외벽 열전달계수는 다음과 같은 결과가 나타난다.

3.3.1 물질전달계수 (K_x)

각각의 열교환기 조건에서 다공판을 통과하는 배가스의 유속을 증가시킬수록 물질전달계수는 증가한다. 배가스의 유량이 같을 경우는 다공판의 공극 직경이 작을수록 물질전달계수가 증가하였다. 배가스의 유속이 증가함에 따라 물질전달계수가 높아지는 것은 물유동층과 배가스와의 교환이 더욱 활발히 일어남을 보여준다.

Fig. 2는 실험결과와 식 (1)을 사용하여 물질전달계수를 나타낸 것으로 그 값들은 0.3~0.9사이 에 분포한다.

실험을 통해 구한 물질전달계수를 1차식으로 표현하면 다음과 같다.

$$K_x = 0.27447 + 0.02274 V_g \quad (6)$$

여기에서 V_g 는 다공판 통과시 배가스의 속도 이고 단위는 m/s이다.

3.3.2 관외벽 열전달계수 (h_{out})

일반적으로 관외벽 열전달계수는 외부 교란상태와 표면의 변화 상태에 매우 민감한 함수가 되는데, 처음의 실험장치로는 관외벽 열전달계수의 분산이 너무 심하여 유로 단면 $0.1\text{ m} \times 0.05\text{ m}$, 길이 0.25 m 인 아크릴 재질을 가진 사각통 형태의 실험장치를 재구성하여 실험을 수행하였다. 실험 조건은 처음의 실험장치와의 연계성을 확인할 수 있도록 동일한 조건으로 하였다. 이 실험에서 관외벽 열전달계수를 구하기 위하여 사용된

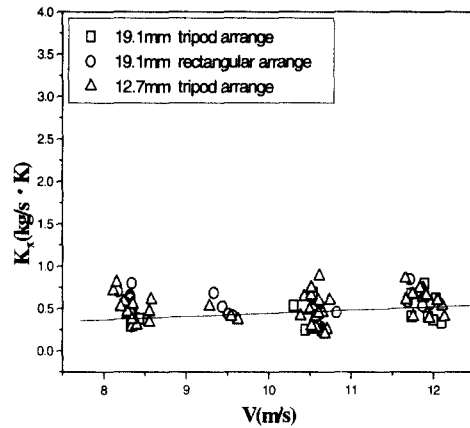


Fig. 2 Overall coefficient of mass transfer as a function of exhaust gas velocity

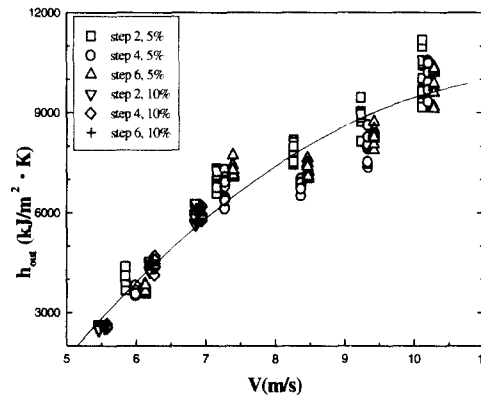


Fig. 3 Coefficient of heat transfer for outer wall of pipe as a function of exhaust gas velocity

식은 다음과 같다.

$$h_{out} = \frac{Q}{A(T_{heater} - T_{bed})} \quad (7)$$

여기서 A는 각각의 히터 표면적의 합이고 히터 온도 T_{heater} 는 히터의 표면 온도이다.

관외벽 열전달계수도 물질전달계수와 마찬가지로 공기의 유속이 증가함에 따라서 같이 증가함을 알 수 있다.

전열관은 물유동층의 두께 방향으로 가장 아래쪽 관(step 1)에서 가장 위쪽 관(step 6)까지 일정

한 간격을 유지하여 6단으로 설치하고 다공판의 기공률은 5%와 10%로 하여 실험을 하였다. 전열관을 여러층 설치한 것은 위치에 따른 열전달계수의 변화를 보기위해서이다. 실험결과와 식 (2)를 사용하여 계산한 관외벽 열전달계수가 Fig. 3에 나타나 있으며 여기서도 보면 열전달계수는 주로 배가스의 유속에 따른 함수로 보이고 전열관의 위치에 따른 변화는 적은 것으로 나타났다. 즉, 유속에 따른 배가스와 물유동층 간의 교반이 중요한 요인임을 알 수 있다. 이 실험결과를 다음과 같이 2차식으로 표현하였다.

$$h_{out} = -14974.27 + 4204.63 V - 176.28 V^2 \quad (8)$$

여기서 V는 다공판 통과시 공기의 유속이고 단위는 m/s이다.

4. 성능 해석

본 연구에서는 다단 물유동층 열교환기의 일반적인 성능을 예측할 수 있는 프로그램을 만들었고 프로그램의 수치해와 실험결과를 비교하여 해의 신뢰성을 검증한 후 단수의 증가와 질량 유량비에 따른 결과를 나타내었다.

4.1 성능해석 프로그램

다단 물유동층 열교환기 성능 해석에서 중요한 변수는 관내벽 열전달계수 h_{in} , 관외벽 열전달계수 h_{out} , 물질전달계수 K_x 세 가지로 볼 수 있다. 관내벽 열전달계수는 급수관의 입구 조건을 고려하여 일반적으로 사용되고 있는 식 (9)와 (10)을 사용하였다.⁽⁷⁾

$$h_{in} = \left\{ 3.66 + \frac{0.0668 \left(\frac{D_i}{L} \right) Re Pr}{1 + 0.04 \left[\left(\frac{D_i}{L} \right) Re Pr \right]^{2/3}} \right\} \times \frac{k_w}{D_i} \quad (9)$$

$$h_{in} = 0.036 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{D_i}{L} \right)^{0.055} \frac{k_w}{D_i} \quad (10)$$

식 (9)는 $Re \leq 2000$ 에서 사용하고 식 (10)은

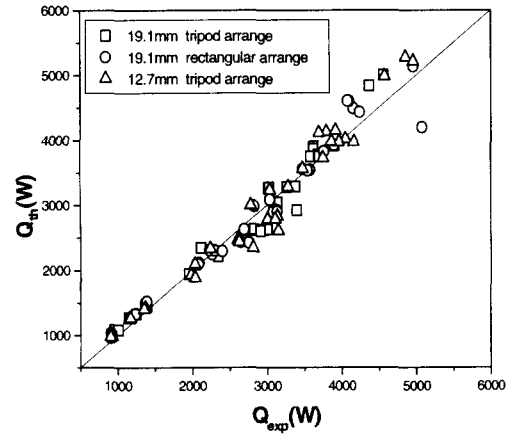


Fig. 4 Theoretic heat transfer vs. experimental heat transfer

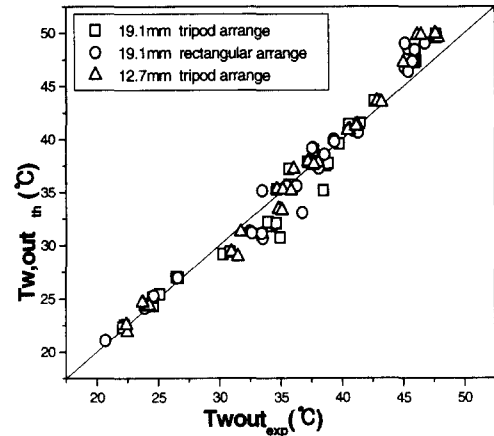


Fig. 5 Theoretic water outlet temperature vs. experimental water outlet temperature

$Re > 2000$ 에서 사용을 한다. 그러나 관외벽 열전달계수와 물질전달계수는 관내벽 열전달계수와는 달리 본 실험 조건에 맞는 식이 없어 실험을 통해 식 (6)과 (8)을 구하여 프로그램에 사용하였다.

식 (1)과 (3)에서 나타나는 열전달율 Q를 배가스의 입,출구 조건으로 표시하면 다음과 같다.

$$Q = m_g (i_{g,out} - i_{g,in}) \quad (11)$$

계산은 $i_{g,in}$, $T_{w,in}$, m_g 그리고 m_w 가 주

어진 상태에서 식 (1), (3), (4) 그리고 (11)의 4식을 연립하여 Q , $i_{g,out}$, i_{bed} 그리고 $T_{w,out}$ 을 구한다. 여기서 $i_{g,out}$ 과 i_{bed} 는 포화상태의 엔탈피이므로 이 값으로부터 $T_{g,out}$ 과 T_{bed} 를 바로 알 수 있으며 그 역도 성립한다. 계산과정을 간략히 살펴보면 $T_{g,out}$ 을 가정하여 식 (11)에서 Q , 식 (1)에서 T_{bed} 를 그리고 식 (4)에서 $T_{w,out}$ 을 구한 후 식(3)에서 새로운 Q 를 계산하여 이 새로운 값과 식 (11)에서 구한 값과의 차이가 0.001 W 보다 크면 $T_{g,out}$ 을 변화시켜 다시 계산한다. 이와같이 하여 오차가 0.001 W 이하로 될 때까지 반복계산을 수행한다.

Figs. 4와 Fig. 5는 실험결과를 프로그램의 수치해와 비교한 그래프이다. 각 그래프의 직선은 실험 결과와 프로그램 결과가 일치되는 곳이고 이 직선에서 벗어날수록 오차가 증가함을 의미한다. 이 그림들에 의하면 수치해는 실험결과와 비교적 잘 일치되는 것으로 판단된다.

4.2 성능해석의 결과와 고찰

성능해석은 다음과 같은 조건하에서 성능 예측 프로그램을 통해 얻어진 결과 값을 해석한 것이다.

- (1) 배가스 입구온도 $T_{g,in} = 103.21^\circ\text{C}$
- (2) 순환수 입구온도 $T_{w,in} = 16.15^\circ\text{C}$
- (3) 배가스 입구 절대습도 $x = 0.08319 \text{ kg/kg}$
- (4) 순환수 라인 배열 = 19.1 mm 삼각배열

4.2.1 단수 증가에 따른 성능변화

Figs. 6~8은 질량유량비 (m_w/m_g)를 3.8로 고정시킨 후 유량 및 단수의 변화에 따른 각 값들의 변화량을 나타낸 그래프이다.

Fig. 6은 단수 및 유량에 따른 열전달률 Q 의 변화를 보이고 있다. 그림에서 보면 단수에 따른 전열량의 변화율은 유량의 크기에 따라 달라짐을 알 수 있다. 즉 $m_g = 0.052 \text{ kg/s}$ 인 고유량의 경우에는 약 6단까지 꾸준히 열전달 성능이 향상되고 있으나, $m_g = 0.0065 \text{ kg/s}$ 의 저유량에서는 2단 정도까지만 향상되고 그 이상에서는 향상률이 둔화됨을 보이고 있다. 이러한 현상은 물유동층

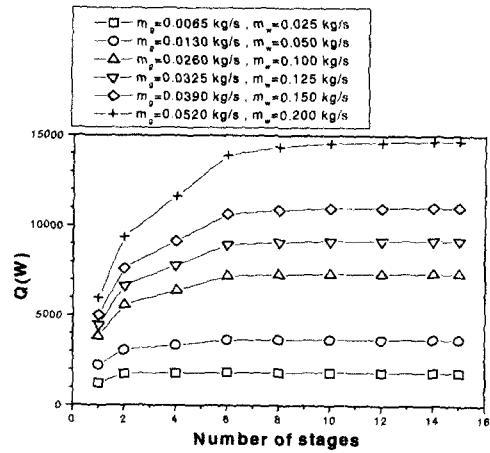


Fig. 6 Heat transfer as a function of number of stages for given mass flow rates of exhaust gas and water

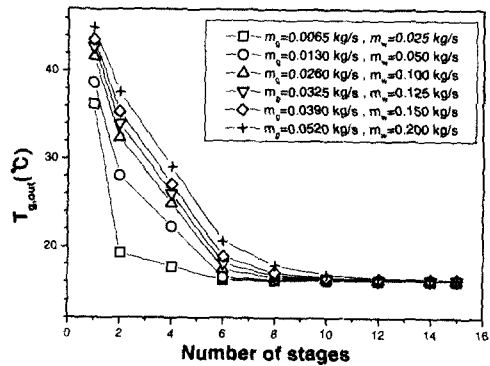


Fig. 7 Exhaust gas outlet temperature as a function of number of stages for given mass flow rates of exhaust gas and water

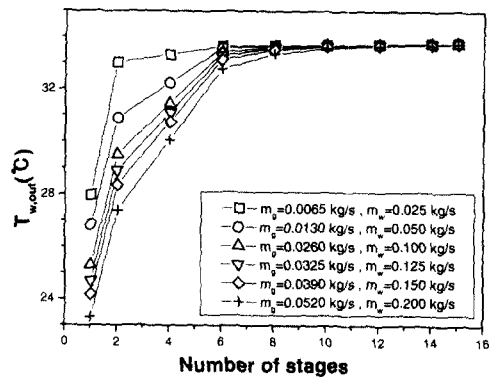


Fig. 8 Water outlet temperature as a function of number of stages for given mass flow rates of exhaust gas and water

을 통과하는 배가스의 속도에 관계되는 것으로 보인다. 즉 고유량에서는 속도가 크기 때문에 1단에서 충분한 열전달이 이루어지지 않으며 따라서 단수가 많은 것이 유리하나 저유량에서는 1단에서 상당한 열전달이 이루어짐을 알 수 있다. 또한 전체적으로 충분한 열전달이 이루어진 6단 이상에서는 열전달률은 거의 유량에 비례하고 있다.

Figs. 7과 Fig. 8은 단수 및 유량에 따른 $T_{g,out}$ 과 $T_{w,out}$ 의 변화를 보이고 있으며 여기서도 Fig. 6에서와 비슷한 설명이 적용될 수 있다. 즉 저유량에서는 2단정도에서 이미 충분한 온도의 변화가 나타났으며 고유량에서는 6단까지 꾸준히 변화하고 있고 6단에서 대략 변화가 끝나고 있음을 알려준다.

4.2.2 질량 유량비 변화에 따른 성능변화

Figs. 9~11은 $m_g = 0.026\text{kg/s}$ 로 고정시킨 상태에서 질량유량비 (m_w/m_g) 및 단수 변화에 따른 전열성능의 변화를 보여주고 있다. 물유량의 증가에 따라 전열량이 증가하는 것은 (Fig. 9의 경우) 식 (9)와 (10)으로 표시되는 관내벽 열전달 계수 h_{in} 의 증가에 기인한다. 또한 그림에서 질량 유량비가 1에서 2로 증가할 때 전열량이 급히 증가하는 것은 관내 유동이 층류에서 난류로 바뀌면서 h_{in} 이 급격히 증가하는데 따른 것이다. 그러나 Q 의 증가는 $T_{w,out}$ 의 감소로 나타나므로 Fig. 9는 Fig. 11과 함께 검토하여야 유용한 결론을 얻을 수 있다.

5. 결론

배가스 내에 포함된 수증기에는 다량의 잠열이 포함되어 있어 이를 그냥 버릴 시에는 에너지 손실이 되므로 물을 이용해 회수하여 효율적으로 이용할 방법을 모색할 목적으로 본 연구를 수행하였다. 본 연구에서는 다단 물유동층 열교환기를 직접 제작하여 실험을 수행함으로써 열교환기의 전열 성능, 물유동층의 온도, 순환수의 출구 온도 그리고 배가스 출구온도를 관찰하였다. 또한 얻어진 실험 데이터를 기반으로 하여 열교환기 설계시 일반적인 성능을 예측할 수 있는 프로그램

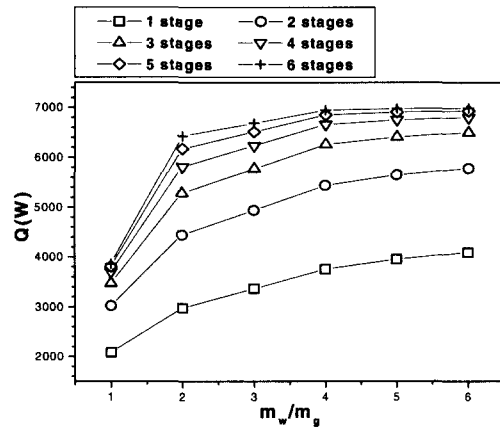


Fig. 9 Heat transfer as a function of flow rate ratio for given number of stages

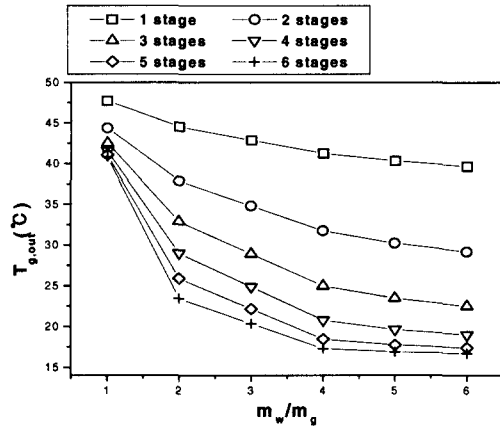


Fig. 10 Exhaust gas outlet temperature as a function of flow rate ratio for given number of stages

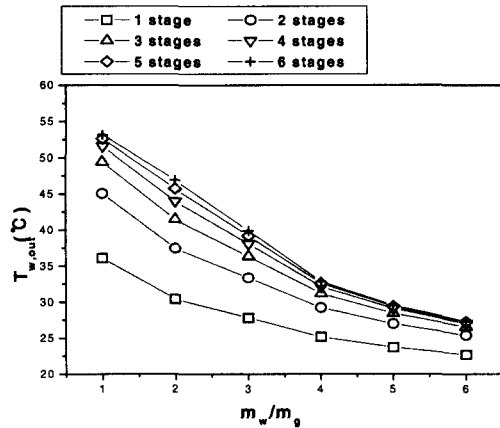


Fig. 11 Water outlet temperature as a function of flow rate ratio for given number of stages

램을 개발하였다. 본 연구에서 얻어진 주요 결론은 다음과 같다.

(1) 실험을 통하여 산출한 관외벽 열전달계수 h_{out} 와 물질전달계수 K_x 는 각각의 열교환기 형상에 따라서는 영향이 적고 배가스가 다공관을 통과할 때의 속도에 큰 영향을 받으며 배가스 속도가 증가함에 따라 증가한다.

(2) 실험결과와 계산결과는 비교적 잘 맞으며 따라서 본 연구에서 개발한 성능 예측 프로그램은 신뢰성을 가진다.

(3) 전열성능은 단수와 유량에 따라 변화한다.

(4) 열교환기의 설계시 원하는 유량과 온도를 설정하고 설정한 값에 타당한 단수를 설계하여야 한다.

참고문헌

- (1) 박영재, 1988, 직접 접촉식에 의한 보일러 폐열 회수의 최적화, 한국과학기술원 석사학위논문.
- (2) 한국에너지기술연구소, 1997, 저온 폐가스 청정 열 회수 이용기술개발 연구, 한국 에너지 기술연구소 보고서.
- (3) Ghazi, H. S., "Direct-Contact Heat Transfer for Air Bubbling Through Water," *ASME Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 113, pp. 71~74.
- (4) Masabumi Nishikawa, Hideo Kato, and Kenji Hashimoto, "Heat Transfer in Aerated Tower Filled with Non-Newtonian Liquid," *Chemical Engineering Science*, Vol. 16, pp. 133~137.
- (5) Smith, R. C., Rohsenow, W. M., and Kazimi, M. S., 1982, "Volumetric Heat-Transfer Coefficients for Direct-Contact Evaporation," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 104, pp. 264~270.
- (6) Wilbert F. Stoecker and Jerold W. Jones, 1982, *Refrigeration & Air Conditioning*, Chap. 3. McGraw-Hill, Inc.
- (7) Frank P. Incropera and David P. DeWitt, 1996, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Chap. 8. John Wiley & Sons. Toronto