

<논 문>

## 고효율 응축형 열교환기 개발에 관한 연구

이금배\* · 박상일\*\* · 박준택\*\*

(1995년 8월 21일 접수)

### A Study on the Development of the High Efficiency Condensing Heat Exchanger

Kum-Bae Lee, Sang-Il Park and Jun-Taek Park

**Key Words :** Condensing Heat Exchanger(응축열교환기), Latent Heat(잠열), Sensible Heat(현열), Condensation(응축), Diffusion(확산)

#### Abstract

A computer simulation program of a high efficiency condensing heat exchanger is developed. The flue gas flows outside bare tube bundles both in strong cross flow and in weak counter flow and the cooling water inside the tubes. Condensing heat exchangers achieve high efficiency by reducing flue-gas temperatures to a level at which most of the water vapor in the flue gas is condensed and the latent heat associated with phase change of the water is recovered. The computer model has been verified by comparison with measured data. To verify the model, heat transfer coefficient was adjusted, along with the mass transfer diffusion coefficient and pressure drop coefficient, to achieve agreement between predicted and measured data. The efficiencies of heat exchanger increase 2.3~8.1 % by condensations of 6.3~62.6 % of the water vapor in the flue gas.

#### 기 호 설 명

$A_i$	: 튜브 내벽 표면적	$m$	: 질량유량
$A_o$	: 튜브 외벽 표면적	$m_{H_2O}$	: 수증기 유량
$c_p$	: 정압비열	$N_{row}$	: 열수
$dx$	: 구간 길이	$N_t$	: 열 당 튜브수
$D$	: 지름, 확산계수	$Nu$	: Nusselt 수, $hD/k$
$FDHX$	: 확산, 보정계수	$P$	: 압력
$FGDP$	: 가스 압력감소 보정계수	$Pr$	: Prandtl 수, $\mu c_p/k$
$FGHX$	: 가스쪽 보정계수	$Q$	: 열전달률
$h$	: 대류 열전달계수	$R$	: 열저항
$H_L$	: 잠열 엔탈피	$Re$	: Reynolds 수, $\rho VD/\mu$
$k$	: 열전도도	$S_L$	: 관군에서 종방향 피치
$M$	: 분자량	$S_t$	: 관군에서 횡방향 피치
		$Sc$	: schmidt 수, $\mu/\rho D$
		$T$	: 온도
		$WATHX$	: 물쪽 보정계수

\*회원, 공주대학교 기계공학과

\*\*회원, 한국에너지기술연구소

$\Delta P$	: 압력감소
$\eta$	: 효율
$\mu$	: 점성계수
$\rho$	: 밀도
하첨자	
<i>atm</i>	: 대기
<i>cond</i>	: 전도도
<i>D</i>	: 지름
<i>g</i>	: 가스
<i>i</i>	: 제면, 내부
<i>o</i>	: 외부
<i>lat</i>	: 잠열
<i>max</i>	: 최대
<i>min</i>	: 최소
<i>s</i>	: 표면
<i>sen</i>	: 현열
<i>t</i>	: 튜브
<i>tot</i>	: 총
<i>v</i>	: 증기
<i>w</i>	: 물, 벽
1, 2	: 입구, 출구

## 1. 서 론

보일러 같은 에너지 다소비형 기기들로부터 배출되는 배기가스로부터의 폐열회수는 유한한 자원의 절약, 즉 에너지 절약측면에서 상당히 중요한 문제이다. 그러나 현재 사용되고 있는 폐열회수 장치로 폐열을 회수하기 위해서는 저온부식에 의한 재료의 내구성 때문에 열교환기 표면온도가 황응축점인 130℃ 이상을 유지해야 한다. 따라서 이 방법으로는 절탄기(economizer) 출구에서의 배기가스 온도가 180℃ 이상이 되어야만 한다. 당면한 문제는 저온부식에 영향을 주지 않고 배기가스의 온도를 최대한 내려 보일러의 성능에 영향을 미치지 않는 범위 내에서 시스템의 효율을 최대한 높이는 데 있다.

이와 같은 저 열원의 폐열을 회수하기 위해서는 간접접촉식 응축형 열교환기(condensing heat exchanger)를 사용함으로써 보일러로부터 배출되는 배기가스에 포함된 현열(sensible heat)뿐만 아니라 수증기의 잠열(latent heat)까지도 동시에 회수할 수 있다. 열교환기 내에서 튜브표면의 온도가 고온의 배기가스의 이슬점 온도보다 낮으면 확산(diffusion)에 의해 튜브표면에서 응축(condensa-

tion)이 일어나며, 또한 배기가스의 온도가 이슬점 온도와 같으면 포화(saturation)에 의해 응축이 일어나 배기가스에 포함되어 있는 수증기(water vapor)가 액체(liquid water)로 변한다. 따라서 배기가스 내에 포함되어 있는 수증기의 대부분이 응축되는 온도까지 배기가스의 온도를 낮추어 주면 수증기의 상변화에 의해 수증기에 포함되어 있는 잠열을 대부분 회수할 수 있는 고효율의 열교환기가 된다.

응축형 열교환기는 테프론(teflon) 같은 내식성 재질을 사용함으로써 부식에 의한 문제를 해결할 수 있고, 더 나아가 배기가스 내에 포함된 분진 등의 오염물질을 제거하는 기능 등이 있어 최근에 이에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있다.

Goldstick<sup>(1)</sup>은 오일연소에서 분진의 오염의 원인을 규명하고 이러한 시스템에 대한 버너의 영향을 살펴보았다. Snyder<sup>(2)</sup>는 배기가스 내의 잠열을 50% 정도 회수하여 보일러 열효율을 10~15% 정도 향상시키면 가동시간이 8000 hr/yr 인 산업체에서의 투자회수기간이 6개월 정도된다고 하였다.

Battelle 연구소에서는 1979년부터 응축형 열교환기에 대한 연구를 수행하였으며, 연구 초기에는 여러 가지 금속, 폴리머, 세라믹재질의 No. 2 오일을 연소시키는 연소로에서 발생하는 응축수로 인한 부식에 대하여 연구하였다.<sup>(3)</sup>

1981년부터 GRI/DOE에서는 경제적이고 배기가스의 응축에도 견딜 수 있는 재질에 대한 연구가 수행되어 왔다. 연구의 목적은 응축형 열교환기의 부식성의 요인 및 현상을 규명하고 프라스틱 재질의 내부식성을 평가하는 것이다.<sup>(4)</sup>

이금배 등<sup>(5)</sup>은 배기가스와 물이 직접접촉하여 잠열을 회수하는 직접접촉식 열교환기 내에서의 열전달 현상을 규명하는 연구를 수행하였다.

Battelle에서는 원형관군 주위로 배기가스가 흐르고 튜브 내로 공기가 흐르는 교차흐름 응축형 열교환기를 모델로 하여 1차원<sup>(6)</sup> 및 2차원<sup>(3,7,8)</sup> 수치해석을 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 수행하였다. 이어 튜브 내로 배기가스가 흐르고 튜브 주위로는 공기가 흐르는 2차원 모델도 수행하였다.<sup>(9)</sup>

본 연구에서는 내식성 및 내열성 플라스틱 전열관으로 테프론 튜브를 선정하고 이를 이용한 열교환기를 개발하여 100~120℃ 정도의 배기가스로부터도 폐열을 회수할 수 있는 간접접촉식 열교환기를 개발하는 것이 주된 목적이다. 이를 위하여 보

일러로부터 생성된 저온의 배기가스를 응축형 열교환기를 통하여 물을 간접접촉시켜 배기가스에 포함되어 있는 현열뿐만 아니라 잠열까지도 회수하는 실험을 수행하였으며, 수행된 실험에 신뢰도를 높이기 위해 수학적 이론에 근거를 둔 설계 프로그램을 개발하였다.

## 2. 실험 및 결과분석

### 2.1 실험장치

Fig. 1은 실험장치의 개략도를 보여주고 있다. 증기발생량이 0.2 T/h 인 온수보일러에 물을 공급하기 위하여 1.5 m<sup>3</sup> 용량의 물탱크로부터 펌프를 이용하여 물을 공급하였으며, 보일러에서 가열된 온수는 다시 물탱크에 보내진다. 보일러의 급수온도를 일정하게 하기 위해 냉각탑을 설치하여 물탱크의 물을 순환시키며 물을 냉각시켰다.

4 m<sup>3</sup> 용량의 기름탱크로부터 오일펌프를 이용하여 보조 연료탱크를 거쳐 보일러에 연료를 공급한다. 또한 송풍기를 설치하여 보일러로부터 배출되는 배기가스를 원활하게 열교환기에 공급하도록 하였으며, 열교환기에 들어가는 배기가스량을 조절키 위해 송풍기 전후에 두 개의 76.2 mm (3") 게이트 밸브를 설치하여 외부로부터 공기를 일부 흡입하거나 배기가스를 일부 배출할 수 있도록 하였다. 그리고 배기가스의 유로에 101.6 mm (4") 게이트 밸브를 설치하여 전체 배기가스량을 조절할 수 있도록 하였다. 배기가스량 측정을 위하여 101.6 mm (4") 유로에 오리피스(orifice)를 설치하였으며 오리피스의 내경은 104.5 mm, 구멍의 직경은 50.95 mm 이다. 열교환기에서 냉각된 배기가스는 연돌을 통하여 대기로 배출된다.

열교환기의 전열관으로 물을 공급하기 위하여 수

도관을 연결시켰으며, 유량조절밸브와 유량계를 사용하여 급수량을 조절하였다. 열교환기 입출구에서 배기가스 및 물의 온도를 측정하기 위하여 열전대를 설치하여 Hybrid recorder 에 연결시켰다. 압력을 측정하기 위하여 micromanometer 와 scanning box를 사용하였다.

열교환기는 외경이 6.35 mm (1/4")이며 두께는 1 mm 이고 열전도도는 1.0584 kJ/hr, m, K (0.2528 kcal/hr, m, K)인 테프론 튜브를 사용하였다. Fig. 2 에서 테프론 열교환기의 골격도를 보여주고 있다. 다관형(shell & tube type) 열교환기의 구조는 테프론제의 튜브배열과 철재의 셸로 구성되었다. 테프론은 내식성이 큰 반면에 각종 금속에 비하여 열전도도가 낮으므로 이를 보충하기 위하여 보통 테프론 열교환기의 표면적을 크게 증가시킨다.

열교환기내에서 테프론 튜브는 두 개의 실린더 사이의 공간에 설치되어 있다. 내부원통의 외경은 165 mm, 외부원통의 내경은 225 mm 이다. 두 원통 사이의 간격은 30 mm 로 세 개의 테프론 튜브가 동심원으로 감겨져 있으며, 튜브의 배열수는 22 열이다. 내부원통의 위 아래 부분은 막혀져 있다. 그리고 원통의 원주방향으로 내 군데에 테프론 튜브를 지지하는 보조판을 설치하였다. 이 보조판은 일종의 다공판으로 각각의 구멍을 테프론 튜브가 통과하게 되어 있다. 큰 원통내부의 아래 부분에는 내부의 원통과 보조판에 감긴 테프론 전열관을 지지하는 지지대가 설치되어 있다. 열교환기의 축방향 길이는 400 mm 이며, 튜브가 동심원으로 감겨져 있는 내부원통의 축방향 길이는 200 mm 이다. 외부원통의 외경은 230 mm 이다. 튜브를 제외한 열교환기의 모든 구조물의 재질은 스테인리스강이다.

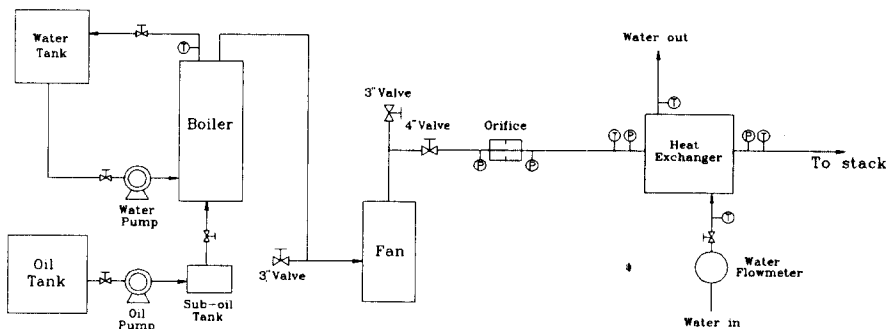


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

## 2.2 실험방법

4" 밸브를 완전히 열어 보일러 점화시 배기가스가 원활하게 배출될 수 있도록 한 후에 오일펌프를 작동시켜 보조탱크에 기름을 채우고, 물펌프를 작동시켜 보일러에 물을 순환시킨다. 이후 물탱크 내의 물을 냉각탑으로 순환시켜 급수온도가 일정하게 유지되도록 한다. 다음 보일러의 버너를 점화하고 배기가스량을 4" 밸브와 오리피스로 조절한다. 그리고 열교환기로 유입되는 급수량을 밸브 및 부유

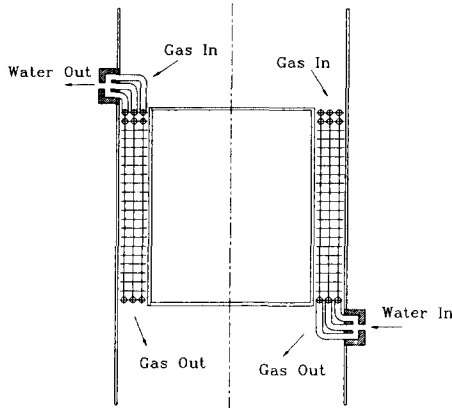


Fig. 2 Schematic of condensing heat exchanger

형 (float type) 유량계로 조절한다.

정상상태에 도달하면 열교환기에 공급되는 배기가스량 및 급수량을 측정하고, 열교환기 입출구에서 배기가스 및 물의 온도, 배기가스의 압력을 측정한다. 또한 배기가스의 습도를 VAISALA 사의 HMP-235 습도계를 사용하여 측정하며, 가스분석기를 사용하여 배기가스의 성분을 측정한다. 그리고 열교환기 내에서 배기가스의 수분이 응축되는 경우 배출구로 떨어지는 응축수를 일정시간 동안 수집하여 이의 무게를 측정한다.

열교환기 열효율은 회수되어진 열량을 보일러 입 열량으로 나눈값이 된다.

$$\eta = \frac{Q_{rev}}{Q_{input}} \quad (1)$$

보일러 입열량은 연료량에다 사용된 경유의 저위 발열량 (10,300 kcal/kg)을 곱하여 구한다.

## 2.3 실험결과 및 분석

Table 1 에서와 같이 열교환기 성능실험은 배기가스량은 126~250 kg/hr 범위에서, 급수량은 73 kg/hr (Test No. 1~5)과 191 kg/hr (Test No. 6~12)의 두 가지에 대해 행하였다. 배기가스의 입

Table 1 A comparison of the experimental results and theoretical result

Test No	Gas rate (kg/hr)	Water rate (kg/hr)	T <sub>g</sub> (°C)			T <sub>w</sub> (°C)			Q <sub>w</sub> (kcal/hr)		Q <sub>g</sub> (kcal/hr)		ΔP (mmAq)	
			Inlet	Exit		Inlet	Exit		Q <sub>exp</sub>	Q <sub>the</sub>	Q <sub>exp</sub>	Q <sub>the</sub>	ΔP <sub>exp</sub>	ΔP <sub>the</sub>
				T <sub>exp</sub>	T <sub>the</sub>		T <sub>exp</sub>	T <sub>the</sub>						
1	147.6	74.5	89.0	55.9	56.4	25.4	49.3	49.0	2078	1758	1398	1236	25.6	23.0
2	173.5	72.0	93.6	59.0	59.9	27.8	52.1	52.7	2041	1790	1718	1501	29.2	31.5
3	196.2	74.5	101.5	62.0	63.6	25.3	54.0	54.4	2495	2167	2217	1914	37.8	40.3
4	216.0	72.0	104.6	65.1	66.8	27.6	57.2	58.2	2486	2198	2441	2099	44.1	48.7
5	249.8	73.4	114.8	72.2	73.2	25.8	64.1	62.6	3281	2701	3045	2672	55.7	65.4
6	126.0	191.9	84.8	49.0	51.0	25.6	36.0	36.6	2328	2109	1291	1086	19.8	16.7
7	147.2	194.4	81.5	50.4	51.7	25.0	36.0	36.6	2495	2237	1310	1121	27.1	22.2
8	173.5	189.7	86.2	53.5	54.7	26.5	37.8	38.2	2501	2208	1623	1401	32.2	30.6
9	175.0	192.6	97.5	56.7	57.6	26.3	38.6	38.6	2764	2365	2042	1785	30.6	31.8
10	197.3	194.4	94.4	57.4	58.0	25.0	37.8	38.0	2903	2526	2088	1839	41.2	39.5
11	223.6	189.7	99.7	60.5	61.3	26.7	40.2	40.3	2988	2562	2507	2200	49	50.7
12	249.8	187.9	103.5	63.4	63.4	24.7	39.7	40.0	3289	2858	2866	2564	58.8	62.8

구온도는 81~115 °C 범위에서, 물의 입구온도는 약 26 °C 정도로 유지하였다. 잠열량을 계산기 위해 열교환기 밑으로 떨어지는 응축수를 받아 무게를 달아 응축수량을 계산하였다.

Fig. 3 에서는  $m_w=191$  kg/hr 인 경우 총전열량 ( $Q_{tot}$ ), 배기가스 현열에 의한 전열량( $Q_{sen}$ ), 그리고 배기가스의 응축에 의한 잠열에 의한 전열량 ( $Q_{lat}$ )들의 크기를 서로 비교하기 위하여 배기가스 량에 따른 변화를 나타내었다. 그림에서 보면 총전열량은 배기가스량이 증가하면 함께 증가한다. 총전열량은 현열과 잠열량의 합이므로 총전열량의 변화는 현열량과 잠열량의 변화로부터 설명할 수 있다. 먼저 현열량의 경우 배기가스량에 따라 현저하게 증가한다. 이것은 배기가스량이 증가하면 배기가스의 유속이 증가하고 이에 따라 열전달계수가 커지면서 배기가스와 물의 온도차가 더 커지기 때

문에 현열량은 증가하게 된다. 반면에 배기가스량이 증가하면 잠열량은 감소하게 된다. 왜냐하면 배기가스량이 증가하게 되면 전열에 의한 배기가스의 온도강하가 적어져서 열교환기 내에서 배기가스의 응축온도(이슬점 온도)까지 낮아지는 영역이 적어지기 때문이다. 그러나 현열량의 증가율이 잠열량의 감소율보다 훨씬 크기 때문에 총전열량은 배기가스량이 증가하면 증가한다. 배기가스량에 따라 전열량의 변화는 거의 직선으로 변하고 있으며, 배기가스량이 감소할수록 현열량은 크게 감소하는 반면에 잠열량은 완만하게 증가하고 있다.

Fig. 4에서는 응축에 의한 잠열량을 고찰하였다. 배기가스 내 수분의 응축에 의한 잠열량은 물이 흡수한 전열량과 배기가스의 현열에 의한 전열량의 차이로 계산할 수 있으며, 또한 응축되어 배출구로 떨어지는 응축수량을 포화 엔탈피( $H_L$ )를 곱하여 구할 수 있다. 그림에서 보는 바와 같이 두 결과들은 평균 약 7% 내의 오차를 보이며 대체로 잘 일치하고 있다.

Fig. 5 은 배기가스량에 따른 열효율의 값들을 보여주고 있다. 그림에서 보면 배기가스량이 증가할수록 열효율은 감소한다. 이것은 배기가스량이 증가할수록 연료가 많이 필요로 하고 또한 배기가스 온도감소가 적어 응축잠열량이 감소하기 때문이다. 급수량이 증가하면 배기가스 온도감소가 커져 현열량이 증가할뿐만 아니라 잠열량도 증가하여 총전열량은 자연히 커지게 되며 따라서 열효율도 증가하게 된다.  $m_w=73$  kg/hr 인 경우 열효율은 2.3~2.9%,  $m_w=191$  kg/hr 인 경우 2.8~3.6%

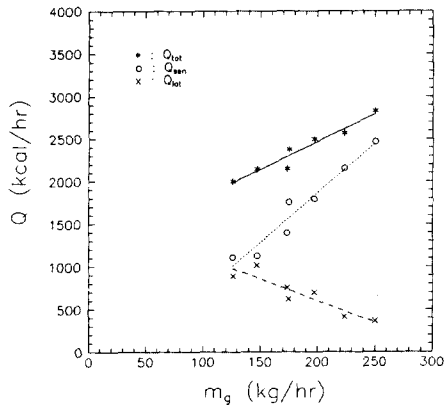


Fig. 3 Heat transfer rate ( $m_w=191$  kg/hr)

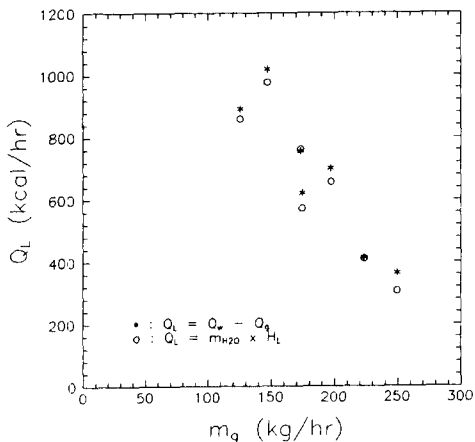


Fig. 4 Latent heat transfer rate ( $m_w=191$  kg/hr)

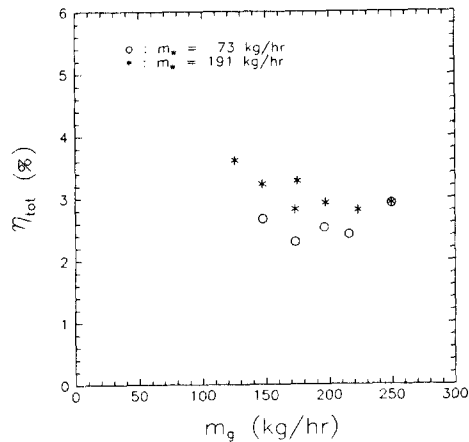


Fig. 5 Total efficiency

이 된다.

### 3. 수학적 이론 및 결과분석

수학적 이론에 근거를 둔 수치해법에 의해서 이론적인 결과들을 얻었으며, 또한 실험 및 이론에 의해서 얻어진 결과들의 신뢰도를 높이기 위해 두 결과들을 서로 비교, 분석하였다.

#### 3.1 수학적 이론

튜브 위로 흐르는 고온의 배기가스로부터 튜브 내로 흐르는 저온의 물로 전달되는 전열량, 배기가스 및 물의 출구온도 등을 반복과정(iteration step)을 통하여 구해 보자. 열교환기 상단에서 들어오는 가스의 입구온도 및 하단으로 들어오는 물의 입구온도는 알려진 값이라고 하자. 그러나 여기서 이론적인 계산은 열교환기 상단의 첫번째 열 맨 왼쪽부터 계산이 시작되므로 물의 출구온도는 아는 값이라고 가정하고 시작해 보자. Fig. 6 은 이론적인 계산을 위한 열교환기의 구조도이다.

Fig. 6 에서와 같이 임의의 한 구간(segment)에서 배기가스 입구온도  $T_{g1}$  및 물 출구온도  $T_{w2}$  는 아는 값이므로 열전달량을  $Q$  로 가정하면 물 입구온도  $T_{w1}$  는 아래 식으로부터 구한다.

$$Q = m_w \cdot c_{pw} \cdot (T_{w2} - T_{w1}) \quad (2)$$

물 상태치들은 물의 평균온도값에 의해서 구한다. 대류열전달계수  $h_w$  는 이런 평균온도값에 의해 구한 상태치들의 의해 계산된다. 물로부터 튜브의

내벽까지 열전달 저항값은  $R_w = 1/(h_w \cdot A_i)$  이며 튜브내벽의 온도  $T_{ii}$  는 물의 평균온도값을 사용하여 아래와 같이 구한다.

$$Q = h_w \cdot A_i \cdot (T_{ii} - T_w) \quad (3)$$

튜브벽을 가로질러 열전달 저항값은  $R_t = \ln(D_o/D_i)/(2 \cdot \pi \cdot N_t \cdot k_t \cdot dx)$  이며, 튜브 외벽온도  $T_{io}$  는

$$Q = \frac{(T_{io} - T_{ii})}{\frac{\ln(D_o/D_i)}{(2 \cdot \pi \cdot N_t \cdot k_t \cdot dx)}} \quad (4)$$

로부터 구한다.  $T_{io}$  가 배기가스의 이슬점온도(dew-point temperature)보다 낮으면 배기가스는 튜브표면에서 응축된다. 배기가스와 외벽 사이에서 열교환은 벽으로 확산에 의한 수증기의 물질전달의 요소를 포함한다. 배기가스 이슬점 온도는 배기가스의 수증기의 분압(partial pressure of water vapor)으로부터 결정되며, 분압은 연료의 구성요소와 과잉공기비에 의해 계산된다.

벽에서 응축되었다면 물의 두께를 0.05334 mm (0.0021 in)로 가정하여 응축된 물을 통하여 전도 열전달 저항  $R_{cond} = 0.0001 \text{ hr} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{kcal}$  ( $0.0005 \text{ hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}/\text{Btu}$ )을 고려하여야 한다.<sup>(10)</sup> 이런 저항은 유효저항(effective resistance)값  $R_1$ 을 얻기 위해 벽 저항값에 추가되어야 한다.

$$R_1 = R_t \quad \text{with dry outer walls}$$

$$R_1 = R_t + \frac{R_{cond}}{A_o} \quad \text{with wet outer walls} \quad (5)$$

따라서 외벽에서 또는 응축표면에서 계면온도(interface temperature)  $T_i$ 는

$$Q = \frac{(T_i - T_{ii})}{R_1} \quad (6)$$

로부터 구한다.  $T_i$ 와 관련하여 포화압력  $P_i$ 은 스틱의 포화상태값에 기초를 둔 상호관계로부터 계산된다.  $P_i$ 가 한 구간에 들어오는 배기가스의 수증기 분압  $P_{v1}$ 보다 크면 벽에서는 건조상태가 된다. 만약  $P_i$ 가 이슬점 온도에서 수증기 분압보다 작으면 배기가스는 포화된다. 이 지점부터 튜브를 따라 하류로 가면서 온도가 감소함에 따라 수증기는 배기가스로부터 떨어져 나간다.

배기가스의 출구온도는 다음에 계산된다. 배기가스의 상태치들은 가정된 출구온도를 이용하여 배기가스의 평균온도로부터 결정된다.

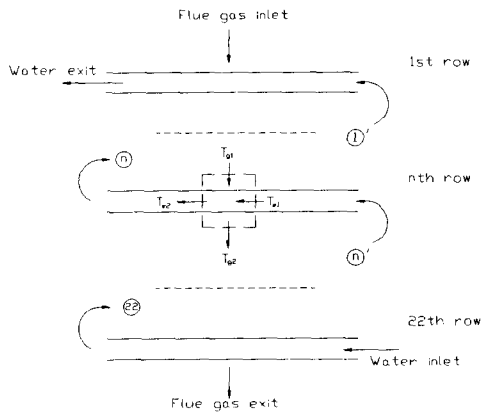


Fig. 6 Condensing heat exchanger configuration for theoretical calculation

3.1.1 배기가스의 포화

배기가스가 포화되었으면 출구 수증기 분압  $P_{v2}$  은 스템 테이블에서  $T_{g2}$ 로부터 계산된다. 벽으로 수증기의 흐름은

$$m_{H2O} = 18.016 \frac{(P_{v1} - P_{v2})}{P_{atm}} \left( \frac{m_g}{M_g} \right) \quad (7)$$

따라서 배기가스의 출구온도  $T_{g2}$ 는

$$Q = m_g \cdot c_{pg} \cdot (T_{g1} - T_{g2}) + m_{H2O} \cdot [c_{pw} \cdot (T_i - T_w) + H_L] \quad (8)$$

여기서  $m_{H2O} \cdot H_L$ 항은 응축에 의해서 전달되어지는 잠열이며,  $m_{H2O} \cdot [c_{pw} \cdot (T_i - T_w)]$ 항은 응축에 의해서 전달되어지는 현열이다.

3.1.2 벽에서 건조

만약 벽에서 응축이 되지도 않았고 배기가스도 포화가 안되었으면  $P_{v2}$ 와  $T_{g2}$ 는 아래 식으로부터 계산한다.

$$P_{v2} = P_{v1} \quad (9)$$

$$Q = m_g \cdot c_{pg} \cdot (T_{g1} - T_{g2}) \quad (10)$$

3.1.3 벽에서 응축

만약 배기가스는 포화되지 않았으나, 벽에서 응축현상만 일어났다면 출구에서 수증기의 분압  $P_{v2}$  은 다음과 같은 Colburn-Hougen 관계식으로부터 계산한다.

$$\frac{(P_{v1} - P_{v2})}{(T_{g1} - T_{g2})} = \frac{(P_{atm} - P_v)}{P_{tm} (T_g - T_i)} (P_v - P_i) \left( \frac{Pr}{Sc} \right)^{2/3} \quad (11)$$

여기서

$$P_{tm} = \frac{[(P_{atm} - P_i) - (P_{atm} - P_v)]}{\ln \left( \frac{P_{atm} - P_i}{P_{atm} - P_v} \right)}$$

$$D = FDHX \cdot 6.234 \cdot (10)^{-5} \cdot (T_g + 459.7)^{3/2} \cdot (14.696/P_{atm})$$

여기서 D,  $T_g$ ,  $P_{atm}$ 의 단위는 각각  $ft^2/hr$ , F, psia 이다.

식 (11)은  $P_{v2}$ 를 포함하는 모든 항들을 왼쪽에 놓고 오른쪽에는 나머지 항들을 놓음으로써 풀 수 있다. 빠르게 계산되어지는 Newton-Raphson 방법에 의해  $P_{v2}$ 를 계산하여 식에 대입하여 식의 오른쪽 값과 왼쪽 값들이 허용오차(tolerance) 내에

서 일치하는지를 점검하면서 허용오차 내에 도달할 때까지  $P_{v2}$  계산과정을 계속 반복한다. 그런 다음에 식 (7) 과 (8)로부터  $m_{H2O}$ 와  $T_{g2}$ 를 계산한다.

배기가스 상태치들을 계산키 위해 사용된 가정된 출구 배기가스 온도를 Newton-Raphson 방법에 의해 새로 계산하며, 식 (7)에서 시작된 계산은 배기가스 출구온도가 배기가스 상태치들을 계산키 위해 사용된 온도와 허용오차 내에 도달할 때까지 계속 반복한다.

한 구간에서 열전달은 평균 물온도, 평균 배기가스 온도, 저항값들을 이용하여 다음과 같이 새로 계산한다. 튜브외벽에서 대류열전달 저항값은  $R_g = 1/(h_g \cdot A_o)$ 이며 배기가스와 물 사이에 열저항값들의 총합은

$$R_{sum} = R_g + R_1 + R_w \quad (12)$$

튜브외벽에서 응축이 없으면 열전달은

$$Q = \frac{(T_g - T_w)}{R_{sum}} \quad (13)$$

튜브외벽에서 응축이 있다면, 전달된 열은 다음과 같은 방법에 의해 계산한다. 첫째 벽에 확산 물질전달과 관련된 열전달은

$$Q_{conda} = K_a \cdot M_v \cdot H_L \cdot (P_v - P_i) \cdot A_o \quad (14)$$

여기서

$$K_a = \frac{h_g}{M_g \cdot c_{pg} \cdot P_{tm}} \cdot \left( \frac{Pr}{Sc} \right)^{2/3}$$

따라서 배기가스로부터 총 열전달량 Q는

$$Q = \frac{(T_g - T_i)}{R_g} + Q_{conda} \quad (15)$$

한 구간에서 가정된 열전달량은 Newton-Raphson 방법으로 새값을 얻는다. 식 (13) 또는 (15)로부터 계산된 전열량과 전값과의 차이가 허용오차보다 작을 때까지 식 (2)부터 필요한 만큼 계속 반복하여 계산한다.

3.2 열전달 계수 및 압력강하

실험에 사용된 모델로부터 배기가스 및 물의 열전달계수, 가스의 압력강하, 물질전달 확산계수 등이 유도된 적이 문헌에 없기에 여기서는 모델과 유사한 교차흐름에 관련된 식을 인용하였다. 왜냐하면 본 모델은 가스 쪽에서 보면 튜브의 배열이 가스흐름방향과 직각(90도)보다 조금 더 큰 90.85도

가 되기에 매우 큰 교차흐름(cross flow)이면서 매우 작은 향류흐름(counter flow)이 된다. 그리고 교차흐름으로 가정할 것에 대한 보정을 해주기 위해 실험결과들로부터 유도되어진 보정계수들을 각 식에 곱하여 주었다.

원형관군(tube bundles) 주위로 교차유동하는 가스의 열전달계수는 다음 식에 의해 구한다.

$$Nu_D = FGHX \cdot 1.13 \cdot C_1 \cdot Re_{D,\max}^m \cdot Pr^{-1/3} \quad (16)$$

상수  $C_1$ 과  $m$ 은 참고문헌<sup>(11)</sup>에서 구하며, 보정계수를 추가하였다.

매끈한 원형관 내의 완전 발달된 난류유동(fully developed turbulent flow)에 대한 Nusselt 수는 Dittus-Boelter<sup>(12)</sup>에 의해서 제시된 식에 보정계수를 곱하여 구한다.

$$Nu_D = WATHX \cdot 0.023 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^n \quad (17)$$

여기서 유체를 가열시키는 경우  $n=0.4$ 가 된다.

교차유동인 경우 가스의 총압력강하(pressure drop)는 다음 식으로부터 구한다.<sup>(7)</sup>

$$\Delta P = FGDP \cdot 0.01195 \cdot C \cdot \left(\frac{m_g}{A_{\min}}\right)^2 \cdot \left(\frac{N_{row}}{\rho}\right) \quad (18)$$

여기서

$$C = \{0.044 + [0.08 X_L / (X_L - 1)]^{0.43} + 1.13 / X_L\} (Re_{D,\max})^{-0.16}$$

$$X_L = \frac{S_L}{D}, \quad X_t = \frac{S_t}{D}$$

여기서도 보정계수를 추가시켰다.  $m_g$ ,  $A_{\min}$ ,  $\rho$ ,  $\Delta P$ 의 단위는 각각 lb/sec, ft<sup>2</sup>, lb/ft<sup>3</sup>, inAq 이다.

### 3.3 수치해법

열교환기 설계용으로 프로그램을 작성하였으며, 계산순서는 다음과 같다. Fig. 6에서 보는 바와 같이 튜브가 한 바퀴 돈 길이를 한 열로 가정하였으며, 열교환기 상단 맨 왼쪽을 첫번째 열 첫번째 구간으로 하여 그곳부터 오른쪽으로 가면서 계산을 하였다. 각각의 열을 100 구간으로 나누었다. 첫번째 열에서 첫번째 구간부터 마지막 구간까지 계산한 후 두번째 열 첫구간에서는 배기가스의 입구온도는 첫번째 열 첫구간에서 배기가스의 출구온도이며, 물의 출구온도는 첫번째 열 마지막 구간의 입

구온도이다. 두번째, 세번째 열에서도 첫번째 열에서와 같은 계산과정을 거치면서 22번째 열 마지막 구간까지 계산을 한다. 여기서 계산하여 얻은 물의 입구온도와 실제 물의 입구온도를 비교하여 두 값의 차가 허용 오차범위 내에 올 때까지 식 (2)부터 필요한 만큼 계속 반복하여 계산한다.

프로그램의 주요 입력값(Input)으로는 연료량 및 그의 성분, 과잉공기비, 급수량, 물 및 배기가스의 입구온도, 열교환기의 치수 등이다. 주요 출력값(output)으로는 열교환기 내 각 열의 각 구간에서 물온도, 배기가스 온도, 이슬점 온도, 튜브표면온도, 응축된 수증기의 양, 압력강하, 배기가스 및 물의 열전달계수, 확산계수 등이다. 열교환기 출구에서 총전열량, 현열량, 잠열량, 배기가스의 평균 출구온도, 수증기의 응축량 및 응축률 등이며, 물의 출구온도도 주요한 출력값이다.

실험결과들로부터 유도되어진 보정계수값은 배기가스 열전달계수인 경우  $FGHX=0.615$ , 급수 열전달계수인 경우  $WATHX=1.2$ , 물질전달 확산계수인 경우  $FDHX=2.65$ , 압력강하인 경우  $FGDP=0.4847$  이 된다.

실제 프로그램의 주된 사용목적은 원하는 물 및 배기가스의 상태치 및 전열량 등을 얻어 고효율 응축형 열교환기를 설계하는데 필요한 자료들을 제공하는데 있다.

### 3.4 이론결과 및 비교분석

작성되어진 프로그램을 이용하여 온도분포도, 전열량, 열효율 등 여러 결과들을 얻었다. 배기가스 및 급수의 입구온도는 각각 100 °C, 20 °C이며, 사용된 연료는 경유이며 저위발열량은 43, 124 kJ/kg (10, 300 kcal/kg), 과잉공기비는 20 %, 공기의 상대습도는 70 %, 튜브의 재질은 테프론으로 열전도도는 매우 낮은 1.0584 kJ/hr, m, K (0.2528 kcal/hr, m, K)이 된다. Table 2에서 이론적인 계산을 위한 주요한 입력값을 보여주고 있다.

Fig. 7(a)부터 Fig. 7(c)까지는 열교환기의 열을 따라 배기가스 및 그의 이슬점 온도, 튜브외벽의 온도, 물의 온도 등을 보여주고 있다. 배기가스량은 228 kg/hr이며, 물량은 100, 200, 800 kg/hr 이다.

Fig. 7(a)는 급수량이 100 kg/hr일 때의 온도분포도를 보여주고 있다. 배기가스는 열교환기 상단에서 100 °C로 열교환기에 들어가며, 물은 하단에



Table 2 Input data for theoretical calculation

Fuel	C	0.8560 kg/kg-fuel
	H	0.1320 kg/kg-fuel
	S	0.012 kg/kg-fuel
	O	0.0 kg/kg-fuel
	N	0.0 kg/kg-fuel
	Low heating value	10,300 kcal/Kg
Air	Excess air	20 %
	Relative humidity	70 %
Flue gas & Water	-Inlet temp.	
	Flue gas	100 °C
	Water	20 °C
	-Mass flow rate	
	Flue gas	57 ~ 228 kg/hr
Water	100 ~ 3200 kg/hr	
Heat exchanger	Tube OD	6.35 mm
	ID	4.35 mm
	Thermal conductivity	0.2528 kcal/hr, m, K
	No. of rows	22
	No. of tubes per row	3
	Ave. tube length per row	610 mm

서 20 °C로 들어간다. 입구에서 배기가스의 이슬점 온도는 51.1 °C이며, 튜브표면은 65 °C이기에 튜브표면이 이슬점 온도보다 높아 튜브표면에서 응축은 일어나지 않는다. 그러나 열교환기 하단으로 내려감에 따라 배기가스의 온도는 계속 감소하며, 튜브표면에 온도도 계속 감소하고 있으나 배기가스에 포함된 수증기가 일정하기에 이슬점 온도는 변하지 않는다.

그러나 11번째 열에서 튜브표면의 온도가 이슬점 온도보다 낮아지면서 튜브외벽에서 응축이 일어나며 배기가스에서 물로 열전달은 현열뿐만 아니라 잠열까지도 전달된다. 배기가스는 응축이 발생한 후보다 전에 온도감소폭이 더 큰 반면에 물은 반대로 응축이 발생한 후에 온도증가율이 전보다 더 크다. 이는 배기가스 쪽에서 보면 응축전에는 단지 배기가스 현열에 의해서만 열전달이 되기 때문에 배기가스의 온도변화가 후보다 더 크며, 물 쪽에서 보면 응축 후에는 현열뿐만 아니라 잠열까지도 전달량에 포함되기 때문에 물의 온도변화가 전보다 더 크다. 응축전에는 튜브표면에서 배기가스의 온

도 감소율과 비슷하게 튜브표면의 온도가 감소하나, 응축 후에는 상당히 감소폭이 작아지고 있다. 이는 표면에서 응축수로 인한 전도열전달 저항  $R_{cond}$  때문인 것으로 간주된다. 이슬점 온도는 응축 후에 적어나마 조금씩 작아지고 있다. 배기가스의 출구온도는 64.6 °C, 이슬점 온도는 49.9 °C, 물의 출구온도는 48.3 °C 이다.

Fig. 7(b) 및 Fig. 7(c)에서는 급수량이 증가함에 따라 배기가스의 온도감소폭은 더욱 커지며, 반대로 물의 상승폭은 더욱 작아지고 있다.  $m_w=200$  kg/hr에서는 응축이 6번째 열에서부터 일어나며,  $m_w=800$  kg/hr에서는 입구에서부터 응축이 일어나며 이는 입구에서부터 튜브 표면온도가 이슬점 온도보다 작기 때문이다.

Fig. 8은  $m_g=57\sim 228$  kg/hr,  $m_w=100\sim 3200$  kg/hr 범위에서 배기가스 출구온도에 따라 총전열량에 대한 현열량 및 잠열량의 비를 각각 보여주고 있다. 그림에서 오른쪽에 10개의 자료들은  $m_g=228$  kg/hr 일 때이며, 현열량이 잠열량보다 모든 급수량에 걸쳐 많다. 중간에 10개의 자료들은  $m_g$

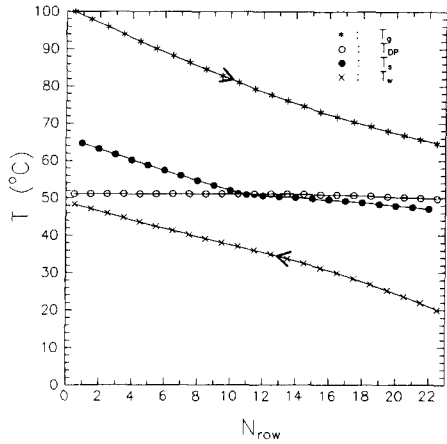


Fig. 7(a) Temperature profile ( $m_w=100$  kg/hr)

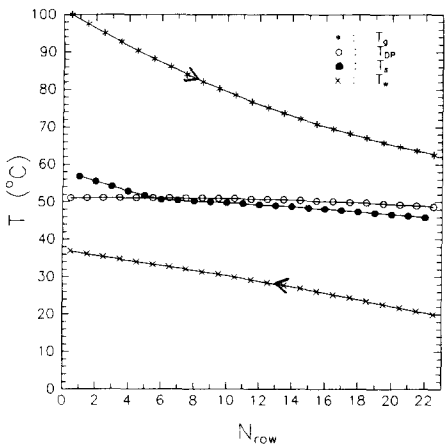


Fig. 7(b) Temperature profile ( $m_w=200$  kg/hr)

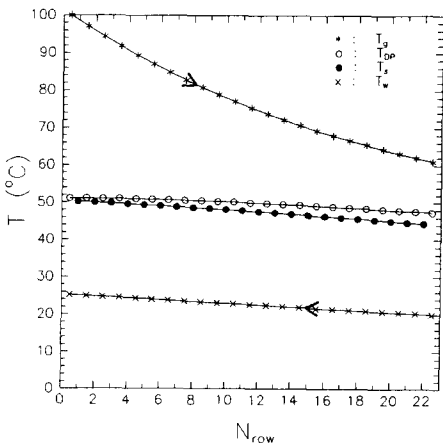


Fig. 7(c) Temperature profile ( $m_w=800$  kg/hr)

=114 kg/hr 일 때이며 한 개의 자료를 제외하고는 잠열량이 현열량보다 많다. 왼쪽에 10개의 자료는  $m_g=57$  kg/hr 일 때이며 잠열량이 총전열량의 61~66 % 를 차지한다. 급수량이 증가할수록 잠열량의 비는 커지며, 배기가스량이 증가할수록 잠열량의 비는 작아진다. 특기할 만한 사실은 배기가스량이 클 때는 급수량이 증가하면서 잠열량의 비가 급속하게 증가하고 있으나, 배기가스량이 감소하면서 급수량이 증가해도 잠열량의 증가폭은 점점 작아지고 있다.

Fig. 9는  $Q$  대  $T_{g,out}$ 의 결과들을 보여주고 있다.  $m_w$ 의 값이 증가함에  $Q$ 의 값은 증가하고  $T_{g,out}$ 는 낮아진다.  $m_g$ 의 값이 증가함에  $Q$ 의 값도 증가하

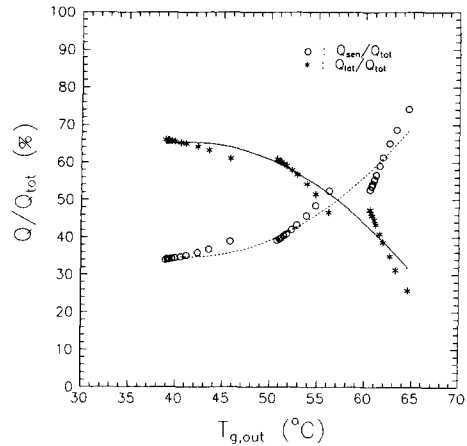


Fig. 8 The ratio of sensible and latent heat to total heat transfer rate

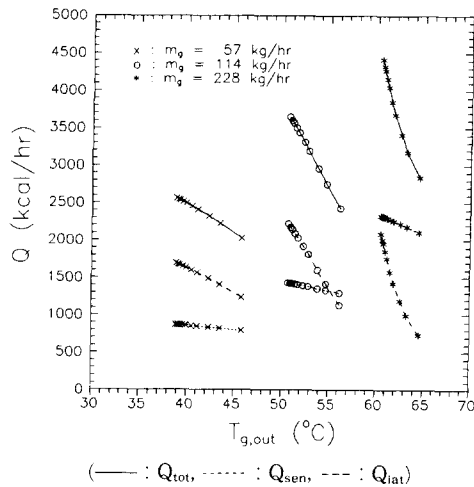


Fig. 9 Heat transfer rate

면서  $T_{g,out}$ 의 값도 커진다.

Fig. 10은 열교환기를 통하여 배기가스에 포함된 수증기가 어느 정도 응축이 되는지를 보여주고 있다. 배기가스량이 많은  $m_g=228$  kg/hr 경우에는 배기가스의 출구온도가 높아 튜브표면의 온도도 자연스럽게 높기 때문에 응축된 양이 6.3~18.8% 정도가 되며, 배기가스량이 감소함에 자연히 배기가스의 출구온도도 낮아져 응축비는 커지고 있다. 급수량 및 배기가스량의 변화에 따라 응축비는  $T_{g,out}$ 에 대해 거의 직선으로 변하고 있다. 응축비는  $m_g=114$  kg/hr 일 때 20.0~40.5%,  $m_g=57$  kg/hr 일 때 45.1~62.6%가 된다.

Fig. 11은 열교환기의 열효율을 보여주고 있다. 급수량이 증가함에 배기가스의 출구온도는 감소하여 열효율이 증가하며, 배기가스량이 증가함에 따라 얻는 전열량보다 연료량의 증가에 따른 입열량이 더 크기 때문에 열효율은 감소한다.  $\eta_{tot}$ ,  $\eta_{sen}$ ,  $\eta_{lat}$  공히 열효율 증가율이 거의 직선으로 나타나고 있다.  $\eta_{tot}$ 은 2.3~8.1%,  $\eta_{sen}$ 은 1.7~2.8%,  $\eta_{lat}$ 은 0.6~5.3%에 걸쳐 분포되어 있다.

Fig. 12은  $m_w=800$  kg/hr 인 경우 각각의 열에서 배기가스의 압력강하의 크기를 보여주고 있다. 각 열을 따라 하류로 가면서 압력강하의 크기가 작아지는 것은 배기가스에 포함된 수증기가 응축이 되어 배기가스로부터 제거됨에 배기가스량이 감소함으로써 발생하는 현상이다. 식 (18)로부터 압력강하는 배기가스량의 제곱에 비례한다.  $m_g=57$  kg/hr인 경우 총 압력강하는 3.7 mmH<sub>2</sub>O 이며,  $m_g=114$  kg/hr 인 경우 13.9 mmH<sub>2</sub>O,  $m_g=228$  kg/hr

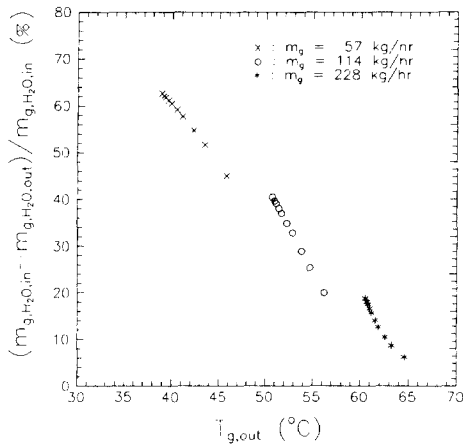


Fig. 10 The drop ratio of water vapor in gas

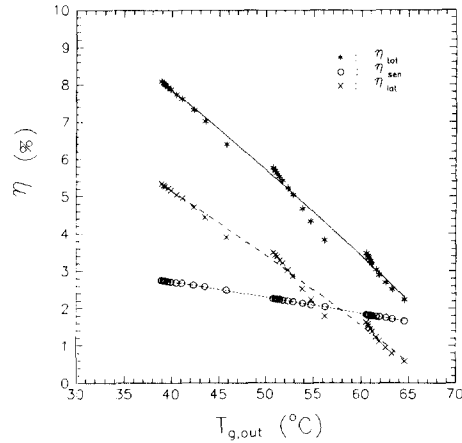


Fig. 11 Efficiency

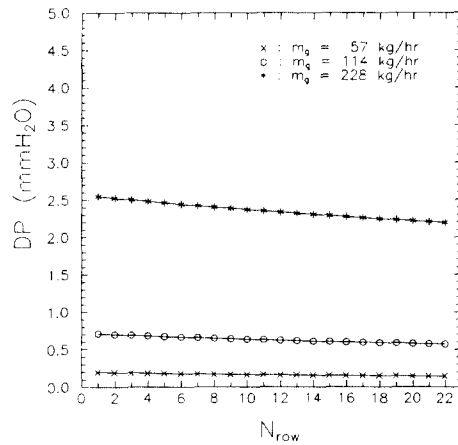


Fig. 12 Pressure drop at each row ( $m_w=800$  kg/hr)

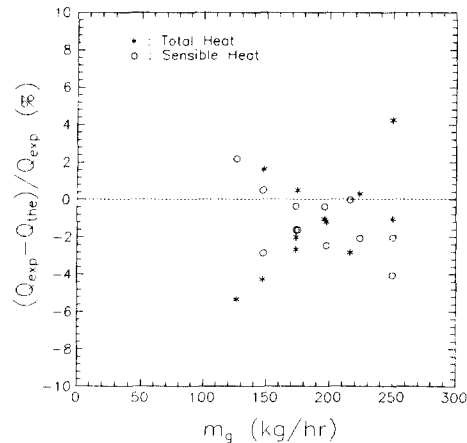


Fig. 13 The ratio of the difference between the experimental and theoretical heat transfer rate to the experimental heat transfer rate

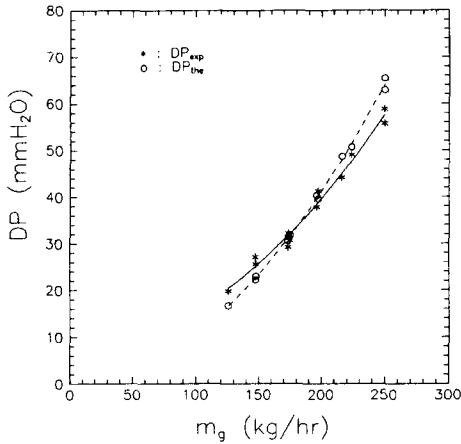


Fig. 14 Pressure drop

인 경우 51.8 mmH<sub>2</sub>O 이 된다.

Fig. 13 및 Fig. 14 에서는 Table 1 에서 기술한 실험 및 이론결과들을 보여주고 있다. Fig. 13 은 배기가스량에 따른 실험 및 이론에서 얻은 전열량의 차이 대 실험에 의한 전열량의 비를 보여주고 있다. 총 전열량의 경우 오차 범위는 -5.3~4.2 %, 현열량의 경우에는 -4.1~2.2 % 이 된다. 따라서 두 결과들로부터 이론값들이 매우 정확함을 보여주고 있다.

Fig. 14 은 배기가스량에 따른 실험 및 이론으로부터 얻은 압력강하값을 보여주고 있다. 실험 및 이론값들의 압력강하는 배기가스량이 증가함에 따라 증가하며, 두 결과들은 대체로 잘 일치하고 있다.

#### 4. 결 론

보일러 등으로부터 생성된 저온의 배기가스를 응축형 열교환기를 통하여 물을 간접접촉시켜 배기가스에 포함되어 있는 현열뿐만 아니라 잠열까지도 회수하는 실험을 수행하였으며, 수행된 실험에 신뢰도를 높이기 위해 수학적 이론에 근거를 둔 설계 프로그램을 개발한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 급수량이 증가할수록 배기가스 출구온도는 낮아져 총전열량, 현열량, 잠열량 모두 증가하며, 총전열량에 대한 잠열량의 비도 증가하고 현열량의 비는 감소한다. 열효율 및 응축비도 증가한다. 배기가스량이 증가할수록 배기가스 출구온도는 높아

지나 총전열량 및 현열량은 증가하며 잠열량은 감소한다. 따라서 총전열량에 대한 잠열량의 비는 감소하며 반대로 현열량의 비는 증가한다. 연료량의 증가로 열효율은 감소하며, 배기가스 출구온도가 높아짐에 응축비도 감소한다. 그러나 압력강하는 증가한다.

(2) 응축은 물 또는 튜브표면의 온도가 배기가스 이슬점 온도보다 낮을 경우 발생하며, 급수량이 적을 경우 응축은 열교환기 하단에서부터 일어나며 급수량이 증가하면서 점점 상단으로 이동하여 배기가스 입구에서 튜브표면의 온도가 이슬점 온도보다 낮을 경우 응축은 열교환기 전지역에 걸쳐 발생한다.

(3) 이론적인 결과들로부터 응축비는 6.3~62.6 %, 잠열비는 25.8~66.0 %, 열효율 증가는  $\eta_{tot}$  은 2.3~8.1 %,  $\eta_{sen}$  은 1.7~2.8 %,  $\eta_{at}$  은 0.6~5.3 % 이 된다. 이로부터 저온에서 폐열회수는 잠열이 차지하는 비중이 매우 높으며, 이들은 보일러의 효율증가 및 자원절약 차원에서 상당히 중요한 역할을 하고 있다.

(4) 강한 교차흐름과 동시에 약한 향류흐름인 본 모델을 교차흐름으로 가정한 이론식들을 보정키 위해 보정값들을 실험결과들로부터 유도하였으며, 이는 배기가스 열전달계수인 경우  $FGHX=0.615$ , 급수 열전달계수인 경우  $WATHX=1.2$ , 물질전달 확산계수인 경우  $FDHX=2.65$ , 압력강하인 경우  $FGDP=0.4847$  이 된다. 이들을 이용하여 실험값과 이론값을 비교한 결과 총 전열량의 경우 오차범위는 -5.3~4.2 %, 현열량의 경우 -4.1~2.2 % 로 두 결과들로부터 이론값들이 매우 정확함을 보여주고 있으며, 또한 압력강하의 값들도 두 결과들이 대체로 잘 일치하고 있다.

(5) 고효율 응축형 열교환기를 설계하는데 필요한 자료를 제공키 위해 설계 프로그램을 개발하였으며, 이로부터 열교환기 내 각 열의 각 구간에서 물온도, 배기가스 온도, 이슬점 온도, 튜브표면 온도, 응축된 수증기의 양, 압력강하, 배기가스 및 물의 열전달계수, 확산계수, 현열량, 잠열량 등을 얻는다.

#### 후 기

이 연구는 1996년도 한국과학재단 연구비지원 (핵심전문연구 과제번호 : 961-1005-040-2)에 의

해 일부 수행된 것으로, 이에 관계자 제위께 진심으로 감사드립니다.

### 참고문헌

- (1) Goldstick, R. J., 1981, *Survey of Flue Gas Condensation Heat Recovery Systems : Executive*, PB83-211888, KVB, Inc.
- (2) Snyder, M. E., Case, M. P., Jones, S. and Caron, R., 1992, *Performance of a Condensing Heat Exchanger System at Lake City Army Ammunition Plant, Independence, MO*, AD-A256356.
- (3) Razgaitis, R., Payer, J. H., Talbert, S. G., et al., 1985, *Condensing Heat Exchanger Systems for Residential/Commercial Furnaces and Boilers, Phase IV*, BNL 51943 (NTIS DE86-004833), Battelle Columbus Lab.
- (4) Stickford, G. H. and Bigg, D. M., 1990, *Evaluation of Nonmetallic Materials in a Condensing Heat Exchanger Environment*, PB90-247263, Battelle Columbus Lab.
- (5) 이금배, 김혁주, 성두영, 최규성, 1990, “직접 접촉 열교환기 내에서 열전달 특성분석,” 과학기술처 기본연구사업 보고서, 한국동력자원연구소.
- (6) Ball, D. A., et al., 1982, “Condensing Heat Exchanger Systems for Oil-Fired Residential/Commercial Furnaces and Boilers, Phase I and II,” BNL 51617 (NTIS DE83-005996).
- (7) Razgaitis, R., et al., 1984, “Condensing Heat Exchanger Systems for Residential/Commercial Furnaces and Boilers, Phase III,” BNL 51770 (NTIS DE84-017183).
- (8) Lux, J. J., et al., 1983, *Development of Design Guidelines for Generic Types of Condensing Heat Exchangers for Residential Furnaces*, Proceedings of International Gas Research Conference, London, England.
- (9) Fischer, R. D. and Stickford, G. H., 1987, “A Simulation Model as a Design Tool for Finned-Tube Condensing Heat Exchangers,” *Proceedings of the 1987 International Symposium on Condensing Heat Exchangers*, Vol. 2, GRI Report No. GRI-87/0091.3 (DOE Report No. BNL 52068) (NTIS DE88-005230).
- (10) Fischer, R. D. and Stickford, G. H., 1988, *Users Manual for CONDHX : A Simulation Model as a Design Tool for Finned-Tube Condensing Heat Exchangers*, An Interim Report of Research Conducted by the GRI's Gas Appliance Technology Center, Gas Research Institute, U. S. A.
- (11) Grimison, E. D., 1937, *Trans. ASME*, 59, 583.
- (12) Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, *University of California Publications on Engineering*, Vol. 2, p. 443, Berkeley.