

습증기를 포함한 연소가스의 폐열회수를 위한 열교환기 성능 예측

정동운* · 이상용** · 이한주*

Performance Prediction of Heat Exchanger for Waste Heat Recovery from Humid Flue Gases

Dong-Woon Jeong, Sang-Yong Lee and Han-Ju Lee

Key Words : Waste Heat Recovery(폐열회수), Flue Gas(연소가스), Condensation(응축), Noncondensable Gas(비응축성 기체), Latent Heat(잠열), Sensible Heat(현열)

Abstract

A simulation program using the mass transfer correlation was constructed to analyze 1-D simplified condensing flow across the tube bank. Higher efficiency was anticipated by reducing the flue gas temperature down below the dew point where the water vapor in the flue gas is condensed at the surface of the heat exchanger; that is, the heat transfer by the latent heat is added to that by the sensible heat. Thus, there can be an optimum operating condition to maximize the heat recovery from the flue gas. The temperature rises of the flue gas and the cooling water between the inlet and the outlet of the tube bank were compared with the experimental data reported previously. The predicted results agree well with the experimental data. Using this simulation program, the parametric studies have been conducted for various operating conditions, such as the velocities and temperatures of the vapor/gas mixture and the cooling water, the number of the rows, and the conductivity of the wall material.

기호설명	
A	: 열전달 면적 [m^2]
C_p	: 정압비열 [$J/kg \cdot ^\circ C$]
\mathcal{D}	: 확산계수 [m^2/s]
d	: 냉각관 직경 [m]
g	: 중력가속도 [m/s^2]
h	: 열전달계수 [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]
i	: 엔탈피 [J/kg]
\dot{m}	: 단위시간당 질량유량 [kg/s]
\dot{Q}	: 단위시간당 전열량 [W]
W	: 기체 질량분율 [-]
ω	: 비응축 기체 질량분율 비 ($W_{g,\infty}/W_{g,i}$)

fg	: 응축 상변화
g	: 비응축성 기체
i	: 기-액 경계면의 상태
in	: 관 안쪽면
l	: 응축액막
out	: 관 바깥면
v	: 수증기
∞	: 혼합기체의 평균상태

상첨자	
*	: 응축이 발생하는 경우
—	: 검사체적 내부 평균상태

하첨자

c : 냉각수

1. 서론

인간의 활동을 위해 투입되는 여러 가지 형태의 에너지 가운데 유효하게 회수되지 못한 채 환경으로 배출되는 열에너지를 적극적으로 활용하여 에너지의 이용 효율을 높이려는 노력이 다각적으

* 한국과학기술원 대학원 기계공학과

** 회원, 한국과학기술원 기계공학과

로 모색되고 있다. 미활용 에너지의 대표적인 예로는 공장 등의 연소로나 생활 폐기물의 소각 과정에서 발생하는 고온의 연소가스를 들 수 있다. 연소가스에 포함된 열에너지는 크게 현열과 잠열로 구분된다. 기체 성분의 현열만을 회수하는 과정은 경제성이 떨어지므로, 연소가스의 온도를 더욱 낮추어 수증기의 상변화를 통한 잠열을 함께 회수하여 에너지 이용효율을 높일 필요가 있는데, 이러한 과정은 응축기를 통해서 이루어질 수 있다. 이와 같은 과정을 통해 열에너지를 효율적으로 이용함과 동시에 연소가스 내에 포함된 부식성 기체 및 분진 등을 제거하는 것이 폐열회수용 열교환기 개발의 주된 목적이다.

본 연구에서는 내식성 재료의 수평 냉각관이 설치된 열교환기에 연소가스를 투입하여 회수할 수 있는 전열량을 예측하기 위한 프로그램을 작성하고자 하였다. 아울러 열교환기의 운전조건을 변화시키면서 응축 열전달 특성을 살펴 보았다.

2. 열교환기 성능 예측 방법

2.1 1-D 단순화 및 검사체적

수평관 표면의 응축액막 분포는 중력과 주류(main stream) 전단력의 영향을 동시에 받는다. 본 연구에서는 주류가 액막의 분포를 비대칭화 하는 것을 방지하기 위하여, 연소가스는 수평관의 상단(upper row)으로부터 하향으로 직교류를 형성하며 관관을 통과한다고 가정하였다. 1차원의 단순화된 해석을 위하여 연소가스의 온도(T_∞), 유속(U_∞) 및 비응축성 기체의 질량분율($W_{g,\infty}$)은 관관의 상단에서 하단으로 이동하는 경우에만 변화되는 것으로 간주하였으며, 열(column) 또는 관 길이방향의 변화는 고려하지 않았다. 과냉의 응축수가 관과 관 사이의 공간에 머무르는 시간은 극히 짧아 추가적 열 및 물질전달은 무시할 수 있다고 가정하였다. 연소가스의 압력은 대기압과 동일하게 주었으며, 마찰에 의한 기체의 압력강하는 무시하였다. 이상의 가정을 적용하여 균일 단면적의 수직 유로 내부에 설치된 수평 냉각관 주위를 흐르는 연소가스의 열전달량을 예측하기 위한 1차원 해석을 수행하였다.

Fig. 1은 1차원 가정을 이용하여 수평관의 응축 열전달 성능을 예측하고자 열교환기 내부의 수평관 주위에 설정한 직육면체 형태의 검사체적을 나타낸 그림이다. 검사체적의 윗면은 연소가스 유동방향과 수직을 이루며, 측면은 냉각수의 유동방향과 수직이다. 검사체적의 상부에 유입된 연소가스는 내부의 냉각관 표면에서 열 및 물질전달을 일으킨 뒤 하부로 배출된다. 배출된 연소가스는 아래에 위치한 다음 단 검사체적의 상부로 유입되어 같은 과정을 반복한다. 냉각수는 검사체적을

통과하는 동안 열에너지를 얻게 되고, 이로 인해 온도(T_c)와 유속(U_c)이 변화된 상태로 검사체적을 빠져나간다.

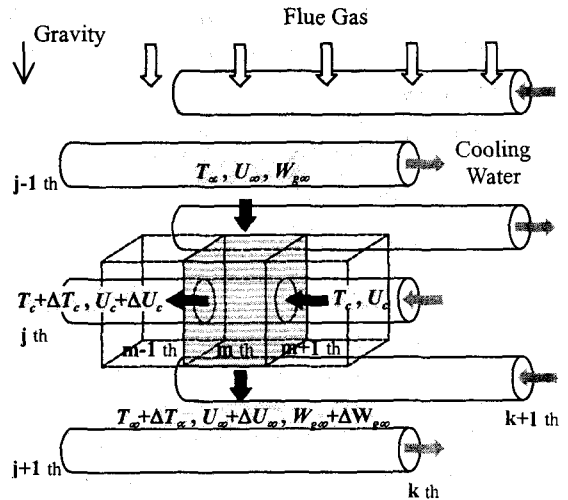


Fig. 1 Control volume around a horizontal circular tube in the tube bank

2.2 열/물질전달 수지균형

Fig. 2는 정상상태에서 검사체적 내부로 유입되는 연소가스와 검사체적을 빠져나가는 연소가스 및 응축수의 열함량 차이에 의한 총 열량($\Delta \dot{Q}_c$)이 냉각수로 전달되는 과정을 간략하게 나타낸 그림이다. 1차원 가정에 의해 연소가스의 입, 출구 상태량은 단의 수(j)에 의해서만 변하게 된다. 비응축성 기체는 검사체적을 통과하는 동안 응축되지 않으므로, 수증기의 입, 출구 질량유량 차이는 단

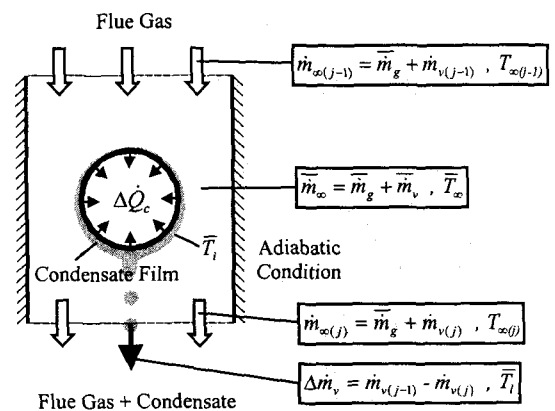


Fig. 2 Heat and mass balances in the control volume

위시간당 응축량($\Delta \dot{m}_v$)과 같다. 검사체적에서의 질량 보존 방정식은 다음과 같다.

$$\Delta \dot{m}_v = \dot{m}_{\infty(j-1)} - \dot{m}_{\infty(j)} \quad (1)$$

혼합기체의 평균 질량유량($\bar{m}_{\infty} = \bar{m}_g + \bar{m}_v$) 및 평균 정압비열($\bar{c}_{p\infty}$)을 도입하면 총 열전달량을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta \dot{Q}_c &= \bar{m}_{\infty} \bar{c}_{p\infty} (T_{\infty(j-1)} - T_{\infty(j)}) \\ &+ \Delta \dot{m}_v \bar{c}_{pv} (\bar{T}_{\infty} - \bar{T}_i) \\ &+ \Delta \dot{m}_v \bar{c}_{pl} (\bar{T}_i - \bar{T}_l) \\ &+ \Delta \dot{m}_v \bar{i}_{fg} \end{aligned} \quad (2)$$

식 (2)의 우변에서 첫 세 항은 현열량이며, 네번째 항은 기-액 경계면에서 수증기의 응축에 의한 잠열량이다. 현열항 중 마지막 항은 수증기가 응축된 직후의 상태(\bar{T}_i)에서 액막의 평균 온도(\bar{T}_l)까지 과냉되는 동안 방출하는 현열량이다. 따라서 검사체적을 통과하는 연소가스의 온도강하와 관련된 현열량은 식 (2)의 첫 두 항의 합과 같다.

$$\Delta \dot{Q}_c = \Delta \dot{Q}_{\infty} + \Delta \dot{Q}_l + \Delta \dot{Q}_{latent} \quad (3)$$

각 검사체적에 대한 열/물질전달 수치균형은 연소가스와 냉각수의 입, 출구 상태량이 식 (3)을 만족시키도록 수행된다. 연소가스의 현열량은 식 (2)의 우변 첫 두 항의 합과 동일하며, 이는 연소가스와 열전달면 사이의 온도차 및 기체층의 열전달계수를 이용하여 구할 수도 있다. 응축이 발생하지 않는 경우, 연소가스와 관 외벽면 사이의 온도차에 기인한 현열량은

$$\Delta \dot{Q}_{\infty} = \bar{h}_{\infty} \times (\bar{T}_{\infty} - \bar{T}_{out}) \times A_{out} \quad (4)$$

이며, 응축이 발생하는 경우는 다음과 같다.

$$\Delta \dot{Q}_{\infty} = \bar{h}_{\infty}^* \times (\bar{T}_{\infty} - \bar{T}_i) \times A_{out} \quad (5)$$

냉각수가 검사체적을 통과하는 동안 발생하는 입, 출구의 온도차에 기인한 현열량은 다음과 같다.

$$\Delta \dot{Q}_c = \bar{m}_c \times \bar{c}_{pc} \times \Delta T_c \quad (6)$$

냉각수의 현열량은 냉각수와 관 내벽면 사이의 온도차 및 냉각관 내부의 열전달계수를 이용하여 다음과 같이 구할 수도 있다.

$$\Delta \dot{Q}_c = \bar{h}_c \times (\bar{T}_{in} - \bar{T}_c) \times A_{in} \quad (7)$$

본 연구에서는 검사체적 내부의 열/물질전달 수치균형을 맞추기 위하여, 입, 출구 사이의 상태량 변화를 이용하여 구한 열전달량이 평균 열/물질전달계수를 이용하여 구한 열전달량과 같도록 조정하였다. 따라서 계산에는 기체층, 응축액막 및 냉

각수에서의 전달계수에 관한 적절한 관계식이 필요하게 된다. 이를 다음 절에 소개하였다.

2.3 열/물질전달계수 관계식

정동운 등⁽¹⁾은 혼합기체의 강제대류 막응축에 관한 기존의 연구들을 검토하고, 비응축성 기체가 다량 포함된 경우의 수평관 외측 물질전달계수 관계식으로 Fujii 등⁽²⁾의 식의 이용을 제안하였다.

$$\begin{aligned} Sh Re^{-1/2} &= \\ &\frac{\left\{ \left[1 + 4(0.3 + 0.1 Re^{0.17}) Sc^{0.4} (\omega^{-1} - 1) \right]^{1/2} - 1 \right\}}{2(1 - \omega)} \end{aligned} \quad (8)$$

식 (8)에 Sh 수와 평균 응축 질량유속(\dot{m}_v)의 관계를 대입하면 응축량을 얻을 수 있다.

$$Sh = \dot{m}_v d_{out} / \rho \mathcal{D} (1 - \omega) \quad (9)$$

응축이 존재하는 경우의 현열 전달계수(\bar{h}_{∞}^*)는 열 및 물질전달의 상사성에 의해 식 (8)의 Sh 수를 Nu 수로 치환하여 구하였다.

단일 수평관 주위의 단상 직교류에 대한 현열 전달계수(\bar{h}_{∞}) 관계식으로는 Fujii 등⁽²⁾이 제안한 Perkins-Leppert의 실험식을 사용하였다.

$$Nu = \left(0.3 Re^{0.5} + 0.1 Re^{0.67} \right) Pr^{0.4} \quad (10)$$

냉각관 내부의 열전달계수(\bar{h}_c) 관계식으로는 완전 발달된 난류유동에 대한 Dittus-Boelter⁽³⁾의 식을 적용하였다.

$$Nu_c = 0.023 Re_c^{0.8} Pr_c^{0.4} \quad (11)$$

응축액막 내부의 열전달계수(\bar{h}_l)는 Michael 등⁽⁴⁾이 사용을 제안한 Shekrladze와 Gomelauri의 관계식을 이용하였다. 이 식은 주위 기체유속의 변화가 응축에 미치는 영향을 고려한 식이다.

$$\begin{aligned} Nu_l &= \frac{\bar{h}_l d_{out}}{\bar{k}_l} \\ &= \frac{0.9 + 0.728F^{0.5}}{\left(1 + 3.44F^{0.5} + F \right)^{0.25}} Re_{2\phi}^{0.5} \end{aligned} \quad (12)$$

$$F = \frac{g d_{out} \bar{i}_{fg} \bar{\mu}_l}{\bar{k}_l \bar{U}_{\infty}^2 (\bar{T}_i - \bar{T}_{out})} \quad (12-a)$$

$$Re_{2\phi} = \frac{\bar{U}_{\infty} d_{out}}{\bar{\nu}_l} \quad (12-b)$$

상단의 응축액막이 하부 냉각관 표면에 누적되는 현상을 고려하기 위해 Collier와 Thome⁽⁵⁾이 사용을 제안한 Kern의 관계식을 이용하였다. 응축이

시작되는 관으로부터 n 번째 아래 냉각관의 액막 열전달계수는 다음과 같다.

$$\frac{\bar{h}_{l(nth)}}{\bar{h}_{l(1st)}} = n^{\frac{5}{6}} - (n-1)^{\frac{5}{6}} \quad (13)$$

2.4 계산방법

본 연구에서는 연소가스의 폐열을 회수하기 위해 제작된 실제 열교환기의 조건을 적용하여 그 성능을 예측하고자 하였다. 이금배 등⁽⁶⁾은 테프론 냉각관을 이용하여 환상형 열교환기를 제작하였다. Fig. 3 에 이 열교환기의 단면을 간략하게 나타낸 그림을 도시하였다. 열교환기는 환상형의 연소가스 유로 내부에 22 회전 냉각관 코일이 3 층으로 겹쳐있는 형태이다. 관군의 상부로는 연소가스가 주입되며, 하부로 냉각수가 주입된다. 냉각관 코일 1 회전을 수평 냉각관 1 단으로 모사하였으므로 각 단의 냉각수 출구조건은 바로 위에 위치한 냉각관의 입구조건으로 주어진다. 검사체적 내부의 열전달량 및 응축량 계산에 이용되는 물성, 무차원 수는 각 유체의 평균 상태량에서 계산되었다.

계산은 냉각관의 출구부에 설정된 검사체적부터 시작된다. 연소가스와 냉각수는 열교환기의 반대쪽으로부터 주입된다. 따라서 냉각수의 출구조건을 가정함으로써 계산을 수행한다. 임의 검사체적에 대한 계산은 냉각수의 출구조건과 연소가스의 입구조건을 이용하여 수행한다. 즉 연소가스의 출구조건과 냉각수의 입구조건이 검사체적 내부의 열/물질전달 수치균형을 만족시키도록 조정된다. 모든 검사체적에 대한 열/물질전달 수치균형이 맞게 되면, 관군에 주입되는 냉각수의 입구온도를 얻게 되는데, 이 값이 열교환기의 운전조건으로 주어지는 냉각수 입구온도와 같아질 때까지 상기의 전 과정을 반복한다.

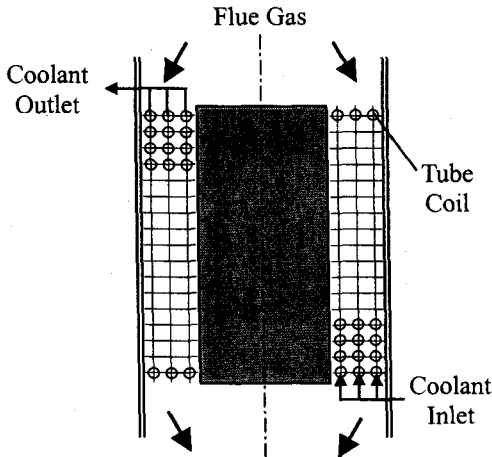
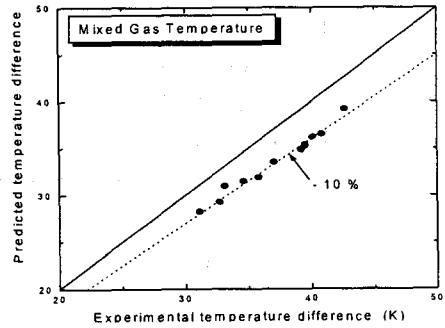


Fig. 3 Schematic diagram of the heat exchanger [6]

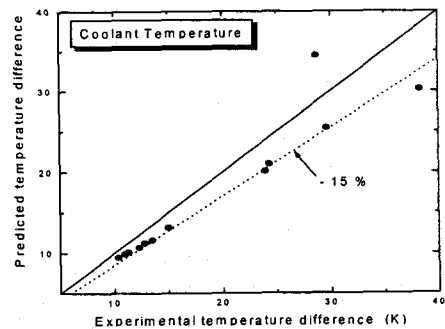
2.5 계산조건 및 검증

본 연구에서 제안한 예측 방법의 타당성을 검증하고자, 이금배 등⁽⁶⁾의 실험조건을 대입하여 열교환기 입, 출구에서의 연소가스 및 냉각수의 온도차를 계산하고 측정결과와 비교하였다. Fig. 4 는 이금배 등⁽⁶⁾의 실험조건을 대입하여 계산한 결과를 측정결과와 비교한 그림이다. 연소가스의 입, 출구 온도차는 약 10%, 냉각수 입, 출구 온도차는 약 15% 정도의 오차범위 내에서 예측되며, 경향도 거의 일치하였다. 이는 보정계수를 이용하여 계산결과와 실험결과를 일치시키는 과정을 배제한 채, 일반적인 관계식들만을 이용하여 계산을 수행한 결과이다. 따라서 본 계산을 이용하여 운전조건에 따른 열교환기의 성능 변화를 신속하고 타당하게 예측하는 일이 가능하다고 여겨진다.

Table 1 에 본 계산에 사용된 변수와 적용범위를 정리하였다. 각 변수의 독립적 영향을 알아보기



(a) Temperature differences of the flue gas between the inlet and the outlet of the tube bank



(b) Temperature differences of the cooling water between the inlet and the outlet of the tube bank

Fig. 4 Comparison of the predicted and the measured temperature differences ($T_{\infty} = 81 \sim 115 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_{\infty} = 126 \sim 250 \text{ kg/hr}$, $T_c = 25 \sim 28 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_c = 73, 191 \text{ kg/hr}$)

위해 한 변수를 변화시키는 동안 나머지 변수들은 고정하였다. 계산의 표준 조건으로는 연소가스의 유속 5 m/s 및 온도 100 °C, 냉각수의 유속 1 m/s 및 온도 15 °C, 열전도도 21.9 W/m°C 그리고 22 단의 냉각관을 고려하였다. 관군의 형상 및 연소가스의 성분은 이금배 등(6)과 동일하게 가정하였다.

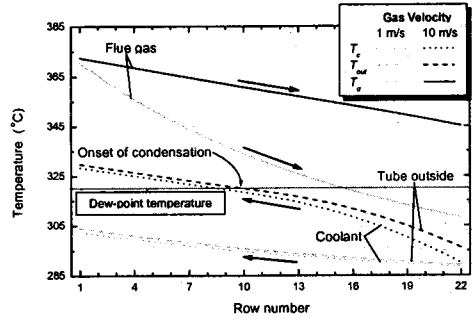
Table 1 Input data for numerical calculations

Concentration (Carbon : 1 mol)	CO ₂ O ₂ N ₂ H ₂ O	1 mol 0.293 mol 6.601 mol 1.113 mol
Flue gas	Temperature Velocity	50 ~ 200 °C 1 ~ 10 m/s
Cooling water	Temperature Velocity	10 ~ 25 °C 0.5 ~ 5 m/s
Heat exchanger	Tube O.D. Tube I.D. Teflon conductivity Titanium conductivity Number of rows Average tube length	6.35 mm 4.35 mm 0.294 W/m°C 21.9 W/m°C 22, 44, 66 610 mm

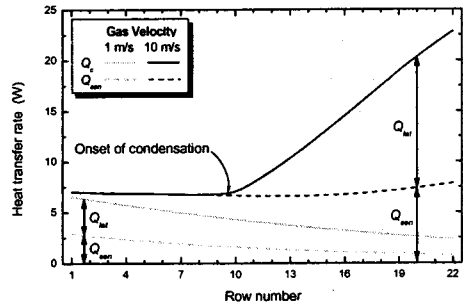
3. 관군 해석 결과

3.1 연소가스의 영향

동일한 냉각수 조건에서 연소가스의 유속이 증가하게 되면 관군의 총 열전달량은 증가한다. 그러나 총 열전달량에 기여하는 잠열의 비율은 줄어든다. Fig. 5에는 각 단에서의 온도 변화와 열전달량을 나타내었다. Fig. 5-(a)의 점선은 냉각수의 평균온도를 나타내며, 실선은 연소가스의 온도를 나타낸다. 연소가스가 관군에 유입되면 냉각수에 의해 열량을 잃고 온도가 저하된다. 반면 냉각수는 관군의 하단에서 유입되므로 상단으로 이동할수록 열량을 얻어 온도가 점차 높아진다. 냉각관 표면의 온도는 응축의 여부를 결정짓는 판단조건이 된다. 이 온도가 주위 연소가스의 이슬점보다 낮으면 응축이 일어난다. 연소가스 유속이 1 m/s 인 경우, 냉각관 표면온도는 관군의 최상단(연소가스 유입부)에서부터 이슬점 아래에 존재하게 된다. 따라서 연소가스에 포함된 수증기는 관군에 유입되는 시점에서 바로 응축된다. 그러나 연소가스의 유속이 10 m/s 인 경우, 냉각관 표면온도의 상승량이 커서 관군 상단에서 이슬점보다 높게 되므로 관군의 상단에서는 응축이 일어나지 않았다. 이는 기체의 유속 변화에 따른 기체층의 열전달계수 변화로 설명할 수 있다. 기체의 유속이 증가하면 열



(a) Various temperatures at each row



(b) Heat transfer rate at each row

Fig. 5 Effect of the flue gas velocity

전달계수도 증가하여 많은 열량을 효과적으로 냉각수에 전달할 수 있게 된다. 따라서 냉각수가 관군을 통과하는 동안 온도의 증가량이 늘어나게 되어 냉각관 표면의 온도가 급격하게 상승하기 때문에 나타나는 현상이다.

연소가스의 온도를 올리는 경우 높은 열전달 구동력에 의해 냉각수의 온도상승이 급격하게 이루어지므로 관군 내의 응축영역은 줄어든다. 결국 높은 유속의 경우와 유사하게 총 열전달량은 증가하지만 잠열의 기여도는 감소하게 된다.

3.2 냉각수의 영향

Fig. 6은 냉각수 유속에 따른 각 단에서의 열전달량을 나타낸 그림이다. 총 열전달량 및 잠열의

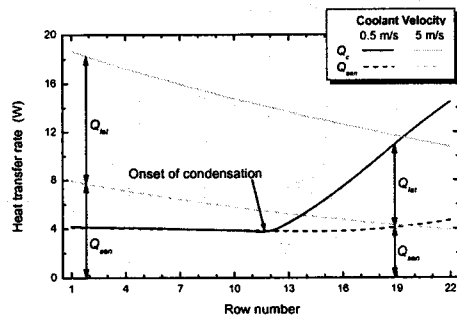


Fig. 6 Effect of the cooling water velocity

기여도는 냉각수의 유속이 높을수록 증가한다. 냉각수가 저속인 경우, 관군 내부의 연소가스로부터 전달되는 열량에 의해 냉각수 온도가 급격히 증가하게 된다. 따라서 저속의 냉각수가 흐르는 냉각관의 표면온도는 급상승하여 연소가스의 이슬점 이상으로 올라가게 되므로 관군의 상단이 응축에 참여하지 못하게 된다.

동일한 유속에서 냉각수의 온도가 낮아지면 냉각관의 표면온도가 이슬점보다 낮은 구간이 넓어진다. 따라서 총 열전달량은 물론 잠열의 기여도도 증가하게 된다.

3.3 단 수의 영향

Fig. 7에 제시된 바와 같이 냉각관 단의 수가 증가함에 따라 회수할 수 있는 열전달량의 크기는 증가하지만 비례관계에 있지는 않다. 이는 연소가스의 온도와 수증기의 분압이 점차로 낮아지면서 유용성을 잃고, 이로 인해 열교환기의 단위체적에 대한 응축효율이 감소하여 나타나는 현상이다. 그러므로 열교환기의 단위체적당 운전성능을 고려하여 냉각관 단의 수를 설계하여야 한다.

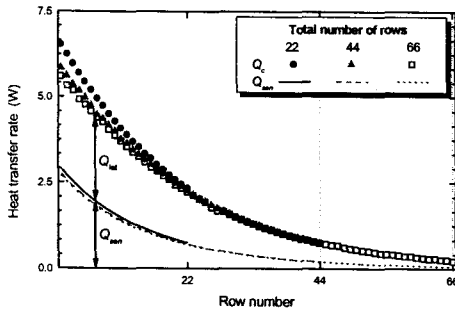


Fig. 7 Effect of the number of rows on the heat transfer rate at each row

3.4 냉각관 재질(열전도도)의 영향

기존 연구⁽⁶⁾에서 사용된 테프론은 열전도도가 매우 낮아서 관 벽면이 큰 열저항으로 작용한다. 최근 가공기술의 발달로 말미암아 티타늄과 같은 내식성 금속재질을 사용한 열교환기의 제작이 가능하게 되었다. Fig. 8에 동일한 조건에서 두 열교환기의 내부 온도변화를 도시하였다. 테프론 관의 벽과 냉각수의 온도차는 티타늄에 비해 훨씬 크다. 이는 관 재질의 열전도도가 총 열전달량 및 잠열의 기여도에 중요하게 작용함을 의미한다.

4. 결론

연소가스의 유속이나 온도가 증가하는 경우, 총 열전달량은 증가하지만 냉각관 표면온도가 이슬점보다 높은 영역이 관군 내부에서 증가하여 잠열량의 기여도는 줄어들게 된다. 냉각수의 유속이 증가하거나 온도가 낮아지면 관군 내부의 응축영역

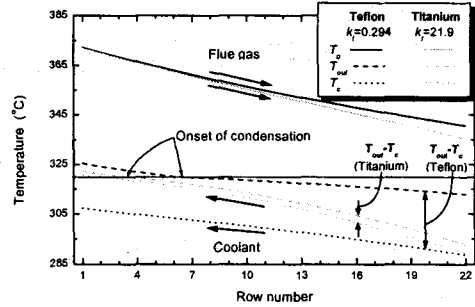


Fig. 8 Effect of the thermal conductivity of the tube material

이 확장되어 총 열전달량은 물론 잠열량도 증가한다. 또 냉각관 단의 수를 증가시켜서 회수할 수 있는 열전달량은 점차 감소한다. 마지막으로 열전도도가 낮은 재질을 이용하는 경우, 관 벽면의 열저항 증가에 의해 열교환기 성능이 나빠지게 된다.

후 기

본 연구는 과학기술부 1999년도 환경기반기술 연구사업 “고효율 내식성 온수발생장치 설계제작 기술 개발”의 일환으로 수행되었으며, 아울러 계산 모사 프로그램의 작성에 도움을 준 김주연 박사에게 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 정동운, 이상용, 이한주, 1999, “다량의 비응축성 기체가 포함된 증기/기체 혼합물의 막응축 물질전달계수 관계식의 검토,” 대한기계학회 추계학술대회논문집 (B), pp. 370~377.
- (2) Fujii, T., Honda, H., Oda, K. and Kawano, S., 1981, “低壓水蒸氣-空氣混合氣의 水平圓管上의 強制對流凝縮,” 日本機械學會論文集(B), Vol. 47, No. 417, pp. 836~843.
- (3) Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 1996, “Fundamentals of Heat and Mass Transfer,” John Wiley & Sons, NY.
- (4) Michael, A. G., Rose, J. W. and Daniels, L. C., 1989, “Forced Convection Condensation On a Horizontal Tube - Experiments with Vertical Downflow of Steam,” ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 111, pp. 792~797.
- (5) Collier, J. G. and Thome, J. R., 1996, “Convective Boiling and Condensation,” Oxford Univ. Press, NY.
- (6) 이금배, 박상일, 박준택, 1997, “고효율 응축형 열교환기 개발에 관한 연구,” 대한기계학회논문집(B), 제 21 권, 제 5 호, pp. 589~601.