

모듈형 셸-관군 열교환기에서의 응축열전달 및 압력강하 특성에 관한 수치해석

고승환* · 박형규** · 박병규*** · 김찬중****

Numerical Analysis on the Condensation Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of the Horizontal Tubes of Modular Shell and Tube-Bundle Heat Exchanger

Seung Hwan Ko, Hyung Gyu Park, Byung Kyu Park and Charn-Jung Kim

Key Words: Condensation heat transfer(응축열전달), Modular shell and tube-bundle heat exchanger(모듈형 셸-관군 열교환기), FVM(유한체적법), $k-\epsilon$ model

Abstract

A numerical analysis of the heat and mass transfer and pressure drop characteristics in modular shell and tube bundle heat exchanger was carried out. Finite Concept Method based on FVM and $k-\epsilon$ turbulent model were used for this analysis. Condensation heat transfer enhanced total heat transfer rate 4~8% higher than that of dry heat exchanger. With increasing humid air inlet velocity, temperature and relative humidity, and with decreasing heat exchanger aspect ratio and cooling water velocity, total heat and mass transfer rate could be increased. Cooling water inlet velocity had little effect on total heat transfer.

기호설명

A_c : minimum free flow area
 AR : tube aspect ratio
 C : mass concentration
 D : mass diffusion coefficient
 f : friction factor
 h : heat transfer coefficient
 h_{fg} : latent heat
 j : Colburn j factor
 k : conductivity
 k_t : turbulent conductivity
 L : heat exchanger length in flow direction

m : mass flow rate
 \dot{m} : condensation rate per unit area
 Pr : Prindtl number
 q : heat transfer rate
 Re_{D_h} : Reynolds number
 St : Stanton number
 ΔP : average pressure drop
 ω : absolute humidity
 Φ_R : relative humidity
 μ : viscosity
 μ_t : turbulent viscosity

첨자

g : humid air
 l : pure vapor
 2 : dry air
 w : cooling water
 * : normalized value

* 서울대학교 기계항공공학부 대학원
 ** 서울대학교 정밀기계설계공동연구소
 *** 한국 기계연구원
 **** 서울대학교 기계항공공학부

1. 서론

인간이 사회활동을 위해 투입하는 에너지 가운데 유효하게 회수되지 못한 채 대기환경으로 배출되는 열에너지를 적극적으로 활용하여 에너지의 이용효율을 높이려는 노력이 다각도로 모색되어 왔다. 공조기용 열교환기는 여러 가지 용도로 사용되고 있으며, 그 용례는 난방, 공기조화, 폐열회수 등이라 할 수 있다. 열에너지의 활용이라는 측면에서 열교환기의 성능을 향상시키기 위한 노력은 현재 다각도에서 시행되고 있다.

셸-관군 열교환기는 산업계에서 주로 공기 열교환기로 칭하고 있는 전통적인 열교환기로서 대부분 공기와 액체 열 매체간의 열교환을 목적으로 사용되며 화석연료를 사용하고 있는 산업분야에서는 폐열 회수장치로 이용하여 에너지를 회수할 목적으로 사용하고 있다. 폐열을 회수할 경우 현열뿐만 아니라 잠열폐열도 회수할 수 있는 응축형 열교환기 기술이 개발되어 에너지 이용효율을 획기적으로 높이고 있다.

다양한 형태의 열교환기에 대한 연구는 열전달에 대한 기초적인 이해를 바탕으로 Incropera[1]에 의해 기술되었으며, Webb[2]과 Hewitt[3]도 역시 여러 가지 열교환기의 특성에 대한 연구를 수행하였다. 그리고 Kays[4]는 여러 가지 열교환기의 형상에 대한 결과를 정리한 바 있다. 다양한 형태의 핀-관 열교환기의 핀의 여러 가지 형상에 대한 연구는 실험[5-9]과 수치해석[10-11]으로 모두 이루어지고 있다. 최근 평판핀이나 루버핀 등의 비교를 통한 핀의 형상에 대한 것으로 잠열 등의 요소를 고려한 연구[12-13]가 진행되었다. 그러나 대부분의 열교환기 해석은 열교환기의 형상에 대한 열전달 특성에 중점을 두는 연구가 주를 이루고 응축과 난류유동을 고려한 연구는 아직 시작단계에 있다.

따라서 본 연구는 응축형 열교환기의 설계에 있어서 필수적인 응축에 의한 열전달과 난류유동을 고려하여 응축형 열교환기 내에서의 습공기의 열전달과 물질전달 현상을 수치적으로 해석하고, 그 결과를 토대로 열교환기의 설계요구조건인 열전달 및 압력강하 특성을 고찰함으로써 최적 설계를 위한 자료를 만들고자 한다.

2. 해석

2.1 해석모델

본 연구의 해석 대상은 폐열회수용 열교환기로 습공기를 내부에 물이 흐르는 관군 사이를 지나게 하여 수증기의 잉여에너지를 물로 전달하는 것을 목적으로 하는 열교환기이다. Fig. 1에서 주유동방향으로 습공기가 흐르고 습공기 유동방향에 수직으로 다열의 관이 서로 엇갈린 배열(staggered array)을 이루고 있으며 관 중심에는 물이 흐르고 있다. 유입된 습공기에 의해 관 내부의 물에 전달되는 열유속은 습공기가 관표면에 응축되면서 발생하는 잠열과 현열의 합으로 이루어진다. 본 연구에서는 관 표면에 응축되는 물의 양이 많지 않으므로 다음과 같은 가정을 기초로 해석모델을 단순화하였다.

- ① 응축된 물은 얇은 막(film)을 이루게 되고, 표면장력이 지배적이므로 관 외부에 응축된 물은 관표면에 부착되어 유동이 전혀 없다.
- ② 응축량은 매우 작으므로 응축으로 인한 질량의 생성과 소멸은 무시한다.
- ③ 실제로 응축막의 두께는 다르지만 평균 응축막의 두께의 개념을 도입하여 응축막의 두께는 일정하다고 가정하며, 평균 응축막 두께는 다음과 같이 식(1)으로 표현할 수 있다[14].

$$\delta = \left[\frac{3G\mu_w}{g\rho_w^2} \right]^{1/3} \quad (1)$$

위의 가정을 통해 응축된 물은 계산영역 내에서 제외하여 관의 두께와 관의 내부의 물의 열전달계수와 함께 열저항을 구성하여 열전달계수 조

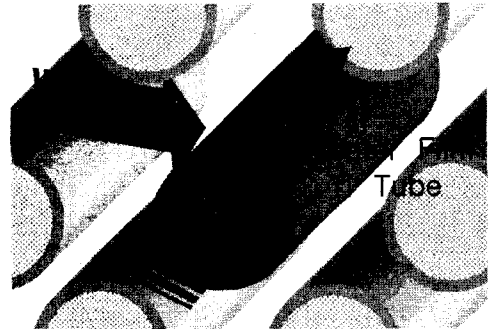


Fig. 1 Schematic configuration of condensation around tube

건으로 단순화시킬 수 있다.

Gnielinski[15]에 의해 제안된 관 내부에 흐르는 물의 열전달계수는 다음 식(2)와 같다.

$$h_i = \frac{(f_i/8)(Re_{D_i} - 1000)Pr}{1.07 + 12.7\sqrt{f_i/8}(Pr^{2/3} - 1)} \cdot \frac{K_i}{D_i} \quad (2)$$

2.2 격자계

모듈형 관군의 열전달과 압력강하 특성을 알아보기 위해 Fig. 2와 같이 인접한 2열의 관의 중심사이의 공간을 수치해석의 영역으로 선정하였다. 관의 모양에 따른 영향을 알아보기 위해 관의 가로(a)/세로(b)를 AR(Asspect Ratio)로 정의하고, 일정한 단면적을 유지하면서 1~4까지 변화시켜나가며 다양한 격자를 구성하였다.

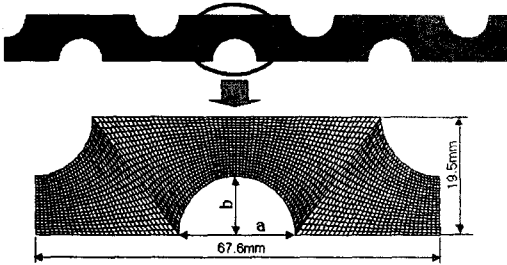


Fig. 2 FVM grid and dimension.(AR=1)

2.3 지배방정식

본 연구에서 고려하고 있는 유동은 2차원, 정상상태, 비압축성, 난류유동이다. 수력직경을 특성길이로 선택한 Re_{D_i} 가 약 20,000~40,000 값을 가지고 있기 때문에 난류모델을 고려한 지배방정식을 필요로 하며, 관 표면에 응축되는 물의 양을 계산하기 위해 농도장을 구해야한다. $k-\epsilon$ 난류모델이 고려된 지배방정식은 다음과 같다.

연속방정식

$$\frac{\partial(\rho_g U_{ig})}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

운동량방정식

$$U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho_g} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{(\mu + \mu_T)}{\rho_g} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right] \quad (3)$$

에너지방정식

$$U_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{(k + k_T)}{\rho_g c_{pg}} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] + \rho_g D_1 (c_{p1} - c_{p2}) \frac{\partial C_1}{\partial x_i} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (4)$$

수증기 농도방정식

$$U_i \frac{\partial C_1}{\partial x_i} = D_1 \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} \quad (5)$$

k 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho_g U_j k - \frac{(\mu + \mu_T)}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) = \mu_T (P + P_B) - \rho_g \epsilon \frac{2}{3} \left(\mu_T \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho_g k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (6)$$

ϵ 방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho_g U_j \epsilon - \frac{(\mu + \mu_T)}{\sigma_k} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) &= C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \left[\rho \mu_T (P + C_{\epsilon 3} P_B) - \frac{2}{3} \left(\mu_T \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho_g k \right) \right] \\ &- C_{\epsilon 2} \rho_g \frac{\epsilon^2}{k} - C_{\epsilon 4} \rho_g \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (7)$$

식(4)에는 질량확산에 의해 전달되는 에너지량이 포함되어 있으며, (6), (7)의 상수들은 참고문헌[18]을 이용하였다. 잠열을 제외한 모든 물성치는 일정하다고 가정하였다.

2.4 경계조건

입구경계조건으로는 400K, 상대습도 50%의 습공기의 5m/s 균일 유동을 주었고, 난류입구조건으로 10%의 난류강도와 입구높이의 0.1배의 길이 척도를 주었다.

액막표면의 열적 경계조건은 Fig. 3에서 응축에 의해 생기는 잠열과 현열의 에너지 보존법칙에 의해 다음 식(8)과 같이 계산된다.

$$q_g'' + \dot{m}'' \cdot h_{fg} = q_w'' \quad (8)$$

여기서 응축양은 다음 식(9)와 같이 계산되고

$$\dot{m} = -\rho_g D \left(\frac{\partial C}{\partial n} \right) \quad (9)$$

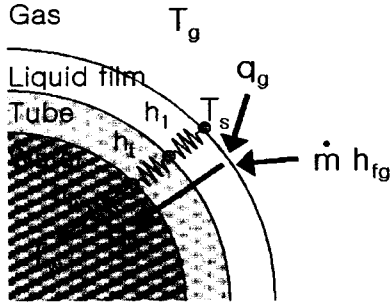


Fig. 3 Schematic diagram of boundary condition

잠열관계식은 다음 식(10)을 이용하였다[16].

$$h_{fg} = 3.148856 \times 10^6 - 2.372 \times 10^3 \cdot T \quad (10)$$

액막표면의 수력학적 경계조건은 2.1절에서 액막은 유동이 없다고 가정했으므로 액막표면에서는 고체처럼 점착조건을 부여하였다.

농도경계조건은 다음의 식(11),(12),(13)의 상대습도와 관계식에 의해 구해지며[16]

$$C = \frac{\omega}{1+\omega} \quad (11)$$

$$\omega = 0.622 \frac{p_v}{p_{sys} - p_v} \quad (12)$$

$$p_v = \phi_R [\exp(-5.88002206 \times 10^3/T - 5.5162560 - 4.8640239 \times 10^{-2} \cdot T + 4.1764768 \times 10^{-5} \cdot T^2 - 1.4452093 \times 10^{-8} \cdot T^3 + 6.5459673 \times \ln(T))] \quad (13)$$

입구에서는 $\phi_R = 0.5$ 이지만 액막표면에서는 포화상태(saturation state)로 간주되므로 $\phi_R = 1$ 이 되어 식(13)은 온도만의 함수가 된다.

위의 경계를 제외한 나머지 경계조건은 모두 대칭경계조건을 주었다.

2.5 수치해석방법

식(2),(3),(4),(5)를 풀기 위해 사용된 알고리즘은 SIMPLE[17,18]이며 대류항과 확산항 그리고 생성항을 유한체적법에 근거한 유한개념법(Finite Concept Method)[18,19]을 이용하여 이산화하고

대류항과 확산항의 결합에는 1차정확도를 가지는 상류차분법을 사용하였다.

액막표면의 경계에서의 온도장과 응축량을 구하기 위해 다음과 같은 계산을 수행하였다.

- ① 속도장을 구한다.
- ② 응축량 \dot{m}'' 을 가정한다.
- ③ ②에서 구한 \dot{m}'' 과 응축에 의한 잠열을 고려하여 액막표면에서의 식(8)의 에너지방정식을 풀어서 액막의 온도분포를 구한다.
- ④ 구한 온도분포를 가지고 식(11),(12),(13)을 풀어서 액막에서의 농도경계조건을 구한다.
- ⑤ 구한 농도경계조건을 이용하여 농도방정식(5)를 풀어서 전체 농도장을 구한다.
- ⑥ 구한 농도장을 가지고 식(9)를 이용하여 응축량 \dot{m}'' 을 다시 계산한다.
- ⑦ 온도장과 \dot{m}'' 이 일정한 값에 수렴할 때까지 ①~⑥을 반복한다.

3. 결과 및 고찰

3.1 관 형상 변화에 따른 열전달, 압력강하 및 응축 특성

관 형상은 2.2절에서 언급한 것처럼 AR를 1~4로 변화시키며 13가지 경우에 대해 수치해석을 수행하였다. 계산의 효율성을 증진시키기 위해 계산영역은 Fig. 2의 한 개 영역에 대해서만 수행하였다.

수치해석후 속도장과 온도장으로부터 열교환기의 열전달 특성을 나타낼 수 있는 콜본 j 인자와 압력강하 특성을 나타내주는 마찰인자 f 를 계산하여 비교하였다. j 인자와 f 인자는 각각 다음 식(14),(15)와 같이 정의된다[20].

$$j = St \cdot Pr^{2/3} = \frac{hA_c}{mc_p} Pr^{2/3} \quad (14)$$

$$f = \frac{\Delta P p A_c^2 d}{2m^2 L} \quad (15)$$

Fig. 4는 AR가 1일 경우 농도장, 온도장, 속도장에 대한 결과이다. 유동장(Fig. 4(c))은 높은 Re으로 특징지어지며 후류쪽으로 길게 재순환

영역이 생기게 된다. 이 재순환 영역은 온도장 (Fig. 4(b))과 농도장(Fig. 4(a))에도 영향을 주어 후류쪽에 낮은 온도분포와 낮은 농도분포가 흐름을 따라서 생기는 것을 관찰할 수 있다. 농도장의 분포는 온도장과 거의 흡사한 형태를 띄게 되는데, 이는 농도가 온도와 상대습도의 함수이고 특히 열교환기 벽면에서는 응축으로 인해 액막이 생성되고 액막 표면에서는 상대습도가 1이므로 농도가 온도만의 함수로 나타나기 때문에 전체적인 분포가 온도에 의해 크게 지배를 받게되어 온도 분포와 흡사한 분포를 나타나게 된다. 상류쪽 정체점 부근에서는 후류쪽 정체점에 비하여 온도와 농도구배가 큰 영역이 생성되며 이 지역에서는 식(4)의 질량확산에 의해 전달되는 에너지량이 열전달의 주요 기작이 되어 Fig. 6 (a),(b)에서 볼 수 있듯이 상류쪽 정체점에서 온도와 응축량이 최대인 지점이 나타나게 된다.

Fig. 5(a)는 AR의 변화에 따른 j factor를 AR가 1일때의 j factor로 정규화(normalize)한 값을 응축을 고려한 모델과 고려하지 않은 모델에 대해 비교하였다. AR가 커짐에 따라 j factor는 점점 작아지며, 응축을 고려한 모델의 j factor가 고려하지 않은 모델보다 모든 AR에 대해서 약

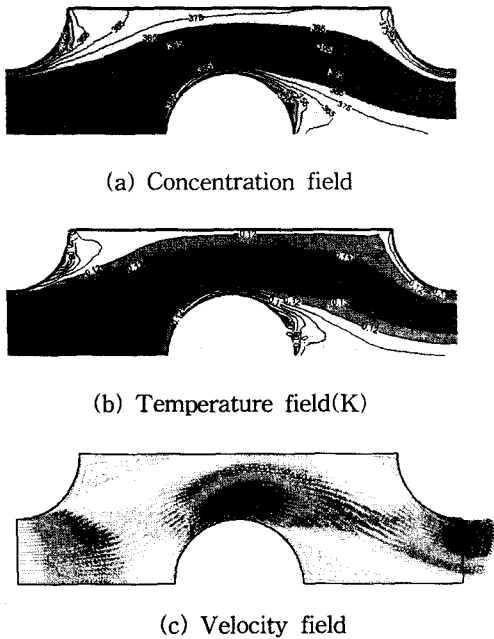


Fig. 4 Schematic diagram of boundary condition

4~8%가량 크게 측정되었다. AR이 커질수록 j 값의 차이가 더 커지는 경향을 나타내었다. 이 결과에서 응축형 열교환기의 열전달 효율이 일반 열교환기보다 높음을 알 수 있으며, 그 차이만큼 이 응축에 의한 효과이다. Fig. 5(b)는 압력강하 특성을 나타내는 f factor를 AR가 1일때의 값으로 정규화한 값을 표시하였다. AR이 2일 때까지 감소하다 다시 증가하는 현상을 나타내며 AR이 2일 때가 가장 압력강하가 작은 것으로 판단된다.

3.2 습공기 입구조건에 따른 열전달 및 응축특성

응축형 열교환기의 입구에서 들어오는 습공기의 온도, 습도, 유속이 열교환기 성능에 미치는 영향을 파악하기 위하여 기준조건을 선정하고 습공기의 온도, 상대습도 및 유속을 각각 변화시키며 전체 열전달량 및 응축량에 대하여 고찰하였다.

기준이 되는 작동조건은 습공기측 조건으로 상대습도 50%, 습공기 유속 5m/s, 습공기 입구온도 400K와 냉각수측 조건으로 냉각수 유속 0.6 m/s,

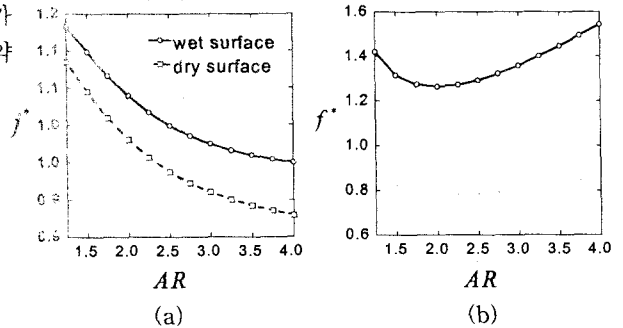


Fig. 5 (a) j factor and (b) f factor & condensation for various AR

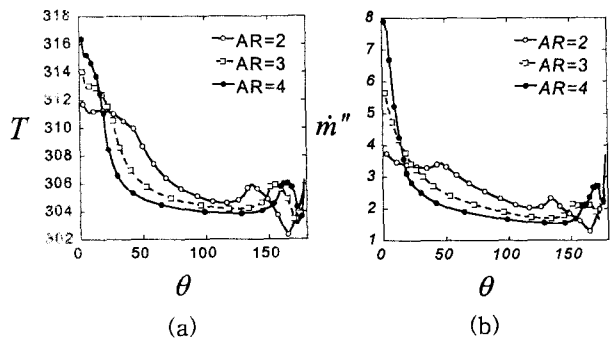


Fig. 6 (a) Temperature and (b) condensation distribution on tube for various AR (θ : degree)

냉각수 입구온도 300K를 주었으며, 3.1절에서 압력강하 특성이 좋은 형상으로 판단된 AR=2인 관에 대해서 수치해석을 수행하였다. 각 수치해석에서 변화되는 변수를 제외하고는 모두 기준조건으로 고정시킨다.

Fig. 7(a)는 습공기 입구 유속 변화에 따른 전체 열전달량, 응축량관계를 나타내었다. 습공기의 입구 유속을 1m/s상승시킴에 따라 열전달량은 6%가량과 응축량은 8%가량 상승하였으며 각각의 상승률은 유속이 증가할수록 둔화되는 경향을 나타내고 있다. 이런 현상은 습공기 유속이 증가함에 따라 대류에 의한 열전달은 커지게 되므로 응축량 및 열전달량은 증가하게 되지만 열교환기를 통과하게 되는 시간은 짧아지게 되어 습공기와 냉각수가 충분한 열전달이 이루어지지 않아 습공기의 출구온도 감소가 둔화되기 때문이다. 따라서 열교환기의 열전달량을 입구 속도의 증가에 의해서만 향상시키는 것은 어느 정도 한계가 있다는 것을 알 수 있다.

Fig. 7(b)는 습공기 입구 온도변화에 대한 열전달과 응축량의 관계를 나타내었다. 습공기 입구 온도가 15°C증가할 때마다 열전달량은 15%가량, 응축량은 100%가량 증가하였다. 특히 응축율의 증가율은 온도증가에 따라 커지는 경향을 보이고 있다. 응축량이 증가율이 커지는 원인은 열전달량의 증가하기 때문이기도 하지만 온도가 높아질수록 동일한 상대습도의 습공기에 포함된 수증기량이 많기 때문에 냉각되었을 때에 응축될 더 많은 양이 응축될 수 있기 때문이다. 하지만 Fig. 7(b)에서 열전달량이 응축량의 증가의 영향을 직

접적으로 반영하고 있지 않은 것으로 보아 기준 온도보다 높은 온도범위에서는 잠열에 의한 열전달보다 현열에 의한 열전달이 우세함을 알 수 있다.

Fig. 7(c)는 습공기 입구 상대습도를 변화에 따른 열전달량과 응축량의 관계를 나타내었다. 상대습도를 10%씩 높일 때마다 열전달량은 2.5%가량, 응축량은 25%가량 증가하는 경향을 나타내었다. 온도를 고정한 채 상대습도를 높이면 습공기에 포함된 수증기의 양이 많아지는 것을 의미하며, Fig. 7(b)의 결과는 상대습도는 고정한 채로 온도를 높였기 때문에 결국 비슷한 효과로 수증기의 양을 높게 된다. 하지만 기준온도에서는 응축에 의한 열전달이 전체 열전달에 주요 기작 중에 하나이기 때문에 응축에 의한 열전달이 전체열전달을 잘 반영하고 있다.

3.3 냉각수 입구조건에 따른 열전달 및 응축특성

관의 내부를 흐르는 냉각수의 입구온도, 유속이 열교환기의 성능에 미치는 영향을 고찰하기 위해 습공기측의 영향은 3.2의 기준조건으로 고정하고 냉각수 입구조건을 변화시키면서 전체 열전달량과 응축량에 대하여 고찰하였다.

Fig. 8(a)는 냉각수 입구온도 변화에 따른 열전달량과 응축량의 관계를 Fig. 8(b)는 냉각수 입구 속도변화에 따른 열전달량과 응축량의 관계를 나타내었다. 냉각수 온도가 15°C 증가 때마다 열전달량은 15%가량, 응축량은 1%~9%까지 감소하였다. 반면 냉각수의 속도 변화에 따라서는 열전달량과 응축량은 거의 변화가 없었다. 냉각수 입

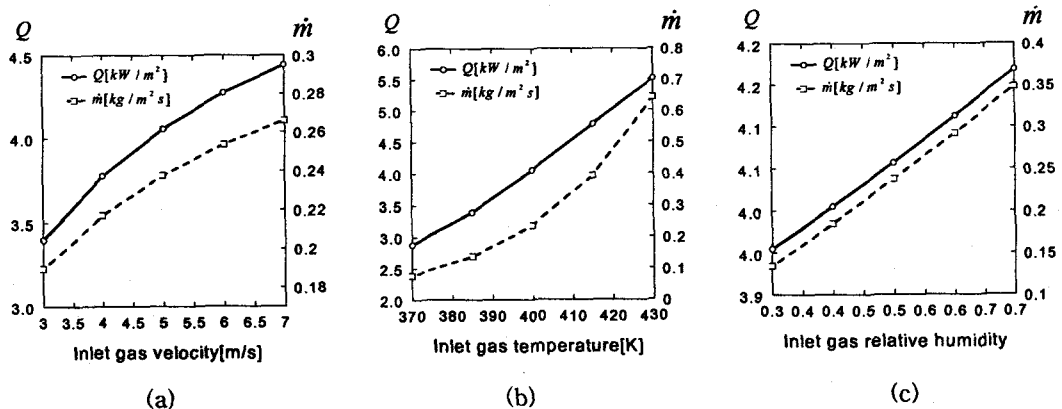


Fig. 7 Total heat transfer and condensation for various gas inlet condition

구 온도의 증가는 습공기와 의 온도차이를 작게 하여 전체 열전달량과 응축량을 감소시키며, 그 효과는 입구온도가 높아질 때가 낮아질 때보다

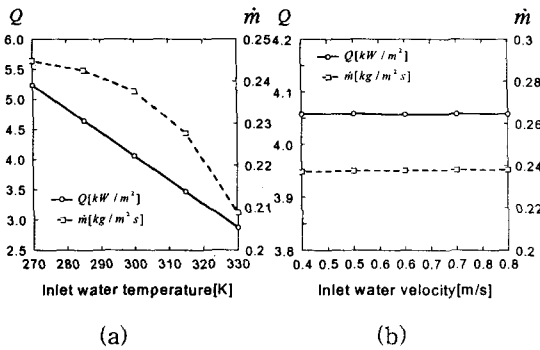


Fig. 8 Total heat transfer and condensation for various cooling water inlet condition

커진다. 입구유속의 영향은 다른 요소들에 비하여 전체 열전달량과 응축량에 미치는 영향이 아주 작기 때문에 냉각수 유량의 변화가 열교환기 성능에 미치는 영향은 매우 작다고 판단된다.

3.4 관 다발 모델(Tube bundle model)

3.1~3.3의 모델은 하나의 영역에서만 열전달과 응축특성을 고찰하였다. 실제로 유동은 Fig. 11과 같이 하류로 흐르면서 여러 개의 관을 지나게 되며, 온도(Fig. 10(b))와 응축량(Fig. 10(a))은 지속적으로 감소하여 열전달율이 변화하게 된다. Fig.10에서 파이프 번호는 주유동방향으로의 튜브의 순서를 나타내며 Fig. 10(b)의 숫자가 가리키는 위치에서의 튜브를 의미한다. Fig. 9에서 응축량과 열전달계수는 지속적으로 감소하며 AR를 증가시킬수록 변화량이 감소하고 일정한 값에 수렴함을 관찰할 수 있다.

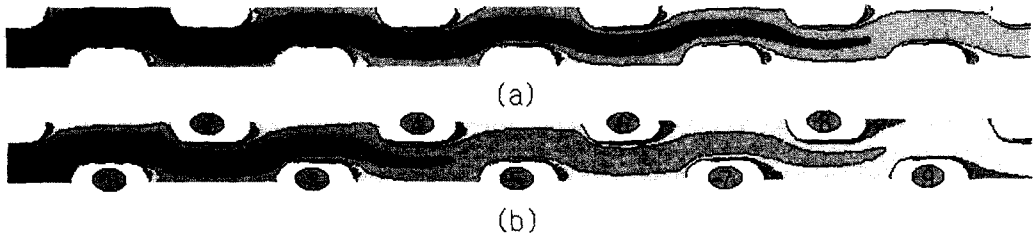


Fig. 10 (a) concentration field and (b) temperature field for tube bundle model(AR=2)

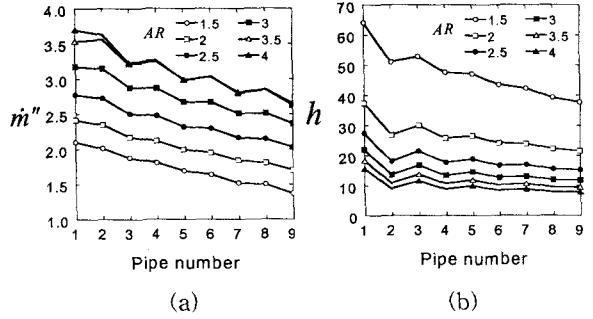


Fig. 9 (a) condensation ($10^{-3} \text{kg/m}^2 \text{s}$) and (b) average h ($\text{W/m}^2 \text{K}$) for tube bundle

4. 결론

본 연구에서는 응축형 셀-관군 열교환기에서 관의 형상비(aspect ratio), 습공기측의 입구 조건과 냉각수측 입구조건에 따른 열전달, 압력강하 특성 및 응축량을 수치적으로 해석하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 응축을 고려한 모델이 고려하지 않은 모델에 비해 4~8% 가량 열전달량이 증가하였다.
- (2) 관의 형상에 따라 AR가 증가할수록 열전달은 감소하는 경향을 나타내고 압력강하는 AR=2 일 때까지 감소하다 다시 증가하는 경향을 나타내었다.
- (3) 습공기의 입구 속도, 온도, 상대습도에 비례하여 전체 열전달량과 응축량이 증가하였고, 특히 속도에 따른 열전달량과 응축량의 증가율은 입구속도를 높일수록 둔화되는 경향을 나타내었다.
- (4) 냉각수의 입구 온도가 증가함에 따라 전체 열전달량과 응축량은 감소하였고, 냉각수 입구 속도는 열전달량과 응축량에 큰 영향을 미치지 못하였다.

후기

본 연구(논문)는 과학기술부 지원으로 수행하는 중점국가연구개발사업(온실가스저감기술연구)의 일환으로 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참고문헌

- [1] Frank P. Incropera & David P. Dewitt, 1996, *Introduction to Heat Transfer 3rd ed.*, John Wiley & Sons, inc.
- [2] Hewitt, G. F., Shires, G. L. & Bott, T. R., 1994, *Process Heat Transfer*, CRC Press, Inc.
- [3] Ralph L. Webb, 1994, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, John Wiley & Sons, inc.
- [4] Kays, W. M. & London, A. L., 1984, *Compact Heat Exchangers*, McGraw-Hill.
- [5] 윤점열, 이관수, 1996, "다양한 형태의 단속표면을 갖는 공조기용 핀-관 열교환기의 열전달특성", 대한기계학회논문집(B) 제 20권 제 12호, pp. 3938-3948
- [6] 강희찬, 김무환, 1996, "2열 횡 튜브 열교환기의 수증기측 압력강하 및 열전달 특성을 고려하기 위한 확대 모형실험", 대한기계학회 논문집(B) 제 21권 제 1호, pp. 113-124
- [7] Wang, C.-C., Lee, C.-J., Chang, C.-T. & Lin, S.-P., 1997, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Typical Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 42, pp. 1945-1956
- [8] Chi-Chuna Wang, Yu-Juei Chang, Yi-Chung Hsieh and Yur-Tsai Lin, 1996, "Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins", *Int. J. Refrig.*, vol. 19, No. 4, pp. 223-230
- [9] Scholten, J.W., & Murray, D.B., 1997, "Heat transfer and velocity fluctuations in a staggered tube array", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 19, pp. 233-244
- [10] 배진효, 이재현, 1998, "2열 절개형 핀-관 열교환기의 공기측 유동 및 열전달 특성", 대한기계학회논문집 B권, 제 22권, 제 1호, pp. 79-92
- [11] Fiebig, M., Grosse-Gorgemann, A., Chen, Y. & Mitra, N. K., 1995, "Conjugate Heat Transfer of a Finned Tube Part A: Heat Transfer Behavior and Occurrence of Heat Transfer Reversal", *Numerical Heat Transfer, Part A*, vol. 28, pp. 133-146
- [12] Idem, S. A., Jacobi, A. M. & Goldschmidt, V. W., 1990, "Heat Transfer Characterization Finned-Tube Heat Exchanger (With and Without Condensation)", *Transactions of the ASME* vol. 112, pp. 64-70
- [13] Jiin-Yuh Jang, Jen-Tien Lai and Long-Chi Liu, 1997, "The thermal-hydraulic characteristics of staggered circular finned-tube heat exchangers under dry and dehumidifying conditions", *International Journal of Heat and Mass Transfer* vol. 41, pp. 3321-3337
- [14] Zalewski, w., 1992, "Mathematical Model of Heat and Mass Transfer Processes in Evaporative Condensers", *Int. J. Refrig.* Vol 16, No 1, pp.23-30
- [15] Gnielinski, V., "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", *Int. Chem. Eng.*, Vol.16, pp.358-368, 1976
- [16] 윤인철, 이재현, 유제인, 1995, "다중영역법을 이용한 증발식 응축관 주위의 열 및 물질전달 해석", 대한기계학회논문집 제 19권 12호, pp. 3317-3328, 1995
- [17] Partankar, S. V., 1980, *Numerical heat transfer and fluid flow*, Hemisphere
- [18] 김찬중, 1998, 길잡이 전산유체역학, 문운당
- [19] 김찬중, 1999, 기계학회춘계학술대회논문집(B)
- [20] 윤준식, 박병규, 김찬중, 2000, "모듈형 관군 열교환기에서의 관 형상에 따른 열전달 및 압력강하 특성에 관한 연구", 기계학회추계학술대회논문집(B), pp105-111