

〈論 文〉

다중 영역법을 이용한 증발식 응축관 주위의 열 및 물질전달 해석

윤인철* · 이재현** · 유제인***

(1995년 1월 6일 접수)

Numerical Study of Heat and Mass Transfer around an Evaporative Condenser Tube by Multi-Zone Method

In-Chul Yun, Jae-Heon Lee and Je-In Yoo

Key Words : Cooling Tower(냉각탑), Evaporative Condenser(증발식 응축기), Sensible Heat(현열), Latent Heat(잠열), Evaporation Rate(증발률)

Abstract

The objective of the present study is to predict the characteristics of heat and mass transfer around an evaporative condenser. Numerical calculations have been performed using multi-zone method to investigate heat transfer rate and evaporation rate with the variation of inlet condition (velocity, relative humidity and temperature) of the moist air, the flow rate of the cooling water and the shape of the condenser tube. From the results it is found that the profile of heat flux is the same as that of evaporation rate since heat transfer along the gas-liquid interface is dominated by the transport of latent heat in association with the vaporization (evaporation) of the liquid film. The evaporation rate and heat transfer rate is increased as mass flow rate increases or relative humidity and temperature decrease respectively. But the flow rate of the cooling water hardly affect the evaporation rate and heat flux along the gas-liquid interface. The elliptic tube which the ratio of semi-minor axis to semi-major axis is 0.8 is more effective than the circular tube because the pressure drop is decreased. But the evaporation rate and heat flux shown independency on the tube shape.

1. 서 론

최근 우리나라는 산업사회의 발달과 생활 수준의 향상에 따라 산업의 각 분야와 실생활에서 냉동 및 냉방 수요가 급증하고 있다. 또한 급격히 증가하고 있는 냉동 산업과 건물의 대형화 추세는 대용량 냉

동·냉방 시스템을 필요로 하고 있다. 이와 같은 냉동 및 냉방 시스템의 대형화와 수요의 급증은 큰 에너지 수요를 가져오게 되었으며, 이에 따라 효율적인 시스템의 개발에 큰 관심이 집중되고 있다. 냉동 및 냉방 시스템에서 가장 효과적으로 에너지 효율을 높일 수 있는 부분은 열교환기이다. 대형 시설물에서의 냉동·냉방 시스템은 대용량의 열교환을 위해 냉각탑(cooling tower)을 사용하고 있으며, 이 냉각탑에는 에너지 교환에 효율적인 증발식 응축기(evaporative condenser)가 사용되고 있다.

*한양대학교 대학원

**정회원, 한양대학교 기계공학과

***정회원, 생산기술연구원

Fig. 1에서 보는 바와 같이 냉각탑은 분사 노즐 (spray nozzle), 응축관(condenser tube), 팬(fan), 물 탱크(water tank) 등으로 구성되어 있다. 응축관을 통해서 흐르는 냉매 증기는 관 내에서 응축되며 이 때 발생하는 열은 응축관 외부에 분사된 냉각수로 전달된다. 다시 이 열은 냉각수로부터 냉각탑 하부에서 상부로 흐르는 습공기(moist air)로 전달되어 진다. 응축관 주위로 흐르는 냉각수는 응축관으로부터 열을 전달받아 냉각수 표면에서 증발(evaporation)을 일으키며 이 증발된 물, 즉 수증기(vapor)는 관 외부로 흐르는 습공기의 습도를 높게 되고 또한 증발이 일어날 때 발생한 잠열(latent heat)은 습공기로 전달되어 습공기의 온도를 상승시키게 된다. 즉 이 증발식 응축기는 응축관의 외부를 흐르는 냉각수의 증발에 의한 잠열을 이용하는 방법으로 이때의 물리적 현상은 액체에서 기체로의 물질 전달을 포함하는 복잡한 물리적 현상을 가진다. 따라서 고효율의 증발식 응축기를 설계하기 위해서는 열 및 물질 전달 과정의 물리적 상황과 그 특성이 명확히 규명되어야 한다.

기/액 경계면에서의 열 및 물질전달에 관한 연구는 많은 연구가들에 의해 수행되어 지고 있다. Hsieh and Kuo⁽¹⁾는 자연대류에 의해 야기되는 증발률 및 열전달에 관한 연구를 수행하였으며, Prata and Sparrow⁽²⁾는 사각 단면 내의 기/액 경계면에서 열 및 물질전달에 관한 연구를 수행하였다. Yan⁽³⁾은 수직 원관을 따라 흘러내리는 수막에

서의 열 및 물질전달을 해석하였다. Zalewski⁽⁴⁾는 증발식 응축기에서의 열 및 물질전달을 수학적으로 해석한 바 있다. 그러나 이제까지의 대부분의 연구는 단순화된 1차원 또는 2차원적인 수학적 모델을 사용하거나 단순한 유동 형태에 국한되어 왔다. 특히 증발식 응축기에서 일어나는 복잡한 유동과 열 및 물질 전달을 함께 고려한 연구는 거의 수행되어 있지않다. 따라서 본 연구에서는 증발식 응축기 설계시 기초자료로 이용할 수 있는 증발식 응축관 주위에서의 열 및 물질 전달 현상을 규명하고자 한다.

2. 모델 선정

Fig. 2는 분사 노즐에서 분사된 냉각수와 하부에서 유입되는 습공기를 포함한 응축관 주위의 일부분을 확대한 것으로 열 및 물질전달이 일어나는 현상을 보여주고 있다. 그림에서 T_w 와 u_w 는 응축관의 상부에서 분사되는 냉각수의 온도 및 속도를 나타내며, T_g, u_g 및 C_1 은 각각 응축관의 하부에서 유입되는 습공기의 온도, 속도 및 수증기 농도를

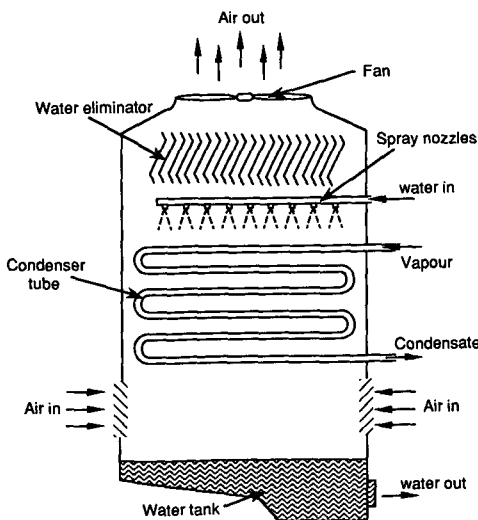


Fig. 1 Schematic diagram of the cooling tower

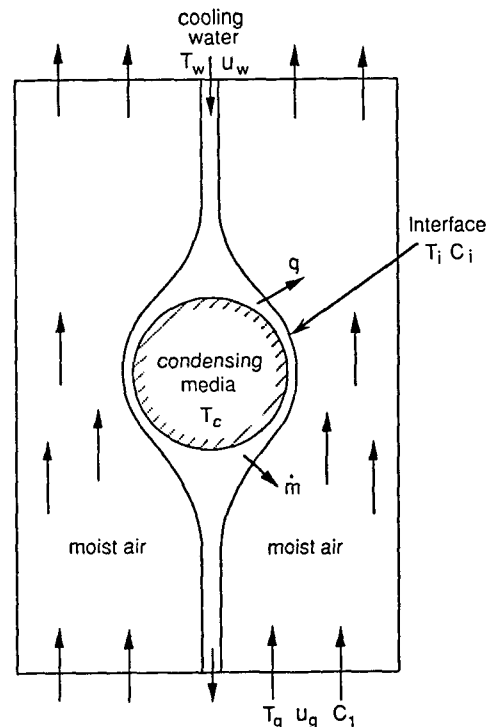


Fig. 2 Schematic configuration of water and moist air flow around the condenser tube

나타낸다. 여기서 수증기 농도는 습공기의 질량에 대한 습공기에 포함된 수증기 량의 비로 정의 된다. 그리고 T_i , C_i 는 냉각수와 습공기와 의 경계면 (이하 기/액 경계면이라 칭한다)에서의 온도와 수 증기 농도를 나타내며, T_c 는 응축 냉매의 온도를 나타낸다.

응축관으로 부터 습공기로 전달되는 열유속, q 는 잠열과 현열의 합으로 이루어진다. 또한 \dot{m} 는 냉각수가 응축관으로부터 열을 전달받아 습공기로 증발되는 단위 면적당 단위 시간당 질량을 나타내 며 증발률이라 한다. 본 연구에서는 습공기의 입구 조건(속도, 상대 습도 및 온도), 냉각수 유량(비산 량) 및 응축관의 형상 변화에 따른 기/액 경계면에 서의 열 및 물질전달 특성, 즉 증발률 \dot{m} 및 열유 속, q 의 분포를 고찰하였다.

Fig. 3은 응축관 주위에서 일어나는 열 및 물질 전달을 수치적으로 연구하기 위한 계산 영역과 기/ 액 경계면에서의 증발률, \dot{m} 및 열유속, q 의 분포 를 검토하고자 선정한 응축관의 확대도를 나타낸 다. 표시의 편의를 위해 냉각수 영역과 습공기 영 역 사이의 간격을 도시하였으며, 수치해석을 위해

계산 영역은 습공기 영역과 냉각수 영역의 해석 영 역에 가상 영역(구간 x_1 - x_2 , x_3 - x_4 , x_5 - x_6)을 추가한 영역으로 선정하였다. 좌표계의 선정은 습공기 영 역에 대해 (x, y) , 냉각수 영역에 대해 (x', y') 좌 표계로 하였으며, 좌표계 (x, y) 의 원점은 습공기 출구의 좌단, 좌표계 (x', y') 의 원점은 냉각수 입 구의 좌단으로 선정하였다. 본 연구에서는 실제 사 용되고 있는 증발식 응축기의 한 예로부터 계산 영 역의 크기, 치수를 선정하였으며 응축관 형상이 원 형인 경우의 각 치수는 아래와 같다.

응축관의 반지름 : $r_x = r_y = 0.0135$ [m]

습공기 영역의 폭 : $L = 0.06$ [m]

냉각수 입구 두께 : $\delta_w = 0.2456 \times 10^{-3}$ [m]

냉각수 최소 두께 : $\delta = 0.2456 \times 10^{-3}$ [m]

냉각수 영역의 길이 : $H_w = 0.402$ [m]

습공기 영역의 길이 : $H_g = 0.602$ [m]

검토 영역의 길이 : $H = 0.0675$ [m]

냉각수 최소 두께 δ 는 참고문헌⁽⁴⁾에서 제안된 식 (1)을 참조하였다.

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

여기서, G , μ_w , g 및 ρ_w 는 각각 단위 폭당 냉각수 유입 유량 [kg/(m·s)], 냉각수의 점성계수 [kg/(m·s)], 중력가속도 [m/s²] 및 냉각수의 밀도 [kg/m³]이다. 또한 냉각수 입구 두께 δ_w 는 δ 와 같 다고 가정하였다. 본 연구에서는 냉각수와 습공기 의 경계인 기/액 경계면의 형상을 냉각수 입구 두께 δ_w 와 냉각수 최소 두께 δ 에 기준하는 간단한 실험적 관찰에 근거하여 결정하였다.

수치해석의 실행은 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 냉각수 영역과 습공기 영역을 분리하여 수행하였 으며, 분리된 면(기/액 경계면)에서는 전단응력이 동 일하다는 조건과 에너지 보존법칙(잠열 포함)을 이 용하여 두 영역에 동시에 만족되는 기/액 경계면 조건을 구하였다. 이에 대한 상세한 내용은 뒷부분 에서 다루기로 한다. 또한 증발식 응축기에서 열 및 물질 전달량을 규명하기 위하여 냉각수 입구로 부터 두번째에 있는 응축관 주위를 검토 영역으로 선정하였다. a' , a , b , c 및 c' 는 기/액 경계면 상의 위치를 나타내며 좌표 s 는 기/액 경계면(a' - a - b - c - c')을 따르는 좌표이다. 기/액 경계면에서의 증발 률, \dot{m} 및 열유속, q 의 분포는 이 s 좌표상의 냉 각수 유입부 a' , 응축관 상단 a , 응축관 좌우단

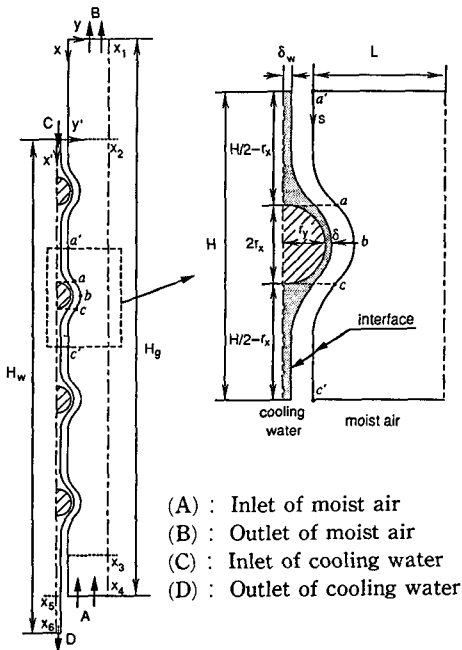


Fig. 3 Geometry of cooling water and moist air around the condenser tube. (Gap between the cooling water region and the moist air region were drawn only visual aid)

b, 응축관 하단 c, 냉각수 유출부 c' 위치를 중심으로 논의될 것이다.

3. 지배방정식 및 경계조건

3.1 지배방정식

냉각수와 습공기의 경계면(기/액 경계면)에서의 열 및 물질전달을 해석하기 위한 직교좌표계에서의 연속방정식, 운동량방정식, 에너지방정식 및 수증기 농도 방정식은 아래에 나타내는 바와 같으며 이들은 다음과 같은 가정을 통해서 단순화되었다.

① 습공기 및 냉각수 유동은 2차원 정상상태의 층류유동이다.

② 증발로 인한 냉각수 두께의 변화는 무시한다.

③ 증발량은 매우 작으므로 증발에 의한 질량의 생성 및 소멸은 무시한다.

(1) 냉각수 영역

연속방정식 :

$$\frac{\partial(\rho_w u)}{\partial x'} + \frac{\partial(\rho_w v)}{\partial y'} = 0 \quad (2)$$

운동량방정식 :

$$\frac{\partial(\rho_w u u)}{\partial x'} + \frac{\partial(\rho_w u v)}{\partial y'} = -\frac{\partial p}{\partial x'} + \frac{\partial}{\partial x'}(\mu_w \frac{\partial u}{\partial x'}) + \frac{\partial}{\partial y'}(\mu_w \frac{\partial u}{\partial y'}) \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho_w u v)}{\partial x'} + \frac{\partial(\rho_w v v)}{\partial y'} = -\frac{\partial p}{\partial y'} + \frac{\partial}{\partial x'}(\mu_w \frac{\partial v}{\partial x'}) + \frac{\partial}{\partial y'}(\mu_w \frac{\partial v}{\partial y'}) \quad (4)$$

에너지방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial x'}(\rho_w u c_{pw} T) + \frac{\partial}{\partial y'}(\rho_w v c_{pw} T) = \frac{\partial}{\partial x'}(k_w \frac{\partial T}{\partial x'}) + \frac{\partial}{\partial y'}(k_w \frac{\partial T}{\partial y'}) \quad (5)$$

여기서, 좌표계 x' 와 y' 는 냉각수 영역에 대한 좌표계로 방향은 Fig. 3에 나타낸 바와 같으며, u 와 v 는 각각 x' 방향 속도와 y' 방향 속도를 나타내고 T 와 p 는 온도 및 압력을 나타낸다. c_{pw} [J/(kg·K)] 및 k_w [W/(m·K)]는 냉각수 정압비열 및 열전도계수를 의미한다.

(2) 습공기 영역

연속방정식 :

$$\frac{\partial(\rho_g u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_g v)}{\partial y} = 0 \quad (6)$$

운동량방정식 :

$$\frac{\partial(\rho_g u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_g u v)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu_g \frac{\partial u}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu_g \frac{\partial u}{\partial y}) \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\rho_g u v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_g v v)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu_g \frac{\partial v}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu_g \frac{\partial v}{\partial y}) \quad (8)$$

에너지방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho_g u c_{pg} T) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho_g v c_{pg} T) = \frac{\partial}{\partial x}(k_g \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(k_g \frac{\partial T}{\partial y}) + \rho_g D_1 (c_{p1} - c_{p2}) \cdot \left[\left(\frac{\partial C_1}{\partial x} \right) \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) + \left(\frac{\partial C_1}{\partial y} \right) \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) \right] \quad (9)$$

수증기 농도방정식 :

$$u \frac{\partial C_1}{\partial x} + v \frac{\partial C_1}{\partial y} = D_1 \left(\frac{\partial^2 C_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 C_1}{\partial y^2} \right) \quad (10)$$

식 (9)에는 질량 확산에 의해 전달되어지는 에너지량이 포함되어 있다. 또한 좌표계 x 와 y 는 습공기 영역에 대한 좌표계로 방향은 Fig. 3에 나타낸 바와 같으며, c_{pg} [J/(kg·K)], μ_g [kg/(m·s)], k_g [W/(m·K)] 및 ρ_g [kg/m³]는 각각 습공기의 정압비열, 점성계수, 열전도계수 및 밀도를 나타낸다. 또한 C_1 [kg₁/kg_g]과 D_1 [m²/s]은 수증기 농도 및 물질확산계수를 나타낸다. 습공기의 c_{pg} , μ_g 및 k_g 는 건공기의 물성치와 같다고 가정하였으며 습공기의 밀도, ρ_g 는 아래식에 의하여 계산하였다.

$$\rho_g = \frac{p_{sys} M}{R T_{g,in}} \quad (11)$$

여기서,

$$M = \frac{M_1 M_2}{M_1 + (M_2 - M_1) \cdot C_{g,in}} \quad (12)$$

여기서, M [kg/kmol], R [N m/(kmol·K)], $T_{g,in}$ 및 $C_{g,in}$ 는 각각 습공기의 분자량, 일반 가스상수, 습공기 입구 온도 및 습공기 입구에서의 수증기 농도를 나타내며, 하첨자 $g, 1$ 및 2 는 각각 습공기, 수증기 및 건공기를 의미한다. 또한 p_{sys} 는 건공기와 수증기로 구성된 습공기의 압력으로 여기서는 일정하다고 가정하였으며, 대기압(1.013 bar)을 사용하였다. 건공기와 수증기에 대한 C 와 D 의 관제는 아래와 같으며, 이하의 논의에서 C_1 과 D_1 의 하첨자는 생략하기로 한다.

$$C=C_1=1-C_2, D=D_1=D_2 \quad (13)$$

위의 2차원 직교좌표계로 표현된 보존방정식(2)~(10)은 다음과 같은 종속변수 ϕ 에 대한 일반형 보존식의 형태로 쓸 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho u \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho v \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) = S(x, y) \quad (14)$$

여기서, 유효 확산계수, Γ 와 생성항, $S(x, y)$ 는 종속변수 ϕ 의 정의와 다루고 있는 좌표계에 부합하도록 결정된다.

본 연구에서는 Fig. 3에 보이는 바와 같이 곡선 경계를 가지는 두개의 수치해석 영역을 해석 하고자 한다. 따라서 보존방정식 식 (14)는 직교좌표계로 처리하기 어려운 형상에서의 수치해석적 난점을 극복하기 위하여 다음과 같은 일반좌표계에 의하여 변환된다.

$$\xi = \xi(x, y), \eta = \eta(x, y) \quad (15)$$

일반좌표계로 표현된 ϕ 에 대한 일반형 보존방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial \xi} \left(\rho u^\xi \phi - \frac{\alpha_\xi \Gamma}{h_\xi} \frac{\partial \phi}{\partial \xi} \right) + \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\rho u^\eta \phi - \frac{\alpha_\eta \Gamma}{h_\eta} \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right) = J \cdot S(\xi, \eta) - \frac{\partial}{\partial \xi} \left(\frac{\beta_\xi \Gamma}{h_\xi} \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \right) - \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\frac{\beta_\eta \Gamma}{h_\eta} \frac{\partial \phi}{\partial \xi} \right) \quad (16)$$

여기서,

$$u^\xi = \left(u \frac{\partial y}{\partial \eta} - v \frac{\partial x}{\partial \eta} \right) / h_\eta \quad (17)$$

$$u^\eta = \left(v \frac{\partial x}{\partial \xi} - u \frac{\partial y}{\partial \xi} \right) / h_\xi \quad (17)$$

$$\alpha_\xi = h_\xi h_\eta^2 / J, \alpha_\eta = h_\eta h_\xi^2 / J \quad (18)$$

$$\beta_\xi = \lambda h_\eta / J, \beta_\eta = \lambda h_\xi / J \quad (19)$$

$$h_\xi = (x_\xi^2 + y_\xi^2)^{1/2}, h_\eta = (x_\eta^2 + y_\eta^2)^{1/2} \quad (20)$$

$$\lambda = x_\xi x_\eta + y_\xi y_\eta, J = x_\xi y_\eta - y_\xi x_\eta \quad (21)$$

위에서 x_ξ, x_η, y_ξ 및 y_η 는 편미분 양들을 나타내며, $S(\xi, \eta)$ 는 변환된 (ξ, η) 좌표계에서의 생성항이다. u^ξ 및 u^η 는 ξ 및 η 방향의 관변속도(contravariant velocity) 성분을 뜻하며, h_ξ 및 h_η 는 주격자점에서 정의되는 제어체적 한 개에 대한 ξ 및 η 방향 길이를 뜻하고, J 및 λ 는 Jacobian 및 Covariant metric tensor를 뜻한다.

3.2 경계조건

본 연구에서는 냉각수 영역과 습공기 영역을 분

리하여 해석하므로 두 영역의 경계조건 및 공통 영역인 기/액 경계면에서의 조건을 나타내면 아래와 같다.

3.2.1 냉각수 영역에서의 경계조건

본 연구 모델을 지배하는 방정식의 형태는 타원형으로, 네면의 경계조건이 주어져야만 해를 얻을 수 있다. 따라서 냉각수 출구에서의 경계조건이 주어지지 않으므로 수치계산을 수행하기 위하여 유출 경계조건을 사용하였다. 냉각수 출구에서 유출 경계조건을 적용하기 위하여 냉각수 출구에 가상영역을 추가하였다.

$$u=0.23 \text{ m/s}, v=0 \text{ m/s}, T=35 \text{ }^\circ\text{C}; \quad \text{at } x'=0 \quad (22)$$

$$\frac{\partial u}{\partial y'}=0, \frac{\partial v}{\partial y'}=0, \frac{\partial T}{\partial y'}=0; \quad \text{at } y'=0 \quad (23)$$

$$u=0 \text{ m/s}, v=0 \text{ m/s}, T=40 \text{ }^\circ\text{C}; \quad \text{at tube surface} \quad (24)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x'}=0, \frac{\partial v}{\partial x'}=0, \frac{\partial T}{\partial x'}=0; \quad \text{at } x'=H_w \quad (25)$$

3.2.2 습공기 영역에서의 경계조건

습공기 출구에서 유출 경계조건을 사용할 수 있도록 습공기 출구에 가상영역을 추가시키고 이 가상영역에서는 열전달 및 물질 전달이 일어나지 않는 것으로 간주하였다. 또한 습공기 입구에서는 습공기와 반대 방향으로 흐르는 냉각수에 의해 재순환 유동이 일어나지 않도록 하기 위하여 또 하나의 가상영역을 추가하였으며, 이 추가된 가상 영역이 해에 영향을 주지 않도록 하기 위하여 열전달 및 물질 전달이 일어나지 않는 것으로 간주하였다.

$$u=1.25 \text{ m/s}, v=0 \text{ m/s}, T=30 \text{ }^\circ\text{C}, \phi_R=0.6, C=f_1(T_{g,in}, \phi_{R,in})=0.0158; \quad \text{at } x=H_g \quad (26)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x}=0, \frac{\partial v}{\partial x}=0, \frac{\partial T}{\partial x}=0, \frac{\partial C}{\partial x}=0; \quad \text{at } x=0 \quad (27)$$

$$\frac{\partial u}{\partial y}=0, \frac{\partial v}{\partial y}=0, \frac{\partial T}{\partial y}=0, \frac{\partial C}{\partial y}=0; \quad \text{at } y=L \quad (28)$$

윗 식에서 ϕ_R 는 상대습도(relative humidity)를 의미하며 식(26)의 함수 f_1 은 참고문헌⁽⁵⁾를 참조하

여 선택하였으며 아래와 같다.

$$C = \frac{1 + \omega}{\omega} \quad (29)$$

여기서,

$$\omega = 0.622 \frac{p_v}{p_{sys} - p_v} \quad (30)$$

$$p_v = \phi_R \cdot \exp(-5.88002206 \times 10^3 / T - 5.5162560 - 4.8640239 \times 10^{-2} \cdot T + 4.1764768 \times 10^{-5} \cdot T^2 - 1.4452093 \times 10^{-8} \cdot T^3 + 6.5459673 \cdot \ln(T)) \quad (31)$$

p_v [kPa] 및 ω [kg₁/kg₂]는 각각 수증기의 분압 및 절대습도를 나타낸다. 또한 식 (31)에서 온도는 절대온도[K]를 사용한다.

응축관의 지름을 특성길이로 하여 정의한 습공기 영역에서의 Reynolds수는 아래와 같다.

$$Re = \frac{\rho_g u_{g,in} D_H}{\mu_g} = 1830 \quad (32)$$

3.2.3 기/액 경계면에서의 조건

기/액 경계면은 두 계산 영역의 공통 경계조건이며, 이곳에서는 전단응력이 같다는 식 (33)을 이용하여 속도값을 산정한다.

$$\mu_g \left(\frac{\partial u}{\partial n} \right)_g = \mu_w \left(\frac{\partial u}{\partial n} \right)_w \quad (33)$$

여기서, n 은 기/액 경계면에 수직방향을 의미한다.

기/액 경계면에서의 온도는 에너지 보존법칙을 적용하여 계산된다.

$$-k_g \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_g + \dot{m} \cdot h_{fg} = -k_w \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_w = q \quad (34)$$

여기서,

$$\dot{m} = -\rho_g D \left(\frac{\partial C}{\partial n} \right) \quad (35)$$

$$h_{fg} = f_2(T) : \text{잠열} \quad (36)$$

식 (35)에 나타난 공기와 수증기 사이의 물질 전달 계수 D 의 값은 0.256×10^{-4} [m²/s]으로 사용하였다. 식 (34)의 좌측항은 습공기 영역에서의 전도에 의한 열유속과 증발 냉각수의 잠열을 나타내며, 가운데 항은 냉각수 영역에서의 전도에 의한 열유속을 나타낸다. 여기서 기/액 경계면의 수직 방향으로의 대류에 의한 열전달은 무시하였다. 또한 식

(36)에서 온도에 따른 잠열 관계식 $f_2(T)$ 는 참고 문헌⁽⁵⁾에 의거하였으며 아래와 같다.

$$h_{fg} = 3.148856 \times 10^6 - 2.372 \times 10^3 \cdot T \quad (37)$$

윗식에서 온도는 절대온도[K]를 사용한다.

기/액 경계면은 포화상태(saturation state)로 간주되므로 $\phi_R=1$ 이 되어, 기/액 경계면에서의 농도는 온도만의 함수가 되며 그 값의 선택은 식 (26)에서와 유사하게 참고문헌⁽⁵⁾를 이용하였다.

4. 수치해석 방법

지배방정식은 제어체적법⁽⁶⁾에 의하여 이산화하였으며 SIMPLER 알고리즘을 사용하였다. 그리고 대류·확산항의 처리를 위하여는 맥승도식을 도입하였다. 종속변수 ϕ 에 대한 보존방정식의 최종 이산화방정식은 아래와 같이 정의된다.

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b + b_{NO} \quad (38)$$

여기서, 각 항의 설명과 유도과정은 생략하며, 이에 대한 내용은 참고문헌⁽⁷⁾에 나타나있다.

이산화 방정식의 해는 선순법을 사용한 TDMA 방법에 의하여 얻어졌다. 해의 수렴성을 증가시키기 위하여 반복 계산시 하향 이완계수를 사용하였다. 이완계수로서 속도 성분 u_x, u_y 에 대하여 0.65를, 압력에 대하여는 0.8을, 온도와 농도에 대해서는 0.65를 사용하였다.

관심 영역이 냉각수 영역과 습공기 영역으로 분

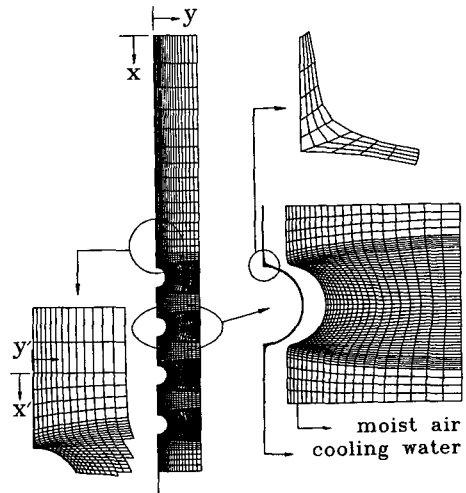


Fig. 4 Illustration of grid system for present study

할되므로 각각의 에너지 보존 및 운동량 보존이 기/액 경계면에서 동시에 만족되도록 두 영역을 교대로 수치해석 하였다. 즉 전체 관심 영역의 해는 다중 영역법에 의하여 구하여졌으며, 이하에서 이를 상세히 논하기로 한다.

4.1 제어체적의 선정

본 연구의 계산 영역으로부터 수치해를 얻기 위해 사용된 격자망은 냉각수 영역에 대해 224×6, 습공기 영역에 대해 235×20의 비균일 격자망을 사용하였다. 응축관 주위에서는 다른 지역보다 물리량의 구배가 커지리라 예상되므로 보다 조밀한 격자망을 형성하였다. 각 영역에 대한 격자망은 Fig. 4에 나타낸 바와 같다.

4.2 다중 영역법

복잡한 형상 또는 단일 격자망을 생성하기 어려운 형상을 수치적으로 해석하고자 할때 복합격자망 해석방법(multi-block method)이나 다중 영역법(multi-zone method)을 이용한다. 위의 두 방법은 수치해석 영역을 여러개로 분할하여 각 영역에 대해 격자망을 독립적으로 생성한 후 수치 해석을 수행하는 방법이다. 복합 격자망 해석 방법은 분리된 영역의 제어체적 일부가 서로 공유하도록 격자망을 생성하는 방법이고 다중 영역법은 제어 체적의 한 면 만을 접하게 격자망을 생성하는 방법이다. 다른 물질로 구성된 영역을 해석하고자 할 때는 제어체적이 공유하지 않기 때문에 다중 영역법을 사용해야 한다. 본 연구에서는 두 영역이 서로 다른 물질(냉각수와 습공기)이므로 다중 영역법을 이용하여 수치해석을 수행하였다. 다중 영역법을 이용한 수치해석의 전체적인 과정은 아래와 같다.

- ① 냉각수 영역에 대해 기/액 경계면은 단열벽(임의 조건)으로 가정하고 나머지 경계조건은 식 (22)~(25)를 이용하여 속도와 온도 계산을 수행한다.
- ② 습공기 영역의 농도장을 가정한다.
- ③ 식 (33)~(34)와 식 (26)~(28)을 이용하여 습공기 영역의 속도장을 계산한 후, 온도장을 계산한다. 이 때 기/액 경계면의 에너지보존식에 나타나는 증발률 \dot{m} 는 수증기 농도 구배에 의해 결정되어야하나 농도장 계산전이므로 가정된 농도장을 이용하여 계산한다. 계산중에 기/액 경계면에 인접한 속도와 온도가 변하므로 기/액 경계면에서의 속

도와 온도는 식 (33)~(34)를 만족시키도록 계산중에 수정되어진다.

④ 식 (29)~(31)를 이용하여 기/액 경계면에서의 농도를 결정하고, 이어서 습공기 영역의 농도장을 계산한다. 이 때 기/액 경계면은 포화상태로 간주되므로 상대습도, $\phi_R=1$ 로 하여 기/액 경계면에서의 수증기 농도를 계산한다.

⑤ 계산된 습공기 영역의 농도장을 이용하여 기/액 경계면에서의 증발률 \dot{m} 를 계산한다.

⑥ 식 (34)를 만족시키도록 기/액 경계면에서의 온도를 계산중에 수정하면서 습공기 영역의 온도장을 계산한다. 이 때 식 (34)에 나타나는 증발률 \dot{m} 는 과정 ⑤에서 계산된 값을 이용한다.

⑦ 기/액 경계면에서의 온도를 이용하여 기/액 경계면에서의 수증기 농도를 결정하고 이어서 습공기 영역의 농도장을 계산한다.

⑧ 습공기 영역에서의 온도 및 농도가 수렴할 때까지 과정 ④~⑦과정을 반복한다.

⑨ 식 (33)~(34)를 이용하여 기/액 경계면의 속도와 온도를 수정한 후, 이 값을 이용하여 냉각수 영역의 속도장과 온도장을 계산한다.

⑩ 두 영역에서의 주요 물리량들이 수렴될 때까지 과정 ②~⑨를 반복하여 수행한다.

5. 결과 및 고찰

결과의 도출은 실제 냉각탑의 작동조건과 유사한 조건에서 수행되었다. 또한 응축관의 형상은 $r_x=r_y=13.5$ [mm]인 원형($r_y/r_x=1.0$)일 때를 기준으로 하였으며 기준조건은 아래와 같이 선정하였다.

- 냉각수 입구 속도, $u_{w,in}=0.23$ m/s
- 냉각수 입구 온도, $T_{w,in}=35$ °C
- 응축관 온도, $T_c=40$ °C
- 습공기 입구 속도, $u_{g,in}=1.25$ m/s
- 습공기 입구 온도, $T_{g,in}=30$ °C
- 습공기 입구 상대습도, $\phi_{R,in}=0.6$

응축관의 형상변화에 따른 열 및 물질전달 특성을 연구하기 위하여 $r_y/r_x=1.0$ 인 원형 응축관과 동일한 표면적을 가지는 $r_y/r_x=0.8$ 인 타원형 응축관($r_x=14.908$ mm, $r_y=11.926$ mm), $r_y/r_x=0.5$ 인 타원형 응축관($r_x=17.076$ mm, $r_y=8.538$ mm)을 선정하였다.

실제 냉각탑에는 다수의 응축관이 규칙적으로 배

열되어 있으며, 냉각탑 상하부를 제외한 위치의 응축관에서의 열 및 물질 전달 특성은 모두 유사하게 설명될 수 있을 것이다. 본 연구의 결과 및 고찰에서는 해석된 네개의 응축관중에서 냉각수 입구에서 두번째에 있는 응축관 주위(검토영역)에서의 열 및 물질전달 특성을 대표적으로 논의하기로 한다.

5.1 타당성 검토

본 수치해석 방법의 타당성을 검토하기 위해 Prata and Sparrow⁽²⁾의 연구 결과와 비교하였다.

Prata and Sparrow⁽²⁾는 하층에 액체가 존재하고 상층에 기체가 존재하는 사각 단면에 대해 기/액 경계면에서의 증발률에 대한 연구를 수행하였으며, 본 연구에서도 동일한 조건에서의 연구를 수행하였다. Fig. 5에 외부 기체의 습도(ϕ_R)와 온도(T_i)에 따른 기/액 경계면에서의 온도 분포를 비교하여 나타내었다. 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 기/액 경계면에서의 온도, T_i 의 분포는 본 연구와 Prata and Sparrow⁽²⁾의 결과와 잘 일치하므로 본 연구에

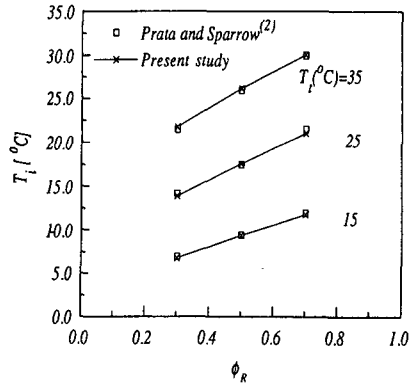


Fig. 5 Comparison of interface temperature

서 사용한 수치해석 방법이 타당함을 알 수 있다.

5.2 기준조건에서의 유동, 온도 및 농도장

기준조건에서의 유선, 속도벡터, 온도 및 농도 분포를 Fig. 6(a)~(d)에 나타내었으며, 검토 영역을 확대하여 나타내었다. 그림의 유동장에서 볼 수

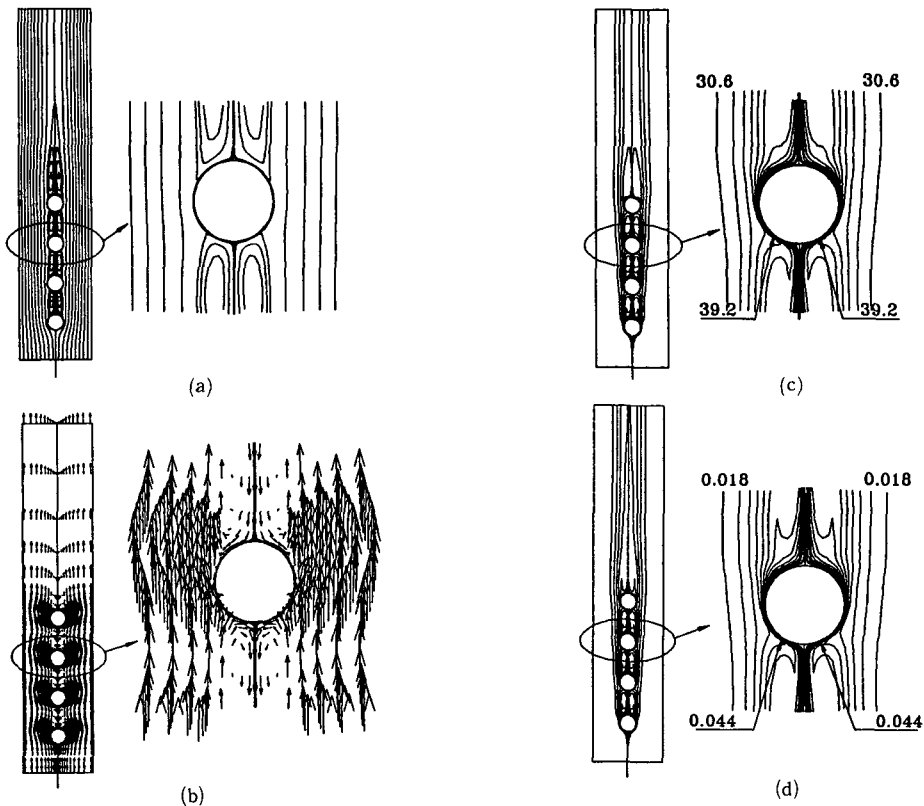


Fig. 6 Distribution of streamline, velocity, temperature and concentration of present study

있는 바와 같이 상하로 인접해 있는 응축관의 영향과 습공기와 반대 방향으로 흐르는 냉각수에 의하여 응축관들 사이에 커다란 습공기의 재순환 영역이 형성됨을 볼 수 있다. 또한 습공기의 온도장에서 나타난 바와 같이 응축관 좌우단 위치 b 에서 등온선이 밀집되어 있다. 응축관의 상부와 하부에서는 재순환 영역의 존재와 고온의 응축관의 영향으로 인하여 온도 구배가 작아짐을 볼 수 있다. 냉각수의 온도 분포는 기/액 경계면과 응축관 주위에서 밀집되어 있는 것을 볼 수 있다. 습공기의 농도장은 습공기의 온도장과 유사한 경향을 보여주고 있다.

5.3 기준조건에서의 열 및 물질전달

기준조건에서의 열 및 물질전달의 경향을 Fig. 7에서 볼 수 있다. 횡축의 a' , a , b , c 및 c' 는 Fig. 3에 나타난 위치이고, s 는 기/액 경계면을 따르는 좌표이다. 증발률과 열유속간의 관계는 식 (34)에 보이는 바와 같이 엄밀하게는 비례하지 않는다. 그러나 본 연구의 범위에서는 온도에 따른 잠열의 변화가 작고 또한 습공기 영역에서의 전도 열전달량이 작으므로 거의 비례하게 된다. 따라서 본 연구의 모든 결과 그림에서는 하나의 곡선에 그 스케일만 달리하여 열유속과 증발률을 모두 나타내었다. 기준조건인 $u_{g,in}=1.25$ [m/s]의 경우를 보면 냉각수 유입부, a' 와 응축관 상단 위치, a 사이에서 습공기의 습도는 재순환 영역의 존재로 인하여 약간 상승하게 된다. 이러한 습공기가 유입되어 증발률의 감소로 인하여 열유속은 감소하다가 응축관 상단 위치, a 주위의 재순환 영역의 끝부분에서 외부 습

공기와 접하게 되므로 농도 구배가 갑자기 커지게 된다. 따라서 증발률 상승으로 인하여 열유속 또한 급격히 상승한다.

응축관 좌우단 위치, b 와 응축관 하단 위치, c 사이에서 최대 열유속이 일어난다. 이는 위치 b 와 위치 c 사이에서 수증기의 농도가 적은 습공기와 기/액 경계면이 접촉하기 때문이다. 위치 c 와 위치 c' 사이에서는 습공기의 재순환에 의해 열유속은 감소하게 된다. 응축관 상단 위치, a 와 응축관 하단 위치, c 근처에서는 열유속의 상승이 일어난다. 이는 재순환 습공기가 기/액 경계면과 충돌하기 때문이다.

5.4 습공기 속도가 열 및 물질전달에 미치는 영향

Fig. 7에서는 습공기의 유입속도가 열 및 물질전달에 미치는 영향도 볼 수 있다. 그림에서는 세가지 유입속도의 경우에 기액 경계면에서의 증발률 및 열유속의 분포를 나타내었다. 유입 습공기 속도가 빠를 수록 대류에 의한 증발 및 열전달량이 커지므로 증발률 및 열유속은 전체적으로 높아지게 된다. 앞에서 설명한 바와 같이 기액 경계면에서의 열유속 q 는 잠열 전달량에 주로 영향을 받으므로 열유속 q 의 분포는 증발률의 분포와 유사하다. 유입 습공기의 속도가 1.0 m/s 일때 검토 영역에서의 전체 증발률 및 전체 열유속은 각각 2.58×10^{-5} [kg/s] 및 7.04×10^1 [W]이며, 1.25 m/s 일때 3.1×10^{-5} [kg/s] 및 8.47×10^1 [W], 1.5 m/s 일때 3.58×10^{-5} [kg/s] 및 9.74×10^1 [W]이다. 즉, 유입 습공기의 속도를 기준 조건보다 20% 감소시켰을 때 검토 영역에서의 전체 증발률 및 전체 열유속은 각각 16.6% 및 16.8% 감소하며, 유입 습공기의 속도를 기준조건보다 20% 증가시켰을 때 각각 15.42% 및 15.02% 증가한다. 따라서 기준조건의 유입 습공기 속도에서 같은 양을 증감시켰을 때 습공기 속도를 감소시키는 경우가 증가시키는 경우보다 증발률 및 열전달에 미치는 영향은 더 크다.

5.5 습공기 상대습도가 열 및 물질전달에 미치는 영향

습공기 상대습도가 열 및 물질전달에 미치는 영향을 알아보기 위하여 유입 습공기의 세가지 상대습도의 경우에 열전달 분포를 Fig. 8에 나타내었다. 좌표 s 를 따르는 열유속, q 의 전반적인 분포는 앞에서 설명한 바와 같다. 습공기 상대습도 감

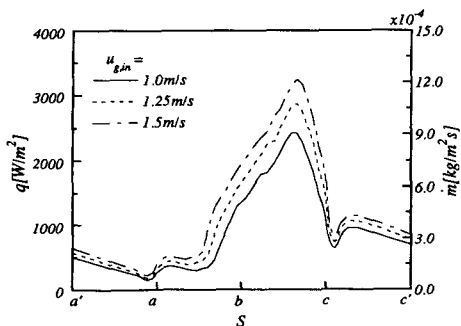


Fig. 7 Variation of heat flux and evaporation rate along the interface on several inlet velocity of moist air ($\phi_R=0.6$, $T_{g,in}=30$ °C)

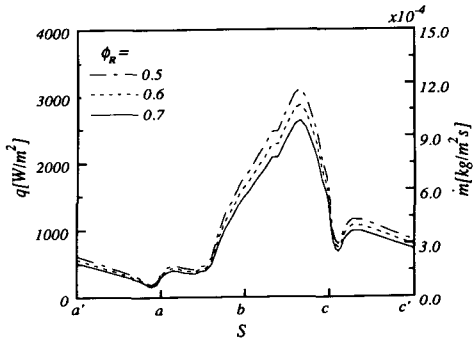


Fig. 8 Effect of inlet relative humidity of the moist air on heat flux

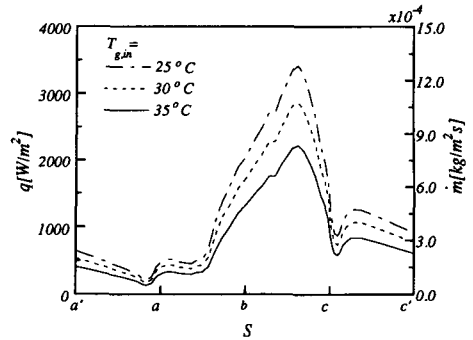


Fig. 9 Effect of inlet temperature of the moist air on heat flux

소에 따른 열유속, q 의 증가 거동을 볼 수 있다. 이는 증발률이 수증기 또는 건공기의 농도 구배에 비례하므로 유입 습공기의 습도가 낮을 수록 증발률이 커지며 따라서 열유속 q 도 증가되기 때문이다. 유입 습공기의 상대습도가 0.5 일때 검토 영역에서의 전체 증발률 및 전체 열유속은 각각 $3.41 \times 10^{-5}[\text{kg/s}]$ 및 $9.18 \times 10^1[\text{W}]$ 이며, 0.6일때 $3.1 \times 10^{-5}[\text{kg/s}]$ 및 $8.47 \times 10^1[\text{W}]$, 0.7일때 $2.81 \times 10^{-5}[\text{kg/s}]$ 및 $7.75 \times 10^1[\text{W}]$ 이다. 즉, 유입 습공기의 상대습도를 기준조건보다 0.1 감소시켰을 때 검토 영역에서의 전체 증발률 및 전체 열유속은 각각 9.87% 및 8.43% 증가하며, 유입 습공기의 상대습도를 기준조건보다 0.1 증가시켰을 때 각각 9.35% 및 8.45% 감소한다. 따라서 기준조건의 유입 상대습도에서 같은 양을 증가시켰을 때나 감소시켰을 때 증발률 및 열전달에 미치는 영향은 차이가 없다.

5.6 습공기 온도가 열 및 물질전달에 미치는 영향

습공기 유입 온도가 열 및 물질전달에 미치는 영향을 검토하기 위하여 세가지 유입 온도의 경우에 열 및 물질전달 분포를 Fig. 9에 나타내었다. 좌표 s 를 따르는 증발률 \dot{m} 및 열유속 q 의 전반적인 분포는 앞에서 설명한 바와 같다. 습공기 유입 온도가 낮을수록 열유속, q 는 전체적으로 증가하게 된다. 이는 유입 습공기의 온도가 낮으면 습공기에 포함된 수증기량이 적어지게 되어 습도가 낮아지기 때문이다. 유입 습공기의 온도가 25 °C 일때 검토 영역에서의 전체 증발률 및 전체 열유속은 각각 $3.55 \times 10^{-5}[\text{kg/s}]$ 및 $1.01 \times 10^2[\text{W}]$ 이며, 30 °C 일때 $3.1 \times 10^{-5}[\text{kg/s}]$ 및 $8.47 \times 10^1[\text{W}]$, 35 °C 일때 2.54

$\times 10^{-5}[\text{kg/s}]$ 및 $6.55 \times 10^1[\text{W}]$ 이다. 즉, 유입 습공기의 온도를 기준조건보다 5 °C 감소시켰을 때 검토 영역에서의 전체 증발률 및 전체 열유속은 각각 14.38% 및 18.96% 증가하며, 유입 습공기의 온도를 기준조건보다 5 °C 증가시켰을 때 각각 18.06% 및 22.66% 감소한다. 따라서 기준조건의 유입 습공기 온도에서 같은 양을 증감했을 때 습공기 온도를 증가시키는 경우가 감소시키는 경우보다 증발률 및 열전달에 미치는 영향은 더 크다.

5.7 냉각수 유량(비산량)이 열 및 물질전달에 미치는 영향

비산량이 열 및 물질전달에 미치는 영향을 검토하고자 비산량의 변화(냉각수 유량 변화)에 따른 기/액 경계면에서의 열유속의 분포를 Fig. 10에 나타내었다. 기준조건에서의 냉각수 유입 속도와 입구 두께에 상당하는 유량(비산량)에서 30% 증감하여 각각에 대해 냉각수 유입 속도와 냉각수 입구

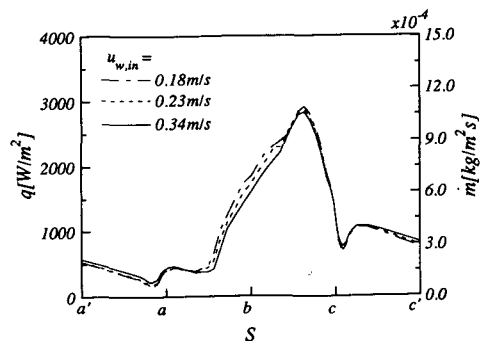


Fig. 10 Effect of flow rate of the cooling water on heat flux

두께를 산정하였다. 비산량을 30% 증가시켰을 때의 냉각수 유입 속도 및 두께는 0.34 m/s 및 0.268369×10^{-3} m이며, 30% 감소시켰을 때는 각각 0.18 m/s 및 0.218332×10^{-3} m이다. 위치 a' 와 위치 a 사이, 위치 c 와 위치 c' 사이에서는 재순환 습공기의 속도가 냉각수 유입속도에 비례하기 때문에 대류에 의한 증발 및 열전달량이 커진다. 따라서 비산량이 많을 수록 기/액 경계면에서의 증발률 및 열유속은 높게 나타난다. 위치 a 와 위치 c 사이에서는 반대현상이 나타난다. 비산량이 많으면 냉각수의 속도가 빨라지고 냉각수 속도가 빠를 수록 기/액 경계면에서의 온도는 낮아진다. 이에 따라 수증기의 농도가 낮아지므로 비산량이 많을 수록 기/액 경계면에서의 증발률 및 열유속은 감소하게 된다. 즉, 비산량을 기준조건보다 30% 감소시켰을 때 검토 영역에서의 전체 증발률 및 열유속은 3.15×10^{-5} [kg/s] 및 8.565×10^4 [W]이며, 30% 증가시켰을 때는 각각 3.06×10^{-5} [kg/s] 및 8.334×10^4 [W]이다. 비산량을 기준조건보다 30% 감소시켰을 때 검토 영역에서의 전체 증발률 및 열유속은 1.613% 및 1.18% 증가하며, 30% 증가시켰을 때는 각각 1.29% 및 1.55% 감소한다. 따라서 비산량이 적을 수록 전체 증발률 및 열유속은 약간 상승하는 경향을 볼 수 있으나 비산량의 증감은 기/액 경계면에서의 증발률 및 열유속에는 크게 영향을 주지 않는 것을 알 수 있다.

5.8 응축관 형상이 열 및 물질전달에 미치는 영

응축관 형상이 기/액 경계면에서의 열 및 물질전달에 미치는 영향을 알아보기 위해 세가지 응축관 형상에 대한 기/액 경계면에서의 열유속 분포를 Fig. 11에 나타내었다. 위치 a' 주위에서는 고온의 응축관과 재순환 습공기의 유입이 기/액 경계면에서의 증발률 및 열유속에 영향을 미치게 된다. 고온의 응축관 영향은 타원형 응축관으로 갈수록 커지며, 재순환 습공기의 영향은 원형관으로 갈수록 커진다. $r_y/r_x=0.5$ 인 타원형 응축관은 고온의 응축관 영향을 받아 증발률 및 열유속은 낮아지며, 원형관은 습도가 높은 재순환 습공기의 유입으로 인하여 증발률 및 열유속은 낮아진다. 위치 a' 와 위치 b 중간 지점에서는 세가지 형상 모두 재순환 습공기와 기/액 경계면과의 충돌로 인하여 증발률 및 열유속은 상승한다. 그러나 고온의 응축관의 영

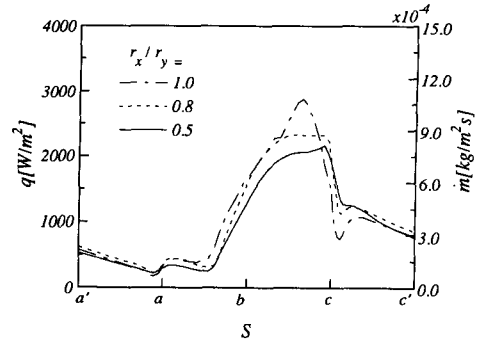


Fig. 11 Effect of type of the condenser tube on heat flux

향이 많은 타원형 응축관들은 원형 응축관에 비해 상승 정도가 작다. 위치 b 주위에서는 응축관의 형상이 원형으로 갈 수록 습도가 낮은 습공기와 기/액 경계면이 직접 충돌하면서 증발률 및 열유속은 커지며 원형 응축관에서의 최대 증발률이 타원형 응축관들에 비해 큼을 알 수 있다. 위치 c' 주위에서는 위치 a' 주위에서의 경향과 유사하게 나타난다. $r_y/r_x=0.5$ 인 타원형 응축관의 경우 검토영역에서의 전체 증발률 및 열유속은 각각 2.6×10^{-5} [kg/s] 및 7.096×10^4 [W]이며, $r_y/r_x=0.8$ 인 타원형 응축관의 경우 각각 3.08×10^{-5} [kg/s] 및 8.39×10^4 [W]이다. $r_y/r_x=0.5$ 인 타원형 응축관의 경우 원형 응축관에 비해 전체 증발률 및 열유속은 각각 16.13% 및 16.17% 감소하며, $r_y/r_x=0.8$ 인 타원형 응축관의 경우는 각각 0.645% 및 0.886% 감소한다. 또한 압력 강하량은 원형 응축관에 비해 $r_y/r_x=0.5$ 인 타원형 응축관은 58.22% 감소하고 $r_y/r_x=0.8$ 인 타원형 응축관은 26.72% 감소한다. 응축관의 형상이 타원형으로 갈 수록 기/액 경계면에서의 증발률 및 열유속은 감소하며 또한 압력 강하량도 감소한다. 증발률 및 열유속의 감소율에 비해 압력 강하량의 감소율이 더 크다. 세가지 응축관의 형상을 비교해 볼 때 $r_y/r_x=0.8$ 인 타원형 응축관의 경우가 원형관에 비해 증발률 및 열유속의 감소는 거의 없지만 압력 강하량은 작아지므로 더 효율적이다.

6. 결 론

증발식 응축관 주위에서의 열 및 물질전달을 수치적으로 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 유입 습공기의 속도를 기준 조건보다 20% 감소시켰을 때 검토 영역에서의 전체 증발률 및 전체 열유속은 각각 16.6% 및 16.8% 감소하며, 유입 습공기의 속도를 기준조건보다 20% 증가시켰을 때 각각 15.42% 및 15.02% 증가한다. 따라서 기준 조건의 유입 습공기 속도에서 같은 양을 증감시켰을 때 습공기 속도를 감소시키는 경우가 증가시키는 경우보다 증발률 및 열전달에 미치는 영향은 더 크다.

(2) 유입 습공기의 상대습도를 기준조건보다 0.1 감소시켰을 때 검토 영역에서의 전체 증발률 및 전체 열유속은 각각 9.87% 및 8.43% 증가하며, 유입 습공기의 상대습도를 기준조건보다 0.1 증가시켰을 때 각각 9.35% 및 8.45% 감소한다. 따라서 기준 조건의 유입 상대습도에서 같은 양 증가시켰을 때나 감소시켰을 때 증발률 및 열전달에 미치는 영향은 차이가 없다.

(3) 유입 습공기의 온도를 기준조건보다 5°C 감소시켰을 때 검토 영역에서의 전체 증발률 및 전체 열유속은 각각 14.38% 및 18.96% 증가하며, 유입 습공기의 온도를 기준조건보다 5°C 증가시켰을 때 각각 18.06% 및 22.66% 감소한다. 따라서 기준 조건의 유입 습공기 온도에서 같은 양을 증감했을 때 습공기 온도를 증가시키는 경우가 감소시키는 경우보다 증발률 및 열전달에 미치는 영향은 더 크다.

(4) 비산량을 기준조건보다 30% 감소시켰을 때 검토 영역에서의 전체 증발률 및 열유속은 1.613% 및 1.18% 증가하며, 30% 증가시켰을 때는 각각 1.29% 및 1.55% 감소한다. 따라서 비산량이 적을 수록 전체 증발률 및 열유속은 약간 상승하는 경향을 볼 수 있으나 비산량의 증·감은 기/액 경계면에서의 증발률 및 열유속에는 크게 영향을 주지 않는 것을 알 수 있다.

(5) 세가지 응축관의 형상을 비교해 볼때 r_y/r_x

=0.8인 타원형 응축관의 경우가 원형관에 비해 증발률 및 열유속의 감소는 거의 없지만 압력 강하량은 작아지므로 더 효율적이다.

후 기

이 연구의 일부는 한국과학재단 지정 터보·동력기계 연구센터의 지원으로 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) Hsieh, S. S. and Kuo, N. H., 1993, "Analysis of Evaporation in the Presence of Composition/Temperature Gradient Induced Natural Convection," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 30, No. 4, pp. 1097~1112.
- (2) Prata, A. T. and Sparrow E. H., 1988, "Evaporative Mass and Heat Transfer from a Lid-Driven Cavity," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 13, pp. 27~48.
- (3) Yan, W. M., 1993, "Binary Diffusion and Heat Transfer in Mixed Convection Pipe Flows with Film Evaporation," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, No. 8, pp. 2115~2123.
- (4) Zalewski, W. 1993, "Mathematical Model of Heat and Mass Transfer Processes in Evaporative Condensers," *Int. J. Refrig.*, Vol 16, No 1, pp. 23~30.
- (5) ASHRAE Handbook (SI) 1993, Fundamentals.
- (6) Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York.
- (7) 이재현, 1992, 전산열유체, 터보·동력기계 연구센터, 서울.