

전산모델에 의한 응축기내에서의 기체유동현상의 예측

Prediction of Flow Pattern inside a Power Condenser by
Computer Modelling

설 광 원*, 이 상 용**
Kwang Won Seul, Sang Yong Lee

ABSTRACT

The flow pattern inside the power condenser is generally known to be very complicated due to the phase change and turbulence effects as well as the effect of condenser geometry. In the present study, the flow pattern inside the power condenser was numerically simulated with a personal computer. The widely known CHAMPION 2/E/FIX(Concentration, Heat and Momentum Program Instruction Outfit, 2D/Elliptic/Fixed grid) computer code was modified for this purpose. The flow was assumed to be two-dimensional and steady-state, and the tube bank was considered to be homogeneous porous medium. Simple turbulent diffusion coefficients based on the appropriate experiments were obtained for the computation. Through this analytical approach, the flow pattern could be predicted fairly well. The computational results also show that the location of the air vent plays an important key role in determining the efficiency of the condenser.

NOMENCLATURE

		l_c	: Characteristic length
		l_m	: Mixing length
A	: Area of tube surface per unit volume	M	: Mass velocity of steam/air mixture through maximum flow area
C	: Steam concentration	M_{max}	: Mass velocity of steam/air mixture through minimum flow area
C_s	: Saturated concentration of steam	\dot{m}	: Mass sources per unit volume
D_{eff}	: Effective mass diffusivity	n	: Number of tube rows between i-th and j-th tube row
d_o	: Tube outer diameter	n'	: Number of tube rows per unit length
f	: Tube friction coefficient		
K_c	: Mass transfer rate per unit volume per unit concentration gradient		

* 한국과학기술원

** 정회원, 한국과학기술원

- P : Pressure
- P' : Corrected pressure
- P_o : Tube pitch
- R : Half width of the channel
- T : Steam temperature
- T_s : Saturated temperature
- Re_φ : Reynolds number
- S_φ : Source term in finite-domain equations
- Sc : Schmidt number(= μ_{eff}/D_{eff})
- U, V : Velocity of steam/air mixture
- U_c : Characteristic velocity
- U_{max} : Velocity of steam/air mixture through minimum flow area
- U', V' : Corrected velocity
- x, y : Coordinate direction

GREEK LETTERS

- α_o : Overall Heat transfer coefficient
- Γ_φ : Exchange coefficient in finite-domain equations
- λ : Latent heat of vaporization
- μ_{eff} : Effective viscosity
- μ_f : Viscosity
- μ_t : Eddy viscosity
- ρ : Density of steam/air mixture
- ρ_a : Air density
- ρ_s : Steam density
- φ : General dependent variables

SUBSCRIPTS

- i, j : i, j-th cross section from the inlet of tube bank

1. 서 론

일반적으로 화력발전소나 원자력발전소에서 사용되는 대형 응축기는 터빈으로부터 유입된 증기를 응축하고 증기사이클에 유입된 비응축성 가스를 제거하는 기능을 한다.

응축기 설계에 있어서 여러 변수 중 튜브(tube)의 효율적인 배열은 응축기의 성능에 결정적인 영향을 미치는 것으로 알려져 있다.

응축기 내부의 현상은 2상유동 및 난류효과를 포함하는 복잡한 현상이므로 이론적인 해석이 어려우나 수치적인 방법을 이용하면 경제적으로 그 결과를 예측할 수 있어서 응축기를 설계하는 기초자료로 사용할 수 있을 뿐아니라, 실험적인 연구를 위한 장치의 제작에도 커다란 도움을 줄 수 있다. 특히 응축기 내부에 설치되는 튜브의 크기 및 배열 방법 그리고 공기 배출구의 위치에 따라서 응축기 내부의 기체(수증기 및 미량의 비응축성 기체)유동이 변화하며 동시에 응축기의 성능에 큰 영향을 미치므로 설계시 튜브 군의 배열 및 공기 배출구의 위치등은 신중히 고려되어야 한다.

최근까지의 응축기 설계는 거의 실험적인 방법에 의존하여 왔으며 최근에는 간단한 기하학적 조건에 대한 수치적 접근이 시도되고 있다. Al-Sanea 등[1]은 응축이 일어나는 응축기 내부의 유동을 2차원, 정상상태로 고려하고 튜브 군을 균일 다공 물질(homogeneous porous medium)로 생각하여 수치적인 계산을 수행하였다. 이들은 계산을 위한 전산 코드로서 기존 PHOENICS(Parabolic, Hyperbolic or Elliptic Numerical Intergration Code Series)를 사용하였다. 이들의 결론에 의하면 실험 결과와 다소의 차이는 있으나, 응축기의 내부 유동이 응축기의 성능에 영향을 미치고 있음을 설명하고 있다. 그러나 이들이 사용한 PHOENICS전산코드는 사용자의 입장에서 프로그램의 내용을 들여다 볼 수 없기 때문에 특수한 적용을 위한 수정이 어려울 뿐더러, 계산에 따르는 비용도 많이 드는 단점이 있다. Caremoli 등[2]도 응축기 내부 유동을 2차원으로 가정하여 국부적인 control volume에서 전체 체적에 대한 혼합기체가 차지하는 체적의 비(즉 porosity 또는 다공성)를 정의하여 유사한 전산 모델을 연구하였다. Caremoli 등은 그들의 모델을 실제 power plant 시스템에 적용해 보았으며 응축기 성능을 해석하는데 비

교적 유용한 모델이라는 결론을 얻었다. 그러나 PHOENICS 전산 코드와 마찬가지로 계산에 따르는 비용이 많이 든다는 단점이 있다. 따라서 본 연구에서는 프로그램 내용이 널리 알려지고, 쉽게 구할 수 있는 기존의 CHAMPION 2/E/FIX(Concentration, Heat and Momentum Program Instruction Outfit, 2D/Elliptic/Fixed grid) 전산 코드를 수정하여, AI-Sanea 등[1]과 유사한 응축기 모델에 대해서 응축기 내의 수증기 유동을 예측해 보았다. 특히 계산의 수행은 마이크로 컴퓨터(IBM-PC/AT 수준)를 사용하므로써 응축기 설계의 측면에서 저렴한 비용으로 응축기 내부의 유동현상 예측이 어느 정도 가능함을 보였다. 아울러 수정된 코드를 이용하여 주어진 형태의 튜브 배열군에 대해서 공기 배출구의 위치가 전체 응축량(결과적으로는 응축기의 응축 효율)에 미치는 영향을 검토해 보았다. 모델로 설정한 응축기의 구조는 사각 형태의 튜브군을 포함하며 Fig. 1에 나타나 있다.

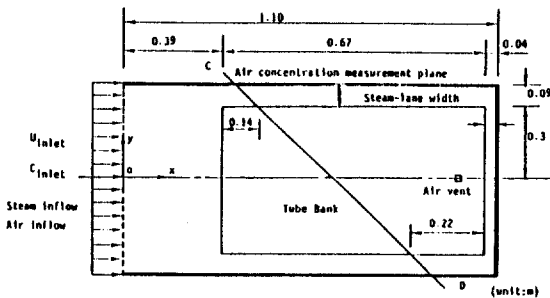


Fig. 1 Schematic diagram and dimension of condenser for model computation

2. 이론적 전개

2.1 지배방정식 및 보조방정식

외부로부터 수증기와 미량의 공기가 혼합된 상태의 기체가 응축기 내부에 Fig. 1과 같이 공급된다. 응축기 내부의 유동은 2차원, 정상상태이고 튜브 군은 균일 다공 물질(homogeneous porous medium)로 생각하며 균일한저

항이 존재한다고 가정한다. 응축기내의 기체유동에 대해서는 AI-Sanea 등[1]과 Caremoli[2]의 기본방정식을 사용하였다. 그러나 AI-Sanea 등은 난류 확산계수로서 Weisman 과 Bowring[3]의 경험식을 사용하고 있는데 이는 튜브의 축방향과 평행한 유동을 가지는 parallel flow에 관한 식으로 본 연구의 cross flow에 적용하는 것은 타당하지 못하다. 따라서 본 연구에서는 Fujii 등[4,5]과 Bergelin 등[6]의 cross flow에 관한 실험식을 이용하여 튜브저항 및 난류점성계수를 추정하였다. cartesian좌표계(x, y)는 Fig. 1에서와 같이 설정하였으며, C는 기체내의 수증기의 농도를 나타낸다.

지배방정식은 혼합 기체의 유동에 관해서만 고려하였으며 수증기의 응축에 의해서 혼합기체의 양은 감소하고 유입된 공기는 공기 배출구를 통해 모두 유출된다고 생각한다. 따라서 연속방정식은

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = -\dot{m} \dots\dots\dots (1)$$

이며, 튜브 영역에서 응축을 고려한 혼합기체의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial x} (\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial x}) - \frac{\partial}{\partial y} (\mu_{eff} \frac{\partial u}{\partial y}) = - \frac{\partial P}{\partial x} - \dot{m} u \dots\dots\dots (2)$$

$$\frac{\partial(\rho v u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial x} (\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial x}) - \frac{\partial}{\partial y} (\mu_{eff} \frac{\partial v}{\partial y}) = - \frac{\partial P}{\partial y} - \dot{m} v \dots\dots\dots (3)$$

식 (1)~(3)의 우변에 나타나는 단위 체적 당의 소멸항(- \dot{m})은 튜브가 없는 영역에서 zero이고 튜브 영역에서는 단위 체적당 응축량이며 공기 배출구에서는 혼합 기체의 유출량이다. 그리고 수증기의 응축에 의하여 발생하는 응축수는 혼합기체의 유동 형태에 영향을 미치지 않는다고 가정한다. 즉 응축수는 소멸되는 것으로 고려한 것이며 이 소멸된 양의 전체 합으로부터 공기 배출구에서 유출되는 양을 빼면 응축기의 전체 응축량이 된다.

또한 단위 체적에서 수증기의 농도방정식은 다음과 같이 유도된다.

$$\frac{\partial(\rho u C)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v C)}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial x} \left(D_{\text{eff}} \frac{\partial C}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left(D_{\text{eff}} \frac{\partial C}{\partial x} \right) = -\dot{m} \dots\dots\dots (4)$$

여기서 우변에 나타나는 단위 체적당의 소멸항 ($-\dot{m}$)은 튜브가 없는 영역에서 zero이고 튜브 영역에서는 단위 체적당 응축량이 된다.

이상의 지배방정식들을 풀기 위해 일단의 보조방정식들이 필요하다. 먼저 튜브 영역에서 단위 체적당 응축량은 응축이 일반적으로 포화농도(C_s) 이상에서 일어나고 농도의 과포화 정도에 따라서 결정되므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m} = K_c \cdot (C - C_s) \dots\dots\dots (5)$$

$$K_c = \frac{\alpha_o \cdot A \cdot (T - T_s)}{\lambda \cdot (C - C_s)} \dots\dots\dots (6)$$

여기서 K_c 는 응축 열전달계수에 관계되는 값으로 냉각수의 온도에 따라 변하고 주위 기체의 유동조건 및 수증기의 농도에 따라서도 변한다. 그러나 본 논문에서는 냉각수의 온도가 크게 변하지 않는다고 가정하고, 튜브 균의 배열에 따른 유동의 변화가 응축 열전달계수의 변화에 미치는 영향이 작다고 가정하여 K_c 를 상수로 취하였다. 단지 비응축성 기체(공기)의 양이 응축기 내의 위치에 따라서 적지 않게 존재하고, 비응축성 기체의 농도(1-C)가 증가함에 따라서 응축 열전달량이 대체로 반비례하여 감소하므로 단위체적당 응축량은 수증기의 농도(C)에 비례한다고 보는 것이며, 아울러 수증기의 농도는 공기에 대한 포화농도 이하로는 줄어들지 않으므로 결국 식(5)에서 단위체적당 응축량은 (C-C_s)에 비례하는 것으로 가정한 것이다.

공기와 수증기의 혼합기체의 밀도는 수증기 농도에 따라서 변하므로 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1-C}{\rho_a} + \frac{C}{\rho_s} \dots\dots\dots (7)$$

또한 혼합기체의 점성계수(μ_f)는 온도에 따

라 주로 변화나 응축기 내의 온도는 대체로 포화온도를 유지하므로 여기서는 일정하다고 가정하였다.

운동방정식 및 농도방정식에서 사용되는 유효점성계수(effective viscosity, μ_{eff})와 유효 확산계수(effective diffusivity, D_{eff})는 튜브가 있는 영역과 튜브가 없는 영역에서 서로 다른 Prandtl의 혼합거리 모델을 사용하였다.

(1) 튜브가 없는 영역

유효점성계수는 유체의 종류에 따라 결정되는 점성계수(fluid viscosity, μ_f)의 유동의 형태에 따라 결정되는 와점성계수(eddy viscosity, μ_t)의 합으로 나타난다.

$$\mu_{\text{eff}} = \mu_f + \mu_t \dots\dots\dots (8)$$

튜브가 없는 영역은 일반 duct flow로 고려하여 와점성계수를 Prandtl의 혼합거리 이론에 의해 평균 속도구배와 혼합거리(l_m)로 표현하였다. 혼합거리는 기하학적 조건에 따라 적절한 실험 관계식을 필요로 하므로 본 연구에서는 Al-Sanea 등[1]에서와 같이 혼합기체가 흘러가는 유동방향에 수직인 폭(steam-lane width, Fig.1 참조)을 기준으로 하여 결정하였으며 튜브영역의 앞 부분에서는 혼합기체가 유입되는 폭을 기준으로 하여 결정하였다.

$$\mu_t = \rho \cdot l_m^2 \cdot \left| \frac{\partial u}{\partial y} \right| \dots\dots\dots (9)$$

$$l_m = 0.1 \times \text{steam-lane width} \dots\dots\dots (10)$$

(2) 튜브가 있는 영역

튜브 균 영역은 수증기의 응축에 의해 전체적으로 튜브가 없는 영역으로부터 수증기가 흡입되는 효과가 나타나는 난류영역이다. Fujii 등[4, 5]은 응축이 있는 1차원 비압축성 정상상태의 유동에 대해 실험을 수행하였으며 압력강하, 튜브 마찰계수 그리고 열전달계수에 대한 실험결과들을 얻었다. 그는 유동의 수직방향 압력구배($\partial P/\partial y$)와 응축에 의한 운동량의 변화($-\dot{m}u$)를 무시하고 1차원 운동방식으로부터 튜브 마찰계수에 관한 식을 다음과 같이 유도하였다.

$$f = \frac{\rho}{2 \cdot n \cdot M_{\max}^2} \left\{ (P_i - P_j) + \left(\frac{M^2}{\rho} \right)_i + \dot{m}u \dots\dots\dots (16) \right. \\ \left. - \left(\frac{M^2}{\rho} \right)_j \right\} \dots\dots\dots (11)$$

윗 식은 i번째 튜브 열과 j번째 튜브 열 사이에서 압력강화와 운동량 변화에 의한 튜브의 마찰계수를 나타내며, 여기서 n은 유동 방향으로 설치된 i번째 튜브 열과 j번째 튜브 열 사이의 튜브 열의 갯수이다. staggered 튜브배열에 의해 Fujii 등은 1차원 튜브 영역 내에서 압력과 유량을 측정하여 식(11)로부터 튜브 마찰계수를 구하였다. 실험결과는 튜브의 피치와 지름을 포함하는 레이놀즈 수가 증가함에 따라서 마찰계수가 감소하는 것을 보여 주었다. 이때 튜브 군에서 일반적으로 많이 사용하는 레이놀즈 수에 대한 정의는 다음과 같다.

$$Re_{\varphi} = \frac{\rho \cdot u_{\max} \cdot d_o}{\mu_f} \left(\frac{P_o}{P_o - d_o} \right) \dots\dots\dots (12)$$

그들의 실험결과는 레이놀즈수의 함수로서 나타낼 수 있으며 본 계산에서는 첫번째 튜브 열(row)에서 식(13)과 같이 그 다음 열부터는 식(14)와 같이 표현하였다.

$$f = 0.15 \text{ EXP}[6.30 \times Re_{\varphi}^{-0.435}] \dots\dots (13)$$

$$f = 0.08 \text{ EXP}[10.13 \times Re_{\varphi}^{-0.5052}] \dots\dots (14)$$

$$1.5 \times 10^2 < Re_{\varphi} < 1.0 \times 10^4$$

튜브 군 영역에서도 난류점성계수를 구해야 하며 적당한 모델이 필요하다. 일반적으로 난류점성계수는 유동의 형태에 따라 변하며 튜브 군 내부에서는 그 분포가 매우 복잡하게 나타나게 된다. 그러나 현재의 전산 모델에서는 튜브 군을 균일 다공물질로 고려하고, 한개의 grid cell에서 난류점성계수를 예측할 수 있으면 결과적으로 전체의 유동과 응축량을 효과적으로 계산할 수 있게 된다.

튜브 사이의 유동을 단순하게 채널 유동(channel flow)으로 생각하면(물리적으로 튜브군 사이의 유동형태를 단순하게 모델한 것), 운동방정식(식(2))으로부터 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{\text{eff}} \cdot \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x}$$

윗 식에서 응축에 의한 운동량의 변화($\dot{m}u$)는 일반적으로 작으므로 무시하면, 식(16)의 우변은 식(11)의 우변의 괄호안의 항과 같은 의미를 가진다. 즉 실험적으로 구한 마찰 계수와 구하고자 하는 유효 점성계수를 관계시킬 수 있다. 따라서 식(11)과 식(16)으로부터 유효점성계수(μ_{eff})는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\mu_{\text{eff}} = 2 \cdot f \cdot n' \cdot \frac{M_{\max}^2}{\rho} \cdot \frac{1}{(\partial^2 u / \partial y^2)} \dots\dots (17)$$

여기서 n'은 유동 방향으로 설치된 단위 길이당 튜브 열의 갯수이며, 적절한 특성길이 l_c 와 특성속도 U_c 를 정의하면 식(17)은

$$\mu_{\text{eff}} = 2 \cdot \beta \cdot f \cdot n' \cdot \frac{M_{\max}^2}{\rho} \cdot \frac{l_c^2}{U_c} \dots\dots\dots (18)$$

가 되며, β 는 모델상수로 튜브의 배열형태 등 유동 조건에 의해 결정된다. 본 논문에서는 튜브 군에서의 특성길이로서 튜브피치의 1/2을 취하고, 특성속도로서 튜브 사이의 가장 좁은 유동 면적에서의 속도를 취하였다. 식 (12)~(15)로부터 튜브 마찰계수에 관한 실험식을 알고 있으므로 결과적으로 유효점성계수를 계산할 수 있다. 그리고 농도방정식의 유효확산계수(D_{eff})도 다음과 같이 구할 수 있다.

$$D_{\text{eff}} = \mu_{\text{eff}} / S_c \dots\dots\dots (19)$$

본 계산에서는 $S_c=1$ 인 경우를 사용하였으며 이것은 물질 전달과 운동량 전달 사이에 analogy가 성립한다는 가정을 사용한 것이다.

이상의 식들로부터 전체 유동영역에서 난류계수를 예측할 수 있으며 이를 이용하여 전체적인 유동형태와 응축량을 계산할 수 있다.

2.2 경계 조건

혼합기체 유동의 경계 조건으로서는 응축기 윗쪽 벽면과 오른쪽 벽면 및 대칭축에 수직인 속도성분은 없다고 놓고, 벽면의 전단력은 튜브 군의 마찰저항에 비하여 전체 유동에 미치는 효과가 작으므로 무시하고 계산하였다. 농도의 경계조건도 역시 벽면에서 물질 전달이 없으므로 그 기울기를 영(zero)으로 놓는다.

입구 부근의 유입속도와 농도는 계산의 조건으로 주어진다. 아래 Fig. 2에는 이러한 조건들이 요약되어 있다. 그리고 계산에서는 각단

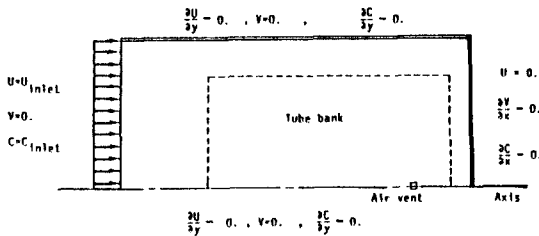


Fig. 2 Boundary conditions

위 체적에서 혼합기체(수증기+공기)의 양이 보존되지 않고 응축량(- \dot{m})만큼 소멸되며 공기 배출구의 크기가 전체 응축기의 크기에 비해 매우 작아서(물론 무한히 작은 것은 아니지만), 실제 계산에서는 1~2개의 grid cell 정도를 차지하고 이 특별한 cell에서 소멸되는 양이 혼합 기체의 배출 기체량이 된다. 그러나 배출 기체량은 계산 초기에 모르고 있으므로 적절한 값을 가정하여 전체적인 보존 방정식(즉 운동량 방정식, 농도 방정식, 압력방정식 그리고 보조방정식 등)을 계산한 다음, 튜브 군에서의 전체 응축량을 계산한다. 이 계산된 전체 응축량과 응축기 내의 유입 기체량의 차이가 배출 기체량이 되며 이 값이 앞서 “특별한” cell(즉 공기 배출구)에서 가정했던 소멸량과 같아질 때까지 반복 계산한다. 따라서 공기 배출구에서의 경계조건은 따로 특별히 설정한 것은 아니며 중심선상의 다른 부분에서의 경계조건들과 동일하게 놓았다. 계산에 사용된 공기 배출구의 크기는 29 mm×43 mm이며 공기 배출구의 위치는 그 영향을 검토하기 위해 변화시켜가며 계산하였다.

3. 프로그램의 구성 및 계산 순서

식(1)~(4)에 대한 conservation form의 일반적인 표현은 아래와 같으며 ϕ 는 종속변수, $\Gamma\phi$ 는 확산계수, 그리고 S_ϕ 는 생성항으로 각 식에 대응하는 값들이다.

$$\frac{\partial(\rho u \phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \phi)}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) = S_\phi \dots\dots\dots (20)$$

이와 같은 방정식을 풀기 위해서 타원형 편미분 방정식을 풀 수 있는 CHAMPION 전산코드는 다음과 같은 특성을 갖는다.

첫째, Patankar 와 Spalding 등에 의해 소개된 SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) algorithm을 사용하여 수렴이 잘 이루어지도록 하였다. [7]

둘째, 차분방정식을 풀기 위해 TDMA(Tri-Diagonal Matrix Algorithm)를 사용하였고 Under-Relaxation Method를 이용하여 다음 단계의 필요한 값들을 계산하였다.

셋째, 차분방정식은 Upwind scheme 과 Hybrid scheme 그리고 Power Scheme 을 이용할 수 있도록 하였다.

넷째, grid 형성은 값들의 주기적인 분포로 인해 생길 수 있는 오차를 줄이고 보다 정확한 계산을 위해 staggered grid를 사용하였다. 각 변수에 따른 grid cell 과 전체 grid 형태를 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 3의 점선은 튜브군의 경계를 나타낸다.

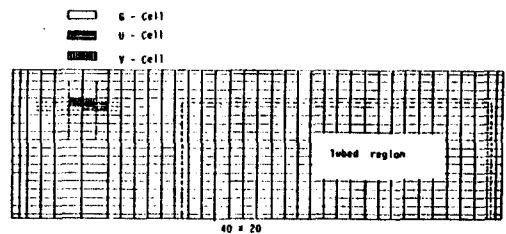


Fig. 3 Staggered grid cell, grid distribution and tubed region

특히 응축이 일어나는 튜브 군에서는 임의의 단위 cell에서 mass flux의 합이 영(zero)이 아니고 단위 cell에서의 응축량이 된다. 따라서 압력 보정 방정식(pressure correction equation) 및 차분 방정식(discretization equation)의 계수 계산에서 응축량에 의한 항을 포함시켰다. 또한 프로그램의 수행은 응축기

내의 전체 응축 수증기량과 배출 기체량의 합이 유입 기체량과 같아질 때 멈추도록 하였다. 프로그램의 전체적인 수행과정은 SIMPLE Algorithm을 따르며 다음과 같은 순서로 계산되고 순서도는 Fig. 4에 나타내었다.

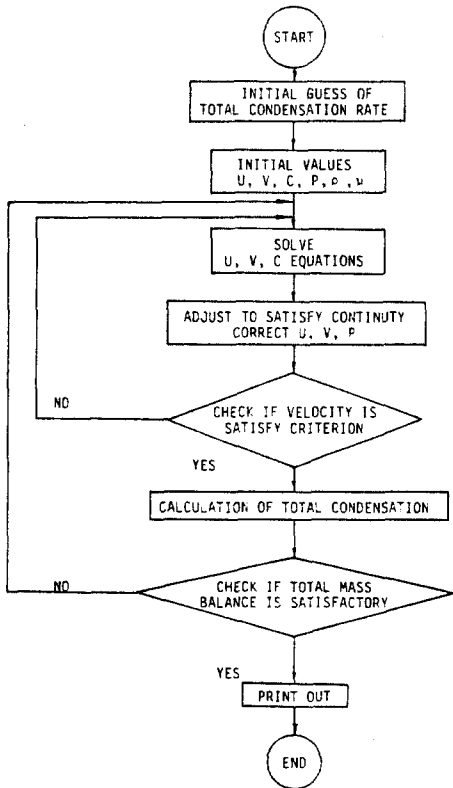


Fig. 4 Flow chart

- 1) 초기 압력장 P와 전체 응축수량 (또는 기체배출량)을 가정한다.
- 2) 운동방정식으로부터 U, V를 계산한다.
- 3) 농도 방정식으로부터 C를 계산한다.
- 4) 압력수정식으로부터 수정된 P', U', V'을 얻는다.
- 5) P', U', V'으로부터 압력장 P, 속도 U, V를 구한다.
- 6) 구한 속도가 충분히 수렴되지 않았으면 단계(2)에서부터 다시 반복 수행한다.
- 7) 유동장의 농도 C로부터 응축수량(또는 기체 배출량)을 계산한다.

8) 새로 계산된 응축수량(또는 기체 배출량)이 주어진 조건(오차 0.01%)을 만족하면 멈춘다.

9) 그렇지 않으면 단계(1)에서부터 다시 반복 수행한다.

계산에 이용된 grid수는 20×15, 32×20, 40×15, 40×20인 경우를 수행해 보았으며 그 결과 당초 예상대로 40×20의 grid형태가 보다 정확한 유동장을 보여주었다. 실제 계산은 Televideo-AT컴퓨터 및 Microsoft-FORTRAN(Version 4.0)을 사용하였으며 모든 방정식을 1000번까지 반복해서 풀도록 하였다. 이때 약 5시간의 수행시간이 소비되었다. 그러나 본 논문에 나타난 결과들은 대부분 900번 이하의 반복에서 주어진 수렴조건(응축량의 0.01% 오차)을 만족하여 멈추었다.

4. 계산결과 및 논의

계산을 위한 기하학적인 조건과 유동조건은 Table-1에 나타나 있으며 이 수정된 전산코드를 검증하기 위하여 가능한 한 Al-Sanea 등 [1]의 계산조건과 가깝게 하였다.

Table-1 Conditions for computation

	Conditions
Tube Pitch, P_0	0.0349 m
Tube Diameter, d_0	0.0254 m
Tube Arrangement	Triangular Type
No. of Tubes	400
System Pressure, P	$2.767 \times 10^4 \text{ N/m}^2$
Saturated Temperature, T_s	67.1 °C
Air Density, ρ_a	0.33 kg/m ³
Steam Density, ρ_s	0.1773 kg/m ³
Laminar Viscosity of air/Steam Mixture, ν_f	$1.0 \times 10^{-5} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$
C_{inlet}	0.9988
U_{inlet}	12.0615 m/s
Schmidt No., S_c	1.0
K_c	6.4 kg/s · m ²
C_s	0.056

수치해에 의한 응축기 내부의 속도분포와 수

증기의 농도분포를 Fig. 5, Fig. 6에 나타냈다.

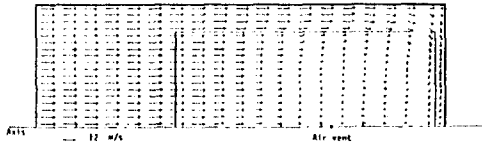


Fig. 5 Velocity vectors in condenser

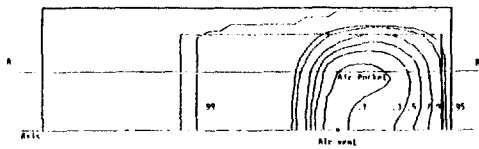


Fig. 6 Steam concentration contours

전체적인 유동형태는 튜브 군 영역에서 응축이 발생하므로 속도가 점차적으로 감소한다. 튜브 군을 균일 다공물질로 고려하고 응축에 의한 응축수는 튜브 군에서 소멸되는 것으로 고려하였으므로 증기의 흐름은 응축이 일어나지 않는 부분에서 튜브 군 내부로 흡입(suction effect)이 발생하고, 후반부의 벽면에 의하여 유동이 Fig. 5과 같이 시계방향으로 회전하게 된다.

튜브 군의 가장자리 부분에서 혼합기체의 속도가 급격히 감소하는데 이것은 수증기의 농도분포(Fig. 6)에서도 알 수 있듯이 이 부분의 수증기 농도가 높으므로 상대적으로 많은 응축이 일어나기 때문이다. 또한 튜브 군 내부에서는 응축현상과 튜브의 유동 저항에 의해 수증기의 속도가 작아지며 수증기의 농도 역시 기체가 튜브 군 안쪽으로 갈수록 작아진다. 여기서 수증기 농도는 수증기와 공기의 합에 대한 수증기의 질량비를 나타내며 결론적으로 Fig. 7에서와 같이 응축의 대부분이 튜브의 가장자리에서 일어나고 있음을 알 수 있다. 공기 배출구를 뒷 벽면으로부터 33.3 cm 떨어진 중심선상에 설치했을 때 공기 배출구에서 유출되는 혼합 기체의 양을 계산값과 실험값을 비교하여 Table-2에 나타냈다.

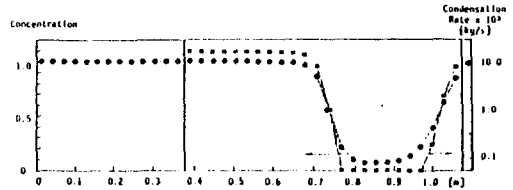


Fig. 7 Concentration and condensation rate at A-B plane shown in Fig. 6

Table-2 Inflow and outflow rate in condenser (per unit width)

	Flow Rate
Steam Inflow	1.667 kg/s·m
Air Inflow	2.034×10^{-3} kg/s·m
Experimental Mixture Outflow	9.0×10^{-3} kg/s·m
Calculated Mixture Outflow	4.12×10^{-3} kg/s·m
Calculated Steam Outflow	2.086×10^{-3} kg/s·m

계산에 의하면 유입된 수증기의 99.9%가 튜브 영역에서 응축되었으며 나머지가 공기와 함께 공기 배출구를 통해 유출되었다. 본 계산에 의한 이러한 혼합 기체의 유출량은 Al-Sanea[1]의 실험결과와 같은 order로 나타난다. 아울러 응축기 입구에서의 혼합 기체의 유입량에 비하면 공기 배출구에서의 기체 유출량이 상대적으로 아주 작으므로 공기 배출구 주위의 속도 분포는 결과적으로 작게 나타난다.

Fig. 1에 표시된 대각선 방향으로 공기의 농도분포에 대한 실험치와 Al-Sanea 등[1]의 수치해의 결과 그리고 본 계산 결과를 비교하여 Fig. 8에 나타내었다.

Al-Sanea 등[1]의 모델들의 모든 조건들이 그들의 논문에서 정확하게 파악하지 않으므로 본 논문의 계산결과를 그들의 계산결과와 직접 비교하기는 어려우나, 실험결과와 비교해 볼 때 그들의 PHOENICS 전산코드에 의한 계산결과와 비슷한 정확도를 가진다.

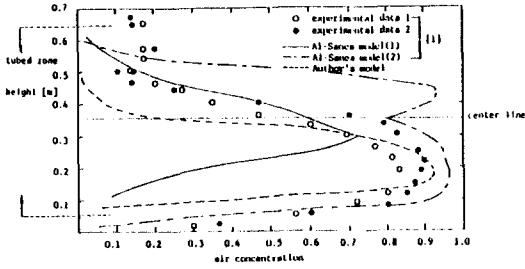


Fig. 8 Air concentration along diagonal C-D plane shown in Fig. 1 (.....; for $\beta=1.0$)

본 논문의 계산결과는 튜브가 있는 영역의 난류점성계수를 구하기 위해 식(18)에서 모델에 포함된 모델상수 β 를 변화시켜가며 반복적으로 계산을 수행하였다. 반복적인 계산결과 모델상수 β 에 따라서 튜브 균의 내부유동이 영향을 받았으며 특히, 유효점성계수의 영향이 큰 영역 즉, 공기 배출구 주변의 유동 형태에 비교적 큰 영향을 미쳤다. Fig. 9에는 β 의 변화에 따른 계산값과 실험값을 비교하여 나타냈으며 공기 배출구를 통해 가장 적게 혼합기체가 유출되는 경우는 $2 < \beta < 4$ 의 범위였다.

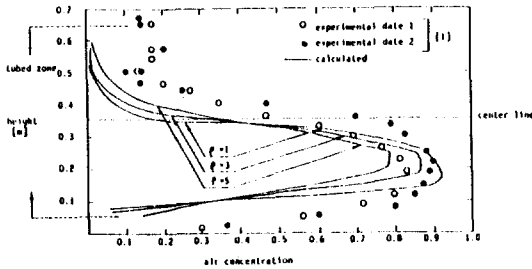


Fig. 9 Air concentration along diagonal C-D plane with various model constants

그러나 Fig. 1의 C-D plane 상에서의 실험 결과만으로는 β 의 영향을 정확히 예측할 수 없으므로 정확하고 보다 많은 실험결과를 바탕으로 전체유동에 미치는 β 의 영향이 자세히 고려되어야 할 것이다.

Fig. 8에서 높이 0.1 m 이하와 0.4 m 이상의 튜브 주변에서는 본 모델이 실험치와 차이를 보여주고 있는데, 이것은 튜브 균의 첫번

째 열에서 사용한 마찰계수에 관한 실험식이 본 전산 모델의 튜브 균 경계 부근의 유동을 표시하는데 적합하지 못하다는 것을 의미한다. 즉, 실제로는 튜브 경계 부분에서 급격한 속도구배로 인해 난류효과가 증가하고 보다 많은 응축이 일어날 것이라고 예측되므로 이 부분에서 실제 공기농도는 계산 결과보다는 높을 것이라고 여겨진다.

일반적으로 전체유동은 튜브 균의 저항력에 의해 민감하게 반응하며, 특히 튜브 균의 첫번째 열의 저항력에 의해 가장 큰 영향을 받는다. 이것은 응축기 내부유동에 관한 전산모델에 있어서 튜브저항에 관한 실험적 관계식이 가장 중요하다는 것을 의미한다.

Fig. 6에서 보던 응축기 내부에 수증기농도가 낮은 영역으로서 커다란 공기기포(large air pocket)가 존재하는데, 이러한 영역에서 상대적으로 과다한 공기량은 튜브 균의 열전달 효과를 감소시키기 때문에 응축기의 성능에 나쁜 영향을 준다. 일반적으로 공기 배출구는 응축기 내부로 유입되는 혼합기체 중에서 비응축성 기체의 누적을 방지하고 응축기의 성능을 향상시키기 위해 설치된다. 그러나 좋은 성능의 응축기를 설계하려면 가능한 한 air pocket을 줄이는 것이 좋으며, air pocket이 발생하는 위치에 공기 배출구를 설치하는 것이 바람직하다. 공기 배출구의 응축기 대칭축 선상에서의 위치에 따른 전체 응축량의 변화는 Fig. 10에 나타나 있다.

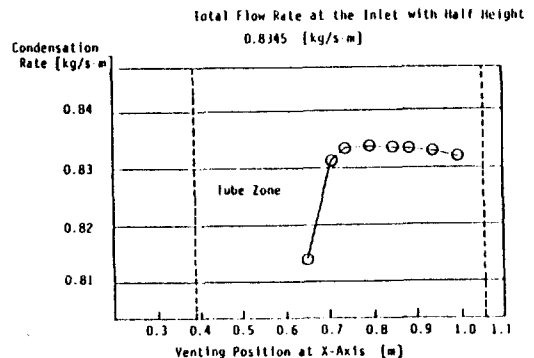


Fig. 10 Effect of venting position on total condensation rate

수치 영역(응축기가 대칭이므로 전체 크기의 반)에서 유입되는 혼합기체의 전체량은 0.8345 [kg/s]이다. 계산 결과 공기 배출구의 위치에 따라서 전체 응축수량이 영향을 받으나 air pocket의 중심의 위치는 크게 변하지 않는다. 그러나 계산결과에 의하면, 본 논문에서 표시하지는 않았으나 최대의 응축수량은 공기 배출구의 위치가 응축기 대칭축 선상에서 air pocket의 중심 위치와 일치할 때 발생하고 있다. 즉, 공기 배출구를 통한 혼합 기체의 유출량이 최소가 된다. 전산모델에 의한 최적의 공기 배출구의 위치는 응축기의 대칭축상에 입구로부터 0.7m~0.95m의 범위내에 있으며, Air pocket으로부터 먼 곳에 공기 배출구를 설치할수록 응축량이 작아지고 있다. 특히 Fig. 10에서 튜브 영역 안의 공기 배출구의 위치가 응축기 입구로부터 0.7m 보다 앞쪽에 설치되는 경우에는 전체 응축수량이 급격히 감소되고 있음을 알 수 있다.

결론적으로 공기 배출구의 위치는 응축기의 성능에 필요한 영향을 미치기 때문에 설계시 주의 깊게 고려되어야 할 것이며, 아울러 air pocket의 위치는 실험이나 전산 모델을 통해서 예측이 가능함을 알 수 있다.

5. 결론 및 추후 연구 과제

응축기 성능 및 내부 유동현상을 수치적으로 예측하기 위하여 기존의 CHAMPION code를 수정하여 계산을 시행하여 보았다. 본 논문에서 수정된 간단한 전산코드에 의한 수치해는 실험결과와 비교해 볼 때 복잡하고 고가인 PHOENICS 전산코드에 의한 실험결과와 비슷한 정도의 정확도를 보이며 간단한 전산 모델을 통하여 응축기 내부의 유동 및 농도분포를 어느 정도 정성적으로 예측할 수 있었다.

아울러 계산의 수행은 마이크로 컴퓨터를 사용하므로써 응축기 설계의 측면에서 저렴한 비용으로 응축기 내부의 유동현상이 예측 가능함을 보였다. 또한 공기 배출구의 위치는 응축기의 응축 성능에 큰 영향을 미치며, 공기 배출구의 위치와 air pocket의 위치가 일치할

때에 응축 성능이 가장 좋아짐을 알 수 있었다. 그리고 앞으로 보다 정확한 예측을 위해 추후의 연구 방향을 살펴보면 다음과 같다.

첫째, 유동현상에 결정적인 영향을 주는 것은 튜브 군 내부의 저항과 난류효과에 의한 유효점성계수(μ_{eff})이기 때문에 이에 대한 보다 정확한 모델이 요구되어진다.

둘째, 응축기 내부의 유동 및 열전달에 의해 K_c 값이 변하므로 이를 계산하기 위한 에너지 방정식이 고려되어야 할 것이다.

셋째, 응축기의 성능에 영향을 주는 공기배출구의 크기, 형태와 튜브 군의 배열방법 및 크기, 형태에 대해서도 여러가지 계산을 시도해 보아야 한다.

끝으로 이러한 전산 모델 결과와 비교할 수 있는 충분한 실험결과가 요구된다.

참 고 문 헌

1. Al-Sanea, S., Rhodes, N., Tatchell, D.G. and Wilkinson, T.S., "A Computer Model for Detailed Calculation of the Flow in Power Station Condensers," Condensers: Theory and Practices, Inst. Chem. Engrs., Symp. Ser. 75, pp.70-80, 1983.
2. Caremoli, C., "Numerical Computation of Steam Flow in Power Plant Condensers," Condensers: Theory and Practice, Inst. Chem. Engrs., Symp. Ser. 75, pp.89-96, 1983.
3. Weisman, J. and Bowring, R.W., "Methods for Detailed Thermal and Hydraulic Analysis of Water-Cooled Reactors," Nuclear Science and Engineering, Vol.57, pp.255-276, 1975.
4. Fujii, T., Uehara, H., Hirata, K. and Oda, K., "Heat Transfer and Flow Resistance in Condensation of Low Pressure Steam Flowing Through Tube Banks," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.15, pp.247-260, 1972.
5. Fujii, T., "Condensation in Tube Banks," Condensers. Theory and Practice, Inst.

Chem. Engrs., Symp. Ser. 75, pp.3-22, 1983.

6. Bergelin, O.P., Brown, G.A., Hull, H.L. and Sullivan, F.W., "Heat Transfer and Fluid Friction During Viscous Flow Across Banks

of Tubes-III," Trans. ASME, Vol.72, pp. 881-888, 1950.

7. Patankar, S.V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow," Hemisphere, 1980.