

응축기의 비응축 가스 배출 타입에 따른 틈 간격 비율의 영향에 대한 수치적 연구

제준호* · 김수재* · 최치웅** · 김무환****†

* 포항공과대학교 기계공학과, ** 와이오밍주립대학교 화학과, *** 포항공과대학교 첨단원자력공학부

Numerical Study of Gap Size Ratio Effect for Noncondensable Gas Ventilation in Condensers

Junho Je*, Soo Jea Kim*, Chi-woong Choi** and Moo Hwan Kim****†

* Dept. of Mechanical Engineering, Pohang University of Science and Technology

** Chemistry Department, University of Wyoming

*** Division of Advanced of Nuclear Engineering, Pohang University of Science and Technology

(Received July 27, 2011; Revised September 30, 2011; Accepted September 30, 2011)

Key Words: Porous Medium Approach(다공성 물질 개념), Condensation(응축), Condenser(응축기), Non-Condensable Gas(비 응축가스), Gap Size Ratio(틈 간격 비율)

초록: 본 논문은 응축기의 비 응축 가스 배출 타입에 따른 틈 간격의 비율이 응축기의 성능에 미치는 영향에 관하여 다공성 매질 개념을 적용한 수치적 연구에 관한 것이다. 다공성 매질의 개념을 이용한 응축기의 성능 해석에서는 응축기기 내부의 다관군을 다공성 매질로 간주하며, 다관군에 의한 압력 강하는 상관식으로 반영한다. 상용수치해석 프로그램인 Fluent 와 user-defined functions 를 이용하여 McAllister 응축기에 다공성 매질 개념을 적용하여 3 차원 응축량을 해석하였다. 순수증기의 해석에서는 틈 간격이 응축량에 미치는 영향이 거의 없었다. 그러나 비 응축가스가 포함되어 있으며, 외부 배출의 경우 틈 간격은 응축량에 매우 큰 영향을 미쳤는데, 틈 간격이 줄어들수록 응축량이 매우 증가하는 결과를 얻었다.

Abstract: A numerical analysis was carried out to estimate the effect of the gap size ratio on the performance of condensers under noncondensable gas ventilation using the porous medium approach (PMA). In the PMA, the details of the tube bundle in the condenser are considered to be those of a porous medium, and the flow resistance term is added in the momentum equation. Three-dimensional analysis of the condensation for a McAllister condenser was conducted with the PMA using Fluent and user-defined functions (UDFs). The gap size effect on the condensation was negligible under pure steam conditions. However, the gap size effect was dominant in condensation with noncondensable gas and external venting. As the gap size decreased, the condensation rate increased for noncondensable gas in an external venting system.

- 기호설명 -

$A_{TO,V}$: 다관군의 부피당 관의 표면적 비(1/m)

C_p : 비열(J/kg.K)

D : 확산 계수(m²/s)

d_o : 관 외경(m)

d_i : 관 내경(m)

d_h : 수력 직경(m)

F : 압력 강하 항(N/m³)

Fr : 프루드 수

f_{inun} : 홍수 효과 계수

h : 열전달계수(W/K.m²)

h_{fg} : 잠열(kJ/kg)

k_w : 열전도 계수(W/mK)

† Corresponding Author, mhkim@postech.ac.kr

© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

K_R	: 유동 저항 계수
\dot{m}	: 단위 부피당 액적량(kg/s.m ³)
P_t	: 관의 간격(m)
Pr	: 프란틀 수
R_{ov}	: 전체 열저항(m ² K/W)
R_c	: 냉각수에 의한 열저항(m ² K/W)
R_w	: 튜브에 의한 열저항(m ² K/W)
R_l	: 응축 액막에 의한 열저항(m ² K/W)
R_a	: 비 응축 가스에 의한 열저항(m ² K/W)
rs	: 수증기의 기체상수
q	: 단위 부피당 열전달량 (W/m ³)
Re_h	: 수력 레이놀즈 수
Sc	: 슈미트 수
T	: 절대 온도(K)
u	: x 방향 속도(m/s)
v	: y 방향 속도(m/s)
$ V $: 속도의 크기(m/s)
$ v $: y 방향 속도의 크기(m/s)
w	: z 방향 속도(m/s)

그리스문자

β	: 공극률
μ	: 점성계수(N.s/m ²)
ρ	: 밀도(kg/m ³)
τ	: 점성 변형력 텐서 (N/m ²)
ω	: 농도 비율

하첨자

a	: 공기
avg	: 평균값
c	: 냉각수
cond	: 응축량
eff	: 유효
film	: 응축수의 유량
i, j	: 각 방향 색인
inter	: 경계면
l	: 응축 액막
mix	: 혼합 기체
s	: 수증기
t	: 난류
wo	: 관 외벽

상첨자

x, y, z	: 작용 방향
---------	---------

1. 서론

응축기의 성능을 향상시키기 위한 방법으로 응축기 내부의 설계 변수 변화에 대한 응축량의 변화를 예측 할 수 있는 모델이 요구되었다. 다관군을 직접 계산 하는 경우 현 시점에서의 컴퓨터의 계산 능력으로는 T. Karlsson 등⁽¹⁾의 예에서 볼 수 있듯이 수십 개 정도의 관을 2 차원 계산을 통해서 가능한 정도이다. 그러나 실제 현장에서 사용되는 응축기는 수 천 개가 넘는 관으로 구성되어 있어 계산하기가 힘이 든다. 이 문제에 대한 대안으로 다관을 다공성 매질로 처리하여 계산량을 감소시킨다. 공극률은 전체 부피 분에 유체가 차지하고 있는 부피로 정의되며, 다관군에 PMA 를 적용하면 계산에 사용되는 격자의 수가 수 천분의 일로 감소된다.

C. Zhang 등⁽²⁻⁴⁾은 해석을 위해 정상상태로 가정하였으며, 응축기 유체는 증기와 공기의 혼합물이며 계산의 단순화를 위해 이상 기체로 가정하였다. 또한 물성치는 상수로 가정하였으며, 응축기 내부 유체는 포화상태로 가정하였다. 응축 현상을 계산하기 위해 운동량 방정식에 관군에 의한 압력 강하를 모사하였으며, 질량 제거 항을 사용하여 단위 부피당 응축량에 해당하는 증기를 계산 영역에서 제거하였다. 응축량은 통합 열전달계수를 통해 계산된 열전달량을 잠열에 의한 상변화 양으로 가정하여 구하였다. 난류 영역인 증기의 유동을 계산 하기 위해 유효 점성 계수를 사용하였으며, 이때 난류 점성 계수는 상수로 가정하였다.

S. J. Ormiston 등⁽⁵⁾은 McAllister 응축기에서의 응축 현상을 다공성 매질 개념을 사용하여 해석하였다. 다관 군에서의 압력 강하는 D. Butterworth⁽⁶⁾와 D.B. Rhodes at al.⁽⁷⁾에 의해 만들어진 상관식을 사용하였으며, L.N. Carlucci 등⁽⁸⁾의 연구에서 사용된 열저항을 사용하여 통합 열전달계수를 구하였다. 새로운 비 응축 가스의 질량 보존 방정식을 구성하였으며, 반복 계산을 통해 계산 되는 열저항 네트워크에서 각 변수가 업데이트 되는 알고리즘을 개선하였으며, 압력과 속도장에 대한 연결을 수정하여 응축 모델의 수렴성을 개선하였다.

B. Bell⁽⁹⁾은 상용코드인 Fluent 를 사용하여 McAllister 응축기의 상변화 열전달을 해석하였다. 응축량은 응축 열전달 상관식을 User-defined functions(UDFs)를 사용하여 구성하였다. 기존의 연구자들은 2 차원 계산을 통한 응축기의 응축 열전달 해석을 수행한 반면, B. Bell 은 3 차원 계산을

통해 McAllister 응축기의 응축량을 해석하였다.

그러나 기존 연구자들의 연구는 응축기 설계에 중요한 변수와 응축기 성능과의 상관관계에 대한 연구는 부족한 상황이다. 이에 본 연구에서는 응축기 내부 혼합물의 유동에 큰 영향을 줄 것으로 판단되는 다관군과 응축기 외벽의 튜 간격이 비 응축 가스 제거 시스템에 따라 응축기의 성능에 미치는 영향을 분석하도록 한다. 계산의 도구로는 범용 열유체 해석 프로그램인 Fluent 6.3 를 사용한다.

2. 수치해석 방법

다공성 물질의 해석에서 사용되는 공간 평균된 지배방정식을 사용하여 질량과 운동량 공기의 질량 비율을 계산한다.

2.1 질량 보존 방정식

질량 보존 방정식은 식 (1)과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x}(\beta \rho u_i) = \beta \dot{m} \quad (1)$$

2.1.1 운동량 보존 방정식

운동량 보존 방정식은 식 (2)와 같다. 다관군을 다공성 물질로 처리함에 따라 다관군에 의해 발생하는 압력 강하를 보상하기 위한 항이 추가된다.

난류에 의한 영향을 반영하기 위해 난류 점성 계수(μ_t)와 층류 점성 계수(μ)의 합으로 된 유효 점성 계수(μ_{eff})를 사용하였다. 이 때 난류 점성 계수는 S. J. Ormiston 등⁽⁵⁾의 연구에서 적용된 층류 점성 계수의 100 배로 가정하였다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\beta \rho u_i u_j) = -\beta \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \beta \tau_{ij} + \beta \dot{m} u_i - \beta F_i \quad (2)$$

$$\tau_{ij} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (4)$$

2.1.2 공기 비율 보존 방정식

비 응축 가스(공기)의 질량 비율을 계산하기 위해 식 (5)와 같은 공기 비율 보존 방정식을 사용하였다. 응축으로 인해 공기의 질량 비율이 변하게 되면 공기와 수증기 간의 농도차에 의한 확산이 발생하게 된다. 본 연구에서는 식 (6)과 같이

난류 확산 계수(D_t)와 층류 확산 계수 (D)의 합으로 된 효과 확산 계수(D_{eff})를 사용하였다. 이 때 난류 확산 계수는 식 (7)과 같으며, Sc_t 는 1로 가정하였다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\beta \rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\beta \rho D_{eff} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + \omega \beta \dot{m}_{purge} \quad (5)$$

$$D_{eff} = D + D_t \quad (6)$$

$$D_t = \frac{1}{Sc_t} \frac{\mu_t}{\rho} \quad (7)$$

2.2 보조 관계식

다공성 물질의 해석 개념에 기초한 공간 평균된 지배방정식을 사용함에 따라 관군에 의해 발생하는 압력 강하와 관 외벽에서 응축되는 수증기의 질량을 다음의 보조 관계식을 통해 계산한다.

2.2.1 운동량 추가항

관군에 의해 발생하는 압력 강하는 관군과 유동 방향에 따라 구분되어서 압력 강하 계수를 운동량 보존 방정식에 추가하였다.

직교류(X 방향, Z 방향)의 경우 D. Butterworth⁽⁶⁾ 상관식을 사용하였고, 평행류(Y 방향)의 경우 D.B. Rhodes 등⁽⁷⁾ 상관식을 사용하여 식 (8)-(10)과 같은 압력 강하 항(F_i)을 구하였다.

$$F_x = \frac{K_R^x \rho |V| u}{d_o} \quad (8)$$

$$F_z = \frac{K_R^z \rho |V| w}{d_o} \quad (9)$$

$$F_y = \frac{K_R^y \rho |v| v}{d_h} \quad (10)$$

직교류에 적용된 D. Butterworth⁽⁶⁾ 상관식은 식 (11)과 같으며, 마찰 계수(f)는 공극률과 관 외경(d_o), 수력 직경(d_h), 수력 레이놀즈 수(Re_h), 관의 간격(P_t)와 그리고 상수들로 구성된다.

$$K_R^{x,z} = 2\beta^2 f \quad (11)$$

$$f = (f_1^2 + f_2^2)^{0.5} \quad (12)$$

$$f_1 = A_B \frac{d_o^2 d_h}{(P_t - d_o)^3 (Re_h)^{C_B}} \quad (13)$$

$$f_2 = B_B \frac{d_o P_i^2}{d_h^3 \text{Re}_h} \quad (14)$$

평행류에 적용된 D.B. Rhodes 등⁽⁷⁾ 상관식은 식 (15)와 같으며, 마찰 계수(f)는 수력 레이놀즈 수 (Re_h)의 범위에 따라 식 (16)-(18)과 같다. A_B, B_B, C_B 는 0.45, 73.5, 0.267이다.

$$K_R^y = 2f \quad (15)$$

$$f = 31/\text{Re}_h \quad \text{Re}_h < 2250 \quad (16)$$

$$f = 0.131 \text{Re}_h^{-0.294} \quad 2250 < \text{Re}_h < 25000 \quad (17)$$

$$f = 0.066 \text{Re}_h^{-0.227} \quad 2250 < \text{Re}_h \quad (18)$$

수력 직경은 식 (19)와 같고 수력 레이놀즈 수는 식 (20)과 같다.

$$d_h = d_o \frac{\beta}{(1-\beta)} \quad (19)$$

$$\text{Re}_h = \frac{\rho \beta |V| d_o}{\mu} \quad (20)$$

2.2.2 질량 추가항

본 연구에서는 응축량은 다음과 같이 계산 된다. 응축량은 단위 부피당 열전달량을 잠열로 나누어 식 (21)과 같이 계산되며, 단위 부피당 열전달량은 증기와 냉각수의 온도 차이와 전체 열저항을 통해 계산된다. 이때 식 (22)와 같이 관의 표면에서의 열유속을 부피에 의한 값으로 전환하기 위해 다관군의 부피당 관의 표면적(1/m)을 곱한다. 증기의 온도는 포화 상태라는 가정하에 증기의 압력에 의해 결정된다. 전체 열저항은 냉각수의 열저항과 관의 열저항, 응축 액막의 열저항, 비 응축 가스에 의한 열저항으로 구성되며 식 (23)과 같다. 전체 열저항을 계산함에 있어 관 벽 온도와 액상과 기상의 경계 온도는 반복 계산을 통해 구해진다.

$$\dot{m} = \frac{q}{h_{fg}} \quad (21)$$

$$q = \frac{(T_s - T_c)}{R_{ov}} \times A_{TO_V} \quad (22)$$

$$R_{ov} = R_c \frac{d_o}{d_i} + R_w + \frac{R_l}{f_{inun}} + R_a \quad (23)$$

냉각수와 관 내벽과의 열저항은 V. Gnielinsk⁽¹⁰⁾

상관식을 사용하며 식 (24)와 같다.

$$\frac{1}{R_c} = \frac{(f/2)(\text{Re}_{d_i} - 10^3) \text{Pr}}{1 + 12.7(f/2)^{0.5} (\text{Pr}^{1.5} - 1)} \cdot \frac{k_c}{d_i} \quad (24)$$

관에서의 열저항은 1차원 열전도로 가정하며 식 (25)와 같다.

$$R_w = \frac{(d_o/2) \ln(d_o/d_i)}{k_w} \quad (25)$$

냉각수에 의한 열저항은 막 응축으로 가정하고, T. Fuji 등⁽¹¹⁾ 상관식을 사용하며 식 (26)과 같다.

$$\frac{1}{R_l} = K \chi \left(1 + \frac{0.276}{\chi^4 \text{Fr} H} \right)^{0.25} \text{Re}_c^{0.5} \frac{k_c}{d_o} \quad (26)$$

여기에서 관군이 직교 배열인 경우 K 는 0.8이고, 엇갈림 배열인 경우 K 는 1을 사용한다. 식 (26)의 각 항들은 식 (27)-(30)과 같이 표현된다.

$$\chi = 0.9(1 + 1/HJ)^{\frac{1}{3}} \quad (27)$$

$$H = \frac{C_{pc}(T_s - T_{wo})}{\text{Pr}_c h_{fg}} \quad (28)$$

$$J = (\rho_c \mu_c / \rho_s \mu_s)^{0.5} \quad (29)$$

$$\text{Re}_c = \frac{\rho_c V_s d_o}{\mu_c} \quad (30)$$

비 응축 가스에 의한 열저항은 혼합물의 온도와 액상과 기상의 경계에서의 온도 차이에 열전달량을 나눠서 식 (31)과 같이 구한다. 열전달량은 Berman⁽¹²⁾의 질량 전달 함수를 이용해서 식 (32)와 같이 구해진다. 식 (32)의 일부 항은 (33)-(34)와 같이 표현된다.

$$R_a = (T_{mix} - T_{inter}) / q \quad (31)$$

$$q = h_{fg} C \text{Re}^{0.5} \left(\frac{p_s - p_{inter}}{p_{mix}} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{p_a}{p_{mix}} \right)^{-0.6} D_p \frac{p_s - p_{inter}}{rs T_{mix} d_o} \quad (32)$$

$$D_p = (7.65 e^{-5 T_{avg}^{11/6}}) / p_{mix} \quad (33)$$

$$T_{avg} = (T_{mix} + T_{inter}) / 2 \quad (34)$$

관의 수평 응축은 위쪽 관에서 생성된 응축수가 아래쪽 관으로 낙하해 액막이 두꺼워지게 된다. 이는 액막에서의 열저항을 증가 시키게 된다. 이

현상을 반영하기 위해 C. Zhang 등⁽³⁾에서 사용된 식 (35)와 같은 홍수 계수를 사용하였다.

$$f_{inun} = (\dot{m}_{cond} / \dot{m}_{flm})^s \quad (35)$$

2.3 경계 조건 및 해석 변수

2.3.1 경계 조건

경계 조건은 아래와 같다.

Inlet: 일정한 압력 경계 조건과 공기의 질량 비율을 사용하였다.

Purge: 출구 조건으로 공간상에서 단위 체적당 일정한 질량을 제거하였으며, 이 값은 Table 1 에 있는 응축기 운전 조건의 Purge rate 을 사용하였다.

Walls : no-slip 경계 조건을 사용하였다.

McAllister 응축기는 Fig. 1 과 같이 4 각형의 응축기 쉘 안에 25.4mm 의 외경에 1.219m 길이의 400 개 직관으로 구성된 단순한 형태의 응축기로 사용된 관 및 운전 조건⁽⁴⁾은 Table 1 과 같다.

2.3.2 해석 변수 및 격자 생성

Fig. 2 는 냉각수의 흐름 방향과 수직인 단면으로, 비 응축 가스의 배출 위치에 따라 Internal vent(IV)와 External vent(EV)로 구분하고, 각 경우에서 틸 간격의 비(0.075-1.2)에 따라 순수 증기와 비 응축 가스가 포함된 혼합물에서의 응축 열전달을 해석하였다. 틸 간격의 비는 Fig. 2 의 (B+C)/A 로 정의하였다.

Fig. 2 와 같이 계산 영역에서 정렬 격자를 사용하였고, Y 축(냉각수 흐름) 방향으로 4 개의 분절로 구성하였으며, 1 개의 분절당 5 개의 격자를 사용하였다. 응축기 전체에 사용된 격자 수는 15000 개이며 응축이 발생하는 다관군 영역에서는 8000 개의 격자를 사용하였다.

2.4 수렴 조건

질량 및 운동량, 공기 비율 식의 Residual 이 10^{-6} 이하이며, 동시에 입구에서의 질량 유량의 변화가 일정하게 될 때 수렴된 것으로 판단하였다.

2.5 기타

냉각수의 온도는 분절 단위로 계산된다. 현 분절의 냉각수 입구 온도와 전 분절의 냉각수 출구는 같고, 분절의 냉각수 출구 온도는 응축 열전달과의 에너지 균형으로 계산된다. 증기 온도와 냉각수 입구 온도, 출구 온도에 기초하여 각 분절의 대수평균 온도가 계산된다.

응축수는 중력(Z 축) 방향과 같이 아래로 흐른다고 가정하였다.

Table 1 McAllister condenser operating conditions

		Internal vent	External Vent
Tube parameters	Tube Outer Diameter (m)	0.0254	0.0254
	Tube wall thickness (m)	0.00125	0.00125
	Tube pitch (m)	0.0349	0.0349
	Tube length (m)	1.219	1.219
	Porosity	0.52	0.52
Condenser operating conditions	Pressure (Pa)	27670	13600
	Cooling water temperature (K)	290.95	286.25
	Cooling water velocity (m/s)	1.19	1.18
	Inlet air mass fraction	0.00122	0.0003395
	Purge rate (kg/s)	0.01097	0.00278
	Mass diffusivity	0.0057	0.011
	Condensation rate (kg/s)	2.0210	0.7894

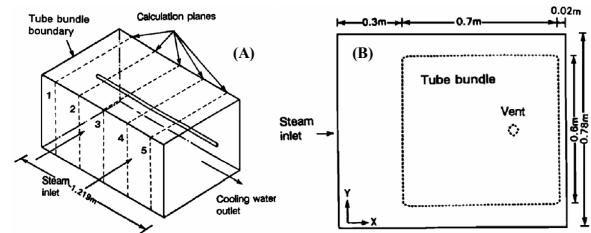


Fig. 1 Configuration of experimental condenser : (A) 3D image, (B) 2D slice image (C. Zang, Atish Bokil⁽⁴⁾)

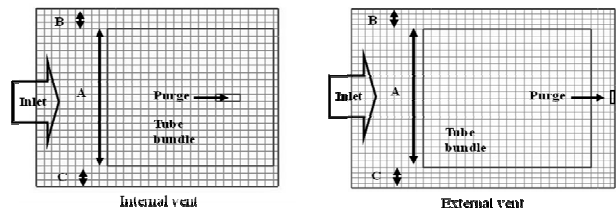


Fig. 2 Analysis parameter and grid generation(2D slice image)

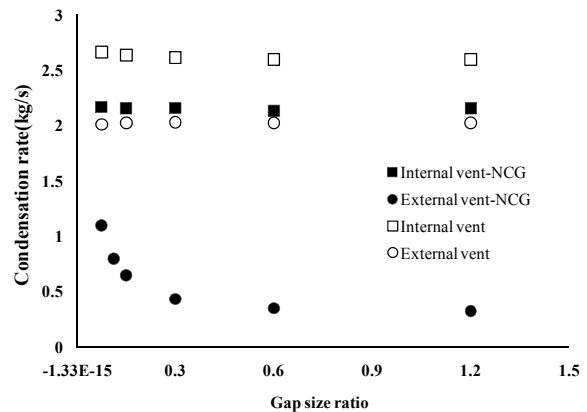


Fig. 3 Total condensation rate (kg/s)

3. 결과 및 토의

본 연구에서는 Table 1의 응축기 형상 및 운전조건을 사용하여, 비 응축 가스의 두 가지 배출 타입에 따라 틸 간격 비율을 0.075에서 1.2까지 변경된 형상에서 수치해석을 하였다.

순수 증기와 비 응축 가스가 포함된 혼합물에서의 응축 열전달을 해석하여, Fig 3과 같은 결과를 얻었다. EV의 비 응축 가스가 포함된 해석에서의 응축량은 다른 3가지와 비교할 때 틸 간격 비율 변화에 대한 매우 다른 결과를 보인다. 이의 영향을 각 계산 조건 별로 냉각수의 흐름 방향과 수직인 단면에서의 응축량, 비 응축 가스의 질량 비율, 혼합물의 속도 벡터 등을 비교하여 분석하였다.

3.1 순수 증기 해석

3.1.1 Internal vent(IV)

IV에서의 틸 간격에 따른 응축량의 결과는 Fig. 4와 같으며, 틸 간격 비율이 변함에 따라 내부 유동 분포가 달라져 응축량의 분포는 달라진다. 틸 간격이 좁은 경우 다관군 전면부에서 유속이 높아 다관군 전면부에서 응축이 많이 발생하며, 틸 간격이 커짐에 따라 다관군 후단부의 유속이 증가하여 다관군 후단부에서 응축이 많이 발생하게 된다. 이로 인해 순수 증기의 IV에서는 틸 간격 비율이 변하여도 전체 응축량의 변화는 미소함을 알 수 있다.

3.1.2 External Vent(EV)

EV에서도 IV와 유사하게 Fig 5와 같이 틸 간격비율에 따라 응축량의 분포는 달라지나 전체 응

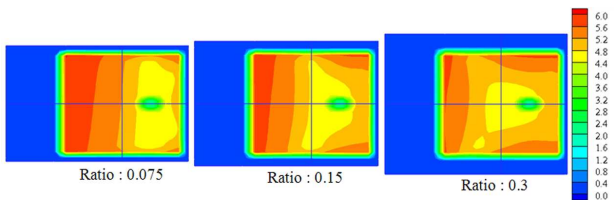


Fig. 4 Condensation rate distribution ($\text{kg}/(\text{sm}^3)$) : IV, pure steam

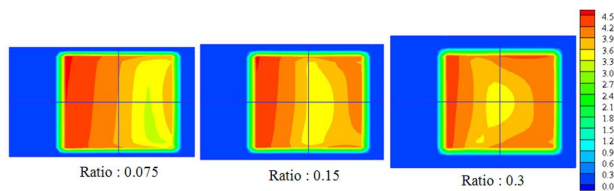


Fig. 5 Condensation rate distribution ($\text{kg}/(\text{sm}^3)$) : EV, pure steam

축량의 변화는 미소하였다.

3.2 혼합물 해석

3.2.1 Internal vent(IV)

IV에서의 틸 간격 비율에 따른 응축량의 결과는 Fig. 6과 같다. Fig. 6에서 틸 간격 비율이 좁은 경우 다관군 앞 쪽에서 응축이 많이 발생하며, 틸 간격 비율이 증가함에 따라 다관군 뒤쪽의 상단과 하단에서 응축량이 증가해 전체 응축량의 변화는 미소하였다.

비 응축 가스의 질량 비율은 Fig. 7과 같이 틸 간격이 증가함에 따라 다관군 전단으로 이동하며, 후단의 상단과 하단에서 감소하게 된다.

이는 Fig. 8과 같이 틸 간격 비율이 증가하면 다관군 전면부의 유속이 낮아져 비 응축 가스를 쓸어가는 힘이 약해지고, 틸으로의 유동이 출구로 빠져나가기 위해 다관군 후단의 상단과 하단으로 들어와 이곳에 축적된 비 응축 가스를 출구로 쓸어 가기 때문이다.

결과적으로 IV에서는 틸 간격 비율의 변화가 비 응축 가스의 분포에 영향을 미치나, 전체 비 응축 가스의 질량은 변화지 않는다. 이로 인해 응축량의 분포는 달라지나 전체 응축량은 거의 변화지 않음을 알 수 있었다.

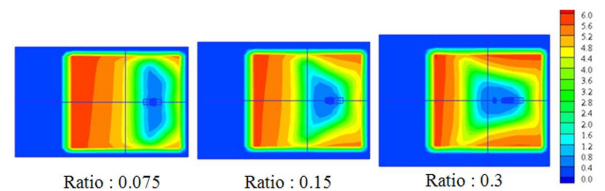


Fig. 6 Condensation rate distribution ($\text{kg}/(\text{sm}^3)$) : IV, Mixture

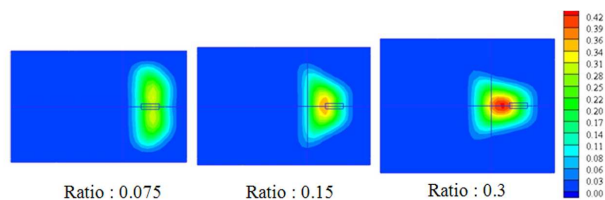


Fig. 7 Air mass fraction distribution: IV, Mixture

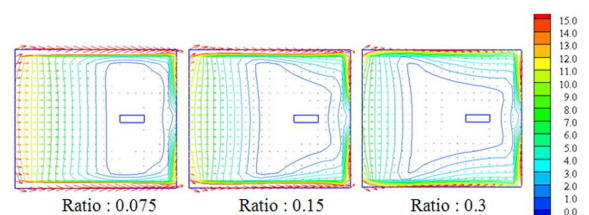


Fig. 8 Velocity vector distribution (m/s) : IV, Mixture

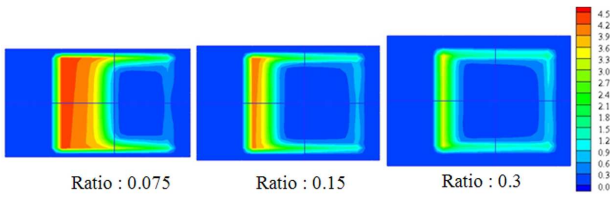


Fig. 9 Condensation rate distribution (kg/(sm³)): EV, Mixture

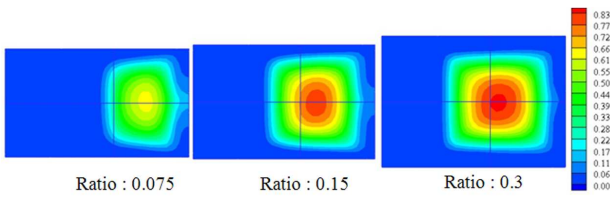


Fig. 10 Air mass fraction distribution: EV, Mixture

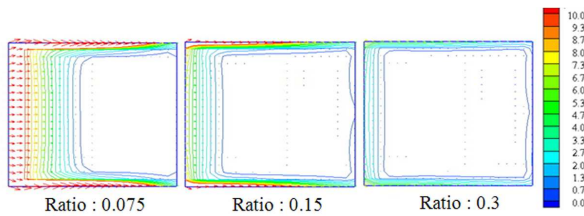


Fig. 11 Velocity vector distribution (m/s): EV, Mixture

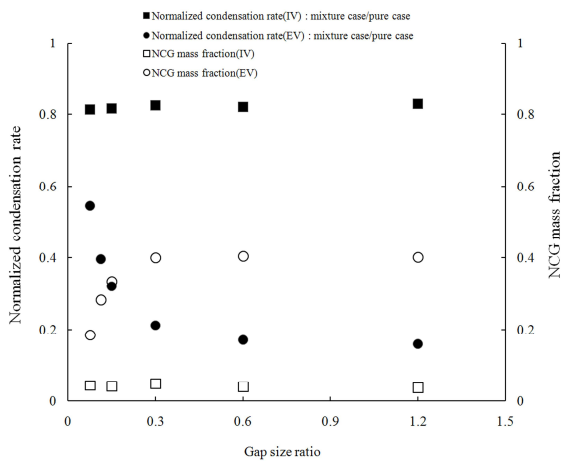


Fig. 12 Air mass fraction or Normalized condensation rate (kg/s)

3.2.2 External Vent

EV 에서의 틸 간격 비율이 증가함에 따라 응축량은 Fig. 9 와 같이 급격히 감소하는 결과를 보인다. 틸 간격이 작은 경우 다관군 전면에서의 유속이 높아 관군 앞쪽에서 응축이 많이 발생하며, 틸 간격 비율이 큰 경우 응축량이 전체적으로 균일해진다.

Fig. 10 에서 비 응축 가스의 질량 비율이 높은

영역이 틸 간격 비율이 증가함에 따라 다관군 앞쪽으로 이동한다. 그러나 IV 에서 보인 것과 같이 후단의 상단과 하단에서 비 응축 가스의 질량 비율의 변화는 없다. 이는 Fig. 11 과 같이 틸 간격 비율이 증가하면 다관군 전면 부로의 유속이 낮아져 비 응축가스를 쓸어가는 힘이 약해지고, 틸로의 유동이 다관군으로 들어오지 않고 출구로 바로 빠져나갈 수 있다. 따라서 다관군 후단의 상단과 하단에서 유속의 영향을 받지 않게 된다.

결과적으로 EV 에서는 Fig. 12 과 같이 틸 간격 비율의 변화에 대하여 비 응축 가스의 분포 및 전체 질량이 민감하게 변한다. 이로 인해 응축량의 분포가 매우 달라지며, 전체 응축량은 틸 간격 비율이 증가함에 따라 급격히 감소하게 됨을 알 수 있었다.

4. 결론

McAllister 응축기의 비 응축 가스 배출 타입에 따른 틸 간격 비율의 영향에 대한 수치해석을 수행하였다. 본 연구로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 순수 증기의 해석 결과에서 틸 간격 비율의 변화에 따른 유동의 변화로 인해 부분적인 응축량의 차이는 존재하나 응축기 전체로 보면 응축량은 일정함을 알 수 있었다. 이를 통해 순수 증기의 응축 열전달 해석에서는 틸 간격 비율의 영향은 미소한 것을 확인하였다.

(2) 비 응축 가스가 포함된 응축 열전달 해석에서 비 응축 가스의 배출 타입에 따른 틸 간격 비율의 영향이 매우 다른 형태를 보임을 확인하였다. IV 의 경우 틸 간격 비율에 의해 전체 응축량의 변화는 미소하다. 그러나 EV 의 경우 틸 간격 비율이 증가함에 따라 다관군 내의 평균 유속이 낮아져 비 응축 가스의 질량 비율이 증가하고, 응축량은 급속히 감소함을 확인하였다.

후 기

이 논문은 한국연구재단을 통해 교육과학기술부의 세계수준의 연구중심대학육성사업(WCU)으로부터 지원받아 수행되었습니다. (R31 - 30005)

참고문헌

- (1) Karlsson, T. and Vamling, L., 2005, "Flow Fields in Shell-and-Tube Condensers," *International Journal of*

- Refrigeration*, Vol. 28, pp. 706~713.
- (2) Zang, C., Sousa, A. C. M. and Venart, J. E. S., 1991, "Numerical Simulation of Different Types of Steam Surface Condensers," *Journal of Energy resources Technology*, Vol. 113, pp. 63~70.
- (3) Zang, C., Sousa, A. C. M. and Venart, J. E. S., 1993, "The Numerical and Experimental Study of a Power Plant Condenser," *Journal of heat transfer*, Vol. 115, pp. 435~445.
- (4) Zang, C. and Bokil, A., 1997, "A Quasi-Three-Dimensional Approach to Simulate the Two-Phase Fluid Flow and Heat Transfer in Condensers" *International Journal of heat and mass transfer*, Vol. 40, No. 15, pp. 3537~3546
- (5) Ormiston, S. J., Raithby, G. D. and Carlucci, L. N., 1995, "Numerical Modeling of Power Station Steam Condensers Part 1: Convergence Behavior of a Finite-Volume Model," *Numerical Heat Transfer, Part B*, Vol. 27, pp. 81~102.
- (6) Butterworth, D., 1979 April, "The Correlation of Crossflow Pressure Drop Data by Means of the Permeability Concept," *AERE-R-9435*.
- (7) Rhodes, D.B. and Carlucci, L.N., 1983, Predicted and Measured Velocity Distributions in a Model Heat Exchanger, *Int. Conference on Numerical Methods in Nuclear Engineering*, Chalk River, Ontario, pp. 935~948.
- (8) Carlucci, L.N., 1986, "Computation of Flow and Heat Transfer in Power Plant Condensers," *Proceedings of the 8th International heat transfer conference*, San Francisco, CA, USA.
- (9) Bell, B., 2001, "Modeling Shell-and-Tube Condensers with Fluent Using the Porous Medium Approach," *Fluent. Inc.*
- (10) Gnielinski, V., 1976, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow," *International Chemical Engineering*, Vol. 16, pp. 359~368.
- (11) Fujii, T., Uehara, H., Hirata, K. and Oda, K., 1972, "Heat Transfer and Flow Resistance in Condensation of Low Pressure Steam Flowing Through Tube Banks," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 247~260.
- (12) Berman, L.D., 1969, "Determining the Mass Transfer Coefficient in Calculations on Condensation of Steam Containing Air," *Thermal Engineering*, Vol. 16, No. 10, pp.95~99.