

## MED 담수기내 수평관 강하막식 증발기의 3D 수치해석적 연구

김수재\* · 제준호\*\* · 김무환\*\*†

\* 포항공과대학교 기계공학부, \*\* 포항공과대학교 첨단원자력공학부

### 3D Numerical Study of Horizontal Falling Film Evaporator in Multi Effect Distillation (MED) Plant

Soo Jae Kim\*, Junho Je\*\* and Moo Hwan Kim\*\*†

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

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

(Received December 31, 2012 ; Revised January 16, 2013 ; Accepted January 17, 2013)

**Key Words:** Falling Film Evaporator(강하막식 증발기), MED(다중 효용법), Volume Average(부피평균)

**초록:** 본 연구에서는 다중효용 증발식 담수기에 쓰이는 강하막식 증발기의 수치해석을 수행하였다. 증발기에 사용되는 다관군을 다공성 매질로 묘사하고 공간평균 개념을 적용하였다. 증발기 내부의 유동계산 및 열 전달로 인한 상변화를 계산하기 위해서 FLUENT 와 UDF 가 사용되었다. 작동조건에 대한 증발기의 성능변화를 살펴보기 위해 수평관 내 증기 질량 유속을 0.5~2.5kg/m<sup>2</sup>s, 관내입구 측 비 응축성 기체의 질량분율을 0~1%, 그리고 수평관 외 뿌러지는 강하막의 액막 레이놀즈 수를 100~1000 으로 바꾸어가며 해석을 수행하였다. 관내 증기유속 및 관외 강하막 레이놀즈 수가 증가할수록 증발량은 증가하였으며, 관내 비 응축성 기체의 질량분율이 1%증가함에 따라 증발량이 0.87%줄어들었다.

**Abstract:** In the present work, a numerical study of a horizontal falling film evaporator in a multi-effect distillation (MED) plant is performed. Tube bundles in the evaporator are described as porous media, and a volume-averaged method is applied. To calculate the fluid flow and phase change in the evaporator due to heat transfer in the system, FLUENT and user-defined functions (UDF) are used. To observe the performance of the evaporator under different operational conditions, tests are conducted for a steam mass flux ranging from 0.5 to 2.5 kg/m<sup>2</sup>s in the horizontal tube, for mass fraction of the noncondensable gas in the tube inlet ranging from 0% to 1%, and for film Reynolds numbers ranging from 100 to 1,000 for the falling film. The evaporation rate increases with the steam mass flux and Reynolds number. In contrast, the evaporation rate decreases by 0.87% with a 1% increase in the mass fraction of the noncondensable gas in the tube.

- 기호설명 -

Ar(d<sub>0</sub><sup>3</sup>gρ<sup>3</sup>/μ<sup>3</sup>): 아르키메데스 수

A<sub>v</sub> : 계산 셀(cell)의 열 전달 면적/부피(1/m)

d<sub>i</sub> : 관 내경(m)

d<sub>o</sub> : 관 외경(m)

F : 다관군에 의한 압력강하 항

f : fanning 의 마찰계수

h : 열전달 계수(w/Km<sup>2</sup>)

h<sub>fg</sub> : 잠열(kJ/kg)

Ja : Jakob 수

k : 열전도도(W/Km)

K<sub>R</sub> : 다관군에 의한 압력강하 계수

L\*(μ<sup>2</sup>/g/ρ<sup>2</sup>): 액막 특성길이

$\dot{m}$  : 질량 추가 항(kg/m<sup>3</sup>s)

$\dot{m}_e$  : 단위 부피당 증발량(kg/m<sup>3</sup>s)

m<sub>e</sub> : 증발기 총 증발 유량(kg/s)

m<sub>in</sub> : 증발기 관내 입구 증기 총 유량(kg/s)

MF : 계산 셀의 평균 강하막 유량(kg/s)

Nu : 누셀트 수

P : 압력(pa)

Pr : 프란틀 수

q : 열 유속(W/m<sup>2</sup>)

R : 열저항(m<sup>2</sup>K/W)

† Corresponding Author, mhkim@postech.ac.kr

© 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers

Re	: 레이놀즈 수
$Re_{film} (4\Gamma/\mu)$	: 액막 레이놀즈 수
S	: 튜브 피치(m)
T	: 절대온도(K)
u	: 속도(m/s)
u	: 속도의 크기(m/s)
X	: 기체 질량 분율

## 그리스문자

$\beta$	: 공극률(Porosity)
$\mu$	: 점성계수(Pa-s)
$\rho$	: 밀도( $kg/m^3$ )
$\delta$	: 크로네커 델타

## 상첨자

in	: 계산 셀 입구
out	: 계산 셀 출구

## 하첨자

e	: 증발량
f	: 파울링
film	: 강하막
in	: 관 입구에 유입되는 증기 량
l	: 액상
l_in	: 관내 응축
l_out	: 관외 증발
nc	: 비 응축성 기체
ov	: 전체
sat	: 관내 증기포화상태
s	: 관외 증기포화상태
v	: 기상
w	: 관벽
i,j,k	: x,y,z 방향 색인

## 1. 서론

우리나라뿐만 아니라, 전 세계적으로 예상되는 물 부족현상에 대비하여 1980년대부터 해수 담수화 시장은 꾸준히 성장해오고 있다. 수평관 강하막식 증발기는 높은 효율과 관내, 관외 유체의 작은 온도 차에서도 우수한 성능을 나타내기 때문에 열을 이용하여 담수를 얻는 담수기기에 사용하기 적합하다. 보다 효율적인 수평관 강하막식 증발기 설계를 위해서 다양한 설계인자에 대한 증발성능 변화를 살펴보는 것이 필요하며 실험보다는 상대적으로 적은 돈과 시간이 요구되는 수치해석을 통해 살펴보는 것이 유리하다. 현재까지 수평관 강

하막식 증발기의 수치적 연구는 전체관군<sup>(1,2)</sup> 또는 관군을 관 길이방향 또는 중력방향<sup>(3)</sup>으로 임의로 나누어 증발기 내부를 단순화하고, 관 외부 증기의 유동이 고려되지 않은 단순화된 계산 도메인에서의 질량 및 에너지 보존식을 이용한 1D 또는 2D 개념의 해석만이 존재한다. MED 형 담수기에 사용되는 대형 증발기의 경우 평균 수천 개의 관이 삽입되며, 관의 배열형태 및 관 외부에서 생성된 증기의 흐름을 유도하기 위해 삽입되는 유도판(guide plate)과 많은 관 다발을 지탱하기 위해 사용되는 지지판(support plate)등이 증발기 외부유동의 유동 형상을 복잡하게 만들기 때문에 관 외부 유동의 압력분포가 길이 방향으로 달라지게 된다. 관다발 지역의 압력분포는 관 외부에 뿌려지는 해수의 포화온도에 영향을 주게 되어 결국 증발기의 열 전달량 분포 및 증발 성능에 영향을 미치게 된다. 앞선 수치해석 연구는 관 외부 증기의 유동을 계산하지 않아 관 외부 유동이 증발기 성능에 미치는 영향을 살펴볼 수 없다. 이에 따라 본 연구에서는 관 길이방향으로의 열 전달량 차이 및 압력강하 분포 특성을 반영할 수 있는 해석모델을 개발하였다. 개발된 해석모델을 실험자료를 이용하여 검증하였고, 다양한 작동조건에 대한 증발기의 성능변화를 살펴보았다.

## 2. 수치해석방법

실제 담수기에 사용되는 강하막식 증발기 내부에는 수많은 관군이 존재하며 개별 관에서 일어나는 열 및 물질전달을 수치계산을 통해서 해석하기에는 많은 시간과 컴퓨터 자원이 소모되게 된다. 본 연구에서는 이와 같은 문제를 해결하기 위하여, Fig. 1 처럼 일정한 배열을 이루고 있는 다관군을 공극률을 가지는 다공성 매질로 단순화 시키고, 다공성 매질로 단순화된 부피의 평균된 열 전달량 및 압력강하를 계산하였다. 이러한 시도<sup>(4-7)</sup>는 증발기와 마찬가지로 다관군으로 이루어진 응축기의 열 및 물질전달을 해석하는 데에 사용된 바 있으며, 수치해석 검증을 목적으로 만들어진 McAllister 응축기 실험을 통해서 그 적용의 타당성이 검증된 바 있다. 특히 Bell<sup>(6)</sup>은 FLUENT를 사용하여 응축기 내부로 유입되는 증기의 거동을 해석하였으며, 다공성 매질로 묘사된 응축기 내부 다관군 지역에서의 증기의 응축에 의한 질량감소량과 다관군 형상에 의한 압력강하를 추가로 고려하기 위해서 사용자 지정함수를 사용하였다. 다관군 내부의 응축량 계산을 위해서 Zhang 등<sup>(4)</sup> 과

Ormiston 등<sup>(5)</sup>의 연구에 적용된 열전달상관식을 사용하였고, 다관군에 의한 압력강하를 계산하기 위해 Butterworth<sup>(8)</sup>의 상관식을 사용하였다. 본 연구에서는 Bell의 연구와 마찬가지로, 다공성 매질로 묘사된 증발기내 다관군 지역에서 생성되는 증기의 거동 및 열전달 현상을 묘사하기 위하여 FULNET와 사용자 정의함수를 이용하여 3차원 유동계산을 하였다. 유동계산 시에 관 다발 지역으로 유입되는 증기가 관 외벽에서 응축이 되는 응축기와 달리, 관다발지역의 최 상단에서 뿌려지는 해수가 관 외벽에서 열을 받아 증발되는 증발기에서는 관다발 지역에서 증발에 의한 유동의 질량 및 운동량 추가 항을 고려해야 하며, 응축기와 마찬가지로 관군형상에 의한 추가 압력강하를 고려해야 한다. 또한 관 내부에 흐르는 증기를 충분히 응축시키기 위해 일반적으로 증발기를 2 pass 이상으로 설계하며<sup>(9)</sup> 첫 번째 pass에서 응축되지 못한 나머지 증기를 두 번째 또는 그 다음 pass로 넘겨 응축을 시키게 됨에 따라 각 pass 별 관 내부 전체 유량이 달라져 이 또한 추가적으로 고려하였다. 관 길이 방향으로의 관 내부 증기의 응축량 및 관 외부 해수의 증발량 분포를 살펴보기 위해서, 다공성 매질로 묘사된 다관군을 관 길이 방향으로 임의의 개수로 나눈 뒤, 본 연구에서 선택된 열 전달 상관식을 이용 관내와 관 외부 온도차이에 의한 열 전달량을 계산하였다.

2.1 계산에 사용된 가정

MED 담수기에 사용되는 증발기는 보통 여러 단으로 구성되어있으며 본 연구에서는 하나의 단에 대한 해석을 수행하였다. 각 단은 보통 수천 개의 수평으로 놓여진 관 다발로 이루어져있다. 관의 최 상단에 설치된 노즐을 통해서 해수가 분사되며, 관의 안쪽으로 전 단에서 생성된 증기가 흐르게 된다. 일반적으로 관 최 상단에 설치된 노즐을 통해 방사형으로 뿌려지게 되는 해수는 관 길이 방향 관 길이에 수직한 방향으로 여러 개로 설치된 노즐을 통해 분사 되기 때문에 관 다발의 최 외각 부분을 제외한 나머지 부분의 최 상단에서 유입되는 해수의 양은 거의 일정할 것이다.

Fig. 2와 같이 관 외부로 흐르는 해수와 관의 안쪽으로 흐르게 되는 증기의 온도차이로 인하여 관 안쪽에서는 응축이 일어나고, 관 외부에서 증발이 일어나게 된다. 관 외부에서 생성된 증기는 데미스터라고 불리는 증기중의 수분을 제거하는 조밀한 그물망을 통과하여 다음 단의 관 안쪽으로 유입되게 된다. 관내 관외에서 일어나는 열 및 물

질전달 현상을 단순화하고 해석을 용이하게 하기 위해서 다음의 가정을 사용하였다. 증발기 계산의 이러한 가정은 기존 연구자들<sup>(1-3)</sup>에 의해 많이 사용된 바 있으며 그 가정의 적절성에 대해서 검증된 바 있다.

- 관 최 상단에 뿌려지는 해수는 관다발 전체에 균등하게 뿌려지며 관 전체를 완전히 적시고 있다.
- 관내로 들어오는 증기는 관 입구에서 포화상태이다.
- 관내, 관외 온도차이에 의해 전달되는 열은 각 상의 상 변화에만 사용된다.
- 관내 이상유동에 의한 압력강하는 고려하지 않는다.
- 관 외부 비 응축 기체에 대한 영향은 고려하지 않는다.

2.2 지배방정식

관 외부 증기유동을 계산하기 위해 증발 및 다관군에 의한 질량 및 운동량 항이 추가로 고려된 3D 질량 보존 방정식 및 운동량 보존 방정식을 fluent를 이용하여 풀게 된다.

2.2.1 질량 보존 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\beta \rho u_i) = \beta \dot{m} \tag{1}$$

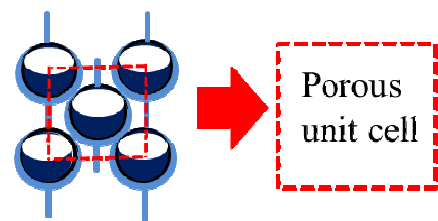


Fig. 1 Concept of porous media approach

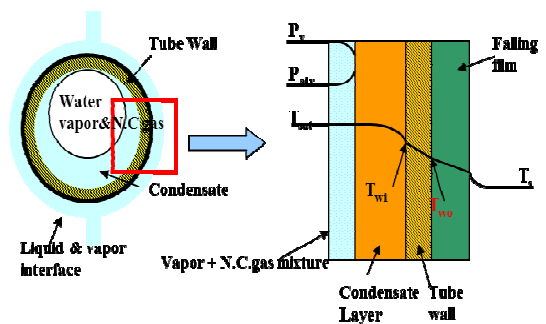


Fig. 2 Schematics of heat transfer phenomena at falling film evaporator

관의 증기의 질량보존 방정식은 식 (1)과 같으며, 계산 도메인상의 증발로 인한 영향을 고려하는 질량생성 항이 추가된다.  $\beta$ 는 계산 도메인의 공극률이며 본 계산에서는 다관군 지역을 제외한 구간에서는 항상 그 값이 1 이 된다.

### 2.2.2 운동량 보존 방정식

운동량 보존 방정식은 식 (2~3)과 같으며 다관군을 다공성 매질로 간주함에 따라서 관군에 의한 압력강하를 보상하기 위한 압력강하 항과, 증기생성으로 인한 운동량 생성 항이 추가된다.

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

$$\tau_{ij} = \mu_v \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \delta_{ij} \mu_v \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (3)$$

### 2.2.3 보조관계식

관군 내에서 일어나는 열 전달에 의해 생성되는 증기에 의한 질량생성 항 및 관군을 다공성 매질로 간주함에 따라 관군에서 발생하는 압력강하는 다음과 같이 계산된다.

#### 2.2.3.1 질량생성 항

Fig. 2 와 같이 관 내부로 흐르는 증기의 온도와 관 외부 강하막의 온도차이로 인해 관 내부에서 관 외부로 열 전달이 이루어진다. 열 유속은 관내 응축, 관 두께에 의한 열 전도, 관외 증발에 의한 열저항으로 구성된 1 차원 열저항 네트워크를 통하여 계산된다. 계산된 열 유속을 각 계산 셀(cell)의 부피당 열 전달 량으로 바꾸어 주기 위해 셀(cell)의 부피대비 열 전달면적 인자를 곱하여 준다. 관 외부에 생성되는 증기와 관 내부에 생성되는 응축 수 량은 전달되는 열을 잠열로 나누어 계산하게 된다. 관내 열저항 계산에 사용되는 관 외벽 온도는 반복계산을 통해 구해졌다. 증력방향으로 흘러내리는 강하막의 유동을 모사하기 위해 각 계산 셀(cell)을 색인 하였으며, 본 해석에서는 파울링(fouling)에 의한 열저항은 고려하지 않았다.

$$R_{ov} = (R_{nc} + R_{l\_in}) \frac{d_o}{d_i} + R_w + R_{l\_out} \quad (4)$$

$$q = \frac{(T_{sat} - T_s)}{R_{ov}} \quad (5)$$

$$\dot{m} = \frac{q}{h_{fg}} \times A_v \quad (6)$$

#### 2.2.3.1.1 관내 열저항

관내 응축열저항, 및 비 응축성 기체에 의한 열저항이 하나의 상관식으로 제시되어 있는 Arai 등<sup>(10)</sup>의 상관식을 사용한다.

$$\frac{1}{R_{l\_in} + R_{nc}} = h_{ps} f(X_{nc})$$

$$f(X_{nc}) = 1 - 1.34 X_{nc}^{0.85}, \text{ for } X_{nc} \leq 0.2$$

$$f(X_{nc}) = 1 - 0.99 X_{nc}^{0.66}, \text{ for } X_{nc} > 0.2 \quad (7)$$

$$h_{ps} = 0.555 \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g h'_{fg} k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_w) d_i} \right]^{1/4} \quad (8)$$

$$h'_{fg} = h_{fg} (1 + 0.68 Ja_l) \quad (9)$$

관내가 충분히 응축이 일어난 상황일 시에, 응축액의 대류에 의한 열저항을 반영하기 위해 식 (10)을 사용한다. 레이놀즈 수가 3000 이 넘는 상황에서는 난류영역에서 사용할 수 있는 Gnielinski<sup>(11)</sup>의 상관식을 사용한다.

$$\frac{1}{R_{l\_in}} = \frac{1}{3.66} \frac{k_l}{d_i} \quad (\text{Re}_l < 3000)$$

$$= \frac{(f/8)(\text{Re}_{d_i} - 10^3) \text{Pr}_l}{1 + 12.7(f/2)^{0.5} (\text{Pr}_l^{2/3} - 1)} \frac{k_l}{d_i} \quad (\text{Re}_l \geq 3000) \quad (10)$$

#### 2.2.3.1.2 Tube 의 열저항

Tube 의 열저항은 1 차원 열전도 방정식을 사용한다.

$$R_w = \frac{(d_o/2) \ln(d_o/d_i)}{k_w} \quad (11)$$

#### 2.2.3.1.3 관외 증발 열저항

관의 증발에 의한 열저항은 강하막의 유동형상을 고려한 Hu 등<sup>(12)</sup>의 상관식을 사용한다. 수평관 외 강하막의 유동형상은 Fig. 3 처럼 3 가지로 나눌 수 있고 각 유동형상에 따라 식 (13), Table 1 처럼 관외 증발에 대한 열전달 계수값이 차이가 난다.

$$\frac{1}{R_{l\_out}} = \frac{Nu k_l}{L^*} \quad (12)$$

$$Nu = A (\text{Re}_{\text{film}})^B \text{Pr}_l^C \text{Ar}^{-D} (1 + s/d_o)^E \quad (13)$$

Table 1 Coefficient for different flow mode.

Mode	A	B	C	D	E
Droplet	0.113	0.85	1	0.27	0.04
Jet	1.378	0.42	1	0.23	0.08
Sheet	2.194	0.28	0.28	0.20	0.07

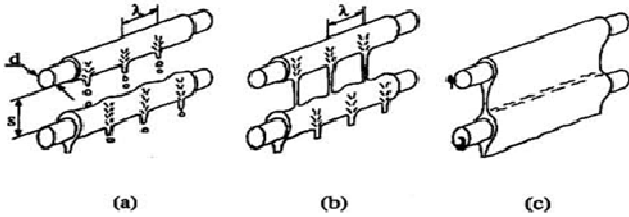


Fig. 3 The idealized inter-tube falling-film modes<sup>(12)</sup>  
(a)droplet mode, (b)jet mode, (c)sheet mode

2.2.3.2 운동량 추가 항

관군에 의해 발생하는 압력강하는 관군과 유동 방향에 따라서 그 형태가 다르기 때문에 구분되어 적용하여야 하며, 유동방향으로 구분된 압력강하 계수를 운동량 보존 방정식에 추가하였다. 관 길이방향과 수직하게 유입되는 직교류의 경우 Butterworth<sup>(8)</sup>의 상관식을 사용하였고, 관 길이방향과 같은 방향으로 유입되는 평행류의 경우 Rhodes 등<sup>(13)</sup>의 상관식을 사용하여 식 (14)-(16)과 같은 압력강하 항( $F_i$ )을 구하였다.

$$F_x = \frac{K_R^x \rho |u| u_x}{d_o} \tag{14}$$

$$F_y = \frac{K_R^y \rho |u| u_y}{d_o} \tag{15}$$

$$F_z = \frac{K_R^z \rho |u| u_z}{d_h} \tag{16}$$

각 식의 압력강하 계수  $K_R^x, K_R^y, K_R^z$  를 계산하는 방법에 대한 기술은 본 연구에서 사용한 방법과 동일한 방법을 사용한 Bell의 연구<sup>(6)</sup>에 자세히 서술되어 있다.

2.3 기타

관다발 최 상단에 뿌려지는 해수는 중력에 의해서 관의 최하부까지 관 외부를 적시며 강하하게 된다. 또한 증발로 인해서 강하하면서 중력방향으로 관 외부를 적시는 강하막의 유동량이 달라지게 된다. 본 연구에서는 응축기 내 관외에 응축되는 응축액의 중력방향으로의 흐름을 묘사하기 위해 Fig. 4(a)처럼, x, y, z 방향으로 일정하게 나누어진 계산 셀을 Bell의

방법<sup>(6)</sup>으로 색인한뒤 Fig. 4(b)와 같은 방법으로 중력 방향으로 달라지는 강하액의 유동량을 계산하였다. 중력방향으로 떨어지는 강하막은 주변 관과 서로 상호작용하지 않으며 중력방향으로 k 번째 위치한 계산 셀(i,j,k)의 부피평균 관외 강하막 유량은 바로 위에 위치한 k-1 번째 계산 셀(i,j,k-1)의 부피평균 강하막 유량에서 k 번째 계산셀의 부피평균 증발량을 빼 주었다.관 내부에 흐르는 증기는 유동 진행방향으로 갈수록 관 외부와의 열전달에 의해서 관 안에서 응축이 되어, 관 안쪽의 증기의 질량분율이 달라지게 되며 이는 관 안쪽 응축열전달계수에 영향을 미치게 된다. 관 안쪽 증기의 유동방향으로 달라지는 증기의 질량분율 및 이에 대한 응축열전달 계수변화를 반영하기 위하여, Fig. 4(b)처럼 관 안쪽 증기의 유동방향으로 임의로 나누어진 각 계산셀의 출구 증기 질량분율을 다음 계산 셀의 입구 증기 분율로 처리 하였으며, 각 계산 셀의 평균 응축열전달 계수계산에 반영되는 증기의 질량분율은 입구와 출구의 증기 질량분율의 산술평균값을 취하였다. 첫 번째 pass 에서 응축되지 못한 증기들은 다음 pass 로 유입되며 이에 따라 두 번째 pass 내로 유입되는 총 질량유속은 첫 번째 pass 내로 유입되는 총 질량 유속보다 적게 된다. 관 내부에서 응축이 다되었을 경우, 증기의 질량분율은 더 이상 변화가 없게 되며 관내, 관외 열전달에 의해 관 안쪽의 응축수의 온도에 변화가 생기게 된다. 이는 역시 관 안쪽 응축수의 대류에 의한 열전달 계수에 영향을 미치게 되므로 이에 대한 영향을 반영해 주기 위해, 증기의 질량분율과 마찬가지로 현 계산 셀의 응축수의 출구온도를 다음 계산 셀의 입구 온도로 처리하였으며, 응축수의 대류 열전달 계수 계산에 반영되는 온도는 입구와 출구의 대수평균을 취하여 주었다.

2.4 경계조건 및 해석변수

2.4.1 경계조건

증발기 내부의 유동을 계산하기 위해서 해석형상의 출구부분에 압력조건을, 출구를 제외한 모든 벽면에 접촉조건을 사용하였다. 관군에서 일어나는 응축 및 증발량 계산을 위하여, 관 입구 증기 질량유속, 질량분율, 포화온도 및 관내 비 응축성 기체 질량분율을 관 내부 초기 조건으로 주었으며, 관군의 최 상단에 뿌려지는 해수의 단위길이당 유량을 관 외부 초기 조건으로 주었다. 해석 격자에 대한 의존성을 확인하였으며, 전체 해석형상에 대해서 총 52920 개의 정렬격자를 사용하였다. 관내 증기 유동 방향으로의 증기질량분율 및 포화온도

변화를 계산하기 위하여 관 길이 방향 (Y 방향)으로 총 14 개의 분절로 나누었으며 분절 개수에 대한 의존성을 확인하였다.

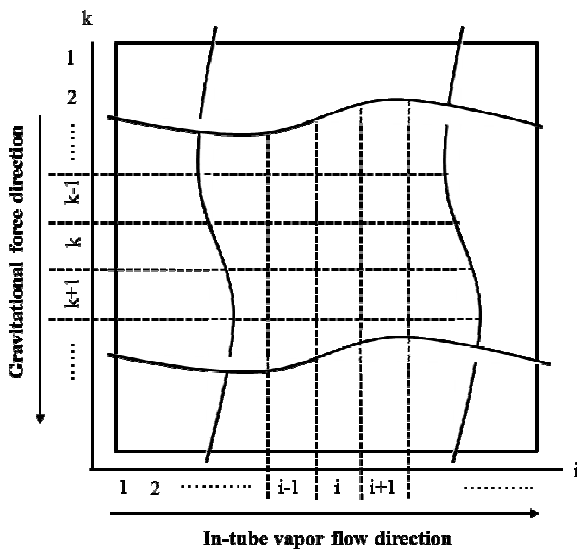
2.4.2 해석변수

본 연구의 해석모델 타당성 검증 및 작동조건에 대한 영향을 살펴보기 위해 사용한 수치해석 형상은 Fig. 5, 6 과 같고, Table2 와 같은 관군형상에서 해석을 수행하였다. 관내 증기 입구온도 및 관외 작동 압력은 일반적인<sup>(14)</sup> 다중효용법 증발식 담수기에서 사용되는 범위근처를 사용하였으며, 관내 입구 증기 질량유속, 관내 비 응축성 기체 및 관외 액막 레이놀즈 수의 영향을 살펴보기 위하여 각각 0.5-2.5kg/m<sup>2</sup>s, 0-1%, 100-1000 로 바꾸어 가며 해석을 수행하였다. Y 방향으로 증발기의 처음과 끝에 각각 관군을 지지하기 위한 지지판이 위치해 있으며, 관외생성 증기의 흐름을 유도하기 위해 유도판이 일정한 간격으로 삽입되어 있다.

3. 결과 및 토의

3.1 수치해석 모델 타당성 검토

해석결과의 타당성을 검토하기 위하여, Table3 과



(a) Cell indexing

k-1	Cell(i, j, k-1)
k	Cell(i, j, k)
k+1	Cell(i, j, k+1)

X <sub>i</sub> <sup>in</sup>	X <sub>i</sub> <sup>out</sup>	
i-1	i	i+1

$$X_i = \frac{X_i^{in} + X_i^{out}}{2}$$

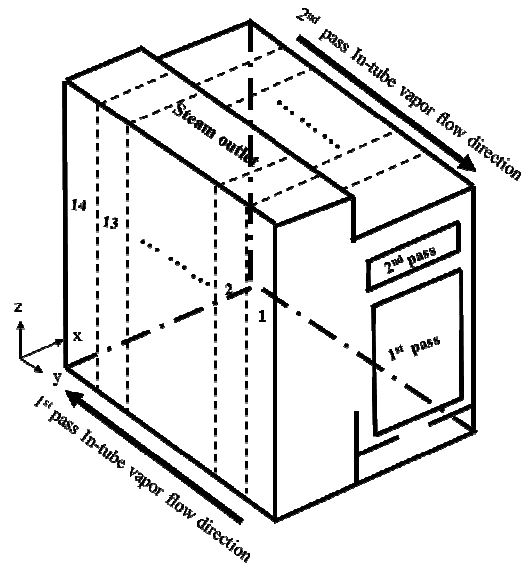
$$X_{i-1}^{out} = X_i^{in}, X_i^{out} = X_{i+1}^{in}$$

$$MF_k = MF_{k-1} - m_e e_k$$

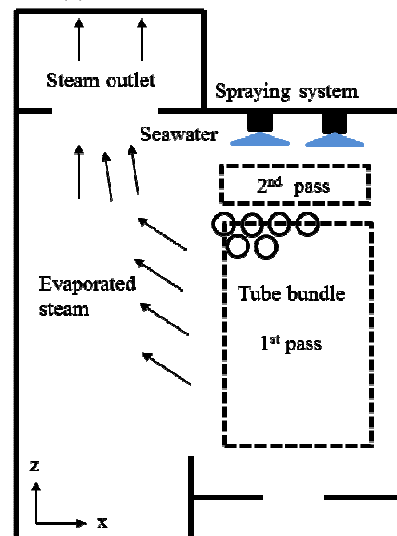
(b) Falling film flow rate and in tube quality

Fig. 4 Schematics of propagation algorithm

같은 조건에서 수행하였고, 실험값과 해석에 의한 결과값을 Fig. 6 과 같이 비교하여 보았다. 본 실험값은 담수기 설계기술 개발과 관련한 과제의 일환으로 두산중공업에서 수행되었으며, 그림과 같이, 실험값과 해석결과값의 최대 상대오차 값이 8%미만으로 나타남을 확인할 수 있다. Fig. 7, 8, 9 은 관내 입구 증기질량유속이 1.5kg/m<sup>2</sup>s, 관내 입구 비 응축성 기체의 질량 분 율이 0.1%, 강하막의 레이놀즈 수가 500 일 때, 단위부피당 증발량 및 관내 증기 질량분율을 보여준다. Fig. 7 은 관군내의 증기 유속방향으로의 전압력 및 생성증기의 속도장을 보여준다. 관군에서 생성된 생성 증기는 그림과 같이 관 길이 방향으로 및 중력방향으로 나가게 된다. 전압력 분포를 보았을 때, 관군 내부로



(a) 3D view of test domain



(b) Front view

Fig. 5 Test domain for numerical simulation

**Table 2** Tube configuration for validation and parameter study

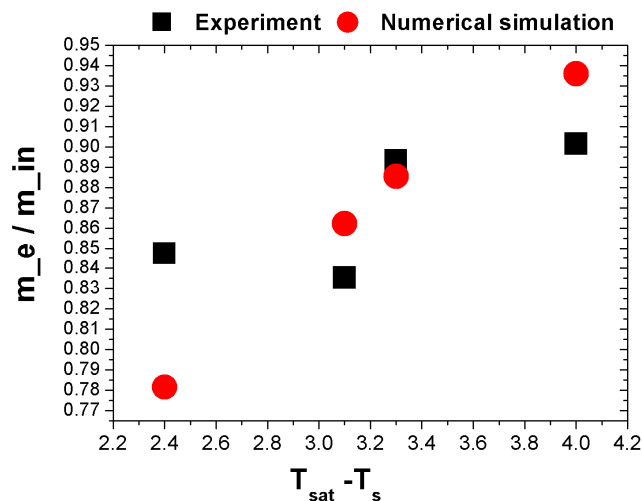
Tube configuration	Tube Outer diameter (mm)	28.6
	Tube inner diameter (mm)	27.2
	Tube pitch (mm)	37.18
	Porosity	0.464
	Number of pass	2
	Configuration	Triangular

**Table 3** Operating conditions for validation of numerical simulation

Conditions	Case1	Case2	Case3	Case4
$T_{sat} - T_s(K)$	4.0	3.3	3.1	2.4
$Re_{film}$	2908	2593	3542	3134
$Re_{in}$	82	59	49	69
$m_e/m_{in}$ (Experiment)	0.901	0.893	0.835	0.847
$m_e/m_{in}$ (Numerical)	0.936	0.886	0.862	0.781
Relative error (%)	3.83	0.86	3.23	7.76

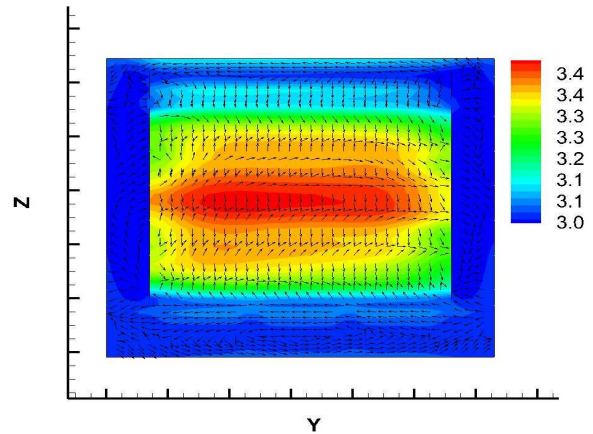
**Table 4** Operating conditions for parameter study

Saturation temperature of vapor in tubes (°C)	88.6
Operating pressure (bar)	0.58
Inlet air mass fraction (%)	0~1
Inlet vapor mass flux (kg/m <sup>2</sup> s)	0.5~2.5
Falling liquid film Reynolds number	100~1000



**Fig. 6** Comparison of  $m_e/m_{in}$  between experiment and numerical simulation

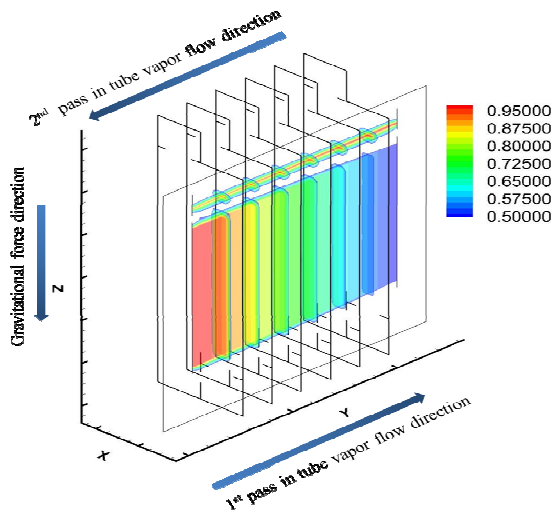
갈수록 압력이 높아지는 것을 확인할 수 있으며 관군이 많아지고 삽입되는 유도관 및 지지관이 많은 파일렛 플랜트 규모의 증발기 내부에서는 관군



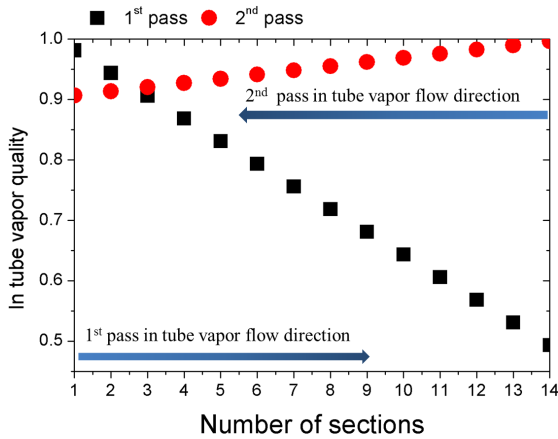
**Fig. 7** Total pressure (Pa) contour and velocity vector field at tube bundle zone(Inlet vapor massflux: 1.5kg/m<sup>2</sup>s,N.C gas mass fraction 0.1%, Film Reynolds number:500)

내부와 가장자리의 압력 차이가 더 크게 나타날 것으로 예상된다. 압력이 높게 되면, 관외에 뿌려지는 해수가 증발하기 위해 필요한 온도가 높아져, 증발을 억제시키는 효과가 나타나게 됨에 따라 관외에 비 응축성 기체가 존재하는 경우 이 같은 현상이 심해지고, 결국 증발기 전체 성능을 떨어뜨릴 것이다. Fig. 8 를 보면, 각 pass 에서 관내 증기 진행방향으로 단위 부피당 증발량이 줄어드는 것을 알 수 있는데, 이는 상변화에 의해서 관내 증기 질량분율의 분포가 Fig. 9 과 같이 되며, 관 벽을 적시는 응축액막의 전도에 의한 영향을 많이 받는 관내 응축에 의한 열저항이 응축수의 양이 증가하게 되면 응축액막의 두께가 두꺼워져 관내 증기 유동방향으로 갈수록 증가하기 때문인 것으로 생각된다. 또한 Fig. 8 을 보면 단위부피당 증발량이 두 번째 pass 가 첫 번째 pass 보다 큰 것을 알 수 있는데, 이는 첫 번째 pass 에서 응축이 되지 못하고 남은 순수증기가 두 번째 pass 입구에 유입되어 흐르게 됨으로써, 첫 번째 pass 와 관내 열저항에는 거의 차이가 없으나, 중력방향으로 갈수록 관외 증발열전달에 많은 영향을 미치는 강하막의 유량이 감소하여, 관외 열저항이 중력 방향으로 갈수록 증가하기 때문인 것으로 판단된다. Hu 등<sup>(12)</sup>의 연구에 의하면 강하막의 유량에 따라서 관과 관 사이를 흐르는 강하막의 유동형상이 Sheet, Jet, droplet 형태로 달라지게 되며, 강하막의 액막 레이놀즈 수를 기준으로 볼 때, 본 연구의 해석 범위에서는 관군 전체에 대해 Jet 형태의 강하막 유동형상이 관찰될 것으로 예상된다. 각 단위부피당 증발량을 살펴 볼 때, 중력방향으로 유동형상이 크게 변화지는 않을 것이나, 다만 중력





(a) 3D contour of In tube vapor quality



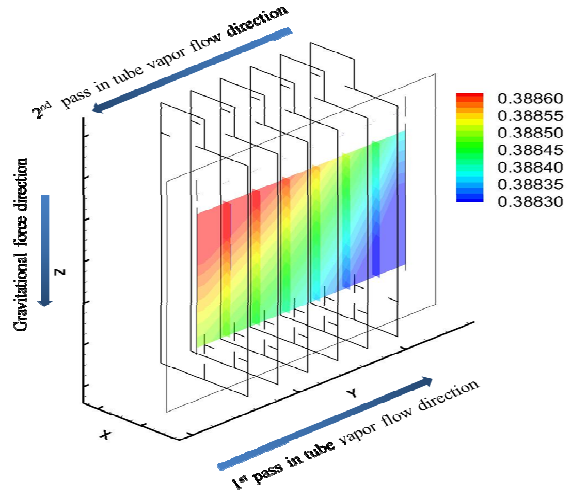
(b) In tube vapor quality along the number of sections in Y direction

**Fig. 8** In tube vapor mass quality (Inlet vapor mass flux: 1.5kg/m<sup>2</sup>s, N.C gas mass fraction 0.1%, Film Reynolds number: 500)

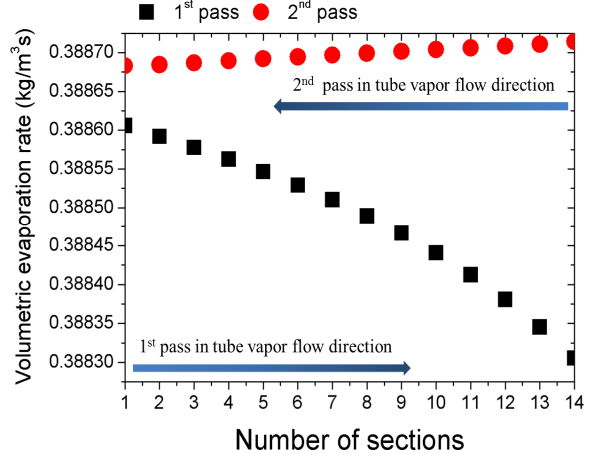
중력방향으로 가면서 증발의 영향으로 같은 유동 형상에서 유량이 감소하면서 증발에 의한 열전달 계수가 감소할 것이다. 개발된 해석 모델을 사용하여 관 입구에서의 관내 증기질량유속 및 관내 비 응축성 기체분율, 그리고 관외 강하막의 유량이 증발기 성능에 미치는 영향을 살펴보기 위해 Table 4 와 같은 다양한 작동조건에서 해석을 수행하였다.

3.2 관내입구 증기 질량유속

관 입구에 주입되는 증기의 질량유속을 0.5kg/m<sup>2</sup>s 에서 2.5kg/m<sup>2</sup>s 로 변화 시키면서 해석을 수행하였다. 이때, 관외로 떨어지는 강하막의 액막 레이놀즈 수는 500, 관내 비 응축성 기체의 입구에서의 질량 분율은 0.1%이다. Fig. 10 에서 볼 수 있듯이 관 입구에



(a) Contour for volumetric evaporation rate



(b) Volumetric evaporation rate along the number of sections in Y direction

**Fig. 9** Volumetric evaporation rate (kg/m<sup>3</sup>s) (Inlet vapor mass flux: 1.5kg/m<sup>2</sup>s, N.C gas mass fraction 0.1%, Film Reynolds number: 500)

서 주입되는 증기의 질량 유속을 계속 늘리게 되면 현 해석 범위 내에서는 관 입구에서 주입되는 증기의 유량 대비 증발량이 거의 일정하다가 떨어짐을 알 수 있다. 이는 관내 증기의 유량이 증가함에 따라 관내 응축열저항이 줄어들어 처음에는 증발성능이 좋아지지만, 일정이상으로 그 열저항이 떨어져 버리면, 관외 증발 열저항이나 관외 전도 열저항에 비해 전체 열저항에 미치는 영향이 줄어들기 때문에 결국 증발량 자체에는 크게 변화가 생기지 않기 때문이다.

3.3 관외 액막 레이놀즈 수

관의 최 상단에 떨어지는 액막의 액막 레이놀즈 수를 100 에서 1000 으로 변화 시키면서 해석을 수



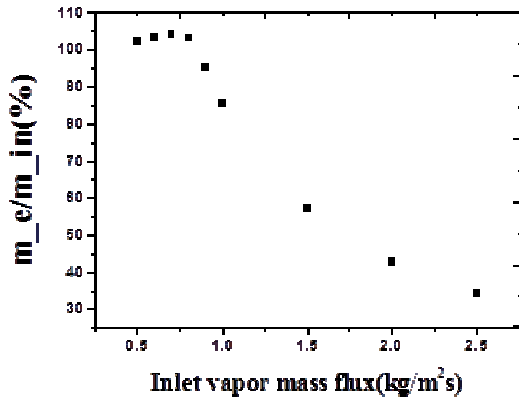


Fig. 10 Inlet vapor mass flux effect

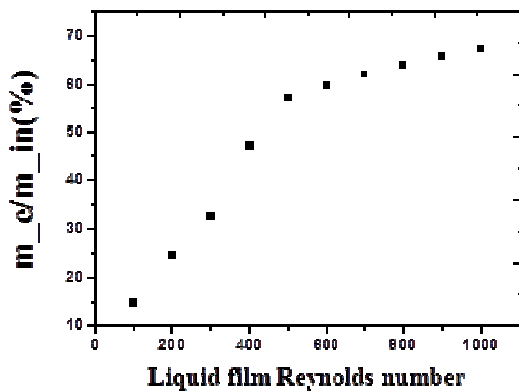


Fig. 11 Liquid film Reynolds number effect

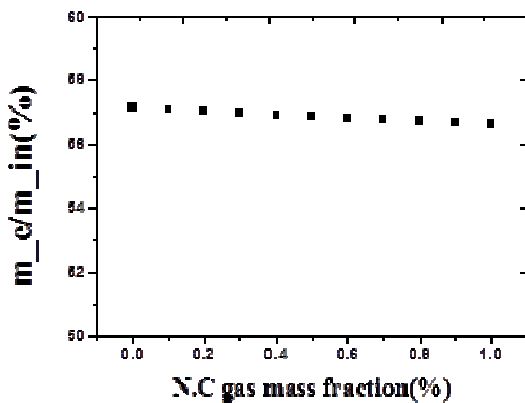


Fig. 12 N.C gas mass fraction effect

행하였다. 이때, 관 내부 입구의 증기질량유속은 1.5 kg/m<sup>2</sup>s, 관내 비 응축성 기체의 입구에서의 질량 분율은 0.1%이다. Fig. 11 에서 볼 수 있듯이, 현 해석 조건 내에서는 관 외부 액막의 액막 레이놀즈 수를 늘리게 되면 관 입구에서 주입되는 증기의 유량 대비 증발되는 양이 증가하게 됨을 알 수 있다. 이는 본 연구에서 사용한 관외 열저항이 관외 액막 레이놀즈 수가 증가할수록 감소하기 때

문이며, 그러나 그 기울기의 변화를 볼 때, 액막 레이놀즈 수 증가에 따른 증발성능 향상의 정도가 점점 줄어들 것으로 예상된다.

### 3.4 관내 비 응축성 기체

관 입구에서 유입되는 비 응축성 기체의 질량 분율을 0%에서 1%까지 변화시키면서 해석을 수행하였다. 이때, 관 내부 입구의 증기질량유속은 1.5kg/m<sup>2</sup>s, 관 외부 액막 레이놀즈 수는 500 이다. Fig. 12 에서 볼 수 있듯이 관내 입구 부분에서의 비 응축성 기체의 질량 분율을 늘리면 현 해석 조건 내에서는 거의 선형적으로 증발기의 성능이 떨어지는 것을 확인할 수 있다. 이는, 응축시에 비 응축성 기체가 존재하는 경우 기체와 액체의 경계면으로 움직인 비 응축성 기체가 경계면에서 응축되지 못하여 경계면에서의 증기의 부분 압력이 낮아지게 되어 포화온도가 낮아지고, 이에 따라 관내부에서 응축이 저감되어 관내 응축열저항이 증가하기 때문이다. 입구부분의 비 응축성 기체의 질량 분율이 1% 높아질 시에 약 0.87% 정도의 증발기 성능저하가 예상된다. 결국, 현 해석 조건에서 증발기 운전시 관 내부에 유입될 수 있는 비 응축성 기체가 증발기 성능에 미치는 영향은 미소하다고 말할 수 있다.

## 4. 결 론

관군이 많은 수평관의 응축기의 수치해석에 사용되었던 부피(면적)평균 수치해석 모델의 개념을 적용, 상용해석 프로그램인 FLUENT 와 UDF 를 가지고 수평관의 강하막식 증발기의 유동 및 열 전달 현상을 해석할 수 있는 모델을 개발하였다.

개발된 모델을 이용하여 관내 입구 증기유속, 관내 입구부분의 비 응축성 기체질량분율, 관외 강하막의 유량이 증발기의 증발성능에 미치는 영향을 분석하였다. 본 연구의 해석 범위에서 다음의 결론을 얻었다.

- (1) 관내 입구에서 유입되는 증기 유량이 점점 커지게 되면 증발기의 성능은 거의 변화가 없다가 감소하게 된다
- (2) 관외 강하막의 유량이 증가할 경우 증발기 성능이 점점 좋아지나, 그 정도가 유량이 커질수록 감소한다.
- (3) 관 입구부분에서 유입되는 비 응축성 기체가 1% 높아질 경우 약 0.87% 정도의 증발기 성능저하가 생기게 된다.

## 후 기

이 논문은 한국연구재단을 통해 교육과학기술부

의 세계수준의 연구중심대학육성사업(WCU)으로부터 지원받아 수행되었습니다. (R31-30005)

본 연구의 수치해석 검증 자료로 활용된 강하막 증발기의 실험 자료를 제공해주신 두산중공업 관계자 분들께 감사드립니다.

### 참고문헌

- (1) El-Dessouky, H. T. and Assassa, G.M.R., 1985, "Computer Simulation of the Horizontal Falling Film Desalination Plant," *Desalination*, Vol. 55, pp. 119~138.
- (2) Al-Juwayhel, F., El-Dessouky, H. and Ettouney, H., 1997, "Analysis of Single-Effect Evaporator Desalination Systems Combined with Vapor Compression Heat Pumps," *Desalination*, Vol. 114, No. 3, pp. 253~275.
- (3) Bourouni, K., Martin, R., Tadrist, L. and Tadrist, H., 1998, "Modelling of Heat and Mass Transfer in a Horizontal-Tube Falling-Film Evaporator for Water Desalination," *Desalination*, Vol. 116, No. 2-3, pp. 165~183.
- (4) Zhang, 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*, Vol. 27, pp. 81~102.
- (6) Bell, B., 2001, "Modeling Shell-and-Tube Condensers with Fluent Using the Porous Medium Approach," Fluent. Inc
- (7) Je, J., Choi, C.-w., Kim, S. J. and Kim, M. H., 2009, "Numerical Study of Gap Size Ratio Effect for Non Condensable Gas Ventilation in Condensers," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 36, pp. 67~74.
- (8) Butterworth, D., 1979, "The Correlation of Cross Flow Pressure Drop Data by Means of the Permeability Concept," *AERE-R-9435*.
- (9) Al-Shammiri, M. and Safar, M., 1999, "Multi-Effect Distillation Plants: State of the Art," *Desalination*, Vol. 126, pp. 45~59.
- (10) Arai, K., Kurita, T., Nakamaru, M., Fujiki, Y., Nakamura, H., Kondo, M., Obata, H., Shimada, R. and Yamaguchi, K., 2002, "Multi-Dimensional Thermal-Hydraulic Analysis for Horizontal Tube Type PCCS," Conference: ICONE-10: 10. International Conference on Nuclear Engineering, Arlington-Virginia (United States), pp. 14~18
- (11) Gnielinski, V., 1988, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow," *International Chemical Engineering: 25th Anniversary*, Vol. 41, No. 1, p. 126.
- (12) Hu, X. and Jacobi, A. M., 1996, "Ther Intertube Falling Film. Part 2. Mode Effects on Sensible Heat Transfer to a Falling Liquid Film," *International Journal of Heat Transfer*, Vol. 118, pp. 626~633.
- (13) Rhodes, D.B. and Carlucci, L. N., 1983, "Predicted and Measured Velocity Distributions in a Model Heat Exchange," *Int. Conference on Numerical Methods in Nuclear Engineering*, Chalk River, Ontario, pp. 935~948.
- (14) Matz, R. and Zimmerman, Z., 1985, "Low-Temperature Vapour Compression and Multi-Effect-Distillation of Seawater. Effects of Design on Operation and Economics," *Desalination*, Vol. 52, pp. 201~216.