

# 암모니아-물 흡수식 냉각기의 동적 해석

김 병 주<sup>†</sup>

홍익대학교 기계·시스템디자인공학과

## Dynamic Analysis of an Ammonia-Water Absorption Chiller

Byong Joo Kim<sup>†</sup>

Department of Mechanical and System Design Engineering, Hongik University, Seoul 121-791, Korea

(Received August 6, 2004; revision received September 4, 2004)

**ABSTRACT:** Dynamic behavior of an ammonia-water absorption system was investigated numerically. Thermal-hydraulic model for a single-effect 3RT chiller was developed by applying transient conservation equations of total mass, NH<sub>3</sub> mass, energy and momentum to each component. Transient variations of system properties and transport variables were analysed during start-up operation. Numerical analyses were performed to quantify the effects of bulk concentration and charging ratio on the system performance in terms of cooling capacity, coefficient of performance, and time constant of system. For an absorption chiller considered in the present study, optimum charging ratio and bulk concentration were to found to exist, which resulted in the maximum cooling capacity and COP. The time constant increased as the charging ratio increased, but decreased with the increase of bulk concentration.

**Key words:** Absorption system(흡수식 시스템), Dynamic analysis(동적 해석), Bulk concentration(체적 농도), Charging ratio(충전비), Time constant(시간 상수)

### 기 호 설 명

$A$  : 면적 [m<sup>2</sup>]  
 $C$  : 암모니아 수용액의 질량농도 [%]  
 $D$  : 직경 [m]  
 $f$  : 마찰계수  
 $G$  : 질량유속 [kg/m<sup>2</sup>s]  
 $h$  : 열전달계수 [W/m<sup>2</sup>K]  
 $i$  : 엔탈피 [kJ/kg]  
 $K$  : 부가손실계수  
 $L$  : 길이 [m]

$p$  : 압력 [Pa]  
 $Q$  : 열전달률 [W]  
 $R_c$  : 충전비  
 $T$  : 온도 [°C]  
 $t$  : 시간 [s]  
 $U$  : 열관류율 [W/m<sup>2</sup>K]  
 $V$  : 체적 [m<sup>3</sup>]  
 $w$  : 질량유량 [kg/s]  
 $v$  : 비체적 [m<sup>3</sup>/kg]  
 $x$  : 건도  
 $z$  : 유동방향 좌표

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-2-320-1611; fax: +82-2-322-7003

E-mail address: bjkim@wow.hongik.ac.kr

그리스 문자

$\alpha$  : 기공률

- $\eta_o$  : 원의 표면온도 유용도
- $\mu$  : 점도 [ $Ns/m^2$ ]
- $\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]
- $\tau$  : 시간상수 [s]
- $\phi$  : 2상유동 마찰배수

**하첨자**

- b* : 체적(bulk)
- c* : 저온
- F* : 마찰
- f* : 액상
- g* : 기상
- h* : 고온
- i* : 요소
- j* : 경계면

**1. 서 론**

기존냉매에 의한 오존층 파괴, 하절기 전력소비의 급증에 따른 수요-공급간의 불균형 해소, 그리고 폐열과 기타 미활용 에너지를 사용하는 에너지 절약의 측면에서 흡수식 사이클은 증기압축식 사이클을 경제적으로 대신할 수 있는 사이클로 고려되고 있다. 암모니아-물 흡수식 시스템은 열전달 특성과 유지 및 관리의 용이성이 뛰어나고 빙점 이하의 낮은 온도에서도 운전이 가능하며 공냉화와 소형화에 적합하다. 암모니아의 유독성과 폭발성이 제한적 요소이나 시스템의 안전 및 안정화 기술의 개발과 함께 향후 암모니아-물 흡수식 시스템의 보급은 지속적으로 확대될 것으로 예측된다.

흡수식 사이클의 설계를 위한 정적 해석은 다양하게 수행되었으며 정상상태에서 각 요소의 운전조건이 제시되었다.<sup>(1)</sup> 흡수식 시스템의 성능은 외부환경이나 내부적인 운전조건의 변화에 지배되므로 효율적인 시스템의 운전을 위하여 조건의 변화에 따른 시스템의 거동특성을 파악하는 것이 필요하다. 그러나 현재까지 발표된 흡수식 시스템의 동적 특성에 대한 연구는 극히 소수이며 그나마 주로 열역학적인 관점에서 수행되었다.<sup>(2-4)</sup> 시스템의 각 요소에서 액상과 기상이 공존함에도 불구하고 2상유동이나 수력학적인 측면에서의 해

석은 매우 부족한 상태이다. 또한 시스템의 초기 충전과정에서 고려되어야 할 필수조건으로 암모니아 수용액의 체적농도(bulk concentration)와 충전비(charging ratio)가 시스템의 성능계수(COP)나 냉각능력(cooling capacity)에 미치는 영향에 대한 해석은 미미하며 시스템의 냉각능력이 정상상태값의 일정 수준에 도달하는 데 요구되는 운전시간, 즉 시간상수(time constant)에 대한 정량적 해석의 예도 찾아보기 어렵다.

본 연구에서는 단효용(single-effect) 3RT 암모니아-물 흡수식 냉각기를 대상으로 과도상태 해석을 위한 열수력 모델(thermal-hydraulic model)을 개발하고 시동과정에서 각 요소의 상태량과 전달물의 변화를 해석하고자 한다. 그리고 체적농도와 충전비가 시스템의 성능계수, 냉각능력, 그리고 시간상수에 미치는 영향을 수치해석 기법을 통하여 정량적으로 규명하고자 한다.

**2. 흡수식 시스템의 동적 해석**

**2.1 시스템 모델링**

암모니아-물 흡수식 시스템의 동적해석을 위한 개념도가 Fig. 1에 도시되어 있다. 외부열원으로부터 수직 실린더형 재생기의 비등부(GENB)로 열이 공급되어 암모니아 수용액은 하향 유동 중 비등한다. 발생한 냉매증기는 상향 유동하여 재

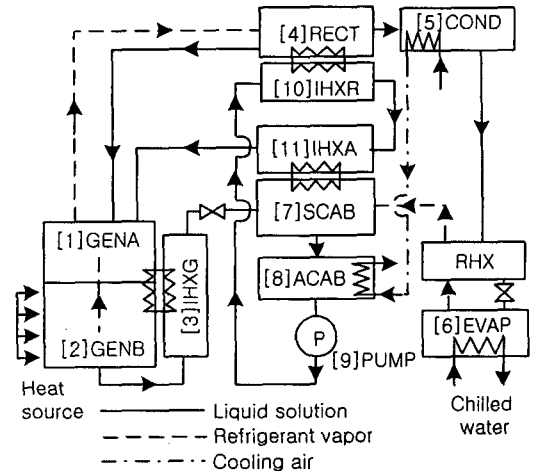


Fig. 1 Schematic of ammonia-water absorption chiller.

생기의 상부체적인 단열부(GENA)에 모인 후 정류기(RECT)로 공급된다. 재생과정 후 배출되는 낮은 암모니아 농도의 약용액은 재생기 내에 설치된 코일형 원관(IHXG) 내를 유동하면서 재생기 내의 강용액과 내부 열교환(IHX, internal heat exchange)을 수행한다.

용액냉각 흡수기(SCAB)에 공급되는 약용액은 용액냉각 흡수기 내부에 설치된 코일형 원관(IHXA) 외면에 산포되어 증발기로부터 되돌아오는 암모니아 증기를 흡수하고 이때 흡수열을 관 내측의 강용액으로 전달하여 열에너지를 회수한다. 용액냉각 흡수기에서 미처 흡수되지 못한 냉매증기는 약용액과 함께 공기냉각 흡수기(ACAB)에 유입하여 흡수과정이 완료되고 흡수열은 냉각공기로 배출된다.

용액조(accumulator)와 일체로 구성된 용액펌프(PUMP)는 용액조의 수용액을 가압하여 정류기 내에 설치된 코일형 원관(IHXR)으로 공급한다. 이때 수용액의 온도가 상대적으로 낮으므로 관 외측의 암모니아-물 혼합증기를 분축시켜 증기의 농도를 증가시키고 물성분을 제거한다. 냉매증기는 응축기로 공급되고 정류과정으로 발생한 수용액은 재생기로 반송된다.

응축기(COND)는 공냉식이며 냉각공기는 응축기를 통과한 후 흡수기에 공급된다. 증발기(EVAP)에서 냉수는 암모니아의 증발과정에 의해 냉각된다. 증발기에서 배출되는 냉매증기는 냉매 열교환기(RHX)를 통과하면서 응축기에서 배출되는 냉매와 열교환을 수행한다.

본 논문에서는 시스템을 총 12개의 검사체적으

로 나누었으나 냉매 열교환기의 경우 그 체적이 상대적으로 작으므로 준 정상상태를 고려하여 과도해석의 대상에서 제외하였다. 각 요소의 기하학적 형태와 치수를 Table 1에 나타내었다.

독립된 검사체적인 각 요소에서 암모니아 수용액의 상변화와 열 및 물질전달이 발생하므로 2상 유동 및 전달특성에 대한 정확한 해석이 필수적이다. 본 논문에서는 2상유동에 대하여 분리유동 모델(separated flow model)을 적용하였으며 본 해석에 사용한 주요 가정은 다음과 같다.

(1) 액상과 기상의 2상 혼합물은 열역학적 평형상태로 공존한다.

(2) 재생기의 단열부와 비등부의 압력은 같다.

(3) 열 및 물질교환기에서 작동유체의 엔탈피는 길이방향으로 선형적으로 변화한다.

(4) 정류기와 재생기(GENA) 간의 수용액 유량을 제외하고 기타 인접한 요소 간의 유량에 대한 정압 수두차는 무시한다.

(5) 용액펌프는 일정 체적유량 펌프이나 용액조(accumulator)에 충분한 수용액이 없는 경우 유입하는 유량만 가압된 후 배출된다.

(6) 증발기에서 생산된 냉수는 부하 발생처에 공급되어 냉각과정에 사용된 후 시스템으로 환송되며 부하 발생처의 건물손실계수는 냉방 설계온도 24℃를 기준으로 결정한다.

시스템을 구성하는 각 검사체적에 대하여 암모니아-물 혼합물의 총 질량보존식, 암모니아 성분의 질량보존식, 에너지보존식, 그리고 운동량방정식은 다음과 같이 표현된다.

Table 1 Geometries of system components

Component	Description	D(m)	L(m)
[1] GENA	Generator, adiabatic region	0.15	0.35
[2] GENB*	Generator, boiling region	0.15	0.45
[3] IHXG	Coiled tube in generator	0.01	5
[4] RECT	Rectifier	0.15	0.34
[5] COND**	Condenser	0.016	18
[6] EVAP	Evaporator	0.018	30
[7] SCAB	Solution-cooled absorber	0.1	0.8
[8] ACAB**	Air-cooled absorber	0.016	30
[9] PUMP	Pump with accumulator	0.15	0.2
[10] IHXR	Coiled tube in rectifier	0.01	3
[11] IHXA	Coiled tube in SCAB	0.01	10

\*with annular fins, \*\* with plate fins

$$\frac{\partial}{\partial t}[A_i L_i \rho_i] = \sum_j w_j \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}[A_i L_i \rho_i C_i] = \sum_j w_j C_j \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}[A_i L_i \rho_i i_i] = \sum_j w_j i_j + Q_i + V_i \frac{\partial p_i}{\partial t} \tag{3}$$

$$\frac{L_i}{A_i} \frac{dw_i}{dt} = \Delta p_i - \left( \frac{f_i L_i}{D_i} + K_i \right) \frac{|w_j| w_j}{2\rho_i A_i^2} \tag{4}$$

여기서  $A, L, p, Q, V, C$ , 그리고  $w$ 는 유동단면적, 길이, 압력, 열전달률, 체적, 농도, 그리고 질량유량이다.  $f, K, D$ 는 각각 마찰계수, 부가손실(minor loss)계수, 직경이며 하첨자  $i$ 와  $j$ 는 검사

체적과 검사체적 간의 경계면을 나타낸다.

2상 혼합물의 밀도와 엔탈피는

$$\rho = (1 - \alpha)\rho_f + \alpha\rho_g \quad (5)$$

$$i = (1 - x)i_f + xi_g \quad (6)$$

로 정의되며 여기서  $\alpha$ 와  $x$ 는 기공률과 건도이고 하첨자  $f$ 와  $g$ 는 각각 액상과 기상을 나타낸다. 기공률과 건도의 관계는 Lockhart와 Martinelli의 실험결과를 기초로 하여 Butterworth<sup>(5)</sup>가 제안한 상관식을 사용하였다.

암모니아 성분의 질량보존식과 에너지보존식에서  $\rho C$ ,  $\rho i$ 항은 다음과 같이 표시된다.

$$\rho C = (1 - \alpha)\rho_f C_f + \alpha\rho_g C_g \quad (7)$$

$$\rho i = (1 - \alpha)\rho_f i_f + \alpha\rho_g i_g \quad (8)$$

검사체적의 상태가 포화상태인 2상 혼합물의 경우 각 상의 밀도, 농도, 그리고 엔탈피는 온도와 압력만의 함수이므로 시간에 대한 변화율은 식(1)의 경우 다음과 같이 유도된다.

$$\begin{aligned} & \left[ A_i L_i \left\{ (1 - \alpha_i) \left( \frac{\partial \rho_f}{\partial T} \right) + \alpha_i \left( \frac{\partial \rho_g}{\partial T} \right) \right\} \right] \frac{\partial T_i}{\partial t} \\ & + \left[ A_i L_i \left\{ (1 - \alpha_i) \left( \frac{\partial \rho_f}{\partial p} \right) + \alpha_i \left( \frac{\partial \rho_g}{\partial p} \right) \right\} \right] \frac{\partial p_i}{\partial t} \quad (9) \\ & + [A_i L_i \{ \rho_g - \rho_f \}] \frac{\partial \alpha_i}{\partial t} = \sum_j w_j \end{aligned}$$

식(2)~(4)에도 동일한 유도과정이 적용된다.

## 2.2 구성 관계식

### 2.2.1 열역학적 상태량 관계식

암모니아 수용액의 열역학적 상태량은 포화상태인 경우 Ziegler and Trepp<sup>(6)</sup>이 제시한 상관식으로부터 계산하였다.

### 2.2.2 압력 강하

2상유동에서는 중력, 가속, 그리고 마찰에 의한 압력강하가 발생한다. 가정 (4)에서 제시되었듯이 재생기(GENA)의 수위 조절기능을 갖는 정류기의 경우 재생기와 정류기사이의 유량은 중력 및

마찰에 의한 압력강하를 고려하여 결정하였으나 기타 요소 간의 압력강하는 마찰 압력강하만으로 표현하였다. 2상유동에서 마찰에 의한 압력구배는

$$-\left. \frac{dp}{dz} \right)_F = \frac{2f_f G^2 (1-x)^2 v_f}{D} \phi_f^2 \quad (10)$$

이며 여기서  $G$ ,  $v$ , 그리고  $\phi$ 는 질량유속, 비체적, 그리고 2상유동 마찰배수(friction multiplier)이다. 2상유동 마찰배수에 대하여 Lockhart and Martinelli<sup>(7)</sup>의 상관식을 사용하였다. 사용하는 2상유동 마찰배수의 특성에 따라 각 요소에서의 압력강하는 달라질 수 있으나 그 변화량은 시스템의 고압부와 저압부의 압력차에 비하여 매우 작으므로 냉동용량이나 성능계수에 미치는 영향은 미약할 것으로 예측된다.

팽창밸브에서의 부가손실계수  $K$ 는 오리피스로 가정하여 구하였으며 오리피스를 통한 2상유동 압력강하의 경우 Beattie<sup>(8)</sup>가 제시한 2상유동 마찰배수를 적용하였다.

### 2.2.3 열전달 관계식

각 검사체적에서 발생하는 열전달률은

$$Q = UA\Delta T \quad (11)$$

이며 여기서  $\Delta T$ 는 열전달 매체 사이의 평균 온도차이고 열관류율과 열전달면적의 곱인  $UA$ 는 벽체의 열저항을 무시할 때 다음과 같다.

$$UA = \left[ \frac{1}{(\eta_o hA)_c} + \frac{1}{(\eta_o hA)_h} \right]^{-1} \quad (12)$$

$h$ 는 대류 열전달계수이고,  $\eta_o$ 는 환이 부착된 전 열면의 경우 표면온도 유용도(surface temperature effectiveness)를 의미하며, 하첨자  $c$ 와  $h$ 는 각각 저온측과 고온측을 뜻한다.

재생기에서 암모니아 수용액은 수직 원통 내를 하향유동하며 비등과정을 겪는다. 재생기 벽체의 온도는 재생기 주위에 유동하는 열원(연소가스)으로부터 재생기 벽체로의 열전달률과 재생기 벽체로부터 암모니아 수용액으로 전달되는 상변화 열전달률의 차이에 의하여 결정할 수 있다. 연소

가스가 유동하는 공간에서 재생기 벽체에는 환형 환이 가공되어 있으며 연소가스의 유동에 의한 열전달계수는 완전발달 난류유동 조건에서 계산하였다.<sup>(9)</sup> 재생기 벽체의 온도를 이용하여 암모니아 수용액의 비등열전달계수는 Chen이 제시한 방법으로 대류비등과 핵비등의 복합적인 영향을 고려하여 결정하였다.<sup>(10,11)</sup>

응축기와 공기냉각 흡수기는 평판 환이 장착된 관군(tube bank)이며 관내 응축과정에 대하여 Shah의 상관식을 사용하여 관내 응축열전달계수를 결정하였다.<sup>(12)</sup> 기본적으로 흡수과정은 물질전달의 측면에서 응축과정과 아주 다르나 외부 냉각공기로의 열전달률이 흡수과정을 지배한다는 가정하에 흡수 열전달률에 대하여도 Shah의 상관식을 사용하였다. 관군에 대한 공기측의 열전달계수는 Gray와 Webb의 상관식을 사용하였다.<sup>(13)</sup>

증발기는 코일형으로 가공된 원판이다. 관내측에는 암모니아 수용액이 유동하며 관외측에는 냉수가 산포되어 액막을 형성하고 자중으로 흘러내리며 열교환을 수행한다. 액막의 열전달계수는 액막의 레이놀즈수를 고려하여 Yih의 상관식으로부터 계산하였다.<sup>(14)</sup> 관내측의 암모니아 수용액의 열전달계수는 코일형의 관에 대한 Seban과 McLaughlin의 상관식을 이용하여 결정하였다.<sup>(15)</sup> 용액냉각 흡수기도 증발기와 유사한 구조이므로 동일한 방법이 사용되었다.

내부 열교환 기능을 수행하는 IHXG, IHXA, 그리고 IHXR은 모두 코일형으로 가공된 원판이고 관내측의 경우 상변화가 없는 암모니아 수용액의 단상 열교환이므로 열전달계수는 Seban과 McLaughlin의 상관식을 이용하여 결정하였다.<sup>(15)</sup>

## 2.3 수치해법

시스템을 구성하는 각 검사체적에 대하여 식 (1)~(4)의 지배방정식을 적용하고 구성 관계식을 대입하면 각 검사체적의 온도, 압력, 농도 혹은 기공률, 그리고 유량에 대한 미분방정식들을 유도할 수 있다. 이 미분방정식들을 Runge-Kutta-Merson<sup>(16)</sup> 방법으로 시간에 대한 수치적분을 수행하여 시스템의 동적 해석을 수행하였다. 수치 계산 과정에서 시간 증분은 종속변수의 상대오차가  $5 \times 10^{-5}$  이하가 되도록 자동적으로 조정하였으며 모든 변수의 변화율이  $10^{-7}$  이하일 때 정상상태에 도달한 것으로 판정하였다.

## 3. 결과 및 고찰

### 3.1 시동과정에서 시스템의 거동

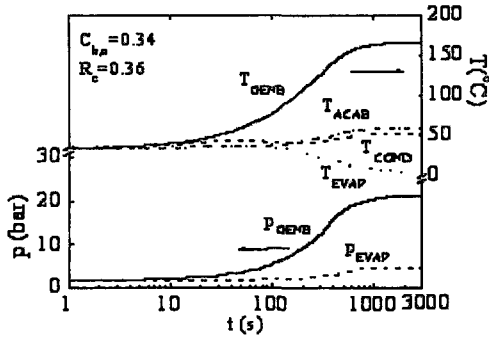
암모니아-물 흡수식 시스템의 동적 해석을 위하여 본 연구에서 설정한 초기조건 및 운전조건이 Table 2에 주어져 있다. 주위온도인 35°C에서 운전을 시작하는 것으로 가정하였으며 초기 시스템의 압력은 충전된 암모니아 수용액의 체적농도와 초기온도에 의해 결정된다. 수용액의 비등과정을 위한 열원은 천연가스의 연소과정에서 생성되는 연소가스이다.

초기조건으로부터 시동 후 정상상태에 도달할 때까지의 과도해석의 결과가 Fig. 2에 주어져 있다. 외부 열원으로부터의 열공급에 의해 암모니아 수용액의 비등과정이 재생기(GENB)에서 발생하며 고압부의 압력과 온도는 증가한다. 재생기의 온도가 증가함에 따라 외부 열원과의 온도차가 감소하므로 재생기에 공급되는 열전달률은 급격히 증가한 후 감소하여 정상상태에 도달한다. 비등과정의 진행과 함께 GENA의 기공률이 크게 증가하나 GENB의 기공률은 0.03 미만의 작은 값을 보여주고 있다. 정류기에서 정류과정으로 냉매증기의 농도가 입구에서보다 약 7% 정도 증가한 98%로 배출되고 있다. GENB의 농도는 암모니아 성분의 비등과정으로 감소하나 흡수기에서 수용액의 농도는 냉매증기의 흡수로 인하여 증가하고 있다.

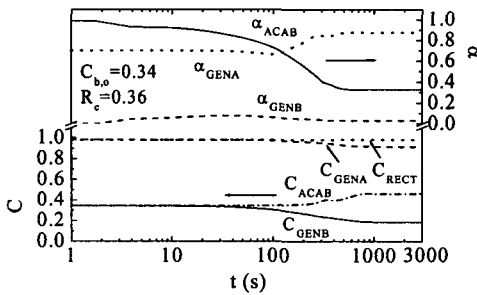
시간이 경과함에 따라 시스템의 고압부와 저압부의 압력차가 증가하면서 재생기로부터 용액냉

Table 2 Initial and operating conditions for dynamic analysis

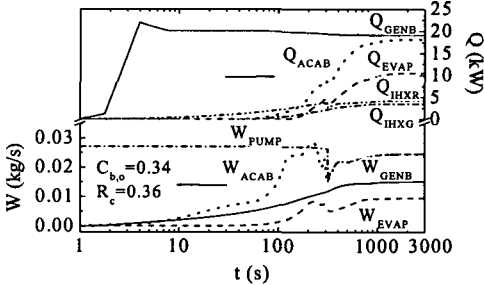
Parameters	Values
Initial temperature (°C)	35.0
Ambient temperature (°C)	35.0
Bulk concentration (%)	0.34
Charging ratio	0.36
Heat source inlet temperature (°C)	870.0
Heat source flow rate (kg/s)	0.02
Pump flow rate (l/min)	1.75
Chilled water flow rate (kg/s)	0.505
Cooling air flow rate (kg/s)	2.0
Effectiveness of RHX	0.8



(a) Pressure and temperature



(b) Concentration and void fraction



(c) Mass flow rate and heat transfer rate

Fig. 2 Transient states of absorption chiller during start-up operation.

각 흡수기로 유동하는 용액유량은 지속적으로 증가한다. 시스템의 고압부와 저압부의 압력차는 부분적으로 용액펌프에서 재생기로 공급되는 유량의 영향을 받지만 주로 외부 열원으로부터의 열전달률에 기인한다. 용액펌프에서 배출되는 체적 유량은 일정하지만 수용액의 온도증가로 밀도가 감소함에 따라 시동 초기에 그 변화율은 작지만 질량유량은 서서히 감소하는 경향을 보여주고 있다. 재생기에 대한 열전달에 의하여 재생기의 압력이 증가하고 시스템의 고압부와 저압부의 압력

차가 증가하면서 재생기(GENB), 응축기, 그리고 증발기에서 배출되는 유량은 증가한다. 그러나 약 230초에 이르러 응축기의 압력 및 온도가 충분히 높게 증가하지 못한 상태에서 액상의 용액이 계속 배출되므로 응축기의 진도가 증가하고 응축기와 증발기 사이에 있는 팽창밸브에서의 압력손실 증가로 응축기에서 증발기에 공급되는 유량이 일순간 감소한다. 이는 증발기에서 용액냉각 흡수기로, 그리고 공기냉각 흡수기에서 펌프의 용액조로 공급되는 유량의 감소를 초래한다. 결국 펌프의 용액조에 유입하는 유량이 충분하지 못하여 펌프에서 배출되는 유량은 300초 정도에서 급격히 감소한다. 이러한 증발기와 공기냉각 흡수기에서의 유량변화는 열전달률의 변화로 이어진다. 물론 시스템의 운전에 따라 증발기의 온도는 감소하고, 공기냉각 흡수기의 압력 및 온도는 지속적으로 증가하고 있으므로 열전달률의 변화는 유량의 변화만큼 심하지 않다. 재생기의 압력이 지속적으로 증가하므로 응축기의 압력 및 온도도 증가하면서 응축기로부터 주위 냉각공기로의 열전달률이 증가하여 응축기의 진도는 감소하고 응축기-증발기-흡수기로 유동하는 유량은 다시 증가하여 질량유량은 정상상태에 도달하게 된다.

공기냉각 흡수기의 열전달률은 재생기에서 외부 열원으로부터 공급받는 열전달률과 유사하며 응축기에서 냉각수로 배출되는 열전달률은 증발기에서 냉수와의 열전달률과 유사하다. 또한 재생기와 정류기, 그리고 용액냉각 흡수기의 내부 열전달률도 시간에 따라 증가하며 총 내부열교환율은 재생기에서 외부 열원으로부터 공급되는 열전달률의 50% 정도에 달하여 시스템의 COP를 증가시키는 결정적인 요인으로 작용한다.

증발기에 공급되는 냉매의 유량이 증가하고 온도가 낮아짐에 따라 증발기에서 냉수와의 열전달률, 즉 냉각능력은 증가하며 이에 따라 COP도 증가한다. 시스템이 정상상태에 도달하는 데 요구되는 시간(냉각능력이 설계치의 99%에 도달하는 시간)은 약 1,400초 정도이다. 시스템의 냉각능력이 설계치의 63.2%에 도달하는 데 걸리는 시간을 시간상수로 정의할 때 이는 480초이며 이때 부하 발생처의 실내온도는 초기온도 35°C로부터 약 28°C까지 감소하였다.

정상상태에서 확인된 검사체적의 상태 및 열전달 특성을 Table 3에 나타내었다. 각 검사체적의

Table 3 Steady state conditions of an ammonia-water absorption chiller

Name	T (°C)	p (bar)	C (%)	w (g/s)	UA (W/K)	Q (W)
GENA	127.0	21.05	39.0	11.19	0.9*	-81
GENB	165.2	21.05	13.7	15.03	57.9	19072
IHXG	153.2	21.05	13.7	15.03	132.8	-3485
RECT	84.8	21.05	98.2	9.47	0.8*	-39
COND	52.8	21.04	98.2	9.47	747.0	-11233
EVAP	5.4	4.76	98.2	9.47	2574.8	10559
SCAB	87.2	4.73	46.4	24.52	2.3*	-117
ACAB	59.2	4.53	46.4	24.52	1290.5	-18158
IHXR	60.2	21.08	46.4	24.52	172.4	4242
IHXA	91.1	21.06	46.4	24.52	742.3	2939
Chilled water temperature (°C)					12.0/7.0	
$Q_{RHX}$ (W)					1618	
Cooling capacity (RT)					3.0	
COP					0.554	

\* Heat loss to the ambient air.

열전달 면적은 일정하나 수용액이나 냉매증기의 유량에 따라 열전달계수가 달라지므로 UA값은 유동 조건에 따라 변화할 수 있다. COP는 외부 열원의 효율을 고려하지 않은 열역학적 성적계수이다. 이 결과는 동급의 실제 암모니아-물 흡수식 냉각기의 일반적인 정상상태 운전특성 및 성과 부합하고 있다.

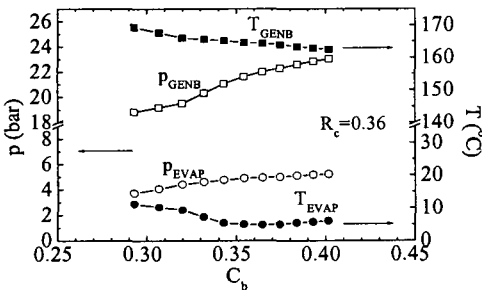
3.2 체적 농도의 영향

흡수식 시스템에 충전되는 암모니아 수용액의 체적농도가 시스템의 운전 특성과 성능에 미치는

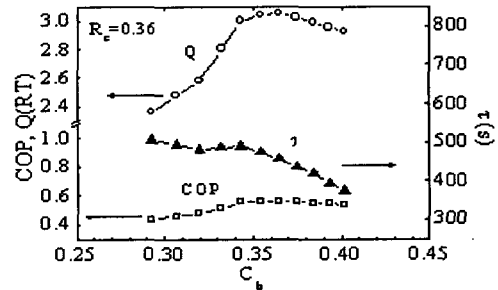
영향이 Fig. 3에 주어지 있다. 초기조건에서 시스템의 온도는 주위의 온도와 같으므로 암모니아 수용액의 체적농도가 높다는 것은 시동 전 시스템의 압력이 높은 것을 의미한다. 예로써 체적농도가 0.3에서 0.4로 증가한 경우 정지상태에서 시스템 압력은 1.4 bar에서 2.4 bar로 증가한다.

휘발성이 높은 암모니아 성분의 증가는 비등과정에서 냉매증기의 생산을 증가시켜 시스템 고압부 압력의 증가를 유도한다. 시스템 저압부의 압력도 부분적으로 증가하나 고압부의 증가량에 비해 상대적으로 크지 않다. 고압부와 저압부의 압력차가 증가하므로 재생기(GENB)에서 용액냉각 흡수기로 공급되는 용액유량과 증발기로 유동하는 냉매증기의 유량도 증가한다. 그러나 냉매 팽창밸브에서의 압력강하가 아주 크므로 유량의 증가폭은 소폭에 그친다. 그러나 고압부의 온도는 감소하므로 냉매증기의 농도도 증가한다. 결국 증발기에서 포화온도가 감소하고 냉수와의 열전달률이 증가하여 시스템의 냉각능력 및 성적계수는 증가한다. 그러나 암모니아 수용액의 농도가 아주 높을 경우 증발기의 압력증가는 증발온도의 증가를 필연적으로 유도하여 냉수와의 온도차가 감소하므로 결국 냉각능력은 다시 감소하는 양상을 보여주고 있다. 이는 시스템의 체적과 열전달 특성에 따라 최대의 냉각능력 및 성적계수를 유도하는 최적 농도가 존재함을 의미한다.

암모니아의 체적 농도가 증가하면 비등과정이 활성화하므로 정상상태로의 진입속도는 빨라진다. Fig. 3에 나타나 있듯이 시스템의 시간상수는 농도의 증가에 따라 감소하고 있다. 소형 암모니아-물 흡수식 냉각기의 시간상수가 크다는 것은 시스템의 시동 후 설계 냉각능력에 도달하는 데 긴



(a) Pressure and temperature



(b) Cooling capacity, COP, and time constant

Fig. 3 Effects of bulk concentration of ammonia-water solution.

시간이 요구된다는 것을 의미하고 이는 증기압축식 냉각기에 비교할 때 흡수식 냉각기의 개선 대상 중의 하나이다. 시스템을 구성하는 각 열교환기 중에서 재생기의 경우 금속벽체의 열용량이 해석과정에 고려되었으나 기타 열교환기의 경우에는 무시되었다. 작동유체의 열역학적 상태가 충분히 발달하는 데 긴 시간이 요구됨을 고려할 때 열교환기의 열용량이 시간상수에 미치는 영향은 무시할 수 있을 것으로 판단된다. 결국 냉각능력, 성적계수, 그리고 시간상수에 대한 적절한 목표치를 설정하여 시스템의 초기조건을 설정하는 것이 필요하다.

3.3 충전비의 영향

흡수식 시스템에 충전되는 암모니아 수용액의 충전비가 시스템의 운전특성과 성능에 미치는 영향이 Fig. 4에 주어져 있다. 충전된 수용액의 양이 증가할수록, 즉 충전비가 증가할수록 보유 용액량이 많으므로 냉매증기의 발생량은 감소하고 고압부의 압력은 감소하나 그 온도는 증가한다. 저압부의 압력도 감소하나 그 감소폭은 고압부의 경우에 비해 작다. 충전비가 0.25로부터 소폭 증가할 경우 증발기에서 포화온도의 감소로 냉수와 열전달률, 즉 냉각능력은 부분적으로 소폭 증가함을 알 수 있다. 그러나 궁극적으로 충전비의 증가는 고압부의 압력 감소, 응축기의 온도 감소, 냉매 팽창변 출구에서 냉매의 건도 증가, 증발기 출구에서 건도 증가 및 증발기의 평균 온도 상승으로 이어져 냉각능력과 성적계수를 급격히 감소시킨다. 체적농도의 경우와 같이 최적 충전비가 존재하나 시간상수는 충전비의 증가에 따라 거의 선형적으로 증가하고 있다. 시간상수는 충전비를

감소하여 줄일 수 있으나 재생기(GENB)에서 비등과정 중 임계 열유속 조건을 방지하기 위하여 충분한 용액량이 필요하므로 적절한 선택이 필요하다.

4. 결론

본 논문에서는 단효용 3RT 암모니아-물 흡수식 시스템을 모사하는 열수력학 모델을 개발하고 과도상태에서의 시스템의 동적 거동에 대한 수치적 해석을 수행하였다. 주요 결론은 다음과 같다.

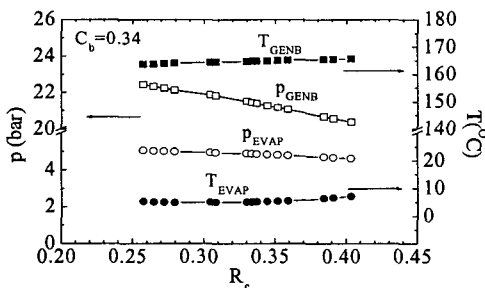
- (1) 열수력학 모델은 암모니아-물 흡수식 냉각기의 각 요소의 상태량과 열 및 물질 전달률의 변화를 예측할 수 있으며 그 결과는 상용화된 암모니아-물 흡수식 냉각기의 일반적인 정상상태 운전특성 및 성능과 부합하고 있다.
- (2) 시스템의 냉각능력과 성적계수가 최대가 되는 체적농도와 충전비가 존재하며 이들은 시스템을 구성하는 요소의 전달특성에 의해 결정된다.
- (3) 시스템의 시간상수는 초기농도가 증가하면 감소하고 충전비에 대하여 선형적으로 증가한다.

후 기

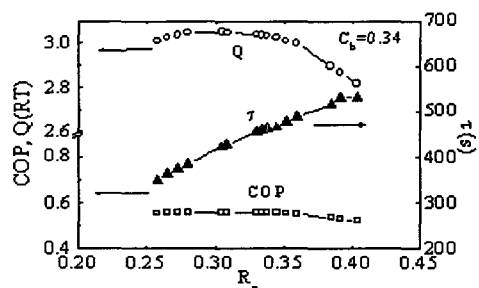
이 논문은 2003학년도 홍익대학교 교내연구비에 의하여 지원되었음.

참고문헌

- 1. Engler, M., Grossman, G. and Hellmann, H. M., 1997, Comparative simulation and investigation of ammonia-water absorption cy-



(a) Pressure and temperature



(b) Cooling capacity, COP, and time constant

Fig. 4 Effects of charging ratio of ammonia-water solution.



- cles for heat pump applications, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 20, No. 7, pp. 504-516.
2. Kaushik, S. C., Rao, S. K. and Kumari, R., 1991, Dynamic simulation of an aqua-ammonia absorption cooling system with refrigerant storage, *Energy Convers. Mgmt.*, Vol. 32, No. 3, pp. 197-206.
  3. Jeong, S., Kang, B. H., Lee, C. S. and Karng, S. W., 1993, Computer simulation on dynamic behavior of a hot water driven absorption chiller, *AES-Vol. 1, Int. Absorption Heat Pump Conf.*, ASME, pp. 333-338.
  4. Willers, E., Groll, M., Kulick, C., Meunier, F., Mostofizadeh, C., Neveu, P. and Wierse, M., 1999, Dynamic modelling of a liquid absorption system, *ISHPC, Munich, Germany*, pp. 181-185.
  5. Butterworth, D., 1974, A comparison of some void fraction relationships for co-current gas-liquid flow, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 1, pp. 845-850.
  6. Ziegler, B. and Trepp, C., 1984, Equation of state for ammonia-water mixtures, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 7, No. 2, pp. 101-106.
  7. Lockhart, R. W. and Martinelli, R. C., 1949, Proposed correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in pipes, *Chem. Eng. Prog.*, Vol. 45, pp. 39-48.
  8. Beattie, D. R. H., 1973, A note on the calculation of two-phase pressure losses, *Nuc. Eng. Des.*, Vol. 25, pp. 395-402.
  9. Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, *Univ. of California Pub., Eng.*, Vol. 2, p. 443.
  10. Chen, J. C., 1963, A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, *ASME paper 63-HT-34*.
  11. Forster, H. K. and Zuber, N., 1955, Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer, *AICHE J.*, Vol. 1, No. 4, pp. 531-535.
  12. Shah, M., 1979, A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 547-556.
  13. Gray, D. L. and Webb, R. L., 1986, Heat transfer and friction correlations for plate fin and tube heat exchangers having plain fins, *Heat Transfer*, Vol. 6, pp. 2746-2750.
  14. Yih, S. M., 1986, Modeling heat and mass transport in falling liquid films, Edited by Cheremisinoff, N. P., *Handbook of Heat and Mass Transfer*, Vol. 2, pp. 111-210.
  15. Seban, R. A. and McLaughlin, E. F., 1963, Heat transfer in tube coils with laminar and turbulent flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 6, pp. 387-395.
  16. Lance, G. N., 1960, Numerical methods for high speed computer, *Iliffe & Sons*, pp. 54-57.