저온수를 이용하는 일중효용/이단승온 리튬브로마이드-물 흡수식 시스템의 동적 해석

김 병 주†
홍익대학교 기계·시스템디자인공학과

Dynamic Analysis of Single-Effect/Double-Lift Libr-Water Absorption System using Low-Temperature Hot Water

Byong Joo Kim†
Department of Mechanical and System Design Eng., Hongik University, Seoul 121-791, Korea

(Received August 31, 2009; revision received November 12, 2009)

ABSTRACT: Dynamic behavior of Libr-water absorption system using low-temperature hot water was investigated numerically. Thermal-hydraulic model of single-effect/double-lift 100 RT chiller was developed by applying transient conservation equations of total mass, Libr mass, energy and momentum to each component. Transient variations of system properties and transport variables were analysed during start-up operation. Numerical analysis were performed to quantify the effects of bulk concentration and part-load operation 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 bulk concentration was found to exist, which resulted in the minimum time constant with stable cooling capacity. COP and time constant increased as the load decreased down to 40%, below which the time constant increased abruptly and COP decreased as the load decreased further.

Key words: Absorption system(흡수식 시스템), Dynamic analysis(동적 해석), Bulk concentration (체적 농도), Part load(부분부하), Time constant(시정수)

기 호 설 명

A : 면적 [m^2]
C : 비열 [kJ/kgK]
D : 직경 [m]
f : 마찰계수
G : 질량유속 [kg/m^2s]
h : 열전달 계수 [W/m^2K]
i : 엔탈피 [kJ/kg]
K : 부가손실 계수
L : 길이 [m]
m : 질량 [kg]
N : 부하율 [%]
p : 압력 [Pa]
Q : 열전달율 [W]
R : 저온수의 우회율
T : 온도 [°C]
t : 시간 [s]
V : 체적 [m^3]
w : 질량유량 [kg/s]
v : 비체적 [m^3/kg]
x : 건도
y : 리튬브로마이드 수용액의 질량 농도
z : 유동 방향 좌표

† Corresponding author
Tel.: +82-2-320-1611; fax: +82-2-322-7003
E-mail address: bjkim@wow.hongik.ac.kr

그리스 문자

α : 기공율
ρ : 밀도 [kg/m^3]
σ : 일중효용 하위사이클에서 재생 열전달 비
τ : 시정수 [s]
ϕ : 2상유동 마찰배수

하첨자

b : 체적(bulk)
e : 출구
f : 액상
g : 기상
hw : 온수
i : 요소 혹은 검사체적
j : 경계면
s : 열원유체
w : 관벽

1. 서 론

기존 냉매에 의한 오존층 파괴 방지, 하절기 냉방용 전력소비의 급증에 따른 수요-공급 간의 불균형 해소, 그리고 폐열과 기타 미활용 에너지를 이용하는 에너지 절약의 측면에서 흡수식 냉방사이클은 증기압축식 사이클을 경제적으로 대신할 수 있다. 특히 지역난방설비로부터의 열공급으로 흡수식 냉수기를 운전하여 건축물의 냉방부하를 해소할 경우 설비의 가동율과 에너지 이용도를 증가시키고 수요자의 냉방비용 부담을 경감하는 효과를 얻을 수 있다.

지역난방설비의 효율을 증가하고 열수송관으로부터의 열손실을 줄이기 위하여 설비로부터 수요처에 공급되는 온수의 온도는 낮게 유지되어야 한다. 또한 온수의 공급온도와 반송온도의 차이가 크면 클수록 냉방을 위한 온수유량을 줄일 수 있으며 저온 열에너지의 활용에 의한 설비의 경제성은 더욱 증가한다.

일중효용(SE, single-effect), 이단승온(DL, double-lift) 리튬브로마이드-물 흡수식 사이클은는 중·저온수를 열원으로 하는 냉방사이클로 국내외를 통하여 많은 이론 및 실험적 연구가 수행되었다.[1, 2] 또한 태양열을 열원으로 구동하는 흡수식 냉방시스템의 기본사이클로도 연구되었다.[3] SE/DL 흡수식 사이클은 SE 흡수식 사이클에 비하여 성능계수는 낮지만 더 낮은 반송(return) 온도까지 저온수의 열에너지를 사용할 수 있다.

흡수식 사이클의 설계를 위한 정상상태 해석은 많은 연구자에 의하여 다양하게 수행되었다. 흡수식 시스템의 성능은 내부적인 운전조건이나 제어기법의 변화에 따라 달라질 수 있으므로 보다 정확한 시스템의 설계와 운전을 위하여 그 동적 거동특성을 이해하는 것이 필요하다. 현재까지 발표된 흡수식 시스템의 동적 특성에 대한 연구는 극히 소수이며 그나마 최근에 이르러 주로 열역학적인 관점에서 수행되었다.[4, 5] 그러나 시스템의 주요 요소에 대한 2상유동이나 열수력(thermal-hydraulic)적 해석은 매우 부족한 상태이다. 또한 흡수제 용액의 체적농도와 충전량이나 부분부하 운전 등이 시스템의 성능계수(COP)나 냉방능력에 미치는 영향에 대한 해석은 미미하며 흡수식 시스템의 반응속도에 대한 정량적 해석의 예도 찾아보기 어렵다.

본 연구에서는 저온수를 이용하는 100 RT SE/DL 리튬브로마이드-물 흡수식 시스템의 동적해석을 위한 열수력 모델을 개발하여 시동과정에서 각 요소의 상태량과 전달율의 변화를 해석하고자 한다. 체적 농도와 부분부하 운전이 시스템의 성능계수, 냉방능력, 그리고 시정수에 미치는 영향을 규명하여 흡수식 냉수기의 최적 설계 및 운전을 위한 기본자료를 제공하고자 한다.

2. 흡수식 시스템의 동적 해석

2.1 시스템 모델링

SE/DL 리튬브로마이드-물 흡수식 시스템의 동적해석을 위한 개념도가 Fig. 1에 도시되어 있다. 지역난방설비로부터 공급되는 저온수가 고온재생기(G21)에 설치된 관군내로 유입한다. 관군의 외부표면에 분사되는 흡수제 용액은 저온수와의 열교환에 의해 일부 증발하여 냉매증기를 생산하고 이는 응축기(C2)로 공급된다. 용액은 농용액으로 바뀌어 고온 용액열교환기(X11)를 거친 후 저온재생기(G1)로 공급된다. 고온재생기에서 배출된 저온수는 다시 저온재생기의 관군에 공급되며 발생한 냉매증기는 보조흡수기(A1)로 공급된다. 용액은 중온 용액열교환기(X10)를 거친 후 흡수기(A0)로 배출되며 이후 펌프(P0)에 의해 고온재생기로 압송된다. 저온수는 마지막으로 보조재생기(G22)에 공급

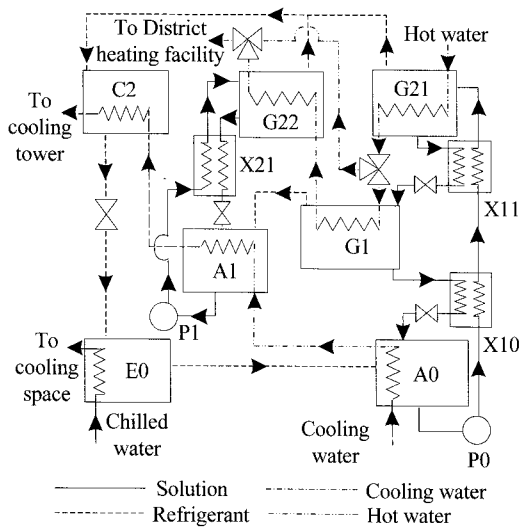


Fig. 1 Flow chart of SE/DL Libr-water absorption system.

되며 보조흡수기로부터 공급되는 용액을 증발시킨 후 지역난방설비로 반송된다. 부분부하에 대응하기 위하여 고온재생기에서 배출하는 저온수의 일부만을 저온재생기에 공급할 수도 있으며 이때 나머지는 우회로를 따라 보조재생기 하류에서 모인 후 지역난방설비로 반송된다.

보조재생기와 보조흡수기 사이에는 저온 용액열교환기(X21)가 설치되어 있다. 고온재생기와 보조재생기로부터 응축기에 공급된 냉매증기는 냉각수와의 열교환에 의해 응축된 후 팽창밸브를 통하여 감압되어 증발기(E0)로 공급된다. 냉방공간으로부터 증발기로 반송되는 냉수는 냉매 액상의 관외 증발과정으로 냉각된 후 냉방공간으로 다시 공급된다. SE/DL 흡수식 사이클에서 작동유체의 상태변화를 Fig. 2의 듀링선도 상에 도시하였다.

본 논문에서는 SE/DL 흡수식 냉수기를 Fig. 1과 같이 총 12개의 검사체적으로 나누어 과도해석을 수행하였으며 용액열교환기는 준 평형상태로 고려하였다. 검사체적내에서 발생하는 용액-냉매증기의 2상 유동에 대하여 분리 유동 모델(separated flow model)을 적용하였으며 본 해석에서 사용한 주요 가정은 다음과 같다.

(1) 액상과 기상의 2상 혼합물은 열역학적 평형상태로 공존한다.

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

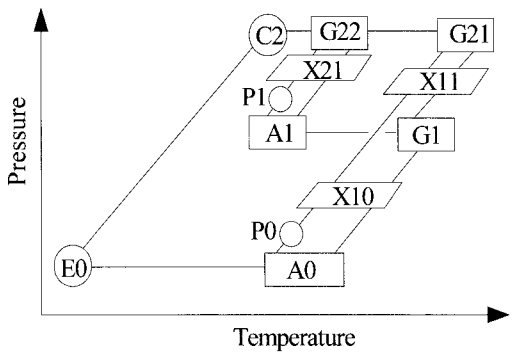


Fig. 2 Symbolic representation of SE/DL absorption cycle in Dühring diagram.

(3) 증발기에서 배출되는 냉매의 상태는 증기이다.

(4) 인접한 요소 간의 용액이나 냉매의 질량 유량은 액상의 정압 수두를 포함한 요소간의 압력차에 의해 결정된다.

(5) 용액 펌프의 체적유량은 일정하다.

(6) 검사체적간의 배관을 통한 열손실과 압력손실은 무시한다.

각 검사체적에 대하여 리튬브로마이드-물 혼합물의 질량 보존식, 리튬브로마이드 성분의 질량 보존식, 에너지 보존식 그리고 운동량 방정식은 다음과 같이 표현된다.

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

$$\frac{\partial}{\partial t}\left[A_i L_i \rho_i y_i\right] = \sum_j w_j y_j \tag{2}$$

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

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

여기서 A, L, p, Q, V, y 그리고 w는 검사체적의 유동 단면적, 길이, 압력, 열전달율, 체적, 질량농도 그리고 질량유량이다. f, K, D는 각각 마찰계수, 부가 손실(minor loss) 계수, 직경이며 하첨자 i와 j는 검사체적과 검사체적간의 경계면을 나타낸다.

2상 혼합물의 밀도와 엔탈피는

$$\rho = (1-\alpha)\rho_f + \alpha\rho_g \tag{5}$$

$$i = (1-x)i_f + \xi_g \tag{6}$$

로 정의되며 여기서 α와 x는 기공율과 건도이고 하첨자 f와 g는 각각 액상과 기상을 나타낸다. 기공율과 건도의 관계는 Butterworth[6]가 제안한 상관식을 사용하였다.

검사체적의 상태가 포화상태인 2상 혼합물의 경우 각 상의 밀도, 농도, 그리고 엔탈피는 온도와 압력만의 함수이므로 식(1)~식(3)은 온도와 압력 변화율의 식으로 표현될 수 있다. 증발기와 응축기의 경우 순수물질인 냉매증기만이 존재하므로 식(2)는 사용되지 않는다.

관군 내를 유동하는 열원유체인 저온수, 냉각수, 그리고 냉수의 온도와 관벽 온도는 다음과 같이 계산된다.

$$\frac{\partial}{\partial t}[m_{si}C_s T_{si}] = \sum_j w_{sj} i_{sj} - Q_{si} \tag{7}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}[m_{wi}C_w T_{wi}] = Q_{si} - Q_i \tag{8}$$

여기서 m은 질량, C는 비열, Q_{si}는 열원유체와 관벽사이의 열전달율이며 하첨자 s는 열원유체, 그리고 w는 관벽을 의미한다. 냉방공간의 온도는 외부공기로부터 냉방공간으로의 열침투율과 실내공기와 냉수간의 열전달율에 의해 식(8)과 유사하게 계산된다.

2.2 구성 관계식

리튬브로마이드 수용액의 열역학적 상태량은 McNeely[7]의 상관식으로 부터 산정하였다.

2상 유동에 의한 마찰압력구배는

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{2f_f G^2(1-x)^2 v_f}{D}\phi_f^2 \tag{9}$$

이며 여기서 G, v, 그리고 ϕ는 질량유속, 비체적, 그리고 2상유동 마찰배수(friction multiplier)이다. 오리피스의 2상유동에 대하여 Beattie[8]가 제시한 2상유동 마찰배수를 적용하였다.

각 검사체적의 관군에서 열원유체와 관벽, 그리고 관벽과 작동유체 사이의 열전달율은

$$Q = hA\Delta T \tag{10}$$

이며 여기서 ΔT는 평균 온도차이고 h는 열전달계수이다. 재생과정이나 흡수과정과 같이 관군표면을 유하액막으로 흘러내리는 작동유체의 열 및 물질교환율은 Schnabel and Schnubder의 관계식[9]으로 계산하였다. 응축기의 수평원관 외측에서 발생하는 응축과정에는 관군의 영향을 고려한 Nusselt의 관계식[10]을, 그리고 판형열교환기인 용액흡수기에 대하여 Kumar의 관계식[11]을 이용하였다.

2.3 수치해법

시스템을 구성하는 각 검사체적에 대하여 식(1)~식(4)의 지배방정식과 구성 관계식을 적용하여 각 검사체적의 온도, 압력, 기공율, 그리고 유량에 대한 미분방정식들을 유도하였으며 Runge-Kutta-Merson[12] 방법으로 시간에 대한 수치적분을 수행하여 시스템의 동적 해석을 수행하였다. 수치계산 과정에서 시간 증분은 종속변수의 상대오차가 일정 값 이하가 되도록 자동 조정하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 시동과정에서 시스템의 거동

SE/DL 리튬브로마이드-물 흡수식 시스템의 동적 해석을 위하여 본 연구에서 설정한 초기조건 및 운전 조건이 Table 1에 주어져 있다. 시스템의 온도는 주위온도인 31 ℃에서 운전을 시작하는 것으로 가정하였다.

초기조건으로부터 시동 후 정상상태에 도달할 때까지의 과도해석의 결과가 Fig. 3에 주어져 있다. 저온수로부터의 열공급에 의해 리튬브로마이드 수용액의 재생과정이 고온재생기(G21)에서 발생하며 고압부의 압력과 온도는 증가한다. 저온수와의 열전달율은 관벽 온도의 증가에 따라 증가하다가 용액의 온도가 증가하여 열원유체와의 온도차가 감소하므로 다시 감소하여 정상상태에 도달한다. 초기에 흡수기로부터 고온재생기에 공급되는 용액 유량에 비하여 저온재생기(G1)으로 배출되는 유량이 적어 고온재생기의 기공율은 감소한다. 기공율의 감소로 정압수두가 증가하여 압력차가 증

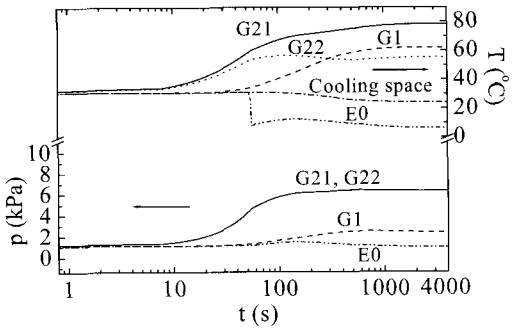
Table 1 Initial and operating conditions for dynamic analysis

Parameters	Values
Initial temperature(℃)	31.0
Ambient temperature(℃)	31.0
Bulk concentration(%)	50.7
Bulk void fraction	0.81
Hot water inlet temperature(℃)	95.0
Hot water flow rate(kg/s)	3.2
Main pump flow rate(l/min)	57.5
Auxiliary pump flow rate(l/min)	31.3
Chilled water flow rate(kg/s)	16.8
Cooling water flow rate(kg/s)	39.3
Cooling water inlet temperature(℃)	31.0
Initial temperature of cooling space(℃)	31.0
Design temperature of space(℃)	24.0

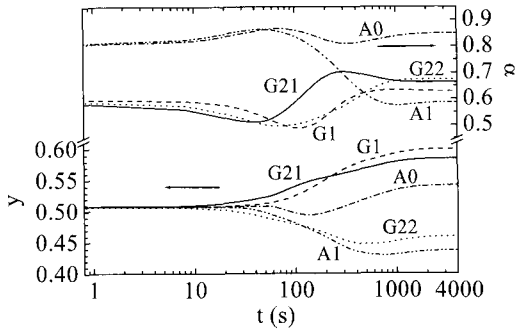
가함에 따라 고온재생기로부터 저온재생기로의 배출 유량도 증가하여 기공율은 다시 증가하는 반복과정을 거쳐 정상상태에 도달한다.

보조재생기(G22)의 경우 운전 초기의 거동은 재생기가 아니라 흡수기로 거동함을 볼 수 있다. 초기에 고온재생기에서 생산된 냉매증기가 응축기에 공급되나 응축기의 온도 및 압력이 충분히 발달되지 않아 응축과정이 진행될 수 없다. 결국 냉매증기는 역으로 보조재생기로 배출되고 보조흡수기로부터 공급되는 용액에 흡수되어 보조재생기의 농도는 보조흡수기의 농도보다 더 낮게 감소한다. 보조재생기에 공급되는 저온수의 온도는 고온재생기와 저온재생기를 통과하면서 낮아진 반면 보조재생기에서 발생한 흡수열은 보조재생기의 용액의 온도를 증가시켜 그 온도가 관군내 저온수의 온도보다 높아지는 결과를 낳게 된다. 그러므로 보조재생기에서 용액으로부터 저온수로 열전달이 발생하여 열전달율은 음의 값을 갖게 된다. 그러나 보조재생기에 공급되는 저온수의 온도가 고온 및 저온재생기에서의 열전달율 감소와 함께 증가하고 보조흡수기의 농도가 보조재생기의 값보다 감소함에 따라 보조재생기에서 저온수와의 열전달율은 양의 값을 회복한다.

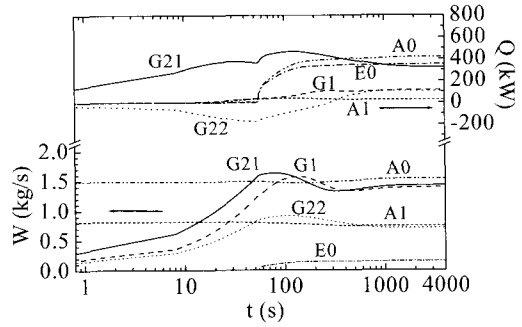
운전 초기에 과열상태인 응축기는 고온재생기의



(a) Pressure and temperature



(b) Concentration and void fraction



(c) Mass flow rate and heat transfer rate

Fig. 3 Transient states of absorption chiller during start-up operation.

압력증가와 함께 그 포화온도도 증가하여 과열도는 서서히 감소한다. 응축기가 포화상태에 도달하고 재생기로부터 공급된 냉매증기는 응축된다. 팽창밸브을 통하여 증발기에 공급되는 액상냉매의 증발과정으로 증발기의 온도가 급격히감소함을 볼 수 있다.

흡수식 냉수기의 시동 후 약 30분 경에 이르러 각 요소의 열역학적 상태량은 거의 정상상태에

Table 2 Steady state conditions of SE/DL Libr-water absorption chiller

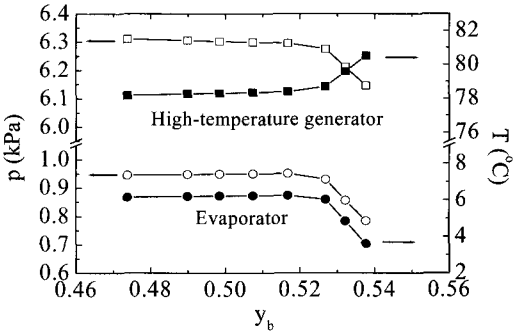
Symbol	T (℃)	p (kPa)	C (%)	w (kg/s)	UA (kW/K)	Q (kW)
G21	78.4	6.30	58.5	1.427	67.1	323.4
G1	62.0	2.36	60.0	1.390	22.7	115.1
G22	55.4	6.30	46.0	0.710	29.5	105.0
C2	37.0	6.30	-	0.150	168.8	370.9
E0	6.2	0.95	-	0.150	160.9	351.8
A0	33.9	0.91	54.2	1.540	262.4	418.6
A1	33.9	2.36	43.7	0.746	91.3	26.5

Hot water outlet temperature(℃)	55.0
Chilled water temperature(℃)	13.0/8.0
Cooling water outlet temperature	36.0
Effectiveness of SHX's	0.65
Heat transfer rate in SHX's(kW)	121.7
Cooling capacity(RT)	100.0
Time constant(sec)	421.1
COP	0.647

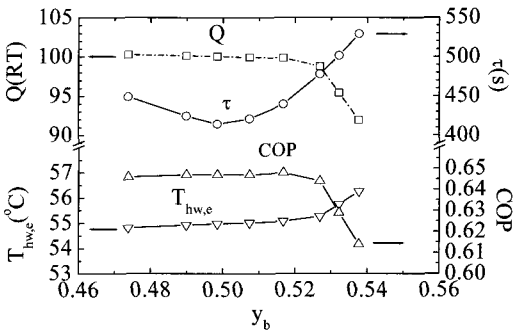
도발하였다. 정상상태에서 각 요소의 열역학적 상태량과 질량유량, 그리고 각 요소에 설치된 열원유체의 관군을 통한 열전달율이 Table 2에 주어져 있다. 각 요소에서 용액이나 냉매증기의 유량에 따라 열전달계수가 달라지므로 UA값과 열전달율은 유동 조건에 따라 달라질 수 있다. 용액열교환기의 유용도는 고온, 중온, 그리고 저온 용액열교환기가 모두 약 0.65이며 3개의 용액열교환기를 통한 내부 열회수율은 121.7 kW로 저온수로부터의 열공급율의 22.4%정도이다. 흡수식 냉수기의 냉각용량은 100 RT이며 성능계수는 0.647로 나타났다. 시정수(time constant)는 흡수식 냉수기에 의한 냉방공간의 냉각과정 중 그 온도가 초기온도와 설계온도와의 온도차의 63.2%인 26.5 ℃에 도달할 때까지 요구되는 시간으로 표현하였으며 이는 흡수식 냉수기의 외부 냉방부하에 대한 반응 및 추종속도를 나타내는 대표적인 수치로 고려할 수 있다.

3.2 체적 농도의 영향

흡수식 냉수기에 충전되는 리튬브로마이드 수용액의 체적농도가 시스템의 운전 특성과 성능에



(a) Pressure and temperature

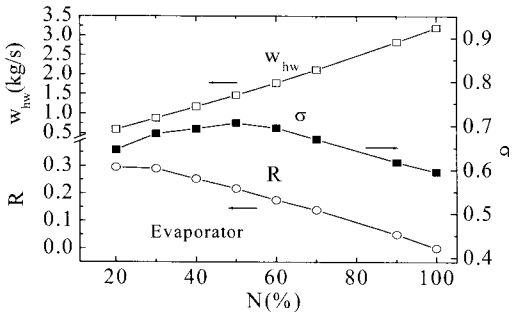


(b) Cooling capacity, return temperature of hot water, COP, and time constant

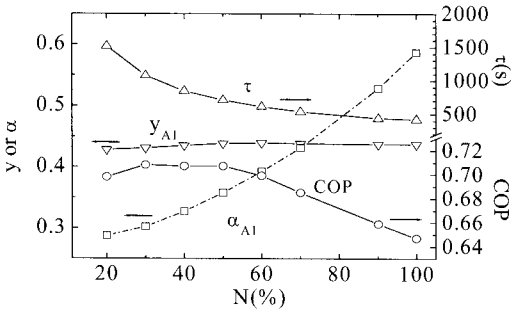
Fig. 4 Effects of bulk concentration of Libr-water solution.

미치는 영향이 Fig. 4에 주어져 있다. 초기조건에서 시스템의 온도는 주위의 온도와 같으므로 용액의 체적농도가 높으면 정지상태에서 시스템의 압력은 낮게 유지된다.

휘발성이 낮은 리튬브로마이드 성분의 증가는 용액의 재생과정에서 냉매증기의 생산을 제한하여 시스템 고압부의 온도는 증가하나 압력은 감소한다. 시스템 저압부의 압력도 거의 유사하게 감소하므로 포화상태인 증발기의 온도도 감소한다. 그러나 체적농도가 0.52보다 작을 경우 그 변화는 둔화됨을 알 수 있다. 체적농도가 낮을수록 용액의 재생과정이 활발하여 냉매증기의 발생율이 증가하고 시스템의 냉방용량은 증가한다. 높은 체적 농도에서 재생기의 온도가 높으므로 열원인 고온수의 반송온도도 증가하여 고온수의 열에너지 소비율은 감소하나 냉매증기 발생율의 감소폭이 크므로 성능계수는 감소한다. 용액의 체적농도가 매우 낮으면 고온재생기가 정상 운전조건에 도달하기 위하여



(a) Solution flow rate, bypass rate and fraction of heat supplied to SE subcycle



(b) Concentration, void fraction, cooling capacity and COP.

Fig. 5 Control strategy for part-load operation and its effects on system performance.

용액의 농용화과정이 장시간 진행되므로 시스템의 시정수는 증가한다. 역으로 체적농도가 너무 높으면 보조재생기의 농도가 운전 조건에 도달하기 위하여 많은 시간이 요구된다. 결국 용액의 최적농도에서 시스템의 동적 반응은 최대 속도로 유지될 수 있다.

3.3 부분부하 운전 특성

흡수식 냉수기를 부분부하로 운전하려면 저온수의 유량이나 공급온도를 제어하여야 한다. 저온수의 공급온도는 지역난방설비의 운전조건에 의해 결정되므로 유량을 조절하는 것이 합리적인 방안이다. 기본적으로 저온수의 유량이 감소하면 냉방용량이 감소하며 저온수의 반송온도도 감소한다. 저온수를 공급하는 지역난방설비의 안정된 운전을 위하여 설비에 반송되는 저온수의 온도는 부분부하 운전의 경우에도 일정 값(55 ℃)으로 보장되어야 한다. 이는 고온재생기에서 배출되는 저온수의 유량 중 일부를 저온재생기나 보조재생기에 공급하지 않고 우회시킨 후 보조재생기 출구에서 나머지 저온수와 혼합할 때 가능하다.

저온수, 냉각수, 그리고 냉수의 온도가 Table 2에 주어진 온도를 만족하는 SE/DL 흡수식 냉수기의 부분부하 운전을 위한 용액 유량과 유량 우회비, 그리고 시스템의 거동 조건을 Fig. 5에 도시하였다. 부하가 감소할 때 저온수의 유량은 거의 선형적으로 감소하여야 하며 상대적으로 저온수의 우회비는 증가하여야 한다. 결국 저온수로부터 용액으로의 총 열전달율 중 고온재생기에서의 열전달율의 비(σ)는 부하의 감소와 함께 우회비의 증가로 부하율 50%까지 증가하나 총체적인 용액 유량의 감소에 따라 다시 감소한다. 부하가 감소할수록 고온재생기나 보조재생기의 압력은 감소하여 저압부와의 압력차가 감소하므로 배출 유량이 감소하여 기공율은 감소한다. 그러나 보조흡수기에서 용액의 농도는 부하변화에 거의 무관하게 유지되고 있다. 부하의 감소에 따라 용액의 우회비가 증가하므로 DL 하위사이클의 역할이 감소하여 시스템의 성능계수는 증가한다. 그러나 아주 낮은 부하율에서는 DL 하위사이클의 운전에 상대적으로 많은 열에너지가 사용되므로 성능계수는 다시 감소함을 알 수 있다. 부하가 감소하면 저온수의 유량이 감소하여 저온수의 온도 조건에 대응하는 농도로의 변화속도가 감소하므로 흡수식 냉수기의 시정수는 증가하고 있다. 시정수의 증가율은 부하율 40%미만에서 급격히 증가함을 알 수 있다.

4. 결 론

본 논문에서는 저온수를 이용하는 100 RT 일중효용/이단승온 리튬브로마이드-물 흡수식 시스템을 모사하는 열수력학 모델을 개발하고 과도상태에서의 시스템의 동적 거동에 대한 수치적 해석을 수행하였다. 주요 결론은 다음과 같다.

1) 열수력학 모델은 리튬브로마이드-물 흡수식 냉수기에서 각 요소의 상태량과 열 및 물질 전달율의 과도적 변화특성을 잘 예측한다.

2) 초기 시동과정에서 보조재생기는 보조흡수기로 거동하며 열원유체인 저온수를 가열하는 과도과정이 한시적으로 발생한다.

3) 용액의 체적농도가 0.52이상인 경우 체적농도가 낮을수록 흡수식 냉수기의 냉방용량은 증가한다. 체적농도가 0.52이하일 때 냉동용량과 성능계수는 체적농도에 무관하게 거의 일정하게 유지되나 냉수기의 시정수가 최소가 되는 최적 체적농도가 존재한다.

4) 부분부하 운전에서 부하가 감소하면 냉수기의 성능계수는 증가하나 부하율 40%를 정점으로 감소한다. 시정수는 부하의 감소와 함께 증가하며 특히 부하율 40%미만에서 급격히 증가한다.

후 기

이 논문은 2007학년도 홍익대학교 교내연구비에 의하여 지원되었음.

참고문헌

1. Schweigler, C., Hellmann H., Preissner, M., Demmel, S. and Ziegler, F. F., 1998, Operation and performance of a 350 kW(100 RT) single-effect/double-lift absorption chiller in a district heating network, ASHRAE Trans. Vol. 104, No. 1, pp. 1420-1426.
2. Kim, Y., Ha, S., Ryu, J., Kim, C. and Kim, I., 2007, Commercialization of single effect/double lift absorption chiller for a district heating network, Proc. of Summer Conf. of SAREK, pp. 903-910.
3. Yattara, A., Zhu, Y., and Ali, M. M., 2003, Comparison between solar single-effect and single-effect double-lift absorption machines (Part I), Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp. 1981 - 1992.
4. Rademacher, B. J., Moran, R., 2005, Transient simulation of an absorption chiller in a CHP system, Proc. Int. Absorption Heat Pump Conf., June 22-24, CO, USA.
5. Kohlenbach, P., and Ziegler, F., 2008, A dynamic simulation model for transient absorption chiller performance. Part I : The model, Int. J. Refrigeration, Vol. 31, No. 2, pp. 217-225.
6. Butterworth, D., 1974, A comparison of some void fraction relationships for co-current gas-liquid flow, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 1, pp. 845-8508.
7. McNeely, L. A., 1979, "Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide," ASHRAE Trans., PH-79-3, No. 3, pp. 413-434.
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. Schnabel, G. and Schlubder, E. U., Verfahrenstechnik, 14 : 79, 1980 referred "modelling heat and mass transport in falling liquid films," Yih, S. M., pp. 11-210, edited by Cheremisinoff, N. P., Handbook of Heat and Mass Transfer, Vol. 2 : Mass Transfer and reactor Design, 1986, Gulf Publishing Company.
10. Nusselt, W., 1916, The condensation of steam on cooled surface, Z. Ver. Dtsch. Ing., Vol. 60, pp. 541-546.
11. Kumar, H., 1984, "The plate heat exchanger : construction and design," 1st UK National COnference on Heat Transfer, University of Leeds, 3-5 July, Inst. Chem. Eng. Symp., Series No. 86, p. 1275.
12. Lance, G. N., 1960, Numerical methods for high speed computer, Iliffe and Sons, pp. 54-57.