

## 태양열 보조열원을 이용한 흡수식 시스템의 동적 시뮬레이션에 의한 과도운전 특성 평가

신 영 기<sup>†</sup>, 서 정 아\*, 우 성 민  
세종대학교 기계공학과, \*삼중테크(주)

### Dynamic Simulation of Transient Operations of a Solar Power-Assisted Absorption Chiller

Younggy Shin<sup>†</sup>, Jung-A Seo\*, Sung Min Woo  
*Department of Mechanical Engineering, Sejong University, Seoul 134-747, Korea*  
*\*SamjungTech Co., Seoul 135-080, Korea*

(Received July 27, 2009; revision received December 9, 2009)

**ABSTRACT:** A dynamic model has been developed to investigate the operability of a single and double-effect solar energy assisted parallel type absorption chiller. In the study, main components and fluid transport mechanism were modeled. And solar radiation and the solar collector were also modeled along with its control design. The model was run for the single mode with solar energy supply only and the solar/gas driving double effect mode. From the simulation results, it was found that the present configuration of the chiller is not capable of regulating solution flow rates according to variable solar energy input. And the issues of the excessive circulation flowrate and the mismatch between available solar power and cooling load discourages the use of the single mode, but the dual use of gas and solar power is recommendable in view of controllability and enhanced COP.

**Key words:** Absorption(흡수식), Dynamic model(동특성 모델), Solar power(태양열), Heat exchanger(열교환기), Absorber(흡수기), Solar collector(태양 집열기)

#### 기 호 설 명

$c_p$  : 정압비열 [J/kg°C]  
 $C_v$  : 유량계수  
 $d$  : 열교환기 배관 외경, [m]  
 $G_f$  : 비중 [water = 1.0]  
 $h$  : 대류열전달 계수 [W/m<sup>2</sup> K]  
 $h_D$  : 질량 전달 계수 [kg/m<sup>2</sup>sec]  
 $i$  : 엔탈피 [J/kg]

$k$  : 열전도 계수 [W/m K]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/s]  
 $\dot{m}'_v$  : 단위길이당 냉매 질량유량 [kg/sec-m]  
 $Le$  : Lewis number  
 $M$  : 질량 [kg]  
 $MC'$  : 단위 길이당 열용량 [W/m°C]  
 $N_1$  : 액체 유량 단위 환산 계수  
 $p$  : 압력 [Pa]  
 $P$  : perimeter [m]  
 $Q$  : 열량 [J]  
 $T$  : 온도 [K]  
 $t$  : 시간 [sec]  
 $u$  : 유속 [m/s]  
 $U$  : 내부에너지 [J]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-2-3408-3284; fax: +82-2-3408-4333  
 E-mail address: ygshin@sejong.ac.kr

$UA$	: 전체 열전달 계수 [W/°C]
$UP$	: 단위길이당 전체 열전달 계수 [W/m°C]
$v$	: 비체적 [ $m^3/kg$ ]
$x$	: 농도 [%]

### 그리스 문자

$\Delta c$	: 질량기준 농도차
$\delta$	: 액막 두께 [m]
$\theta$	: 밸브 개도 [0~1]
$\rho$	: 밀도 [ $kg/m^3$ ]
$\tau$	: 시간적분 매개변수 [sec]
$\tau_w$	: 벽면에서의 유체 전단응력 [Pa]

### 하첨자

$c$	: 용기 [container]
$i$	: 관로 인덱스
$in$	: 입구
$j$	: 작동유체의 성분 인덱스
$n$	: 셸 유출입 관로의 총 수
$out$	: 출구
$s$	: film surface
$sat$	: 포화상태
$t$	: 튜브 측 [tube-side]
$shell$	: 셸 측 [shell-side]
$v$	: vapor

## 1. 서 론

최근 전 세계적으로 친환경적 에너지 자원을 이용한 신·재생에너지 연구개발에 대한 관심이 높아져 오고 있다. 특히 공조분야에 있어서 현재 사용 중인 대부분의 시스템이 화석연료를 사용한 증기 압축식 시스템으로 이를 대체 할 수 있는 공조 시스템으로 흡수식 시스템이 관심을 받고 있으며 많은 연구가 진행되어 오고 있다. 흡수식 시스템은 태양열을 이용하여 발생한 온수를 직접 이용하기에 적합하지만 바람이나 운량등 외기 조건에 민감한 특성에 의해 항상 일정한 온도의 온수를 얻기가 힘들고 상대적으로 저온의 태양열 온수 온도에 기인한 낮은 성적계수(COP)에 비해 고가의 설비비용을 필요로 하는 등 시장경쟁력을 갖추기가 쉽지 않은 단점이 있다. 이러한 단점에도 불구하고 청정에너지 활용 잠재력이 우수한 흡수식 냉온수기 실용화를 위한 대표적인 형태로서 태양열과 가스 열을 동시에 이용하는 하이브리드 흡수식 시스템의 열평형 해석<sup>(1,2)</sup>과 단일효용 시

스템에 대한 성능측정 연구<sup>(3)</sup>가 이루어져 왔다. 실제 시스템을 제작하여 운전하는 경우 흡수식 시스템의 특성상 하드웨어적인 제한조건에 의해 제어논리가 복잡해지고 발생할 수 있는 문제점들이 사전에 확인되기 힘들기 때문에 성능 실험을 위한 시제품의 제작과 설계에 많은 감한과 비용이 소요된다. 따라서 시제품 제작에 앞서 시스템을 가상 운전하여 하드웨어적 온수제어 논리적인 문제점을 사전에 파악할 수 있는 가상 시뮬레이터의 개념 적용이 유용하다. 본 연구는 태양열을 이용한 일/이중 겸용 하이브리드 방식과 열원을 병용한 이중효용 흡수식 시스템의 타당성 비교를 시뮬레이터로 파악하기 위하여 동특성 모델을 개발하고 시뮬레이션을 수행하였다.

## 2. 동특성 모델

### 2.1 시스템 구성

본 연구에서는 별도의 태양열 발생기를 설치하여 태양열원과 가스열원을 동시에 이용하는 하이브리드식 이중효용 흡수식 시스템을 모델링 하였으며 Fig. 1은 구조를 나타낸다. 태양열원만을 이용하는 이중효용 운전을 위해서는 Fig. 1의 VH, V2 밸브가 닫히고, V1 밸브가 열린다. 하이브리드 이중효용 운전은 해당밸브들이 반대로 동작한다. Fig. 2는 태양 집열기에서 가열된 온수의 출구 온도 제어 장치로서 ON/OFF 방식의 두 개의 솔레노이드 밸브와 3단으로 유량제어가 가능한 재순환 펌프로 구성되어 있으며 온수 출구온도를 90°C 이상으로 유지하도록 PI 제어를 수행한다. 집열기 내부 유체는 설정온도 이하의 경우 온수 공급밸브와 재순환 밸브를 통해 집열기로 재순환된다.

### 2.2 동특성 모델링

시스템 모델은 크게 4개의 영역으로 나눌 수 있다. 첫 번째는 발생기, 응축기, 흡수기 및 증발기 모델에 적용한 셸-튜브 방식의 열교환기 모델로 모델을 단일 열용량 시스템(lumped system)으로 가정하며 셸 측의 작동유체에 상변화가 있을 경우를 고려하여 열평형 방정식을 적용하였다. 두 번째는 용액 열교환기 모델로서 두 개의 대향류 간의 열교환으로 모델 하였으며 세 번째는 태양

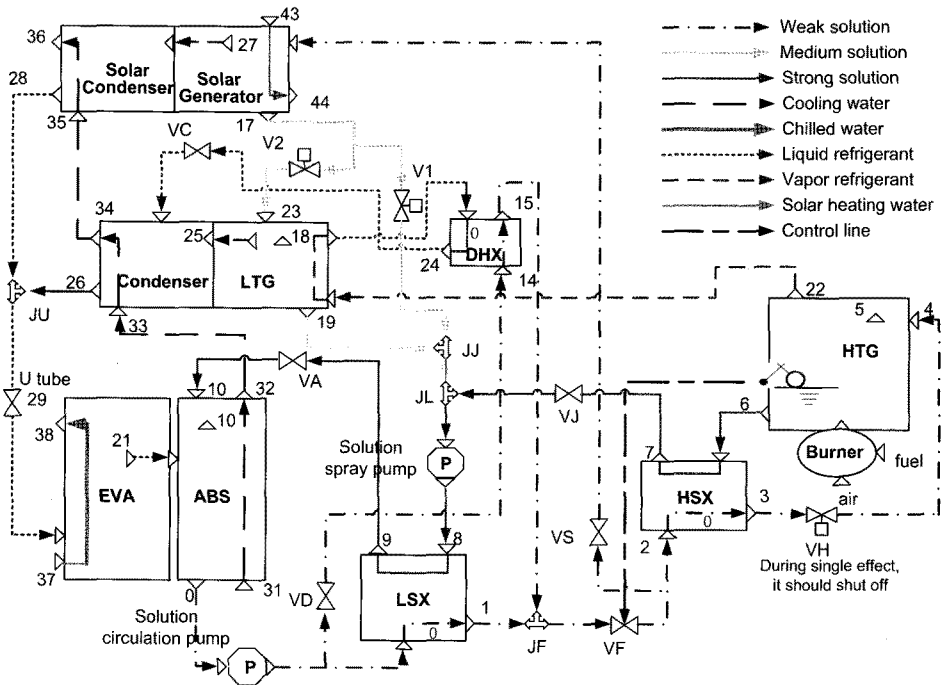


Fig. 1 Schematic of a hybrid parallel type absorption chiller.

열 발생기에 적용한 액막형 열교환기 모델이 된다. 마지막으로 용액 이송 모델이 있으며 두 개의 발생기간의 압력차로 유체 이송이 결정되는 병렬식의 특성을 고려하여 펌프의 유량 특성과 연계하여 모델링하였다. 보일러의 열 발생은 일반적인 연소방정식을 적용하여 반응물과 배기 생성물의 엔탈피 차이로부터 발열량을 계산한 후 일반적인 보일러 효율만큼의 열량은 고온 재생기에 공급되고 나머지 열량은 배기가스 온도 결정에 기여하는 것으로 가정하였다.

2.2.1 셸-튜브 열교환기 모델

셸 내부 작동유체의 질량 평형식은 식(1)과 같이 나타낼 수 있으며 셸 전체의 내부에너지 평형식은 식(2)와 같다.

$$\frac{dM_j}{dt} = \sum_{i=1}^n m_i x_{i,j} \tag{1}$$

$$\frac{dU}{dt} = \sum_{i=1}^n (m_i i_i) + \dot{Q} \tag{2}$$

모델을 집중열용량으로 가정하였으므로 작동유체와 셸 용기는 열적 평형상태에 있으며, 작동유체의 열역학적 상태 계산을 위해서 Fig. 1의 HTG, 응축기 및 증발기 내부 용액이 포화상태에 있다고 가정하였으며 LTG와 흡수기는 인접한 응축기와 증발기 압력으로부터 상태가 결정되도록 하였다. 셸 내부 작동유체의 내부에너지  $U$ 는 식(3), 작동유체 전체 질량  $M_{shell}$ 은 식(4)와 같이 표현 할 수 있다.

$$U = (MC)_c T_{shell} + M_{shell}(h_{shell} - P_{shell}v_{shell}) \tag{3}$$

$$M_{shell} = \sum_{j=1}^m \left( \int_{\tau=0}^t \frac{dM_j}{d\tau} d\tau \right) \tag{4}$$

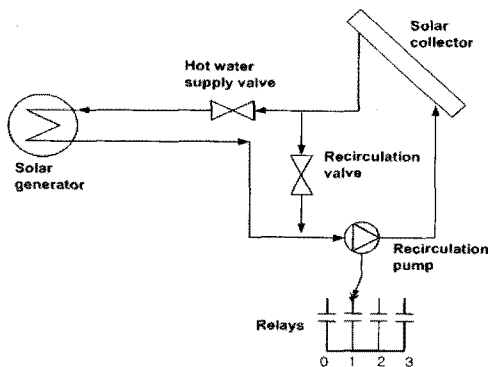


Fig. 2 Solar collector and its control.

여기서  $(MC)_c$ 는 쉘 용기의 열용량이고  $T_{shell}$ 은 작동유체의 온도이다. 식(2)의 열전달량  $\dot{Q}$ 는 다음 식(5)와 식(6)을 연립하여 계산하였다.

$$\frac{T_{t,in} - T_{t,out}}{T_{t,in} - T_{shell}} = 1 - e^{-\frac{UA}{\dot{m}c_p}} \quad (5)$$

$$\dot{Q} = -\dot{m}(h_{t,out} - h_{t,in}) \quad (6)$$

### 2.2.2 용액 열교환기 모델

열교환기의 열전달 면을 유동방향으로 여러 개의 요소로 나누어 각 요소별로 열용량 변수를 할당하여 작동유체의 용기자체의 열용량을 고려하였다. 용액 열교환기 Fig. 1의 HSX, LSX, DHX는 두 개의 유로간의 열교환이 되는 구조로 유로 0과 유로 1간의 요소길이  $dx$ , 각 요소별 열용량을  $MC'$ 라 할 때 지배방정식은 식(7)과 식(8)과 같이 표현 될 수 있다.

$$MC'_0 dx \frac{\partial T_0}{\partial t} = -\dot{m}_0 c_{p0} dT_0 - (T_0 - T_1) UP_0 dx \quad (7)$$

$$MC'_1 dx \frac{\partial T_1}{\partial t} = -\dot{m}_1 c_{p1} dT_1 - (T_1 - T_0) UP_0 dx \quad (8)$$

### 2.2.3 액막 열교환기 모델

일반적인 액막형 발생기는 수평으로 구성된 다수의 온수 배관의 표면에 작동유체가 액막을 구성하여 열교환을 하는 구조이다. 본 연구에서는 모델의 단순화를 위하여 단일 수직관에 액막이 흐르며 액막 내의 유체 속도는 선형적으로 분포하는 것으로 가정하여 적용하였다.

Fig. 3에서 수직관의 미소 분할요소에 대한 질량 및 에너지 관계는 다음과 같다.

$$u = \frac{y}{\delta} u_{max} \quad (9)$$

$$\dot{m} = \int_0^\delta \rho u P dy = \rho u_{max} P \delta \quad (10)$$

$$\tau_w = \mu \left. \frac{du}{dy} \right|_{y=0} = \rho g \delta \quad (11)$$

$$\delta = \left( \frac{2\nu \dot{m}}{\rho g P} \right)^{1/3} \quad (12)$$

$$MC'_0 \frac{\partial T_0}{\partial t} = -\dot{m}_0 c_{p0} \frac{\partial T_0}{\partial x} - UP_0 (T_0 - T_1) \quad (13)$$

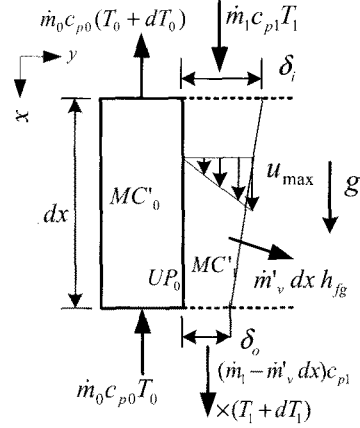


Fig. 3 Element analysis of the film-type heat exchanger.

$$MC'_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} = -\dot{m}_1 c_{p1} \frac{\partial T_1}{\partial x} + UP_0 (T_0 - T_1) + \dot{m}'_v c_{p1} T_1 - \dot{m}'_v h_{fg} \quad (14)$$

단위 길이 당 냉매의 기화율  $\dot{m}'_v$ 은 다음 식과 같이 표현 할 수 있으며 열 및 물질전달의 상사성<sup>(4)</sup>을 이용하여 물질전달계수  $h_D$ 를 구하였으며 STG 설계조건에서의 증기발생량에 맞추도록 보정 상수를 곱하였다.

$$\dot{m}'_v = h_D P \Delta c \quad (15)$$

$$\Delta c = \frac{M_w}{R_v T_s} (p_s - p_\infty) \quad (16)$$

$$\frac{h}{h_D} = \rho c_p L e^{2/3} \quad (17)$$

$$\frac{hd}{k_c} = 0.62 \left[ \frac{\rho_r (\rho - \rho_c) g (h_{fg} + 0.4 c_{pc} (T_s - T_{sat})) d^3}{k_r \mu_r (T_s - T_{sat})} \right]^{0.25} \quad (18)$$

식(18)은 Suryanarayana et al.<sup>(5)</sup>이 적용한 원관 외벽에서의 film boiling에 관한 상관식을 원용하였다.

### 2.2.4 용액 이송 모델

병렬식 시스템은 펌프 수두와 HTG 내의 용액 수위와 연동되는 플로우트 밸브(VF in Fig. 1) 개도, 각 발생기의 압력과 연관되어 유량 배분이 이루어지므로 이들의 상관관계를 모사하도록 모델

링하였다. 펌프의 유량특성은 실제 사용되는 소형 펌프의 유량특성 곡선을 3차 다항식으로 근사하였으며 각 발생기로 분배되는 유량은 식(19)의 밸브 유량 관계식<sup>(6)</sup>으로 구성된 비선형 미분방정식을 이분법으로 계산하였다.

$$\dot{m} = \rho N_1 C_v \theta \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{G_f}} \quad (19)$$

### 2.3 시뮬레이션 조건

태양열만을 이용한 1중 운전과 태양열원 및 가스열원을 이용한 하이브리드 이중효용 운전 시뮬레이션을 수행하였다. 제어성능 파악을 위해 최초 1시간은 20% 냉방부하 (약 2RT) 조건의 태양열 이중효용 운전을 수행하고 후반 1시간은 다음의 운전조건으로 구성된 2시간 운전의 두 가지 사례를 모사하였다.

- a) 20% 냉방부하의 이중효용 운전
- b) 100% 냉방부하 (10 RT)의 이중효용 운전

판형 태양 집열기는 정남향이고 수평면에 대하여 60° 경사로 설치되었으며, 면적은 40 m<sup>2</sup>이고, Fig. 4는 7월 31일 오후 12시부터 2시까지 집열기 경사면에 입사되는 일사강도를 계산한 결과를 나타낸다<sup>(7)</sup>. 일사강도는 청정한 날을 기준으로 Duffie et al<sup>(7)</sup>의 일사강도 계산식을 참조하였다. 대기온도는 30 °C로 설정하였다. 냉방부하는 가동 중인 팬코일 유닛의 작동 댓수를 조절하는 방식으로 조절하였다. 작동유체의 물성치 계산을 위해 Kaita<sup>(8)</sup>와 NIST의 REFPROP libraries<sup>(9)</sup>를 적용하였으며 각 모델은 Microsoft사의 Visual C++을 사용

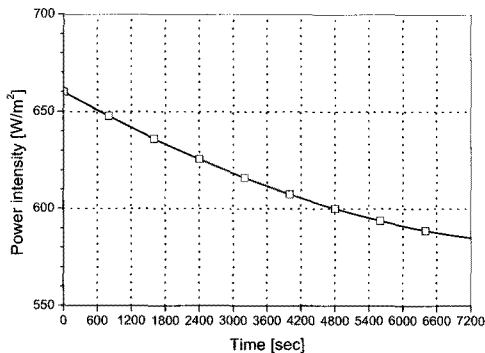


Fig. 4 Solar power incident on the collector.

하여 작성하였다. 지배 방정식 계산을 위한 연산 시간간격은 2초로 설정하였으며 전체 연산시간은 시뮬레이션 운전시간의 약 1/8정도로 짧았으므로, 모델과 실제 제어기 인터페이스를 통한 가상 실시간 시뮬레이터 구현이 가능하다.

### 3. 시뮬레이션 결과 및 고찰

#### 3.1 운전방식 변경에 따른 시스템 특성

Fig. 5는 운전방식 변경(초기 1시간은 태양열 일중, 후반 1시간은 하이브리드 이중효용 운전)에 따른 시스템 냉방능력 특성이며 초기 1시간 동안 냉방 부하 조건 2 RT를 처리하지 못하고 감소하고 있으며 그 결과 Fig. 6과같이 냉수 입출구 온도가 상승하는 결과를 확인할 수 있다. 반면에 이중효용 운전 구간에서는 가스열의 보조로 냉방 부하 처리가 가능하다.

이것은 Fig. 7의 흡수기 농도에서 확인할 수 있는 것처럼 흡수기내에 LiBr 농도가 희석운전의

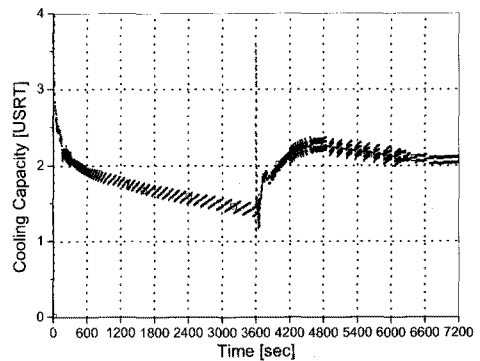


Fig. 5 Cooling capacity between modes.

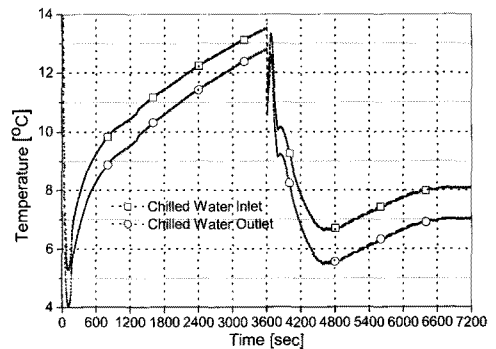


Fig. 6 Chilled water temperatures.

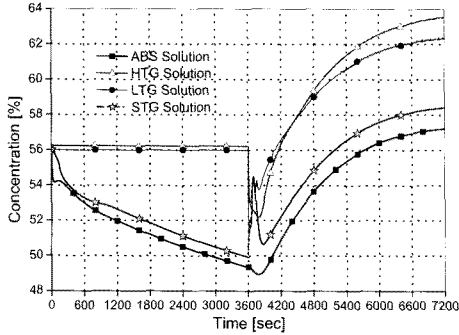


Fig. 7 Solution concentrations.

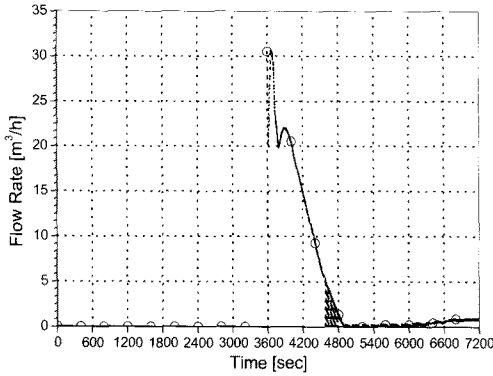


Fig. 8 Supplied gas flow rate.

경우처럼 감소하고 있는데 이는 용액 순환량에 비해 태양열 발생기에서 얻는 열량이 작기 때문이다. 용액 순환량이 큰 이유는 Fig. 1의 용액 펌프 용량과 밸브의 유량계수가 이중 효율 운전에도 맞도록 최적화 되어있고 원가문제로 인버터 방식이 아닌 정속펌프를 사용하고 있기 때문이다. 태양열 공급에 비례하는 펌프 유량 제어장치가 요구된다.

Fig. 8은 가스 공급량 결과를 나타낸 것으로 이중 운전으로의 변환 초기에는 높아진 냉수 출구 온도를 제어 설정온도인 7°C로 낮추기 위해 최대한으로 공급하며 이후 줄어든 오차에 비례하여 가스가 감소되는 거동을 확인할 수 있다. Fig. 5의 냉방 부하와 Fig. 6의 냉수 출구 온도 역시 제어 설정 값으로 수렴하고 있으므로 이중효율 운전으로 인한 제어 성능 개선을 확인할 수 있다. 이는 저부하에서도 태양열만을 이용하는 것보다 하이브리드 이중효율 운전이 실용성면에서 효과적인 것으로 판단된다.

### 3.2 부하 변화에 따른 특성

급격한 부하 변동에 대한 시스템 제어 응답성을 확인하고자 하였다. 총 2시간 운전 중 처음 1시간은 이전처럼 20% 냉방부하에 대한 태양열 이중효율 운전이고 그 이후는 100% 냉방부하에 상응하도록 모든 팬코일을 가동한 조건에 대한 하이브리드 이중효율 운전이다. Fig. 9는 냉방 능력과 성적계수의 결과이다.

태양 열원 겸용 운전인 경우 성적계수는 추가적인 열원인 집열기의 면적 또는 공급 운수량에 비례하여 증가하지만 냉방 능력은 설정 냉방 부하인 10RT에 미치지 못하는 약 9RT 정도로 수렴하는 결과를 얻었다. Fig. 10은 냉수의 입·출구 온도 결과이며 태양 열원 운전 시 Fig. 9에서처럼 시스템의 냉방능력이 설정 부하인 2RT 이하로 동작하고 있으므로 점차 상승하는 거동을 보인다.

Fig. 9는 이 때의 냉방 능력과 성적계수(COP) 추이를 보여준다. 2시간 후의 COP는 약 1.45, 냉방

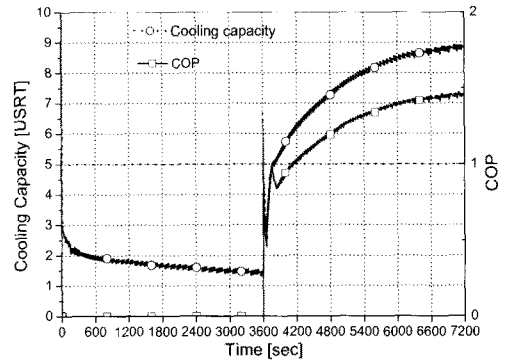


Fig. 9 Cooling capacity and COP.

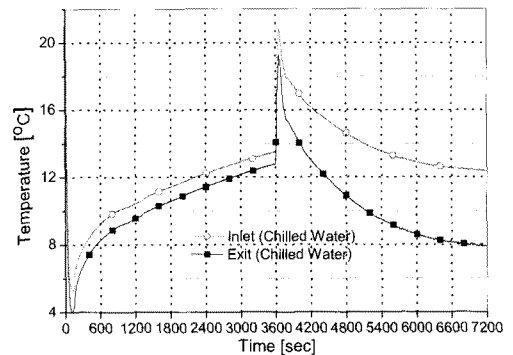


Fig. 10 Chilled water temperatures.

능력은 9RT이다. COP는 태양집열기 면적의 크기에 비례하여 공급되는 태양열 온수량이 많을수록 증가하므로 큰 의미는 없다. 시뮬레이션에 적용된 냉수온기는 10RT를 기준으로 설계된 것인데 아직 태양집열기 면적이 최적화되지 않아 9RT에 수렴하고 있다. Fig. 10은 냉수 입출구 온도의 거동

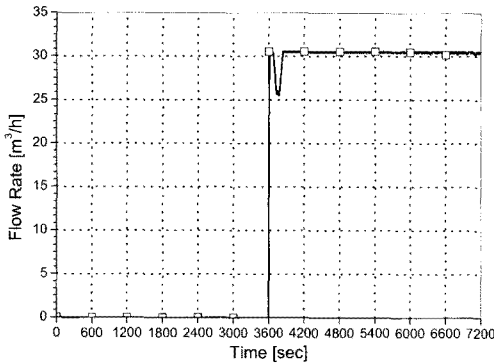


Fig. 11 Supplied gas flow rate.

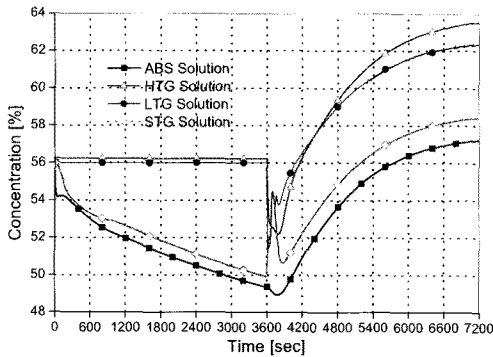


Fig. 12 Solution concentrations.

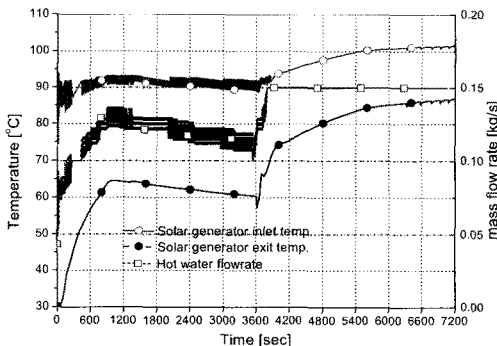


Fig. 13 Water temperatures and mass flow rate through the solar collector.

을 보여주고 있다. 한 시간후 냉수온도가 급격히 상승하는 것은 냉방부하의 스텝 입력에 비해 시스템이 워업 되는데 시간이 걸려 증가하는 냉방 부하에 대응하지 못하였기 때문이다. 워업이 종료되면서 냉수 출구온도가 설정온도인 7°C 보다 높은 8°C로 수렴하고 있으며 이는 집열기 면적을 늘리거나 냉온수기 용량 자체를 증대해야 함을 의미한다.

Fig. 9에서와 같이 시스템이 운전 종료 시까지 냉수 출구온도 7°C에 도달하지 못하여 최대 가스 유량이 공급되는 것이 Fig. 11에서 확인된다. Fig. 12는 농도거동을 나타낸다.

Fig. 13은 집열기출구 온수온도와 유량 거동을 나타낸다. Fig. 2의 제어장치는 출구 온도를 제어하기 위해 설정온도 이하에서 작동유체는 집열기로 재순환하며 설정온도 이상에서는 출구 온도와 오차에 비례하여 발생기로의 순환량이 증가하는 구조를 갖는다. Fig. 13에 따르면 일중효용 운전의 경우 출구온도는 약 90°C 근처를 유지하고 하이브리드 운전에서는 입출구 온도가 모두 상승하면서 순환유량도 설계 최고 유량인 0.15 kg/s로 유지하고 있다. 집열기 작동유체의 온도상승은 가스열 공급으로 발생기 용액온도가 높아졌기 때문에 집열기로 돌아가는 유체도 상승한데 기인한다.

#### 4. 결 론

태양열 보조열원을 활용한 병렬식 일/이중 겸용 하이브리드 흡수식 시스템의 동특성 모델 설계와 시뮬레이션을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 태양열원만을 이용한 2RT 일중효용 운전의 경우 10RT 용량의 기존 이중효용 시스템을 개조하여 운전한 결과 과도한 용액순환비로 인한 효율저하가 초래되었다. 기존 병렬식 이중효용 시스템에서는 2RT 용량 일중운전에 적합한 용액순환비 조정이 어려우므로 태양열을 이용한 일중효용 운전이 가능하려면 적정 용액순환비로 운전될 수 있도록 10RT 이상의 태양열원 공급이 선행되어야 한다.

(2) 가스를 주열원으로 하고 태양열을 보조열원으로 활용한 이중효용 운전의 경우 태양 일사로 부터 취득할 수 있는 열량은 집열기 온수온도 제어를 통하여 90°C 이상으로 이용가능하고 그 결

과 태양열은 기저냉방부하 처리에 활용되고 부하 변동은 가스열 제어에 의해 제어성능을 향상할 수 있다. 태양열의 활용결과 시뮬레이션에서 일반 이중효용 시스템에서 도달할 수 없는 COP 1.45가 가능하였다. COP 추가향상을 위해 집열기 및 solar generator 최적화 연구가 필요하다.

### 후 기

본 연구는 에너지관리공단의 신재생에너지 에너지자원기술 개발 사업의 일환으로 지원되었다.

### 참고문헌

1. Liu, Y. L. and Wang, R. Z., 2004, Performance prediction of a solar/gas driving double effect LiBr-H<sub>2</sub>O absorption system, *Renewable Energy*, Vol. 29, pp. 1677-1695.
2. Velázquez, N. and Best, R., 2002, Methodology for the energy analysis of an air cooled GAX absorption heat pump operated by natural gas and solar energy, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, pp. 1089-1103.
3. Yu, J., Wang, Y. and Ma, C. F., 2008, Experimental research on a novel generator for solar absorption chiller, *International Sorption Heat Pump Conference*, Seoul KOREA.
4. Holman, J. P., 1981, *Heat Transfer*, McGraw-Hill Co., 5th ed., pp. 486-499.
5. Suryanarayana, N. V. and Arici, O., 2003, Design and Simulation of Thermal Systems, p. 136.
6. ISA, 2002, *Flow Equations for Sizing Control Valves : The Instrumentation, Systems and Automation Society*, ISA-75.01.01-2002.
7. Duffe, J. A. and Beckman, W. A., 2006, *Solar Engineering of Thermal Processes*, Wiley.
8. Kaita, Y., 2001, Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures, *IJR*, Vol. 24, No. 5, pp. 374-390.
9. Lemmon, E. W., McLinden, M. O. and Huber, M. L., 2006, REFPROP, Version 7.1, NIST.