

태양열을 이용한 흡수식 냉방기의 동특성 시뮬레이션

Dynamic simulation of a solar absorption cooling system

정 시 영*, 조 광 운**
S. Jeong, K. W. Cho

Key words : Dynamic simulation(동특성 시뮬레이션), LiBr/Water(LiBr/물), Solar absorption cooling system(태양열 흡수식 냉방기)

Abstract

The present study has been directed at developing thermal models to investigate the dynamic behavior of a solar cooling system including an absorption chiller, solar collectors, a hot water storage tank, a fan coil unit, and the air-conditioned space. The operation of the system was simulated for 8 hours in two different operation modes. In the mode 1, the system operated without any capacity control. In the mode 2, an auxiliary boiler supplied heat to the generator if hot water temperature became lower than a certain value. Moreover, the mass flow rate of hot water to the generator was controlled by comparing the instantaneous room air temperature with the design value. The variation of temperature and concentration in the system components and that of heat transfer rates in the system were obtained for both modes of operation. It was found that the room temperature was maintained near the desired value in the mode 2 by supplying auxiliary heat or controlling the mass flow rate of hot water, while the deviation of room temperature was quite great in the mode 1.

기 호 설 명

| | |
|---|--|
| <p>A : 열전달면적[m²]</p> <p>C : 상수</p> <p>COP : 성능계수</p> <p>C_p : 정압비열[kJ/kg °C]</p> <p>dp : 압력차[Pa]</p> <p>F : 유동</p> | <p>G_T : 일사량[kW/m²]</p> <p>H : 높이[m]</p> <p>h : 비엔탈피[kJ/kg]</p> <p>LMTD : 대수평균온도차[°C]</p> <p>M : 용기내 작동유체의 질량[kg]</p> <p>\dot{m} : 질량 유량[kg/s]</p> <p>Mc : 용기의 질량[kg]</p> <p>P : 압력[kPa]</p> <p>Q : 열량[kJ]</p> <p>\dot{Q} : 열전달율[kW]</p> |
|---|--|

* 정회원, 서강대학교 기계공학과

** 서강대학교 대학원 기계공학과

- T : 온도[°C]
 U : 유니트, 총괄열전달계수[kW/°C]
 v : 비체적[m³/kg]
 mode 1 : 유량제어와 보조가열기가 없는 경우
 mode 2 : 유량제어와 보조가열기가 있는 경우

그리스문자

ξ : 농도[%]

상첨자

: 액상

하첨자

- A : 흡수기
 C : 응축기
 E : 증발기
 G : 재생기
 max : 최대값
 o : 기준값
 sc : 집열판(solar collector)
 a : 외기(ambient air)

1. 서 론

최근 국가적인 경제위기 상황을 맞이하여 에너지 절감에 대한 관심이 높아지고 있다. 에너지 자원이 부족한 우리 나라로서는 태양열과 같은 무한 재생 에너지 활용에 많은 노력을 기울여야 할 것이며, 냉방부하가 큰 우리 나라 하절기에 태양에너지를 효율적으로 이용할 수 있는 방안의 하나로서 태양열을 이용한 흡수식 냉방기를 생각할 수 있다.

태양열을 이용한 흡수식 냉방에 관한 연구는 1970년대의 유티파동 이후 국내외에서 크게 주목을 받았다. 그 시기에 수행된 연구 중 몇 가지를 살펴보면 Grossman등⁽¹⁾은 기존의 논문을 바탕으로 여러 사이클의 장·단점을 비교하였고, Tanaka등⁽²⁾은 선사인계획을 일부로서 기포펌프를 이용한 20USRT 흡수식 냉방기 시제품을 제작하여 열원의 온도가 90

~95°C에서 0.5정도인 COP를 얻었고, Grassie등⁽³⁾은 집열판과 냉각탑을 포함한 LiBr/물 흡수식 냉방기를 모델링하여 계산하였다. Iloeje⁽⁴⁾는 CaCl₂를 흡수제, NH₃를 냉매로한 태양열이용 흡수식 냉방기에 대한 연구를 하였다. 국내에서는 김무근등⁽⁵⁾이 서울의 일사조건에서 흡수식 냉방기의 운전특성에 관한 연구를 수행하였다. 이렇게 활발히 수행되던 태양열 흡수식 냉방에 관한 연구는 1980년대 후반부터 유티가의 하락으로 침체에 들어갔는데, 이 기간의 연구는 다음과 같다. Kahn등⁽⁶⁾은 담수화장치의 성능을 증가시키기 위하여 집열판에서 180°C의 열을 이용하는 태양열 열펌프에 관한 연구를 수행하였고, Erickson⁽⁷⁾은 적도지역의 저개발국가의 태양열이용 열펌프에 적용될 Cycle과 작동유체, 집열판의 선택조건을 제시하고 실험하였다. Ng⁽⁸⁾등은 기상조건에 의해 재생기 입구에서의 온수의 온도가 75°C 이하로 떨어지면 보조가열기에서의 온수를 3-way 밸브를 이용하여 공급하는 방법과 보조가열기에서의 온수와 집열판에서의 온수를 섞어 항상 일정온도를 유지하게 하는 방법을 비교하여 후자가 우수하다는 결과를 보였다. Isshiki등⁽⁹⁾은 LiBr과 LiCl을 작동유체로 사용하는 태양열 흡수식 자동차에 관한 연구를 수행하였고, Hauer등⁽¹⁰⁾은 제올라이트를 흡착제로한 태양열이용 흡착식 냉방기를 만들어 0.2의 COP를 얻었다. Ataer등⁽¹¹⁾은 암모니아/물을 이용한 태양열 흡수식 냉방기와 천장에 부착된 복사냉방 팬넬로 구성된 시스템을 모델링하여 계산하였다.

이처럼 태양열을 이용한 흡수식 냉방기에 대한 많은 연구가 수행되었으나, 흡수식 냉방기와 주변시설의 동특성 및 기상조건을 고려한 복합적인 시뮬레이션 연구는 지금까지 체계적으로 수행된 적이 없다. 그러므로 본 연구에서는 변화하는 기상조건하에서 흡수식 냉방기와 주변시설을 포함한 시스템에 대한 동특성을 수치 시뮬레이션을 통하여 연구하였다. 특히 변화하는 외부조건하에서도 실내온도를 가능하면 일정하게 유지하기 위한 냉방기 제어방식에 대한 연구도 수행하였다.

2. 태양열 이용 흡수식 냉방기

본 연구에 사용된 제 1종 흡수식 냉방기는 냉매

로 물, 흡수제로는 LiBr 수용액을 사용하는 기기로서 재생기, 응축기, 증발기, 흡수기와 용액열교환기의 주요 부분으로 구성되어 있다. 재생기의 구동열 원으로는 태양열 집열판에서 얻어지는 온수를 사용하고, 흡수기의 흡수열과 응축기의 응축열은 냉각수에 의해 제거된 후 냉각탑에서 대기로 방출된다. 증발기에서는 냉수가 얻어져 필요한 공간에 공급되어 냉방이 수행된다. 이러한 흡수식 냉방기의 구성도가 Fig.1에 나타나 있다.

재생기에서는 온수로부터 열을 공급받아서 LiBr 수용액으로부터 수증기를 발생시키며, 이 수증기는 응축기에서 응축열을 발산시키며 응축된다. 증발기에서는 냉수로부터 증발열을 받아 냉매가 증발되고, 이 때 증발된 증기는 흡수기에서 재생기로부터 들어오는 농용액에 흡수되고, 이 흡수열은 냉각수에 의해 제거된다. 한편, 증기를 흡수한 희용액은 용액 펌프를 거치며 가압되어 용액열교환기를 지나며, 이 때 재생기로부터 흘러 들어오는 고온의 농용액에 의해 예열되어 재생기로 흘러 들어간다.

제1종 흡수식 냉방기에서 용액펌프의 동력은 요소기기에서의 열교환량에 비하여 무시할 정도로 적으므로 이를 무시하면 시스템 전체의 에너지 평형식은 다음과 같다.

$$Q_A + Q_C = Q_G + Q_E \quad (1)$$

또한 제1종 흡수식 냉방기의 성능계수(COP)는 다

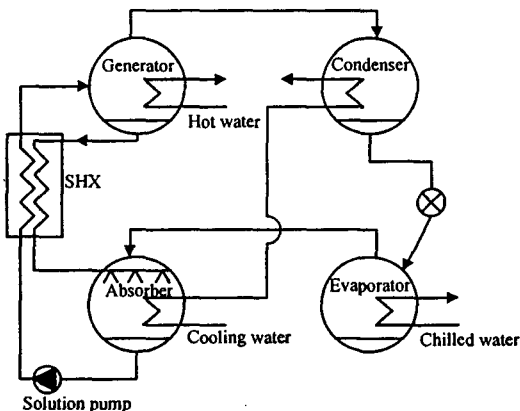


Fig.1 Schematic diagram of an absorption heat pump

음과 같이 정의된다.

$$COP = \frac{Q_E}{Q_C} \quad (2)$$

3. 태양열 이용 흡수식 냉방기의 정상상태 계산

본 연구의 대상인 태양열 이용 흡수식 냉방기의 정상상태는 각 요소에서 질량평형식, 농도평형식, 에너지평형식을 주어진 조건하에서 계산함으로써 구해진다. 본 연구에서는 냉방용량과 냉수, 냉각수, 온수의 입출구 온도와 재생기, 응축기, 증발기, 흡수기에서의 열교환 매체와의 최소온도차 그리고 흡수기 전후에서의 용액의 농도차, 용액 열교환기의 열교환 효율을 제작회사의 경험에 바탕을 둔 실제적인 값으로 가정하여 정상상태를 계산하였다.⁽¹²⁾ 1중효율 사이클의 계산 과정은 간단하고 널리 알려져 있으므로 여기에서는 생략하겠다.

기준 설계조건으로 냉방용량(cooling capacity)은 3USRT로 가정하였고, 냉수의 입출구 온도로 각각 14℃, 9℃를 주었으며, 냉각수 입출구 온도는 31℃, 36.5℃로, 온수의 입출구 온도는 95℃, 90℃로 가정하였다. 최소온도차는 응축기, 증발기, 흡수기에서 차례대로 1.7℃, 2.54℃, 5.2℃로 하였으며, 농도차는 5%, 용액열교환기의 효율은 0.45로 하였다. 또한, 증발기와 흡수기의 압력차는 10Pa, 재생기와 응축기의 압력차는 100Pa로 하였다. 이와 같은 기준 설계조건에서의 계산결과가 Table 1에 표시되어 있다.

4. 태양열 이용 흡수식 냉방시스템의 동특성

1중효율 흡수식 냉방기의 정상상태는 간단히 계산되지만, 태양열을 이용한 장치에서는 구동열원수를 포함한 운전조건이 기상조건에 따라 변하므로 동특성이 중요하게 된다. 그러므로 본 연구에서는 흡수식 냉방기와 주변 장치를 포함한 냉방 시스템에 대하여 동적인 운전 특성 시뮬레이션을 수행하였다. 동적 시뮬레이션을 통하여 태양열 이용 흡수식 냉방기가 정지 상태에서부터 운전 시작 후 기상조건 변화에 따라 냉방 능력이 어떻게 변할 것인지를 알 수

Table 1 Design condition of the simulated solar absorption cooling machine

| Cooling capacity : 3USRT COP : 0.692 | | | | |
|---|---------------------|---------------------|-----------------------|-----------|
| Components | T[°C] | P[kPa] | LiBr Concentration[%] | UA[kW/°C] |
| Generator | 87.4 | 6.79 | 61.8 | 2.93 |
| Absorber | 39.3 | 0.95 | 56.8 | 2.20 |
| Condenser | 38.2 | 6.69 | | 4.12 |
| Evaporator | 6.46 | 0.96 | | 2.30 |
| Solution heat exchanger | | | | 0.075 |
| Heat transfer medium in | T _i [°C] | T _o [°C] | Q[kW] | m[kg/s] |
| Generator | 95.5 | 90.5 | 15.2 | 0.728 |
| Absorber | 31 | 34.1 | 14.6 | 1.12 |
| Condenser | 34.1 | 36.5 | 11.2 | 1.12 |
| Evaporator | 14 | 9 | 10.6 | 0.504 |

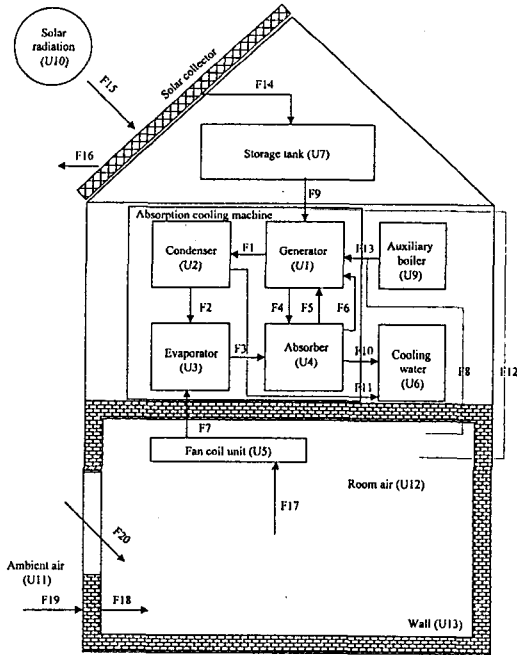


Fig.2 Schematic diagram of the simulated system

있다. 이러한 특성은 특히 태양열 이용 흡수식 냉방기처럼 열원의 온도가 일정하지 않은 장치의 해석에서는 많은 의미를 지닌다.

시뮬레이션을 수행한 대상 냉방 시스템이 Fig.2

에 도식적으로 표시되어 있다. 시스템은 크게 흡수식 냉방기와 그 주변 요소들로 나눌 수 있다. 흡수식 냉방기는 재생기, 응축기, 증발기, 흡수기로 구성되어 있고, 주변요소는 일사조건, 외기, 집열판, 온수축열조, 보조가열기, 냉각수, 팬코일 유닛, 실내공기, 벽으로 구성되어 있다. 각각은 다음과 같이 모델링하였다.

4.1 흡수식 냉방기

재생기와 흡수기는 LiBr 수용액이 포화액 상태에 있는 것으로 가정하고, 용기는 용액과 같은 온도를 갖는 것으로 가정하여 열용량을 고려하였고, 이에 대한 열평형 방정식은 다음과 같다.⁽¹³⁾

$$\begin{aligned}
 & \left[M \left[\frac{\partial h}{\partial T} \right]_{\xi} + M_c C_p \right] \frac{dT}{dt} - Mv \frac{dP}{dt} \\
 & + M \left[\frac{\partial h}{\partial \xi} \right]_T \frac{d\xi}{dt} + h \frac{dM}{dt} \\
 & = \sum_i \dot{Q}_i + \sum_k \dot{m}_k h_k
 \end{aligned} \tag{3}$$

응축기와 증발기는 물이 포화액 상태로 존재하는 것으로 가정하고, 용기의 열용량을 고려하였다. 이에 대한 열평형 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 & \left[M \left[\frac{\partial h}{\partial T} \right] + M_c C_p \right] \frac{dT}{dt} - Mv \frac{dP}{dt} + h \frac{dM}{dt} \\
 & = \sum_i \dot{Q}_i + \sum_k \dot{m}_k h_k
 \end{aligned} \tag{4}$$

4.2 주변요소

팬코일 유닛, 온수 축열조, 집열판은 내부에 일정량 물을 보유하고, 주어진 열용량을 가지는 것으로 묘사하였다. 실내공기와 벽은 열용량만을 가지는 것으로 하였고, 보조가열기, 냉각수는 온도가 일정한 열원으로, 집열판에 비추는 일사량과 외기 온도는 시간에 따라 변하는 것으로 생각하고, 참고문헌을 참조하여 sin 함수 형태를 갖는 것으로 가정하였다.⁽¹⁴⁾

$$T_a = 30 + 5 \sin \frac{\pi t}{28,800} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (5)$$

$$G_T = 450 + 150 \sin \frac{\pi t}{28,800} \text{ [Watt]} \quad (6)$$

식 (5)와 (6)에 따른 일사량과 외기 온도의 변화가 Fig.3에 표시되어 있다.

집열판에서의 집열량은 평판형 집열기의 효율이 일사량과 집열판 온도의 함수로 주어지는 것을 고려하여 아래와 같은 식으로 가정하였다.⁽¹⁴⁾

$$\dot{Q} = A_{sc} \{0.7G_T - 0.0035(T_{sc} - T_a)\} \quad (7)$$

이 식에 의하면 설계조건에서 일사량은 600W/m^2 , 집열판의 온도는 105°C , 대기온도는 35°C 로 가정하였으므로 3USRT(10.5kW)의 냉방기 구동에 필요한 15.2kW 집열량을 얻기 위해서는

$$\frac{15.2}{0.7 \cdot 0.6 - 0.0035(105 - 35)} = 86.9\text{m}^2 \text{의 면적이 필요하다.}$$

4.3 열 및 물질전달

Fig.2에서 F1, F2, F3는 흡수식 냉방기에서 냉매의 유동을 나타내고 있고, 이는 모두 압력차의 제공근에 비례하는 것으로 생각하였다. F4, F5는 LiBr 수용액의 유동을 나타내고 있다. 흡수기에서 재생기로(F5)는 용액이 펌프에 의해 전달되므로 유량이 일정한 것으로 가정하였다. 재생기에서 흡수기로(F4)는 유량이 압력차의 제공근에 비례하게 하였다. 이때 용액열교환기의 작용으로 F4에서 F5로의 열전달은 F6으로 묘사하였다. 용액 열교환기는 열용량을 무시하였으며, 대향류(counter flow)로 생각하여 effectiveness-NTU 방법에 의해 열교환량을 계산하였다.(F6)

F7, F9, F10, F11은 외부 열전달 매체와 냉방기 각 요소 사이의 열전달을 나타낸다. 냉방기의 각 요소 내의 작동유체(냉매 또는 흡수용액)는 공간적으로 일정한 온도 분포를 갖는 것으로 생각하고, 열전달량을 계산하였다. 냉각수(U6)는 흡수기를 거쳐 응축기를 지나므로 냉각수의 응축기 입구온도는 냉각수의 흡수기 출구온도와 같다. 반면 흡수기와 냉각수와의 열전달은 흡수기의 출구 온도와 냉각수의 출입구 온도로부터 계산하였다.

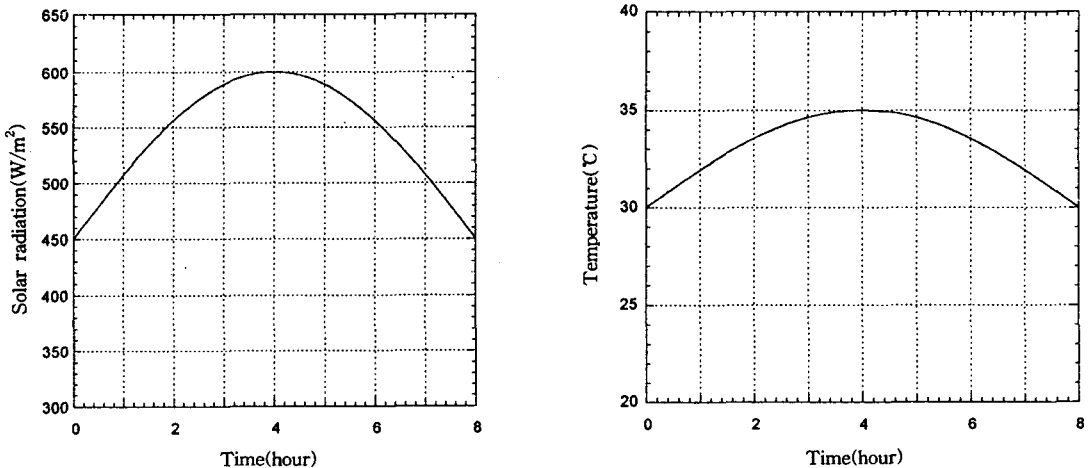


Fig.3 Variation of solar radiation and ambient air temperature

Table 2 Description of the system components

| Unit No. | | Description |
|----------|-----------------|--|
| U1 | Generator | LiBr-water, Saturated liquid+Heat capacity |
| U2 | Condenser | Water, Saturated liquid+Heat capacity |
| U3 | Evaporator | Water, Saturated liquid+Heat capacity |
| U4 | Absorber | LiBr-water, Saturated liquid+Heat capacity |
| U5 | Fan coil unit | Water+Heat capacity |
| U6 | Cooling water | T=constant |
| U7 | Storage tank | Water=Heat capacity |
| U8 | Solar collector | Water=Heat capacity |
| U9 | Boiler | T=constant |
| U10 | Solar radiation | T=f(T) |
| U11 | Ambient air | T=f(T) |
| U12 | Room air | Heat capacity |
| U13 | Wall | Heat capacity |

$$\dot{Q}(13) = \dot{Q}_o C^* H^* \sqrt{dp}$$

태양으로부터의 복사열은 집열판으로의 복사열(F15)과 창문을 통한 실내로의 복사열(F20), 즉, 열원과 열부하의 역할을 한다. 벽을 통한 열부하(F18, F19)와 집열판에서의 열손실(F16)을 고려하였고, 나머지 요소에서의 열손실은 없는 것으로 가정하였다. Table 2와 3에 각 요소의 상태와 각 요소 사이의 열 및 물질전달이 요약되어 있다.

4.4 시스템의 제어

흡수식 냉방시스템에서는 실내 온도를 유지하기 위한 적절한 제어방법이 필요하다. 본 연구에서는 흡수식 냉방기의 운전형태를 제어 및 보조열원이 없는 경우(mode 1)와 온수의 유량제어 및 보조열원이 있는 경우(mode 2)로 나누어 살펴보았다. 현재 상용 흡수식 냉방기에서는 증발기에 들어오는 냉수온도를 설정치와 비교하여 재생기에 공급되는 유량을 조절함으로써 냉방능력을 제어하고 있다. 본 연구에서는 mode 2의 경우 실내공기의 온도를 기준치와 비교한 신호(Fig.2의 F8)에 의하여 온수의 유량(F9)을 조절함으로써 실내온도를 제어하였다. 유량조절은 Fig.4에 나타난 것처럼 실내온도가 26°C보다 높아지면 설계유량값으로 공급하고, 25°C보다 낮아지

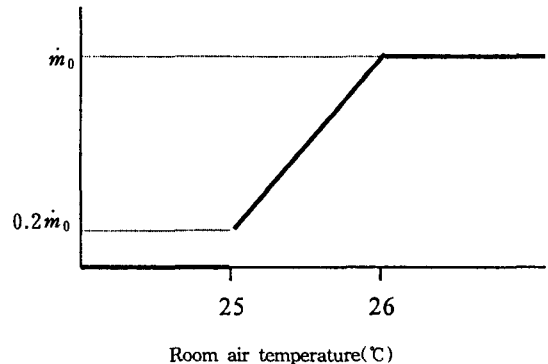


Fig.4 Mass flow rate control of hot water into the generator

면 공급을 중단하도록 하였다. 그리고 두 온도사이에서는 선형적으로 조절하는 것으로 가정하였다.

날이 흐려 태양열이 충분치 못할 경우 또는 시동 시에는 보조가열기(U9)가 작동하도록 하였는데, Fig. 1의 F12로 표시된 것처럼 실내공기의 온도가 26.5°C보다 높아지면 냉방용량이 불충분한 것으로 판단하여 보조가열기에서 정상상태에서의 재생기의 가열량에 해당하는 열량(15.2kW)이 추가로 재생기에 공급되는 것으로 가정하였다.

Table 3 Description of heat and mass flow rate between two units

| FLUX No. | from | to | Description |
|----------|------|-----|--|
| F1 | U1 | U2 | Water vapor, $\dot{m}=C*\sqrt{dp}$ |
| F2 | U2 | U3 | Water, Saturated liquid, $\dot{m}=C*H*\sqrt{dp}$ |
| F3 | U3 | U4 | Water vapor, $\dot{m}=C*\sqrt{dp}$ |
| F4 | U1 | U4 | LiBr-water, $\dot{m}=C*H*\sqrt{dp}$ |
| F5 | U4 | U1 | Water, $\dot{m}=\text{constant}$ |
| F6 | U4 | U1 | Solution heat exchanger, $\dot{Q}=UA*LMTD$ |
| F7 | U5 | U3 | $\dot{Q}=UA*LMTD$ |
| F8 | U12 | F9 | $m(9)=m_o[0.02+0.98(T(U12)-T_o(U12)+1)]$ for $T_o(U12)-1 < T(U12) < T_o(U12)$ $m(9)=m_o$ for $T(U12) > T_o(U12)$ $m(9)=0$ for $T(U12) < T_o(U12)-1$ |
| F9 | U7 | U1 | $\dot{Q}=UA*LMTD$ |
| F10 | U4 | U6 | Cooling water \rightarrow Absorber \rightarrow Condenser $\dot{Q}=UA*LMTD$ |
| F11 | U2 | U6 | $\dot{Q}=UA*LMTD$ |
| F12 | U12 | F13 | $\dot{Q}(13)=\dot{Q}_o$ for $T(U12)>T_{max}(U12)$ |
| F13 | U9 | U7 | Auxiliary heat supply, $\dot{Q}=\text{constant}$ |
| F14 | U8 | U7 | $\dot{Q}=UA*LMTD$ |
| F15 | U10 | U8 | Solar radiation, $\dot{Q}=UA*LMTD$ |
| F16 | U8 | U11 | Heat loss, $\dot{Q}=UA*LMTD$ |
| F17 | U12 | U5 | $\dot{Q}=UA*LMTD$ |
| F18 | U13 | U12 | $\dot{Q}=UA*LMTD$ |
| F19 | U11 | U13 | Convection load, $\dot{Q}=UA*LMTD$ |
| F20 | U10 | U13 | Solar load, $\dot{Q}=UA*LMTD$ |

5. 태양열 이용 흡수식 냉방기의 동특성 시뮬레이션 결과

아침에 흡수식 냉방기가 시동되는 시점에 장치의 온도는 주변과 거의 같은 온도를 가지는 것으로 생각하여 초기조건으로 재생기, 응축기, 증발기, 흡수기의 온도는 25℃로 하였고, 냉수입구의 온도와 실내공기의 온도는 26℃, 냉각수의 온도는 31℃, 축열조(U7)의 온도는 80℃, 집열판의 온도는 70℃로 하였다.

Fig.5에서부터 Fig.9까지는 유량제어와 보조가열기를 작동시키지 않았을 때(mode 1)의 결과가 나

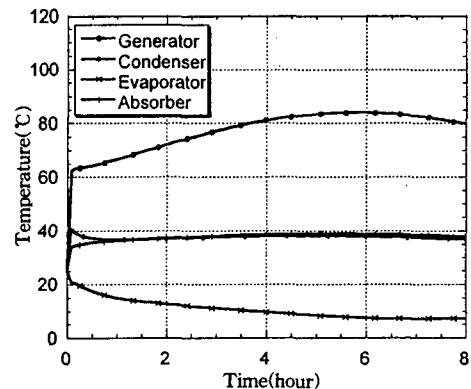


Fig.5 Temperature variation of the absorption cooling machine at mode 1

타나 있다. Fig.5에는 흡수식 냉방기의 각 요소, 즉 재생기, 응축기, 증발기, 응축기에서의 온도 변화가 나타나 있는데, 처음 약 10분 동안 급격히 온도가 상승하여 정상온도에 도달한 후 부하에 따른 안정된 변화를 보이고 있다.

Fig.6에는 흡수식 냉방기 주변요소들의 온도변화가 나타나 있다. 축열조의 온도와 집열판의 온도가 일사조건과 외기온도의 변화와 유사한 모양의 온도변화를 보여주고 있다. 실내공기의 온도는 28℃와 22℃ 사이에서 변하는 것을 보여주고 있고, 팬코일 유닛내의 냉수의 온도는 26℃에서 12℃까지 낮아지고 있다.

Fig.7에는 흡수식 냉방기내의 농용액과 희용액의 농도변화가 나타나 있는데, 재생기의 온도가 높아지

면서 농도도 짙어지고, 농도폭도 커지는 것을 볼 수 있다.

Fig.8에는 열부하(Fig.2의 일사(F18)와 대류(F20)의 합)와 냉방용량(F7)의 변화가 집열판에서의 집열량(태양으로부터 받은 복사열에서 집열판에서 외부공기로 방출한 열을 빼준 양)의 변화와 함께 나타나 있다. 초기에는 열부하가 냉방용량보다 크고, 나중에는 냉방용량이 열부하를 초과하는 것을 볼 수 있다. 태양열 집열판에서의 집열량은 일사량이 줄어들고 집열판의 온도가 높아짐에 따라 점점 줄어드는 것으로 나타나고 있다. Fig.5~Fig.8로부터 본 연구에서 가정한 기상조건에서는 가동후 4시간까지는 부분 부하 상태에서 운전이 되는 것을 알 수 있다.

Fig.9에는 실내공기의 온도와 고온재생기로의 열

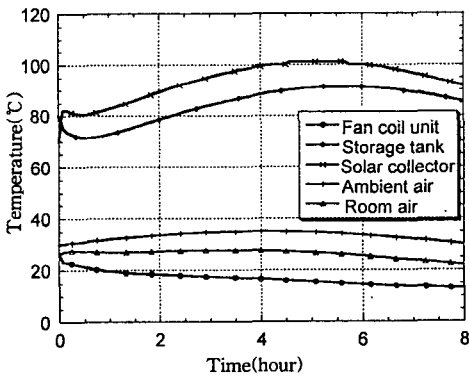


Fig.6 Temperature variation of the system component at mode 1

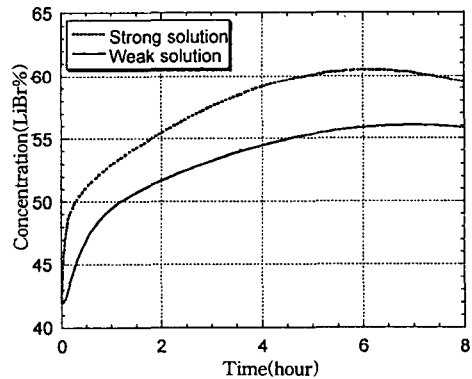


Fig.7 Concentration variation of the absorption cooling machine at mode 1

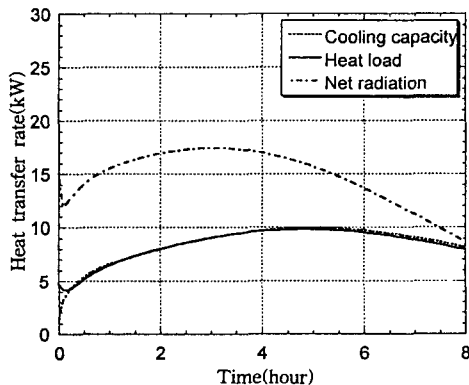


Fig.8 Variation of cooling capacity, heat load, and net radiation at mode 1

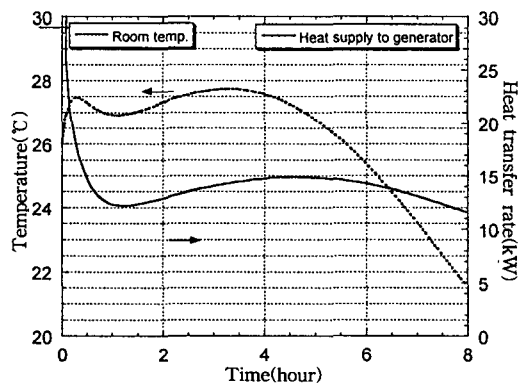


Fig.9 Heat transferred to the generator at mode 1

전달량의 변화가 나타나 있다. 처음 30분동안에는 재생기로의 열전달이 큰 것으로 나타나 있는데, 이는 이 시간 동안에는 고온 재생기내의 용액과 온수와의 온도차가 크기 때문이다. 그러나 재생기에 공급되는 열량이 크에도 불구하고 초기 열부하가 냉방용량보다 크기 때문에 실내공기의 온도가 상승하고 있는 것을 볼 수 있다. 실내공기는 운전 후 4시간이 지난 때까지 설계온도인 26℃를 상회하다가 5시간이 지나서는 실내온도가 설계온도보다 낮아지는 것을 볼 수 있다. 이는 실내온도에 관계없이 구동 온수가 일정하게 공급되는 결과로 냉방용량이 부족할 때는 보조열원이 작동될, 냉방용량이 열부하를 초과할 경우에는 온수공급을 줄임으로 실내공기의 온도를 일정하게 유지할 수 있을 것이라 예측할 수 있다.

Fig.10에서부터 Fig.14까지는 유량제어와 보조가열기를 작동시켰을 때(mode 2)의 결과를 보여주고 있다. Mode 2에서의 초기조건은 mode 1과 동일하며, Fig.10에는 재생기, 응축기, 증발기, 흡수기에서의 온도변화가 나타나 있다. 이전 결과에 비해 상당히 복잡한 모습을 볼 수 있다. 보조가열기가 작동할 때는 재생기와 응축기의 온도가 갑자기 상승하게 되고, 온수의 공급을 줄였을 경우에는 온도가 낮아지게 되기 때문이다.

Fig.11에는 주변요소들의 온도변화가 나타나 있다. 집열판과 출열조의 온도가 mode 1에서보다 높은 온도를 유지하고 있는 것을 볼 수 있다. 초기에는 보조가열기의 작동으로 온도가 보다 빨리 상승하였고,

나중에는 열부하의 감소에 따른 온수공급의 제어로 인해 축열조의 온도를 높은 온도로 유지할 수 있게 된 것이다. 실내공기의 온도는 27.5℃와 24.5℃ 사이에서 변화하고 있는 것을 볼 수 있다.

Fig.12에는 농용액과 희용액의 농도변화가 나타나 있는데, 재생기의 온도변화와 비슷한 양상을 보여주고 있다. 이 그림을 Fig.7과 비교하면 운전이 끝나는 시간에서의 농도차가 온수 유량 제어를 하지 않는 경우가 훨씬 큰 것을 알 수 있다. 온수의 공급을 중단하고 시스템을 일정시간 동안 운전하면 농용액과 희용액의 농도차가 점점 줄어들어 효율적으로 시스템을 정지시킬 수 있다. 농도차가 큰 상태에서 시스템이 정지된다는 것은 시스템에 저장된 에너지를 낭비하는 것으로 생각할 수 있기 때문에 온

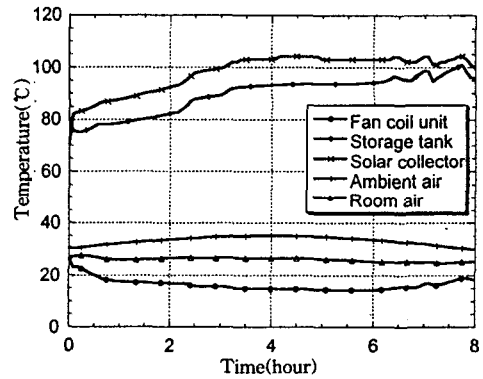


Fig.11 Temperature variation of the system component at mode 2

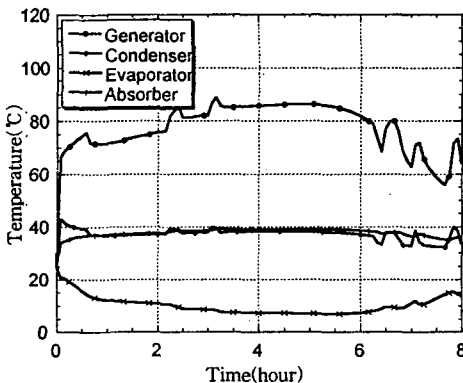


Fig.10 Temperature variation of the absorption cooling machine at mode 2

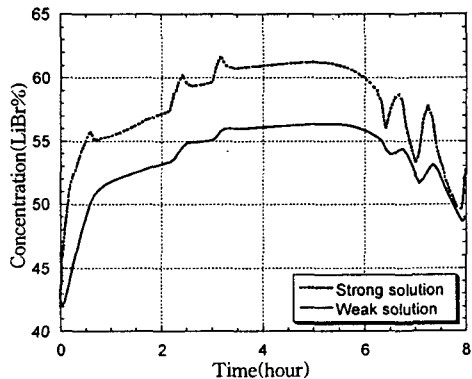


Fig.12 Concentration variation of the absorption cooling machine at mode 2

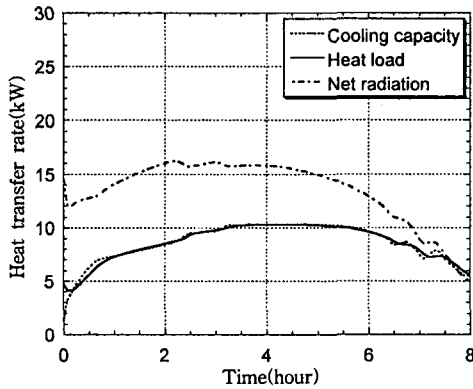


Fig.13 Variation of cooling capacity, heat load, and net radiation at mode 2

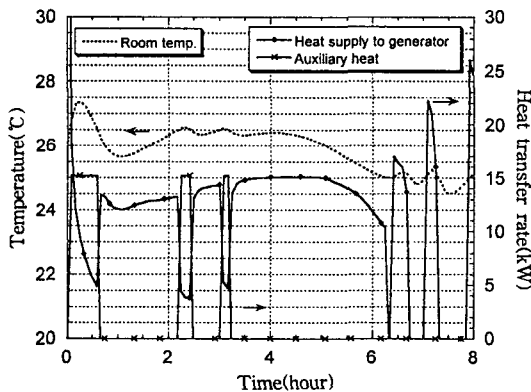


Fig.14 Heat transferred to the generator at mode 2

수 유량을 제어하는 것은 시스템 정지시에도 필수적이다.

Fig.13에서는 초기에 보조가열기의 작동으로 인해 냉방용량이 열부하를 빠른 시간내에 초과하는 것을 볼 수 있고, 전체적으로 열부하와 냉방용량이 일치하는 것을 볼 수 있다. 또한 6시간 이후도 실내온도를 적정온도로 유지함으로 유량제어를 하지 않았을 때의 결과보다 열부하가 적어진 것을 볼 수 있다.

Fig.14에는 실내공기의 온도와 온수로부터 재생기로의 열전달과 보조가열기로부터의 열전달의 변화를 보여주고 있다. 초기에 열부하가 크기 때문에 실내공기의 온도가 급상승하여 보조가열기가 작동하는 것을 볼 수 있다. 보조가열기가 작동하면 온수로부터의 열전달은 급격히 줄어들는데, 이는 재생기

Table 4 Comparison of mode 1 and mode 2 operation

| | Q_G (kJ) | Q_E (kJ) | COP |
|--------|------------|------------|-------|
| Mode 1 | 443,600 | 251,600 | 0.567 |
| Mode 2 | 435,500 | 253,600 | 0.582 |

의 온도 상승으로 인한 것이다. 즉, 보조가열기가 작동하면 재생기의 온도가 상승하고 이렇게 되면 축열조에서 공급되는 온수와 재생기의 온도차가 줄어들기 때문에 축열조에서 공급되는 열량(Fig.1의 F9)이 줄어드는 것이다. 본 연구에서 가정한 기상조건에서는 시동초기에 냉방용량이 부족하여 30분 가량 보조가열기가 작동한 후에 2시간이 지난 후에 짧게 2번 더 보조가열기가 작동하는 것으로 나타났다. 물론 기상 조건이 달라지면 보조가열기의 작동을 포함한 시스템의 운전형태는 크게 달라질 것이다. 시동 후 6시간이 지나서 부터는 실내온도가 낮아져 온수의 공급이 제어되고 있는 것을 볼 수 있다. 유량제어와 보조가열기의 작동이 실내공기의 온도를 거의 전 운전시간동안 26°C에서 위아래로 1°C 범위내에서 제어되고 있는 것을 보여주고 있다.

Mode 1과 mode 2로 8시간씩 운전한 결과가 Table 4에 나타나 있다. 이 결과에서 mode 2의 COP가 mode 1보다 약간 높은 것을 알 수 있다. 이것은 이미 언급하였듯이 mode 1에서는 농도가 높은 상태, 즉 내부에너지가 높은 상태에서 시스템의 운전이 종료되기 때문이다. 이상으로부터 실내온도 조절, 종료시의 축열조 온도, COP 측면에서 mode 2가 mode 1보다 우수함을 알 수 있다.

6. 결 론

동특성 시뮬레이션을 통해서 태양열 흡수식 냉방 시스템의 특성을 일사조건과 외기온도가 변하는 상황에서 알아보았다.

유량제어를 하지 않았을 경우에는 열부하의 변화에 따라 온수공급을 하지 않으므로 인해 운전 초기에는 실내온도가 너무 높게 되고, 열부하가 적어지는 경우에는 실내온도가 22°C까지 낮아지는 결과가 나타났다.

반면, 온수의 유량제어와 보조가열기를 도입하였을 경우에는 실내온도를 거의 전 운전시간 동안 26℃에서 아래위로 1℃ 범위로 유지할 수 있었다. 제어를 하지 않았을 경우에 비하여 실내온도를 적정온도로 유지하였을 뿐 아니라, 불필요한 가열을 줄임으로 시스템 종료시에 축열조내의 온수의 온도를 고온으로 유지할 수 있었다. 또한 온수공급을 중단하여 농용액과 희용액의 농도를 줄인 상태에서 시스템을 정지시킴으로서 COP도 증가하게 되는 것을 알 수 있었다.

본 연구에서 태양열 흡수식 냉방기는 외부조건에 변화에 따라 운전 상태가 크게 변하는 것으로 나타났다. mode 2와 같은 유량제어와 보조가열기를 작동시킴으로서 이러한 변화에도 실내온도를 적정온도로 유지할 수 있을 것으로 예상된다.

참 고 문 헌

1. G. Grossman and A. Johannsen, 1981, "Solar cooling and air conditioning", Prog. Energy Combust. Sci., Vol. 7, pp. 185~228.
2. H. Tanaka and S. Usui, 1981, "Solar-powered air-conditioner technology", Hitachi Review, Vol. 30, No. 1, pp. 25~31.
3. S. L. Grassie and N. R. Sheridan, 1977, "Modeling of a solar operated absorption air conditioner system with refrigerant storage", Solar Energy, Vol. 19, pp. 691~700.
4. O. C. Iloeje, 1988, "Parametric effects on the performance of a solar-powered solid absorption refrigerator", Solar energy, Vol. 40, No. 3, pp. 191~195.
5. 김무근, 정시영, 김효경, 1983, "태양열 이용 흡수식 냉동기에 의한 냉방장치 연구", 공기조화·냉동공학, Vol. 12, No. 3, pp. 147~158.
6. R. Kahn, J. Scharfe, A. Häberle, J. Gunx-bourg, D. Larger and E. Zarza, 1991, "An absorption heat pump for water desalination", Proceedings of Absorption Heat Pump Conference '91, pp. 231~236.
7. D. C. Erickson, 1991, "Isaac solar refrigerator", Proceedings of Absorption Heat Pump Conference '91, pp. 237~242.
8. K. C. Ng and T. Y. Bong, 1991, "A comparison of the thermal-control strategies for operating a solar-powered absorption air-conditioning plant", Proceedings of Absorption Heat Pump Conference '91, pp. 243~248.
9. N. Isshiki, K. Ogawa, J. Kamoshide, 1996, "Absorption steam tricycle driven by concentrated solar heat energy", International Absorption Heat Pump Conference, Vol. 2, pp. 661~667.
10. A. Hauer and W. Dallmayer, 1996, "Open gas fired absorption heat pump for space heating in conjunction with solar collectors", International Absorption Heat Pump Conference, Vol. 2, pp. 703~708.
11. A. E. Ataer and B. Kilkis, "An analysis of the solar absorption cycle when coupled with in-slab radiant cooling panels", International Absorption Heat Pump Conference, Aes-Vol. 31, pp. 385~391.
12. Private Communication, 경원세기.
13. S. Jeong, B. H. Kang and S. W. Kang, 1998, "Dynamic simulation of an absorption heat pump for recovering low grade waste heat", Applied Thermal Engineering, Vol. 18, Nos 1-2, pp. 1~12.
14. J. A. Duffie and W. A. Beckman, 1980, "Solar engineering of thermal process", John Wiley & Sons, Inc., pp. 42~43.