

일중효용 사이클과 일중효용/2단승온 사이클을 이용한 태양열 흡수식 냉방시스템의 비교

정 시 영, 이 상 수[†], 조 광 운, 백 남 춘*

서강대학교 기계공학과, *에너지 기술개발 연구소

Comparison Between Two Solar Absorption Cooling System Using Single Effect and Single Effect/Double Lift Cycle

SiYoung Jeong, Sang Soo Lee[†], Kwang Woon Cho, Nam Chun Beck^{*}

Department of Mechanical Engineering, Sogang University, sinsul mapo Seoul, Korea

**Korea Institute of Energy Reserch, jang dong 71-2 yosung Daejeon, Korea*

(Received July 15, 1999; revision received October 9, 1999)

ABSTRACT: A numerical study has been carried out to find out the optimal design condition of a solar absorption cooling system. The system was composed of solar collectors and an absorption chiller with LiBr/water. The System performance with commercial single effect(SE) cycle and a new single effect/double lift(SE/DL) cycle utilizing low temperature hot water was calculated and compared. It was found that the required solar collector area grew exponentially as the overall heat loss coefficient of solar collectors increased. For instance, the required area for cooling capacity of 1 USRT was 17 m² if heat loss coefficient was 4 W/m² · K. If heat loss coefficient was doubled(8 W/m² · K), the required collector area was increased by 6 times(100 m²). It was also found that the SE-cycle as the heat loss coefficient of solar collectors increased. Generally, a SE/DL-cycle seems to be more advantageous than a SE-cycle if loss coefficient of solar collector is greater than 4 W/m² · K.

Key words: 태양열 흡수식 냉방 시스템(Solar absorption cooling system), 리튬브로마이드/물(LiBr/water), 일중효용(Single effect), 일중효용/2단승온(Single effect/double lift), 태양열집열판(Solar heat collector), 보조열량(Auxiliary heat)

기호설명

A : 면적 [m²]

A_C : 집열판의 면적 [m²]

COP : 성능계수

C_P : 물의 정압비열

G_T : 집열판의 일사량 [W/m²]

F' : 집열판의 효율계수

F_R : 집열판의 열 제거 계수

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-705-8633; fax: +82-2-707-2681

E-mail address: neokensin@yahoo.co.kr

- \dot{m}'' : 집열판 단위 면적당 순환유량
 [$kg/s \cdot m^2$]
 \dot{m}_S : 용액 또는 냉매의 유량 [kg/s]
 \dot{m}_W : 온수, 냉각수, 냉수의 유량 [kg/s]
 T_a : 대기의 온도 [$^{\circ}C$]
 T_H : 재생기 입구온도 [$^{\circ}C$]
 T_i : 집열판 입구온도 [$^{\circ}C$]
 T_O : 집열판 출구온도 [$^{\circ}C$]
 U : 총괄 열전달 계수 [$W/m^2 \cdot ^{\circ}C$]
 U_L : 총괄 손실 계수 [$W/m^2 \cdot ^{\circ}C$]
 \dot{Q} : 열전달량 [W]
 P : 압력 [bar]

그리스 문자

- η_i : 태양열 집열판의 효율
 α : 흡수율
 τ : 투과율

하첨자

- A : 흡수기
 AA : 보조흡수기
 AG : 보조재생기
 C : 응축기
 D : 일중효용/2단승은 흡수식 냉방기
 E : 증발기
 G : 재생기
 HG : 고온재생기
 LG : 저온재생기
 S : 일중효용 흡수식 냉방기
 0 : 기준상태

1. 서론

최근 에너지 절약과 함께 환경보전의 중요성이 어느 때 보다 강조됨에 따라 태양열을 이용한 흡수식 냉방기에 대한 관심이 높아지고 있다.

우리나라의 하절기는 냉방부하도 클 뿐만 아니라 일사량도 높은 편이므로 흡수식 냉방기의 적

용 가능성이 높다. 그러므로 온수공급이나 난방용으로 설치된 집열판을 일사량이 풍부한 하절기에 냉방용으로 활용하는 것은 기존 시설의 활용도를 높이는 의미가 있을 뿐만 아니라 하절기에 급증하는 전력수요를 경감시키는 효과도 있다.

태양열을 이용한 흡수식 냉방에 관한 연구는 1970년대의 유류파동 이후 국내외에서 크게 주목 받았다. 그 시기에 수행된 연구 중 몇 가지를 살펴보면 Grossman 등⁽¹⁾은 기존의 논문을 바탕으로 여러 사이클의 장단점을 비교하였고, Tanaka 등⁽²⁾은 선사인 계획의 일부로서 기포펌프를 이용한 20USRT 흡수식 냉방기 시제품을 제작하여 열원의 온도가 90~95 $^{\circ}C$ 에서 0.5정도의 COP를 얻었고, Grassie 등⁽³⁾은 집열판과 냉각탑을 포함한 LiBr/water 흡수식 냉방기를 모델링하여 계산하였다. Iloeje⁽⁴⁾는 CaCl₂를 흡수제, NH₃를 냉매로한 태양열 이용 흡수식 냉방기에 대한 연구를 하였다. 국내에서는 김무근 등⁽⁵⁾이 서울의 일사조건에서 흡수식 냉방기의 운전특성에 관한 연구를 수행하였다. 1980년대 중반이후에는 낮은 유가로 인하여 태양열 냉방에 대한 연구는 그리 활발하지 않았으나 최근 들어 환경에 관한 관심이 고조되며 연구가 활성화되고 있다.^(6,7)

지금까지 태양열 냉방에 관하여 수행된 연구의 대부분은 기존의 일중효용 LiBr/water 흡수식 냉방기를 사용하는데 이 경우에는 재생기를 가열한 후에 집열판으로 들어가는 온도가 80 $^{\circ}C$ 가량으로 높기 때문에 집열판에서의 집열효율이 감소하게 된다. 이러한 단점을 보완하기 위해서 최근 연구되고있는 일중효용/2단승은 흡수식 냉방 사이클을 적용할 수 있는데 이 사이클은 기존의 일중효용 사이클에 비하여 약간 성능계수가 낮지만 온수를 낮은 온도까지 이용할 수 있는 장점이 있다.

본 연구에서는 기존의 일중효용 흡수식 냉방기를 이용하는 경우와 일중효용/2단승은 흡수식 냉방기를 이용하는 경우에 태양열 냉방부하에 따라 보조 열량이 얼마나 소요되는지를 수치적으로 해석하여 최적의 집열판 면적을 선정하는 방안을 제시하고자 한다.

2. 태양열 이용 흡수식 냉방 시스템

본 연구에서 고려한 태양열 이용 흡수식 냉방

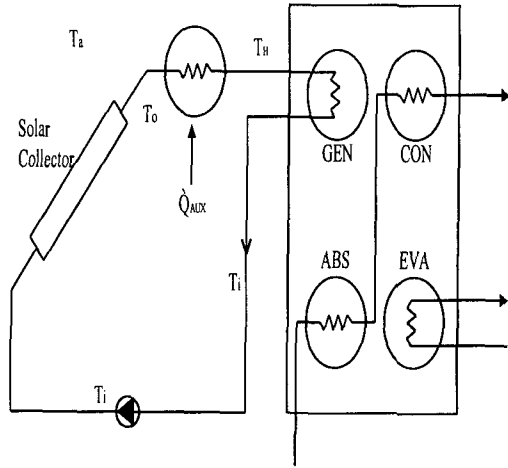


Fig. 1 Schematic diagram of a solar absorption cooling system.

시스템의 개략도가 Fig. 1에 표시되어 있다. T_i 의 온도로 집열판에 들어간 온수는 태양열 집열판에서 T_o 의 온도로 가열되어 온수는 흡수식 냉방기의 재생기로 공급된다. 만약 일사량이 충분치 못하여 온수의 온도가 낮아진 경우에는 보

조열량 Q_{AUX} 가 공급되어 T_H 로 온도가 높아져 재생기에 들어간다. T_a 는 대기의 온도이며 본 연구에서는 30°C 로 가정하였다.

실제 태양열 냉방 시스템에서는 축열조가 있어서 냉방부하와 집열량이 차이가 있는 경우에 대비하고 있으나 본 연구에서는 해석을 간단히 하기 위하여 축열조가 설치되지 않은 것으로 가정하고 냉방부하가 집열량보다 큰 경우에는 보조 열량이 공급되는 것으로 가정하였다.

2.1 일중효용 흡수식 냉방기

본 연구에서 가정한 일중효용 흡수식 냉방기는 냉매로 물, 흡수제로 LiBr 수용액을 사용하는 일중효용 기기로서 재생기, 응축기, 증발기, 흡수기와 용액 열교환기의 주요 부분으로 구성되어 있다. 재생기의 구동열원으로는 태양열 집열판에서 얻어지는 온수를 사용하고, 흡수기의 흡수열과 응축기의 응축열은 냉각수에 의해 제거된 후 냉각탑에서 대기로 방출된다. 증발기에서는 냉수가

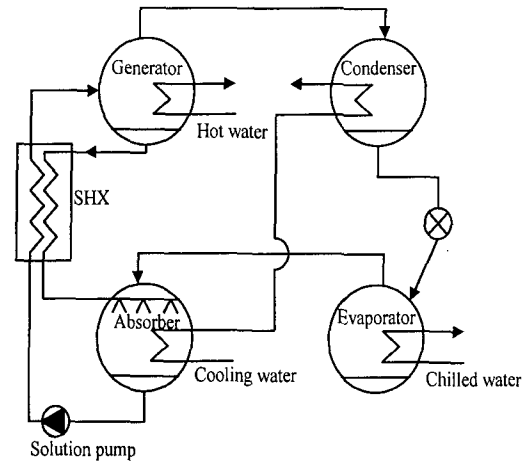


Fig. 2 Schematic diagram of a single effect absorption chiller.

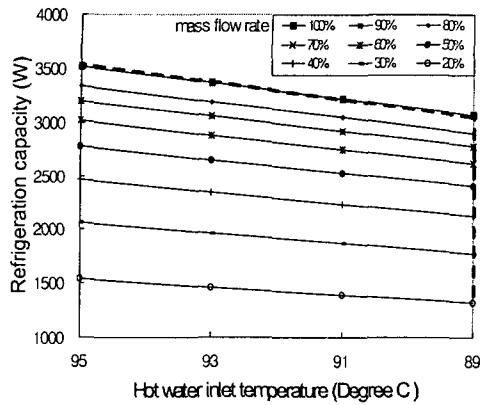
얻어져 필요한 공간에 공급되어 냉방이 수행된다. 이러한 일중효용 흡수식 냉방기의 구성도가 Fig. 2에 나타나 있다. 흡수식 냉방기에서 용액 열 펌프의 동력은 무시할 정도로 적으므로 이를 무시하면 정상상태에서의 시스템 전체의 에너지 평형식은 다음과 같다.

$$\dot{Q}_A + \dot{Q}_C = \dot{Q}_G + \dot{Q}_E \quad (1)$$

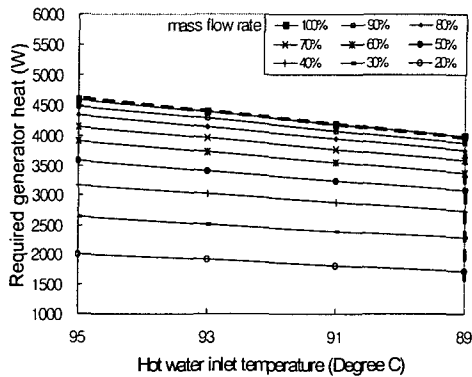
또한 일중효용 흡수식 냉방기의 성능계수 (COP)는 다음과 같이 정의된다.

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} \quad (2)$$

1 RT(3520 W)의 냉방용량을 갖는 흡수식 냉방기에 대하여 사이클 시뮬레이션 프로그램을 활용하여⁽⁸⁾ 구한 조건이 Table 1에 표시되어 있다. 이 사이클 시뮬레이션은 정상상태의 상태를 계산하여 구한 값을 입력값으로 시간에 따른 각각의 Component별 상태를 파악할 수 있게 하는 프로그램이다. 모든 조건이 설계조건과 동일하고 온수의 입구조건과 유량이 변화할 때의 냉방용량은 Fig. 3 (a)에 표시되어 있고 재생기에 필요한 열량은 Fig. 3 (b)에 표시되어 있다. 여기에서 일정



(a) Refrigeration capacity



(b) Heat into the generator

Fig. 3 Performance variation of the simulated single effect absorption chiller.

한 유량에서는 온수 입구 온도가 낮아짐에 따라 냉방용량과 재생기 가열량은 거의 선형적으로 변하는 것을 알 수 있다. 일정한 온수의 입구온도에서는 유량이 감소함에 따라 급격히 냉방용량과 재생기 가열량이 줄어든다.

따라서 냉방용량에 따라 재생기에 필요한 열량은 변화하나 COP는 0.76 정도로 거의 일정하게 나타난다. 한편 온수의 입구온도가 88°C인 경우에는 온수의 온도와 재생기의 온도차가 실질적으로 알맞지 않으므로 Cycle을 작동하기가 힘들

Table 1 Design condition of a single-effect absorption Chiller

Cooling capacity(\dot{Q}_E)		3520W(1 USRT)							
COP		0.769							
Unit	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	\dot{m}_w [kg/s]	T [°C]	P [bar]	ξ [%]	\dot{m}_s [kg/s]	\dot{Q} [W]	UA [W/°C]
G	95.0	80.0	0.073	88.0	0.0793	60.5	0.0167	4580	973
A	31.0	34.0	0.352	34.9	0.00840	55.5	0.0182	4350	643
C	34.0	36.5	0.352	41.1	0.0783	0	0.00150	3750	644
E	13.0	8.00	0.168	4.66	0.00850	0	0.00150	3520	642
SHXH									110

다. 따라서 온수의 최소한의 입구온도는 89°C이상으로 유지되어야 한다.

부하에 따른 냉방기의 용량의 조절은 굵은 선을 따라 처음에는 설계유량으로 고정하고 온수의 입구 온도를 낮추어 실시하고 그 이하의 용량조절은 89°C의 온수의 공급 온도 조건에서 유량을 변화시켜 실시한다.

2.2 일중효용/2단승은 흡수식 냉방기

일중효용/2단승은 흡수식 냉방기는 온수의 순환량을 줄이고 큰 온도차를 얻기 위한 Cycle로서 지역난방 등에 적용되어 연구되어 왔다.⁽⁹⁾

일중효용/2단승은 흡수식 냉방기 개략도가 Fig. 4에 표시되어 있다. 이 사이클은 일중효용 흡수식 냉방기의 증발기(E), 흡수기(A), 고온재생기(HG), 응축기(C)이외에 저온재생기(LG), 보조흡수기(AA), 보조재생기(AG)가 추가로 설치되어 있고 용액열교환기를 포함하여 총 10개의 열교환기로 구성되어 있다.

공급되는 온수는 고온재생기를 통과하며 이 온수 중 일부는 저온재생기와 보조재생기를 통과하여 냉매 증기를 발생시킨다. 흡수기에서 공급되는 희용액은 고온재생기와 저온재생기에서 농도가 진해져서 흡수기로 들어간다. 이 과정에서 희용액과 농용액은 고온용액열교환기와 저온용액열교환기에서 내부 열교환을 한다. 고온재생기와

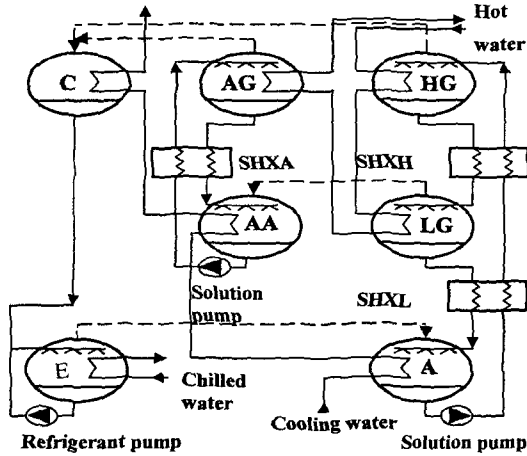
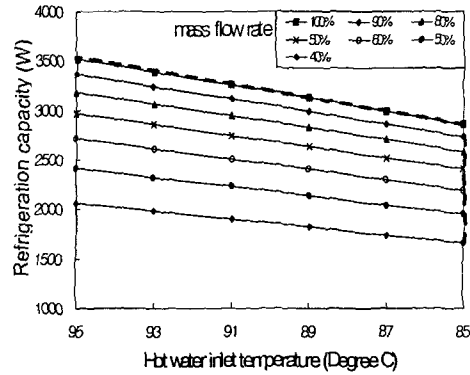


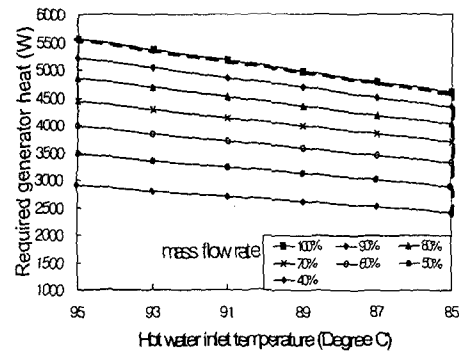
Fig. 4 Schematic diagram of a single effect/double-lift absorption chiller.

보조재생기에서 증발한 수증기는 응축기로 보내져서 냉각수에 의해 응축이 되어 증발기로 보내어진다. 저온재생기에서 발생된 증기는 보조흡수기에 흡수된다. 증발기에서 냉매는 전열관 내부로 흐르는 냉수로부터 증발 잠열을 빼앗아 증발하며 냉방효과를 얻게된다. 증발된 냉매증기는 흡수기로 흡수된다.

흡수기와 보조흡수기에서는 LiBr용액이 냉매증기를 흡수하면 흡수열이 발생하는데 이 열은 전열관 내부를 흐르는 냉각수에 의해 제거된다. 일중효용/2단승온 흡수식 냉방기가 낮은 성능계수(COP)에도 불구하고 태양열을 이용하는 흡수식 냉방장치에서 유리한 것은 온수의 출구온도를 낮게 할 수 있기 때문이다. 이로 인하여 온수 출구온도(=집열판의 입구온도)가 낮아지므로 일중효용 냉방시스템보다 큰 온도차를 이용할 수 있고 온도차의 함수인 집열판에서의 집열효율을 향상시킬 수 있으며 또한 온수의 유량을 줄일 수 있어 기존의 난방배관을 이용할 수 있다. 일중효용과 마찬가지로 흡수식 냉방기에서는 용액펌프의 동력은 다른 요소에서의 열교환량에 비하여 상대적으로 무시할 만큼 적으므로 시스템 전체의 에너지 평형식은 다음과 같다.



(a) Refrigerant capacity



(b) Heat into the generator

Fig. 5 Performance variation of the simulated single effect-double lift absorption chiller.

$$\begin{aligned}
 & \dot{Q}_A + \dot{Q}_{AA} + \dot{Q}_C \\
 & = \dot{Q}_E + \dot{Q}_{HG} + \dot{Q}_{AG} + \dot{Q}_{LG}
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

일중효용/2단승온 흡수식 냉방기의 성능계수는 소요된 열량은 $\dot{Q}_{HG} + \dot{Q}_{AG} + \dot{Q}_{LG}$ 이고 얻은 냉방용량은 \dot{Q}_E 이므로 다음과 같이 정의된다.

Table 2 Design condition of a single-effect/double-lift absorption Chiller

Cooling capacity(\dot{Q}_E)		3520W(1 USRT)								
COP		0.638								
Unit	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	\dot{m}_w [kg/s]	T [°C]	P [bar]	ξ [%]	\dot{m}_s [kg/s]	\dot{Q} [W]	UA [W/°C]	
HG	95.0	79.2	0.0363	82.0	0.0692	59.2	0.0150	2860	452	
LG	79.2	71.0	0.0363	67.0	0.0270	61.2	0.0145	1450	233	
AG	71.0	58.7	0.0363	62.0	0.0692	49.0	0.00527	1210	350	
AA	32.6	33.1	0.389	38.3	0.0270	45.0	0.00577	1240	181	
A	31.0	32.6	0.389	34.5	0.00840	55.4	0.0160	4110	582	
C	33.1	36.6	0.389	38.5	0.0692	0	0.00150	3720	1260	
E	13.0	7.70	0.159	4.48	0.00840	0	0.00150	3520	646	
SHXH									165	
SHXL									165	
SHXA									165	

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_{HG} + \dot{Q}_{AG} + \dot{Q}_{LC}} \quad (4)$$

일중효용/2단승은 흡수식 냉방사이클에 대하여 일중효용 흡수식 냉방사이클과 마찬가지로 방법으로 구한 설계조건이 Table 2에 표시되어 있고 온수 입구 온도와 유량변화에 따른 냉방 용량과 재생기에 필요 한 열량이 각각 Fig. 5 (a)와 (b)에 표시되어 있다.

일중효용/2단승은 흡수식 냉방기에서도 냉방용량은 온수 입구온도에 따라 선형적으로 감소하며 일중효용과 마찬가지로 COP는 0.63정도로 거의 일정하다. 한편 온수의 입구온도가 84°C이하인 경우에는 일중 효용과 마찬가지로 재생기와 온수의 온도차가 알맞지 않으므로 작동되기 힘들기 때문에 최소한 온수의 입구온도는 85°C이상으로 유지되어야 한다. 냉방용량조절은 일중효용과 같은 방법으로 쿨온선을 따라 실시된다.

2.3 태양열 집열판

평판형 태양열 집열판의 집열효율은⁽¹⁰⁾ 식 (5)와 같이 표시된다. 설계조건에서 집열효율은 식 (6)과 같이 표시되며 본 연구에서는 우리나라의 일사조건을 고려하여 $G_{T,0}$ 가 700 W/m²일 때

Table 3 Characteristic of a solar collector at $U_L = 4 \text{ W/m}^2 \cdot K$

	Single-effect (일중효용)	SEDL (일중효용/2단승은)
F'	0.900	0.900
U_L [W/m ² K]	4.00	4.00
$F'U_L$ [W/m ² K]	3.60	3.60
\dot{m}'' [kg/s · m ²]	0.00429	0.00200
F_R	0.816	0.733
$F_R U_L$ [W/m ² K]	3.27	2.93
ΔT at $G_{T,0} = 700 \text{ W}$	15	36.3
$F_R(\tau\alpha)$	0.621	0.558
$(\tau\alpha)$	0.761	0.761
A_C [m ² /RT]	17.0	18.2

$$\eta_i = \frac{\dot{Q}_U}{A_C G_T} = \dot{m}'' C_P \frac{(T_O - T_i)}{G_T} \quad (5)$$

$$= F_R(\tau\alpha) - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{G_T}$$

$$\eta_{i,0} = \dot{m}_0'' C_P \frac{(T_{H,0} - T_{i,0})}{G_{T,0}} \quad (6)$$

$$= F_R(\tau\alpha) - F_R U_L \frac{(T_{i,0} - T_a)}{G_{T,0}}$$

보조열량이 없이 ($T_{H,0} = T_{O,0}$) 흡수식 냉방기를 구동할 수 있도록 집열판의 면적을 선정하였다.

집열판의 열제거계수(heat removal factor)는

$$F_R = \frac{\dot{m}_0'' C_P}{U_L} \left[1 - e^{-\frac{F' U_L}{\dot{m}'' C_P}} \right] \quad (7)$$

로 표시되고 위 식에서 F' 은 집열판의 효율계수(efficiency factor)이다. 본 연구에서는 일중효용/2단승은 냉방기를 사용하는 경우의 설계조건을 기준으로 $F' = 0.9$, $U_L = 4 \text{ W/m}^2$, $\dot{m}'' = 0.002 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2$ 로 정하여 계산을

수행하였다. 기준점에서의 F_R 이 식 (7)에 의해서 계산되면 식 (6)에서 $(\tau\alpha)$ 를 아래와 같이 구할 수 있다.

$$(\tau\alpha) = \frac{\dot{m}_0'' C_P(T_{H,0} - T_{i,0}) + F_R U_L(T_{i,0} - T_D)}{F_R G_{T,0}} \quad (8)$$

이렇게 하여 집열효율계산에 필요한 $F_R(\tau\alpha)$ 와 $F_R U_L$ 값이 정해진다.

일중효용/2단승온 흡수식 냉방기를 사용하는 경우를 기준점으로 선정하였으므로 기존 일중효용 흡수식 냉방기를 사용하는 경우에는 단위면적당 순환유량이 달라지게 된다. 식 (6)에서 새로운 단위 면적당 순환유량을 구할 수 있다.

$$\dot{m}_2'' = \frac{-F U_L}{C_P \ln \left[1 - \frac{U_L(T_{H,0} - T_{i,0})}{G_{T,0}[(\tau\alpha) - U_L \frac{T_{i,0} - T_a}{G_{T,0}}]} \right]} \quad (9)$$

위의 식에서 F , U_L , $(\tau\alpha)$ 는 일중효용/2단승온의 경우와 동일하며 온수 온도조건이 달라진다.

집열판의 총괄 열전달계수(overall loss coefficient) U_L 이 달라지는 경우에도 F 과 $(\tau\alpha)$ 는 변하지 않는다는 가정하에서 식 (7), (8), (9)에 의해 설계조건을 선정할 수 있다. 이렇게 구한 기준 설계조건이 Table 3에 표시되어 있다.

2.4 보조열원

태양열을 이용하는 흡수식 냉방 시스템에서는 일사조건이 좋지 않을 때에도 냉방을 수행하기 위해 보조열원은 필수적이다. 냉방용량 \dot{Q}_E 가 주어지면 이를 공급하기 위하여 필요한 재생기 열량은 Fig. 3과 Fig. 5에 나타난 것처럼 정해지고 집열판에서의 집열량은 식 (5)에서 다음과 같이 구해진다.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_U &= \eta_i A_c G_T \\ &= F_R(\tau\alpha) A_c G_T - F_R U_L \cdot A_c (T_i - T_a) \end{aligned} \quad (10)$$

위의 식에서 T_i 는

$$T_i = T_H - \frac{\dot{Q}_G}{\dot{m}_0 C_P} \quad (11)$$

이다.

이렇게 \dot{Q}_G , \dot{Q}_U 가 계산되면

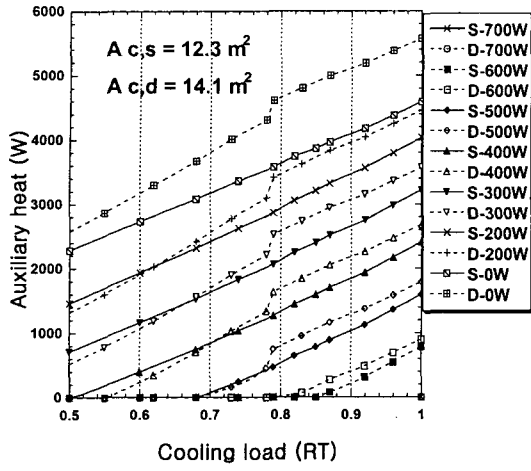
$$\dot{Q}_{AUX} = \dot{Q}_G - \dot{Q}_U \quad (12)$$

위 식에 의해 \dot{Q}_{AUX} 가 구해진다.

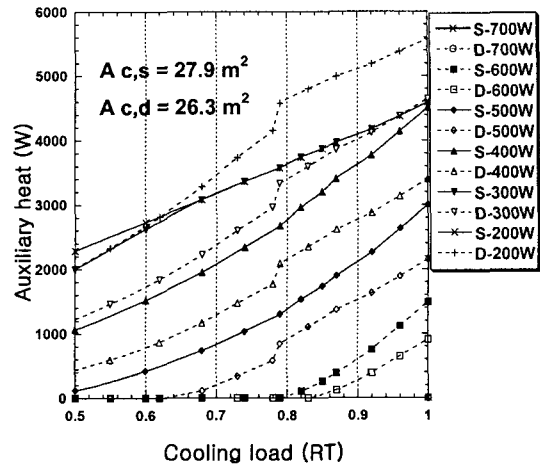
3. 해석방법 및 결과

일중효용 냉방시스템과 일중효용/2단승온 시스템의 냉방용량에 따른 시스템의 제어를 각각 Fig. 3 과 Fig. 5에 나타난 것처럼 냉방용량을 온수의 온도를 변화시키면서 줄이다가 일정한 온도 이하가 되면 유량을 바꾸는 방법을 이용하여 냉방용량을 줄이는 방법을 택하였다. 그 이유는 일중효용인 경우 온수의 온도가 88℃이하로 되면 Cycle의 구성상 온수의 온도와 재생기와의 온도차가 적절하지 않기 때문에 Cycle이 작동되기 힘들고 마찬가지로 이유로 일중효용/2단승온의 경우 84℃이하로 온수가 공급될 경우 실질적으로 Cycle이 작동이 힘들기 때문이다.

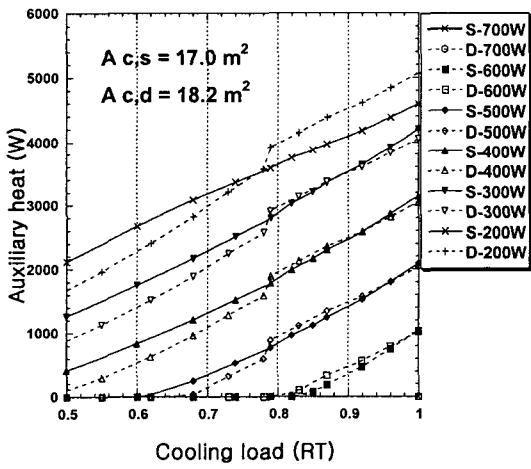
보조열량의 계산은 태양의 일사량에 따른 조건을 각각 700 W-200 W까지 100 W단위로 구하여 집열판에서 생성되는 열량을 냉방기에 필요한 열원으로 공급하고 부족한 열원은 보조열량을 공급하여 얻는 것으로 하여 일중효용 흡수식 냉방기와 일중효용/2단승온 흡수식 냉방기에서 필요한 보조 열량을 U_L 값에 따라 Fig. 6에 표현하였다. 따라서 Fig. 6에서는 주어진 일사량에 따른 냉방용량에 따른 필요한 보조열량 및 그때의 집



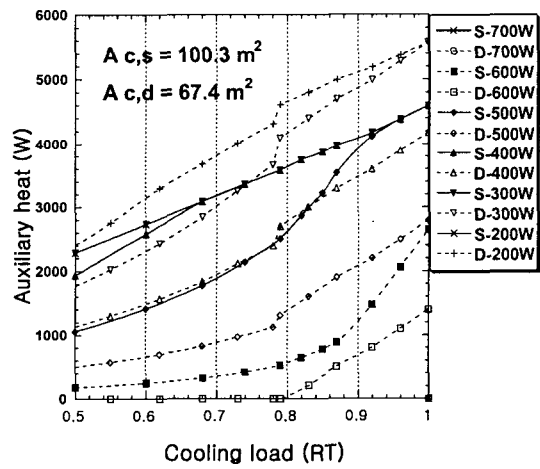
(a) $U_L = 2 \text{ W/m}^2 \cdot K$



(c) $U_L = 6 \text{ W/m}^2 \cdot K$



(b) $U_L = 4 \text{ W/m}^2 \cdot K$



(d) $U_L = 8 \text{ W/m}^2 \cdot K$

Fig. 6 Required auxiliary heat at various operation condition.

열판의 면적을 알 수 있다.

계산결과 두드러진 특징은 기준 설계조건에서 U_L 이 증가함에 따라 집열판의 설치면적이 급격히 증가한다는 것이다. Fig.6을 보면 일중효용 흡수식 냉방기를 사용하고 $U_L=4 \text{ W/m}^2 \cdot K$ 인 경우 1 RT당 소요되는 집열판의 면적이 17 m^2 인데 $U_L=8 \text{ W/m}^2 \cdot K$ 의 경우 1 RT당 100 m^2 로 급격하게 증가한다. 또한 집열판의 손실계수가 커질수록 일중효용 냉방기보다는 일중효용/2단승은 흡수식 냉방기를 사용하는 것이 소요되는 집열판을 줄일 수 있다는 것을 알 수 있다.

$U_L=8 \text{ W/m}^2 \cdot K$ 인 경우 1 RT당 집열판의 소용 면적을 비교하여 보면 일중효용의 경우 100 m^2 인 반면 일중효용/2단승은의 경우 67 m^2 이다. 일사량이 0인 경우는 흡수식 냉방기 구동에 필요한 모든 열량을 보조 열원에서 공급해야 하고 일사량이 700 W/m^2 이상인 경우는 태양열만으로 운전이 가능하다.

Fig. 6 (a)에 나타난 집열판의 성능이 좋은 $U_L=2 \text{ W/m}^2 \cdot K$ 의 경우를 살펴보면 일중효용 흡수식 냉방기를 사용하는 것이 집열판의 소용면적도 작고 모든 일사량 조건에서 보조열량도 작게 나타났다. 이러한 결과를 통하여 집열판의 성능이 매우 좋은 경우에는 일중효용 흡수식 냉방기를 사용하는 것이 일중효용/2단승은 흡수식 냉방기를 사용하는 것보다 유리함을 알 수 있다.

기준조건인 $U_L=4 \text{ W/m}^2 \cdot K$, Fig. 6 (b)인 경우에는 두 흡수식 냉방기에 대하여 집열판의 면적이나 보조열량이 거의 차이가 없게 나타났다. 부하가 감소할수록 일중효용/2단승은 흡수식 냉방기를 사용하는 것이 유리한 것으로 나타난다.

한편 집열판의 성능이 반대로 좋지 않은 경우인 $U_L=6 \text{ W/m}^2 \cdot K$, Fig. 6 (c)경우를 살펴보면 $U_L=2 \text{ W/m}^2 \cdot K$ 인 경우와는 반대로 일중효용/2단승은 흡수식 냉방기를 사용하는 것이 일중효용 흡수식 냉방기를 사용하는 것보다 좋은 성능을 나타내고 있음을 볼 수 있는데 이유는 일중효용/2단승은 흡수식 냉방기가 큰 온도차를 이용할 수 있기 때문이다. 따라서 집열판의 성능이 좋지 않은 경우에는 일중효용/2단승은 냉방기를

사용하는 것이 유리하며 특히 유량을 변화시키는 부분에 있어서는 일중효용/2단승은 흡수식 냉방기가 일중효용 흡수식 냉방기보다 탁월한 성능을 나타낸다는 사실을 알 수 있다.

마지막으로 $U_L=8 \text{ W/m}^2 \cdot K$, Fig 6 (d)의 경우를 살펴보면 집열판의 성능이 상당히 낮아 소요집열판 면적이 증가하여 실제로 시스템을 구성하기가 부적절하며 $U_L=6 \text{ W/m}^2 \cdot K$ 인 경우와 마찬가지로 일중효용/2단승은 흡수식 냉방기를 사용하는 것이 유리하다는 것을 알 수 있다. 다만 일사량 조건이 아주 좋지 않은 경우 ($G_T \leq 200 \text{ W/m}^2$)에는 거의 모든 열량을 보조열량에서 공급해야 하므로 이 경우에는 COP가 높은 일중효용이 유리해진다.

한편 Fig. 6에서 공급되는 온수의 온도차가 큰 일중효용/2단승은일 경우 온도를 줄이다가 유량을 바꾸는 경우에 일중효용과 달리 보조열량의 기울기가 변한다.

위의 결과를 종합하여 보면 일중효용/2단승은 흡수식 냉방기가 일중효용 흡수식 냉방기보다 낮은 효율에도 불구하고 집열판의 손실계수가 커짐에 따라 공급되는 온수의 큰 온도차를 이용할 수 있기 때문에 보조열량의 측면에서 유리해지는 경향을 보이고 있다.

4. 결론

기존의 일중효용 흡수식 냉방기와 새로운 일중효용/2단승은 흡수식 냉방기를 사용하여 태양열 냉방시스템을 구성하는 경우에 대한 시뮬레이션을 실시하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 태양열 집열판의 손실계수 U_L 이 증가함에 따라 소요되는 집열판의 면적이 급격히 증가한다.

집열판의 면적을 고려하면 $U_L=8 \text{ W/m}^2 \cdot K$ 인 경우에는 현실적으로 흡수식 냉방기를 사용하는 것이 불가능하다고 판단되며 본 연구에서 가정한 조건하에서는 $U_L=4 \text{ W/m}^2 \cdot K$ 이하의 집열판 사용해야 1 RT당 집열판의 소요면적을 20 m^2 이하로 할 수 있는 것으로 나타났다.

(2) $U_L=4 \text{ W/m}^2 \cdot K$ 이하인 경우에는 집열판의 면적이나 보조열량의 필요량을 고려할 때 일

중효용 흡수식 냉방기를 사용하는 것이 일중효용/2단승은 흡수식 냉방기를 사용하는 것보다 유리하나 $U_L = 4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ 이상인 경우에는 그 반대의 결과를 갖는다.

(3) 실제 널리 사용되는 집열판의 U_L 을 $U_L = 6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ 정도로 생각한다면 이 경우에는 일중효용/2단승은 흡수식 냉방기를 사용하는 것이 기존 일중효용 흡수식 냉방기를 사용하는 것보다 집열면적은 약 6%, 보조열량은 20~30% 가량 줄일 수 있다.

(4) 일중효용/2단승은 흡수식 냉방기의 냉방효율이(0.638)이 일중효용의 냉방효율(0.769)보다 낮음에도 불구하고 집열판의 손실계수가 커질 때 유리한 이유는 집열판의 효율이 온수의 온도차의 함수이기 때문에 큰 온수의 온도차를 이용하여 집열판의 효율을 높여 보조열량의 양을 줄일 수 있기 때문이다. 따라서 집열판의 손실계수가 커질 경우 냉방효율을 보상하는 효과가 커지므로 일중효용 냉방시스템 보다 유리해 짐을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 1999년도 서강대학교 교내연구비 지원에 의하여 이루어졌으며 이에 감사를 표합니다.

참고문헌

- Grossman, G., and Johannsen, A., 1981, Solar cooling and air conditioning, Prog. Energy Combust. Sci., Vol. 7, pp. 185-228.
- Tanaka, H., and Usui, S., 1981, Solar-powered air-conditioner technology, Hitachi Review, Vol. 30, No. 1, pp. 25-31.
- Grassie, S. L., and Sheridan, N. R., 1977, Modeling of a solar operated absorption air conditioner system with refrigerant storage, Solar Energy, Vol. 19, pp. 691-700.
- Iloje, O. C., 1988, Parametric effects on the performance of a solar-powered solid absorption refrigerator, Solar Energy, Vol. 40, No. 3, pp. 191-195.
- Kim, M. G., Jeong, S., Kim, H. K., 1983, Study on the cooling system by solar-powered absorption-type chiller, SAREK, Vol. 12, No. 3, pp. 147-158.
- Lamp, P., and Ziegler, F., 1998, European research on solar-assisted air conditioning, International Journal of Refrigeration, Vol. 21, No. 2, pp. 89-99.
- Jeong, S., 1999, A numerical study on dynamic behavior of a solar absorption cooling system, International Absorption Heat Pump Conference. Muenchen, pp. 173-180.
- Jeong, S., Kang, B. H., and Kang, S. W., 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.
- Yoon, J. H., Yoo, J. S., Cho, K. W., Jeong, S., 1998, Computer simulation of a single-effect/double-lift absorption chiller in a district heating network, Proceeding of the SAREK '98 summer annual conference, pp. 516-522.
- Duffie, J. A., and Beckman, W. A., 1980, Solar engineering of thermal process, John, Wiley & Sons, Inc., pp. 223-224.