

저온 폐열 회수를 위한 제 1 종 흡수식 열펌프의 컴퓨터 시뮬레이션

Computer Simulation of an Absorption Heat Pump for Recovering Low Grade Waste Heat

강 상 우*, 강 병 하*, 정 시 영**, 이 춘 식*
 S.W.Karng, B. H. Kang, S. Jeong, C. S. Lee

Key words : Absorption heat pump(흡수식 열펌프), COP(성능계수), Heating capacity(난방능력), Waste heat(폐열)

Abstract

A computer program for thermal design analysis has been developed to predict the operating characteristics and performance of an absorption heat pump to recover 30~40°C of waste hot water. The effects of heat transfer area of the system components, temperature and mass flow rate of heat transfer medium, and solution circulation rate on the system performance are investigated in detail. The results obtained indicate that the COP is increased with a decrease in the temperature of driving steam and with an increase in the temperature of waste hot water while the COP is little affected by the variation of a hot water temperature. It is also found that the heating output is increased with an increase in the temperature of waste hot water and driving steam as well as with a decrease in the temperature of hot water. The simulation results are also compared with the experimental results for a periodic operation of the system and obtained a satisfactory agreement.

기 호 설 명

A : 면적, 흡수기
 C : 응축기
 COP : 성적계수
 c_p : 비열
 E : 증발기
 H : 엔탈피
 h : 비엔탈피

M : 용기 내 작동유체의 질량
 M_c : 용기의 질량
 \dot{m} : 질량유량률
 p : 압력
 Δp : 압력차
 \dot{Q} : 열전달율
 SHX : 용액열교환기
 T : 온도
 ΔT : 온도차
 t : 시간
 V : 체적
 v : 비체적

* 정희원, KIST 기전연구부

** 정희원, 서강대학교 기계공학과

W : 힘
 U : 내부에너지, 전열전달계수
 x : 건도

그리스 문자

η : 효율
 ξ : 농도
 $\Delta\xi$: 농도차

상 첨 자

A : 흡수기
 C : 응축기, 용기
 E : 증발기
 G : 재생기
 o : 설계값

하 첨 자

' : 액상
 " : 기상

1. 서 론

최근의 급격한 산업화로 인하여 에너지의 수요가 폭발적으로 증가함에 따라 에너지 절약 방안에 대한 기술 개발에 역점을 두어야 할 때이다. 특히 산업지역 등에서 사용한 후에 버리게 되는 폐열을 회수하여 효과적으로 이용할 수 있는 기기에 대한 관심이 모아지고 있다. 이러한 폐열 회수의 한 방안으로서 흡수식 열펌프는 폐열을 회수하여 난방 및 급탕 그리고 산업용 공정열에 이용하는 기기로서 에너지 절약과 CO₂ 배출의 감소라는 측면에서 이의 개발과 보급이 요구되고 있다.

흡수식 열펌프는 재생기와 응축기의 압력이 흡수기와 증발기의 압력보다 높으며, 비교적 저온(약 20~60°C)의 폐열을 회수하기 위한 제 1종 흡수식 열펌프와 재생기와 응축기의 압력이 흡수기와 증발기의 압력보다 낮으며, 비교적 고온(약 60~95°C)의 폐열을 회수하기 위한 제 2종 흡수식 열펌프로 나눌 수 있다. 지금까지 많은 연구자들은 폐열을 회수할 수 있는 제 1종 및 제 2종 흡수식

열펌프의 개념적 설계 및 성능 분석을 수행하였고, 열전달 매체와 용액순환량이 흡수식 열펌프의 성능에 미치는 영향에 대하여 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 해석하였다^{(1)~(5)}. Greiter 등⁽⁶⁾은 흡수기를 2단으로 하여 제 1종 흡수식 열펌프에 관한 연구를 실험적으로 수행하였고, Kahn 등⁽⁷⁾은 암모니아/물을 작동유체로 하는 제 1종 흡수식 열펌프에 역정류기(inverse rectification)와 제 3의 중간 압력을 도입함으로써 성적계수를 향상시켰다.

Ikeuchi 등⁽⁸⁾은 고승온을 위하여 흡수기를 2단으로 하여 제 2종 흡수식 열펌프의 성능에 관한 실험적 연구를 수행하였다. 국내에서도 제 2종 흡수식 열펌프의 설계변수가 시스템의 성능에 미치는 영향을 수치적 해석으로 시도하였고 실험결과와 비교하였다^{(9)~(11)}. 최영돈 등⁽¹²⁾은 흡수기 내부에서 열교환이 일어나는 관의 열전달계수가 제 2종 흡수식 열펌프의 성능에 미치는 영향을 수치적으로 해석하였다. 그러나 국내에서 저온 폐열 회수를 위한 제 1종 흡수식 열펌프에 관한 연구는 그리 활발치 않은 상태에서 윤창현⁽¹³⁾은 저온 폐열회수를 위한 흡수식 열펌프의 설계 제작을 위하여 사이클 해석 및 설계 프로그램을 작성하여 정상상태의 운전 특성을 예측하였다.

본 연구에서는 30~40°C의 폐온수를 회수하기 위한 5,000kW급 제 1종 흡수식 열펌프의 설계 및 제작을 위하여 설계변수 즉, 열펌프의 구조적인(열전달면적) 변화, 열전달매체의 온도와 유량에 의한 변화, 용액순환량의 변화가 열펌프의 성적계수와 출력에 미치는 영향을 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 예측하고자 하였다. 폐열 회수용 흡수식 열펌프는 폐열원의 조건이 시간적으로 변화하고 온수의 수요도 일정하지 않으므로 단속적으로 운전되는 경우가 많다. 이러한 운전조건에 대하여 정상상태의 해석으로는 열펌프의 열회수 능력에 대한 예측이 불가능하다. 따라서 본 연구에서는 동적 시뮬레이션 프로그램을 활용하여 설계변수의 변화뿐만 아니라 열펌프의 단속적인 운전 특성도 파악하였다. 또한 컴퓨터 시뮬레이션 결과는 시작품의 제작 설치 후, 실험 결과와 비교하였다.

2. 제 1종 흡수식 열펌프의 사이클

본 연구에 사용된 제 1종 흡수식 열펌프는 작동 매체로 물, 흡수제로는 LiBr 수용액을 사용하는 기기로서 재생기(generator), 응축기(condenser), 증발기(evaporator), 흡수기(absorber)와 용액열교환기(solution heat exchanger)의 주요 부분으로 구성되어 있다. 재생기에 열원을 공급하는 증기관, 흡수기의 흡수열과 응축기의 응축열을 온수(hot water)로 이용하기 위한 온수관, 그리고 증발기에서 폐온수의 열을 회수하기 위한 폐온수관들이 흡수식 열펌프의 구성 용기들과 연결되어 있는 모습이 Fig.1에 나타나 있다.

재생기에서는 공급되는 증기로부터 열을 공급받아 LiBr 수용액으로부터 수증기를 발생시키며, 이 수증기는 응축기에서 응축열을 온수로 발산시키며 응축된다. 증발기에서는 폐온수로부터 증발열을 받아 증기를 증발시키고, 이 때 증발된 증기는 흡수기에서 재생기로부터 들어오는 농용액에 흡수된다. 이 때 흡수기에서의 흡수열은 온수를 가열시킨다. 한편, 증기를 흡수한 희용액은 용액펌프를 거치며 가압되어 용액열교환기를 지나며, 이때 재생기로부터 흘러 들어오는 고온의 농용액에 의해 예열되어 재생기로 흘러 들어간다.

제 1종 흡수식 열펌프에서 용액펌프의 동력은 요소기기에서의 열교환량에 비하여 무시할 정도로 작

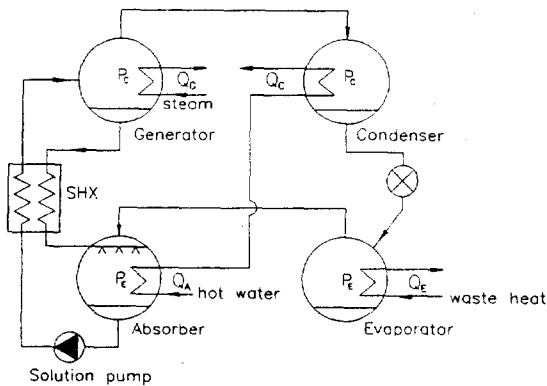


Fig.1 Schematic diagram of an absorption heat pump.

으므로 시스템 전체의 에너지 평형식은 다음과 같다.

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

또한 외부에서 가한 구동 열원은 Q_G 이고, 온수가 가열됨으로써 얻어진 출력은 Q_A 와 Q_C 의 합으로 제 1종 흡수식 열펌프의 성적계수(COP)는 다음과 같이 정의된다.

$$\text{Heating Output} = Q_A + Q_C \quad (2a)$$

$$\text{COP} = \frac{Q_A + Q_C}{Q_G} = \frac{Q_G + Q_E}{Q_G} = 1 + \frac{Q_E}{Q_G} \quad (2b)$$

3. 시뮬레이션 모델

시뮬레이션을 위하여 대상 시스템을 열적 평형상태에 있는 각각의 요소기기로 나눈다. 본 연구에서 대상시스템은 제 1종 흡수식 열펌프이고 각 요소기기가 합은 재생기, 응축기, 증발기, 흡수기, 용액열교환기 등을 의미한다. 각각의 요소기기에 대하여 비정상상태(unsteady state)의 전체 질량 평형식, LiBr 질량 평형식, 에너지 평형식을 세울 수 있다. 서로 이웃하는 평형 요소들은 열 및 물질을 서로 교환하므로 이에 대한 묘사가 필요하며, 이 때의 열 및 물질 전달은 대부분의 경우, 연결된 요소간의 온도와 압력 차의 함수로서 각각 묘사된다.

3.1 재생기와 흡수기

재생기와 흡수기에서는 수증기의 질량이 무시할 만큼 작기 때문에 기액 평형상태(vapor-liquid equilibrium)에 있는 물/LiBr 용액에 대하여 평형식을 생각할 수 있다. 열교환기의 열용량은 열교환기가 용액과 같은 온도를 갖는다고 가정하여 에너지 평형식에 고려하였다.

에너지 평형식

개방 시스템에서 시스템 자체의 위치에너지와 운동 에너지, 그리고 출입하는 유동의 위치에너지와 운동에너지를 무시하면 에너지 평형식은 다음과 같다.

$$\frac{dU}{dt} = \sum_I \dot{Q}_I + \sum_j \dot{W}_j + \sum_k \dot{m}_k h_k \quad (3)$$

에너지 평형 방정식을 단순화하기 위하여 체적 변화에 의한 일의 미분 값을 식 (3)의 좌변에 놓으면 다음과 같이 표현된다.

$$\sum_j \dot{W}_j = \sum_{II} \dot{W}_{jII} + (-p \frac{dV}{dt}) \quad (4)$$

이렇게 하면 $-pdV$ 항이 사라지게 되며 내부 에너지의 미분 값은 식 (5)와 같이 된다.

$$dU = dH - d(pV) = dH - Vdp - pdV \quad (5)$$

식 (4)와 (5)을 식 (3)에 대입하면, 다음과 같은 식을 얻게 된다.

$$\frac{dH}{dt} - V \frac{dp}{dt} = \sum_I \dot{Q}_i + \sum_{II} \dot{W}_{jII} + \sum_k \dot{m}_k h_k \quad (6)$$

편미분이 유도되면, 식 (6)은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} & \left[M \left(\frac{\partial h}{\partial t} \right)_\# + M_c c_p \right] \frac{dT}{dt} - M_v \frac{dp}{dt} + M \left(\frac{\partial h}{\partial \xi'} \right)_T \frac{d\xi'}{dt} + h \frac{dM}{dt} \\ & = \sum_I \dot{Q}_i + \sum_{II} \dot{W}_{jII} + \sum_k \dot{m}_k h_k \end{aligned} \quad (7)$$

여기서, 용기의 열용량은 $M_c c_p$ 로 고려하였다.

전체 질량 평형식

$$\frac{dM}{dt} = \sum_k \dot{m}_k \quad (8)$$

LiBr의 질량 평형식

$$M \frac{d\xi'}{dt} + \xi' \frac{dM}{dt} = \sum_k \dot{m}_k \xi'_k \quad (9)$$

증기압 방정식

$$\frac{dp}{dt} = \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_\# \frac{dT}{dt} + \left(\frac{\partial p}{\partial \xi'} \right)_T \frac{d\xi'}{dt} \quad (10)$$

3.2 응축기와 증발기

응축기는 포화액체 상태의 물로 증발기는 포화증기 상태의 증기로 각각 묘사되었으며, 기기 내의 수증기 양은 무시되었다.

에너지 평형식

$$\begin{aligned} & \left[M \left(\frac{\partial h}{\partial t} \right) + M_c c_p \right] \frac{dT}{dt} - M_v \frac{dp}{dt} + h \frac{dM}{dt} \\ & = \sum_I \dot{Q}_i + \sum_{II} \dot{W}_{jII} + \sum_k \dot{m}_k h_k \end{aligned} \quad (11)$$

여기서, 용기의 열용량은 $M_c c_p$ 로 고려하였다.

전체 질량 평형식

$$\frac{dM}{dt} = \sum_k \dot{m}_k \quad (12)$$

증기압 방정식

$$\frac{dp}{dt} = \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right) \frac{dT}{dt} \quad (13)$$

3.3 용액열교환기

용액열교환기의 열용량은 무시되었고, 이중관으로 된 대향류(counter flow) 열교환기로 가정하였으므로 농용액과 희용액의 입구 조건에 따라 열전달량이 다음과 같이 결정된다.

$$\dot{Q} = (\dot{m}c)_{\min} \eta \Delta T_{\max} \quad (14)$$

여기서 $\eta = \frac{1 - \exp[-N(1+C)]}{1 - C \exp[-N(1+C)]}$ 이고

$N = UA / (\dot{m}c)_{\min}$, $C = (\dot{m}c)_{\min} / (\dot{m}c)_{\max}$ 이다.

윗식에서 ΔT_{\max} 는 용액열교환기에서 나타나는 최대온도차로, 용액열교환기로 들어오는 농용액과 희용액의 온도차이다.

3.4 열 및 물질 전달

각 열교환기의 튜브 내에 존재하는 온수, 폐온수, 구동증기는 열용량을 무시하여 시스템 전체의 해석을 간단히 하였다. 그러므로 온수, 폐온수, 증기는 입구 온도와 유량에 따라 용액 측 또는 작동매체 측으로 열전달을 결정해 주는 역할을 한다. 각 요소에서 흡수용액 측 또는 작동매체 측의 온도는 공간적으로 균일하다고 가정되었으므로, 응축기, 증발기, 흡수기와 열전달매체(구동증기, 온수, 폐온수) 사이의 열전달은 다음 식으로 표시할 수 있다.

$$\dot{Q} = (\dot{m}c)_{htm} \eta \Delta T_{max} \quad (15)$$

여기서, $\eta = 1 - \exp(-N)$ 이며, $N = UA / (\dot{m}c)_{htm}$ 이다.

윗식에서 아랫첨자 'htm'은 열전달 매체, 즉 온수, 폐온수를 의미하며, 최대온도차 ΔT_{max} 는 열전달매체의 입구온도와 흡수용액 또는 작동매체와의 온도차이를 나타낸다. 재생기에서는 흡수용액과 증기가 모두 공간적으로 균일한 온도를 갖고 있으므로 열전달량은 다음과 같다.

$$\dot{Q} = UA \Delta T \quad (16)$$

여기서 ΔT 는 용액온도와 증기의 포화온도와의 차이를 나타낸다.

각 요소간에 작동매체의 흐름은 용액펌프의 경우 일정한 질량유량을 가정하였고, 각 요소간의 압력차에 따라 증기 또는 액체의 유량이 결정되도록 묘사하였다.

4. 계산방법

각 요소기기(발생기, 응축기, 증발기, 흡수기)를 묘사하는 평형 방정식들을 합하여 시스템의 특성을 묘사하는 한 묶음의 미분방정식으로 만든다. 이 미분방정식들은 1차 상미분 방정식이며, 동시에 해가 구해진다. 미분방정식들의 수치 해석 방법은 Gear⁽¹⁴⁾의 후방 차분 공식(backward differentiation formulas)을 이용한 DEPAC-Library 중의 한 코드를 사용하였다. 작동유체 서브루틴에서는 열역학적 물성치들이 계산된다. 흡수식 열펌프의 사이클 해석에 사용되는 물/LiBr의 엔탈피-농도(h-ξ) 관계식은 최근 Patterson 등⁽¹⁵⁾이 기존의 데이터를 종합 정리하여 수치적으로 피팅한(fitting) 식을 발표하였는데 실험치와 잘 일치하고 있어 본 연구에서는 이를 채택하여 계산하였다.

Fig.2는 본 연구에서 사용한 흡수식 열펌프의 동적 특성에 대한 수치해석용 프로그램 WPSIM의 전체적인 구조를 나타내고 있다. INPUT에서는 초기값을 주며, WPSIM은 각각의 서브루틴을 총괄하며, DGL은 미분방정식을 만들고, SOLVE는 미분방정식들의 해를 구한다. UNIT에서는 각 구성

품을 묘사하고, FLUX에서는 각 구성품들을 연결하는 부분에서의 열유속 및 물질유속을 묘사한다. 그리고 PROPERTIES에서는 작동유체의 물성치를 묘사한다.

5. 결과 및 고찰

Table 1에는 본 연구의 대상인 제1종 흡수식 열펌프의 설계조건이 나타나 있다. 130°C의 증기를 구동 열원으로 38°C의 폐온수를 이용하여 30°C의 온수를 60°C로 승온시키기 위한 것이다. (UA) 값은 흡수식 냉동기에서 경험적으로 얻어진 것으로, 흡수식 열펌프의 설계단계에서 사용되고 있다⁽¹⁶⁾. 그러나 실제로 열펌프로 공급되는 온수와 폐온수는 설계 조건의 온도와 유량으로 항상 일정하게 유지되지 않기 때문에 이들 열전달 매체들의

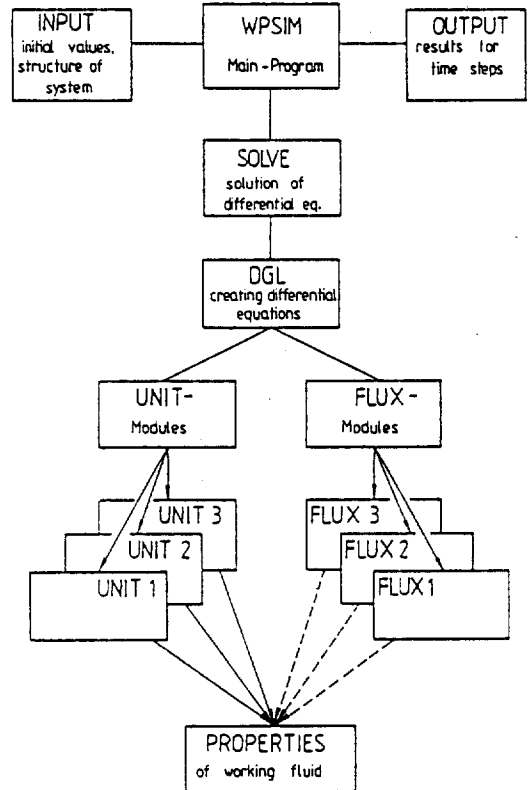


Fig.2 Program structure diagram.

Table 1 Design Condition

Heating Capacity		$Q_A + Q_C$ 5,000kW		
COP		1.7		
Component	T[°C]	P[Pa]	ξ	(UA)[kW/°C]
* Generator	110.0	30384.2	0.581	230.0
* Condenser	69.4	30384.2		138.3
* Absorber	49.8	2573.1	0.531	305.0
* Evaporator	21.6	2573.1		270.0
* SHX				0.1
Heat Transfer Medium in		T_m [°C]	T_{out} [°C]	\dot{m} [kg/s]
* Generator		130.0	95.0	
* Condenser		46.6	60.0	40.5
* Absorber		30.0	46.6	40.5
* Evaporator		38.0	23.3	34.7

조건 변화가 시스템의 출력과 성적계수에 미치는 영향을 시뮬레이션을 이용하여 예측하였다. 또한 시스템의 각 요소에서 열전달 매체와 열교환이 이루어지는 열전달 면적의 변화, 용액순환량의 변화가 시스템의 성능에 미치는 영향에 대해서도 고찰하였고, 실규모 시작품의 시험결과와 시뮬레이션 결과와의 비교도 수행하였다.

5.1 열전달 매체의 온도 변화에 의한 영향

증기 온도의 변화가 시스템의 성적계수와 출력에 미치는 영향이 Fig.3에 나타나 있다. 증기의 변화된 온도로부터 시스템이 새로운 정상상태에 도달하였을 때의 성적계수와 출력을 표시하였다. 증기의 온도가 증가함에 따라 출력은 비례적으로 늘어나지만 재생기에 가해지는 열량이 출력되는 양보다는 더 많이 소모되기 때문에 성적계수는 증기의 온도가 상승하면 오히려 감소하는 경향을 보이고 있다.

온수 입구의 온도를 설계온도로부터 -6~6°C로 변화시켰을 때 시스템의 성능에 미치는 영향을 Fig.4에 나타내었다. 출력은 온수의 입구 온도가 낮을수록 선형적으로 좋아지는 것으로 나타났지만 성적계수는 온도의 변화에 거의 무관함을 보이고 있다. 그리고 폐온수의 입구 온도를 설계온도로부터 -3~3°C로 변화시켰을 때 시스템에 미치는 영

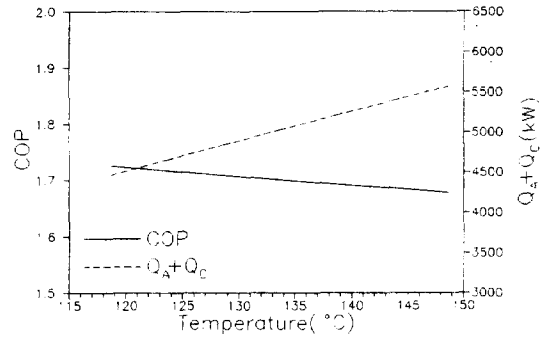


Fig.3 Effect of the steam temperature into generator on the COP and output.

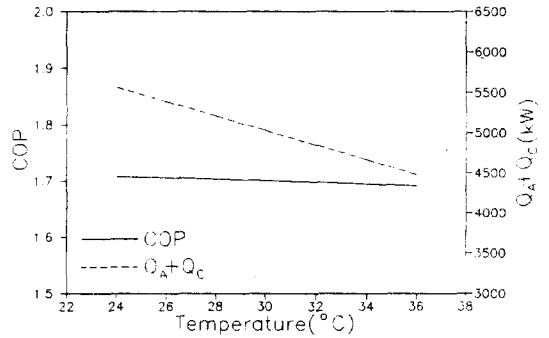


Fig.4 Effect of the hot water temperature on the COP and output.

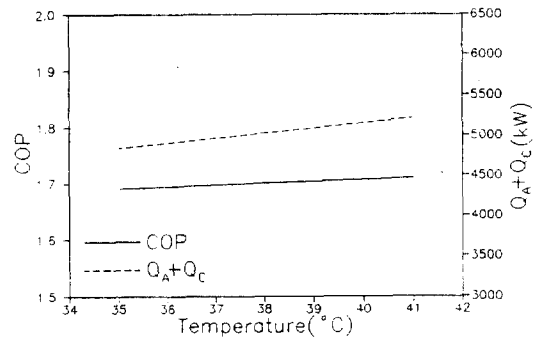


Fig.5 Effect of the waste heat temperature on the COP and output.

향을 Fig.5에 나타내었다. 출력과 성적계수 모두가 폐온수의 온도가 증가할수록 거의 비례적으로 증가함을 보여주고 있다. 따라서 폐온수의 입구 온도를 가능한한 높게 유지하는 것이 성적계수와 출력을 모두 좋게 하는 것으로 나타났다.

5.2 열전달 매체의 유량 변화에 의한 영향

열전달 매체, 즉 온수와 폐온수의 유량이 증가하면 유속이 빨라짐에 따라 열교환기의 열전달계수 값이 커져서 (UA) 값도 따라 증가하지만, 유량이 감소하는 경우에는 (UA) 값이 감소하게 된다.

온수의 유량 변화에 따른 시스템의 성능에 미치는 영향을 Fig.6에 나타내었다. 온수의 유량이 설계점을 넘어서면 성적계수가 약간 증가할 뿐이지만 설계점 이하에서는 성적계수가 크게 떨어짐을 보여주고 있다. 그러나 출력은 온수의 유량변화 전반에 걸쳐서 상당히 민감한 변화를 보여주고 있다. 역시 설계점 이하에서 더욱 민감하게 출력이 떨어지는 곡선으로 나타난다.

폐온수 유량의 변화에 따른 시스템의 영향을 Fig.7에 나타내었다. 폐온수 유량 역시 설계점을 넘어서면서 성적계수가 약간 증가하지만 설계점 이하에서는 성적계수가 크게 떨어짐을 보여주고 있다. 출력은 설계점을 넘어서면서 향상되지만 설계점 이하에서는 큰 폭으로 감소된다. 그러나 이는 온수의 유량변화에 의한 증감폭보다는 작은 값으로 나타나 폐온수의 유량 변화는 온수의 유량 변화보다 시스템의 성능에 미치는 영향이 적음을 알 수

있다.

5.3 열전달 면적에 의한 영향

각 용기 내부로 공급되는 열전달 매체의 질량유량은 일정하며, 열교환을 위하여 열전달 매체가 지나가는 관 길이(열교환기 입구에서 출구까지 관의 전체길이)의 증가에 의한 열전달 면적의 변화에 따른 성적계수와 출력을 재생기, 응축기, 증발기, 흡수기, 그리고 용액열교환기 각각에 대하여 계산하였다.

각 구성 요소의 열전달 면적의 변화가 출력에 미치는 영향을 Fig.8에 나타내었다. 용액열교환기를 제외한 나머지 용기들의 열전달 면적이 늘어남에 따라 출력이 증가하고 있지만, 용액열교환기의 경우는 오히려 열전달 면적이 늘어남에도 불구하고

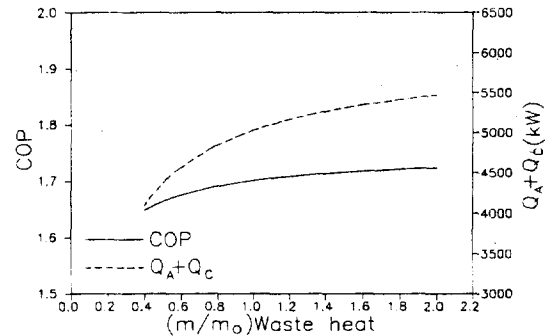


Fig.7 Effect of mass flow rate of waste heat on the COP and output.

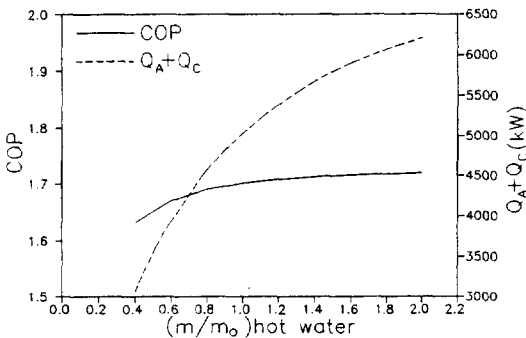


Fig.6 Effect of mass flow rate on hot water on the COP and output.

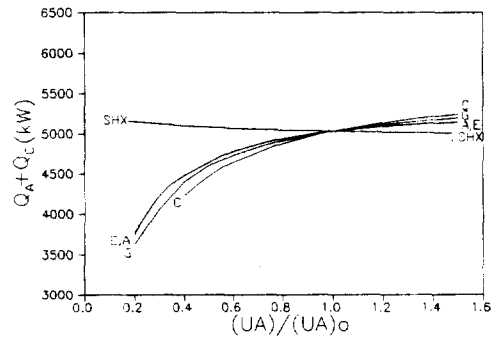


Fig.8 Effect of heat transfer area in system components on the output.

출력이 약간 감소하는 경향을 보인다. 이는 열전달 면적이 증가함에 따라 용액열교환기에서 담당하는 열량이 늘어나기 때문에 흡수기에서의 발열량이 줄어들기 때문으로 생각된다. 증발기와 흡수기의 경우가 거의 같은 경향을 보여주고 있으며, 설계점 이상에서는 출력이 약간 향상되지만 설계점 이하에서는 급격한 출력의 감소가 나타나고 있다. 또한 응축기의 경우가 열전달 면적의 변화에 가장 민감하게 반응함을 알 수 있다.

각 구성 요소의 열전달 면적의 변화가 성적계수에 미치는 영향이 Fig.9에 나타나 있다. 재생기의 경우만을 제외한 다른 용기들에서 열전달 면적이 늘어날수록 성적계수도 증가하는 경향을 보여주고 있다. 그러나 재생기의 경우는 다른 용기들과는 달리 열전달 면적이 늘어날수록 오히려 성적계수가

줄어드는 경향을 보이고 있음이 특기할만하다. 이는 출력의 급격한 감소 때문에 기인한다. 즉, 재생기의 열전달 면적이 감소하면 발생하는 증기의 양이 크게 감소하게 되고 이에 따라 다른 열교환기(흡수기, 응축기, 증발기)에서의 부하가 감소되어 시스템 전체적으로 좀 더 가역적으로 작동하기 때문으로 생각된다. 응축기와 증발기의 경우는 거의 유사한 경향을 보이며, 설계점 이상에서 성적계수의 향상은 거의 없지만 설계점 이하에서는 성적계수가 급격히 감소한다. 흡수기의 경우는 열전달 면적에 비례적으로 성적계수가 증가하지만 거의 일정한 반면, 용액열교환기에 의한 영향은 가장 민감하게 변화함을 보여주고 있다.

5.4 용액순환량의 효과

Fig.10에 용액순환량의 변화가 성적계수와 출력에 미치는 영향을 나타내었다. 용액순환량이 적을수록 성적계수가 좋을 것을 보여준다. 그러나, 최대 출력은 설계점 근처에서 나타나기 때문에 용액순환량을 줄이는 것은 바람직하지 않다. 또한 용액순환량이 설계값의 60%로 줄어들게 되면 재생기에서 용액이 보다 고농축화되며, 새로운 정상상태에 도달하기 전에 용액열교환기에서 용액으로부터 결정이 생기게 된다. 그러므로 용액순환량은 성적계수와 결정화를 고려하여 적절하게 결정되어야 한다. 본 연구의 대상인 제 1종 흡수식 열펌프에서는 시스템의 안전을 고려하여 용액순환율은 현재 값의 80% 이하로 운전하는 것은 피해야 한다고 생각한다.

5.5 단속 운전 특성

Fig.11은 기준 설계 조건에 따라 제작된 제 1종 흡수식 열펌프의 단속 운전 특성을 보여주고 있다. 열수요 조건에 따라 열펌프의 운전 사이클이 약 30분을 주기로 반복되며 그림에는 대표적인 정상 주기상태의 측정값이 나타나 있다. 1, 2는 폐수수의 입구, 출구 온도, 3, 4, 5는 온수 입구, 흡수기 출구, 응축기 출구 온도를, 6은 증기 응축수의 출구온도를 각각 나타내며, 증기의 입구온도는 130 °C로 균일하게 공급되었다. 그러나 온수의 유량이 떨어졌을 때에는 증기의 공급량이 거의 차단되고

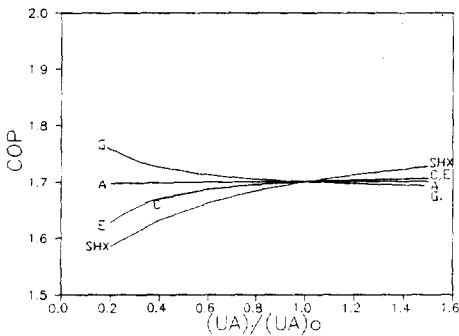


Fig.9 Effect of heat transfer area in system components on the COP.

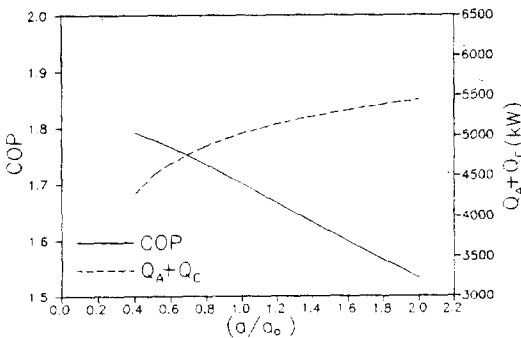
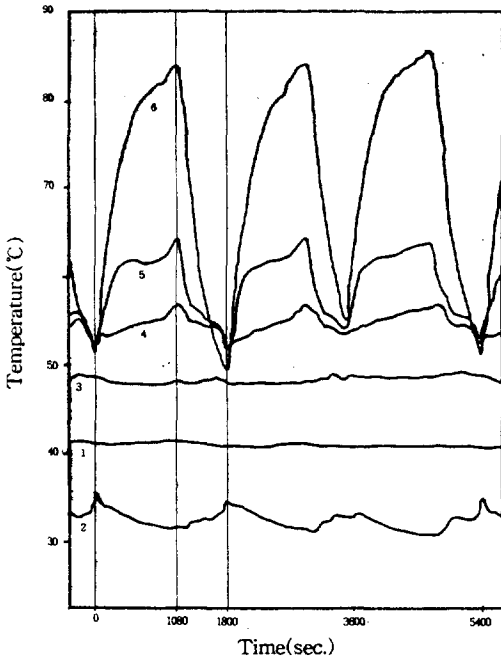


Fig.10 Effect of the solution circulation rate on the COP and output.



- 1 : Inlet temperature of waste heat
- 2 : Outlet temperature of waste heat
- 3 : Inlet temperature of hot water
- 4 : Outlet temperature of absorber
- 5 : Outlet temperature of condenser
- 6 : Outlet temperature of condensed water from vapor

Fig.11 Typical experimental data of the system.

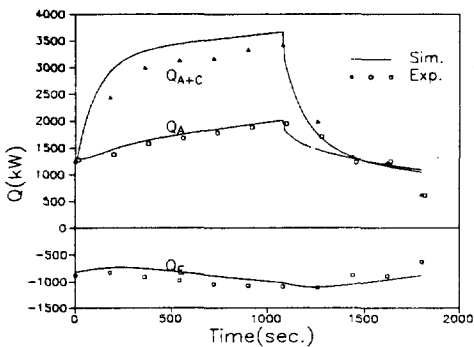


Fig.12 Comparison of experimental and simulation results of a periodic state.

Table 2 Accumulated heat balance

Interval Heat	0~1080sec.	1080~1800sec.	0~1800sec.
Q_c	$2.998 \times 10^6 \text{kJ}$	0	$2.998 \times 10^6 \text{kJ}$
$Q_A + Q_c$	$3.524 \times 10^6 \text{kJ}$	$1.131 \times 10^6 \text{kJ}$	$4.655 \times 10^6 \text{kJ}$
Q_E	$0.923 \times 10^6 \text{kJ}$	$0.745 \times 10^6 \text{kJ}$	$1.668 \times 10^6 \text{kJ}$

있음이 보이고 있다. 사이클이 시작되어 온수의 유량이 감소함과 동시에 증기의 공급이 차단될 때까지의 시간은 1,080초, 이후 증기공급의 차단으로 사이클이 종료될 때까지의 시간은 720초가 경과되었다.

Fig.12는 Fig.11의 실험결과와 본 연구에서 사용한 시뮬레이션 프로그램의 계산결과를 비교하여 보여주고 있다. 증발기에서 폐온수로부터 얻은 회수열량과 온수가 얻은 열량이 표시되어 있고, 증기는 일정한 유량으로 공급된다.

운전조건과 설계조건과의 차이로 인하여 실험에 의한 출력값이 약 3,000~3,500kW로 설계조건인 5,000kW에 미치지 못하고 있다. 이는 폐온수의 경우, 설계조건보다 온도는 약 3°C가 높고, 유량은 약 0.7배 정도이며, 온수는 설계조건에 비하여 온도는 약 19°C가 높고, 유량 약 1.3배로 운전되었기 때문이다. 온수의 온도가 설계온도보다 19°C나 높은 온도로 공급됨으로 인하여 시스템 출력이 감소되었으며, 이는 Fig.4에서도 예측되어지는 결과이다.

운전 사이클의 시작 부분(0~1,080초)에서 흡수기에서의 열전달량은 시간이 지남에 따라 점점 증가하는 경향을 보이나 응축기에서의 열전달량은 약 400초 이후에는 거의 일정하게 나타나고 있다.

재생기로 증기의 공급이 되지 않는 부분(1,080~1,800초)에서는 재생기, 응축기, 흡수기가 냉각되면서 온수가 가열이 된다. 이 구간에서 온수는 주로 흡수기에서 가열이 되며 응축기에서 얻은 열전달량은 시간이 지남에 따라 급격히 감소한다. 흡수기에서의 열의 방출이 완만하게 감소하는 것은 흡수기와 재생기에 있는 용액이 증발기로부터 증기를 받아 묽어지면서 흡수열을 방출하기 때문이다. 전체 사이클의 형태는 시뮬레이션 결과와 실험결과

가 잘 일치하고 있다. 시뮬레이션에서의 열전달량이 실험치보다 약간 크게 나타난 것은 손실의 영향으로 생각된다. 주어진 사이클에 대하여 누적된 열량의 균형을 살펴보면 Table 2와 같다. Table 2를 보면 전체 사이클의 성적계수는 약 1.55로 열펌프 시스템의 단속적인 운전은 같은 설계조건 of 정상상태의 성적계수값 1.7에 비하여 약간 감소됨을 알 수 있다.

6. 결 론

제 1 종 흡수식 열펌프의 운전 조건과 시스템의 구조적인 변화가 출력과 성적계수에 미치는 영향을 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 분석한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 증기의 입구온도가 높을수록, 온수의 입구온도가 낮을수록, 폐온수의 입구온도가 높을수록 출력은 증가하였다. 성적계수는 증기의 입구온도가 낮을수록 향상되었고, 온수의 입구온도에 대해서는 거의 일정하였고, 폐온수의 입구온도가 높을수록 향상되었다.

2) 기준 설계 유량보다 온수와 폐온수의 유량이 증가할수록 시스템 출력과 성적계수는 약간 향상되었으나 유량이 감소할 때에는 성능이 급격히 떨어졌다.

3) 재생기, 응축기, 증발기, 흡수기의 열전달면적이 늘어날수록 출력은 좋아지나 용액열교환기의 열전달면적은 늘어날수록 출력은 오히려 감소하였다. 또한 흡수기, 증발기, 응축기, 용액열교환기의 열전달면적이 늘어날수록 성적계수는 좋아지나 재생기의 열전달면적은 늘어날수록 성적계수는 오히려 감소하였다.

4) 용액순환량이 증가할수록 출력은 증가하였으나 성적계수는 감소하였다.

5) 단속 운전에 대한 시뮬레이션은 실제의 운전 경향을 잘 묘사하였으며, 단속 운전시의 성적계수는 1.55로 정상상태의 값 1.7에 비하여 약간 감소하였다.

참 고 문 헌

1. Perez-Blanco, H. and Grossman, G., 1982, "Conceptual Design and Performance Analysis of Absorption Heat Pumps for Waste Heat Utilization", ASHRAE Trans. Vol. 88, Part 1, pp. 451~466.
2. Grossman, G., 1982, "Adiabatic Absorption and Desorption for Improvement of Temperature-Boosting Absorption Heat Pumps", ASHRAE Trans. Vol. 88, Part 2, pp. 359~367.
3. Grossman, G., 1985, "Multistage Absorption Heat Transformers for Industrial Applications", ASHRAE Trans. Vol. 91, Part 2B pp. 2047~2061.
4. Grossman, G. and Childs, K. W., 1983, "Computer Simulation of a Lithium Bromide-Water Absorption Heat Pump for Temperature Boosting", ASHRAE Trans. Vol. 89, Part 1B, pp. 240~250.
5. Grossman, G. and Michelson, E., 1985, "A Modular Computer Simulation of Absorption Systems", ASHRAE Trans. Vol. 91, Part 2B, pp. 1808~1827.
6. Greiter, I., Schweigler, C., and Alefeld, G., 1994, "A 500 kW Absorption Heat Pump for Heating at Two Temperature Levels: Experience of the First Heating Season", Proc. of the Int. Absorption Heat Pump conference, AES-Vol. 31, pp. 85~92, New Orleans, U.S.A..
7. Kahn, R., Alefeld, G., Hammerer, S., Pfeifer, R., and Tomasek, M.-L., 1994, "An Ammonia-Water Absorption Cycle with High Temperature Lift", Proc. of the Int. Absorption Heat Pump Conference, AES-Vol. 31, pp. 93~100, New Orleans, U.S.A..

8. Ikeuchi, M., Yumikura, T., Ozaki, E., Yamanaka, G., 1985, "Design and Performance of High Temperature-Boost Absorption Heat Pump", ASHRAE Trans. Vol. 91, Part 2B, pp. 2081~2094.
9. 강병하, 김영인, 이춘식, 1985, "폐온수 이용 제 2 종 흡수식 열펌프의 열역학적 설계해석", 공기조화 냉동공학 제14권 제 4 호, pp. 11~18.
10. Kang, B. H., Lee, C.S. and Kim, Y. I., 1991, "System Design and Performance Analysis of an Absorption Heat Transformer for Waste Heat Recovery", Proc. of Absorption Heat Pump Conf. '91, pp. 327~332, Tokyo.
11. 조승연, 김영인, 1987, "프로세스 시뮬레이션에 의한 제 2 종 흡수식 열펌프성능에 관한 연구", 공기조화 냉동공학 제16권 제 3 호, pp. 295~304.
12. 최영돈, 허준영, 1986, "2종 LiBr 흡수식 열펌프의 Simulation", 대한기계학회 '86년도 추계학술대회 초록집, pp. 330~335.
13. 윤창현, 1989, "저온 폐열 회수를 위한 흡수식 열펌프의 개발", 한국기계연구소 보고서, BSM166-1220.C.
14. Gear, C. W., 1971, "Simultaneous Numerical Solution of Differential-Algebraic Equations", IEEE Trans. on Circuit Theory, Vol. CT-18.
15. Patterson, M. R. and Perez-Blanco, H., 1988, "Numerical Fits of the Properties of Lithium - Bromide Water Solution", ASHRAE Trans. OT-88-20-2, pp. 2059~2077.
16. 이춘식, 1988, "흡수식 열펌프 설계지침서", KIST.