

가정용 흡수식 냉난방기 개발을 위한 재생기 성능실험

유선일* · 권오경** · 윤정인***
(1999년 3월 31일 접수)

Performance Experiment of Generator for Household Absorption Chiller and Heater

Sun-Il Yu, Oh-Kyung Kwon and Jung-In Yoon

Key Words: Absorption Chiller and Heater(흡수식 냉난방기), H₂O/LiBr(물/리튬브로마이드), High Temperature Generator(고온재생기), Low Temperature Generator(저온재생기), Coefficient of Performance(성능계수)

Abstract

Recently, the markets of the air conditioner are enlarging. The market size will reach 2.0 billion won in 2000. Electric heat pumps have been utilized as main residential air conditioners, especially in Korea. They cause a surge up electric power demand during summer. Moreover, the use of HCFCs and HFCs causes serious problem to the global environment such as global warming and ozone layer destruction. Absorption chiller and heater could solve such problems. It was built and tested for analyzing the performance of the generator for absorption chiller and heater. Experiment was done with a high temperature generator, a low temperature generator, heat exchangers, a condenser and a solution tank. It was tested that the double effect series flow cycle with two kinds of solution cycle. Solution cycle B showed better than solution cycle A. Two kinds of heat exchanger were used, where one's heat transfer area is bigger than the other. Bigger one increased a little performance of absorption chiller and heater. But it was not economical. From this study, we got that the coefficient of performance(COP) is 0.82 and the capacity is 7.24 kW for an absorption chiller and heater.

기호설명

A	: 열전달 면적 [m^2]
h	: 엔탈피 [$kcal/kg$]
\dot{m}	: 질량유량 [kg/min]
P	: 압력 [kPa]
Q	: 열전달량 [$kcal/h$]
T	: 온도 [$^{\circ}C$]
X	: 농도 [$wt\%$]
η	: 효율 [%]

하첨자

HHX	: 고온열교환기
HTG	: 고온재생기
LHX	: 저온열교환기
LTG	: 저온재생기
m	: 중간용액
s	: 농용액
sol	: 리튬브로마이드 수용액
v	: 증기
w	: 회용액

* 회원, 한국가스공사 연구개발원

** 회원, 부경대학교 대학원 냉동공학과

*** 회원, 부경대학교 냉동공조공학과

1. 서론

프레온에 의한 지구환경문제 해결과 여류철 전

력수요 피크를 줄이기 위해 흡수식 냉난방기가 건물 공조용 열원기로 널리 사용되고 있다. 현재 보급되고 있는 흡수식 냉난방기는 주로 냉매로 물이, 흡수제로 리튬브로마이드 수용액이 사용되고 있다. 이 흡수식 냉난방기는 크게 증발기, 응축기, 흡수기, 재생기 등 네 개의 주요 열교환기로 구성되어 있다. 이들중 증발기와 응축기는 각각 단일성분의 유체인 물의 증발과 응축이 일어나는 곳으로 이들 열교환기부는 기존의 고성능 전열관의 적용으로 장치의 소형화가 가능하나 반면 흡수기 및 재생기는 리튬브로마이드 수용액중의 냉매인 물의 흡수 및 분리가 일어나는 곳으로 장치의 크기면에서 상당부분을 차지하고 아울러 열 및 물질전달이 동시에 발생하는 곳이다. 따라서 이러한 열 및 물질전달장치에 있어서의 열교환기 효율증대와 사용 열교환 장치부의 소형화 및 경량화 등을 위해서는 흡수기 및 재생기의 연구가 중요하며, 이들중 흡수기에 대해서는 어느 정도 연구가 진행되어 현재 수평관 유하액막식 시스템이 적용되고 있으며,⁽¹⁾ 공냉화를 위해서 수직관 유하액막식에 대한 연구도 활발히 진행되고 있다.^(2~4)

재생기에서의 리튬브로마이드 수용액은 가열원으로부터 가열되어 냉매인 수증기를 생산하고, 이와 동시에 용액의 농축으로 비등점이 상승하게 된다. 종래에는 가열원으로 가스나 기름 등을 사용하였기 때문에 비교적 고온의 가열이 가능하였고, 그 때문에 장치전체에서 재생기는 비교적 소홀히 취급되어 플비등식의 구조가 채택되었으나,^(5~8) 최근에는 에너지 절약 및 유용화를 목적으로 태양열 및 저온의 폐열 등이 재생기의 가열원으로 등장하였다. 이러한 경우에 있어서의 열원은 온도가 낮기 때문에 재생기의 전열효율이 장치전체의 성능에 커다란 영향을 미치게 되어 최근에는 플비등형 재생기에 비해 전열관의 벽면에 액막을 형성시켜 액막의 계면에서의 증발을 이용하여 수증기를 발생시키는 유하액막식 재생기가 각광을 받고 있다.^(9~11)

국내에서 흡수식 냉난방기는 중·대형의 경우 이미 개발되어 사용되고 있으나 소형의 경우 아직 개발단계에 있다. 소형 흡수식 냉난방기의 경우 대형과는 달리 크기 제한으로 최적의 설계조건을 요구하게 된다.⁽¹²⁾

따라서 본 연구에서는 응축기, 고온재생기, 저

온재생기, 열교환기, 용액탱크 등으로 구성된 재생기 실험장치로 여러 가지 변수에 대한 성능실험을 실시하여 가정용 흡수식 냉난방기의 재생기에 대한 고성능화 및 콤팩트화를 위한 기본설계 자료를 제시하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 재생기실험장치의 개략도를 나타낸 것이며, Fig. 2는 동형 저온재생기의 형태를 나타낸 것이다. 재생기 실험장치는 열원을 공급하는 가스버너부, 용액을 1차 농축시키는 고온재생기부, 용액을 2차 농축시키는 저온재생기부, 재생기에서 발생된 냉매를 응축시키는 응축기부, 고온의 용액을 저온의 용액과 열교환시키는 열교환기부, 농축된 용액과 응축되어 액화된 냉매를 혼합시키는 용액탱크부, 데이터 수집 및 버너를 컨트롤하는 컨트롤부, 응축기를 냉각시키는 냉각탑 부분으로 구성되어 있다.

고온 재생기는 열용량 4600 kcal/h, 입구농도 58 wt%, 저온 재생기는 열용량 3700 kcal/h, 입구농도 60 wt%가 되도록 기본설계를 하였으며, 응축기는 저온 재생기의 열용량에 대응이 되도록 4000 kcal/h로 설계를 하여 제작하였으며 7000 kcal/h의 냉각탑을 사용하여 온도를 조절하였다.

가스버너는 운전범위가 5000~16000 kcal/h급 가스보일러의 세미분젠식 버너를 사용하였으며 송풍팬, 전자밸브, 전자유니트 등으로 구성되어 있다. 연소실의 형상이 가스보일러 열교환기부의 연소실과 상이한 면이 있기 때문에 송풍팬과 전자변을 직류전력공급기로 제어하고 회전수가 변환되는 송풍팬, TDR(Turn Down Ratio)이 1:3인 가스 비례제어밸브를 독립적으로 작동시키면서 연소불꽃의 상태가 황염이나 Lifting현상이 발생되지 않는 영역을 찾아 운전시켜 연소사양을 맞추었으며 그때의 CO치는 10~20 ppm, O₂는 10~11%였다. 고온재생기는 중형으로 제작되었으며 내부 원통면과 외부 원통면을 따라서 재질이 SUS 304인 열전달관이 브레이징처리 되어 있다. 고온재생기의 재질은 SUS 304이며 자체 설계, 제작되었으며, 고온재생기에서의 용액레벨을 관찰하기 위해서 투시창을 설치하였다. 저온재생기는 원통형상에 끝부분을 반구형상으로 처리한 형태

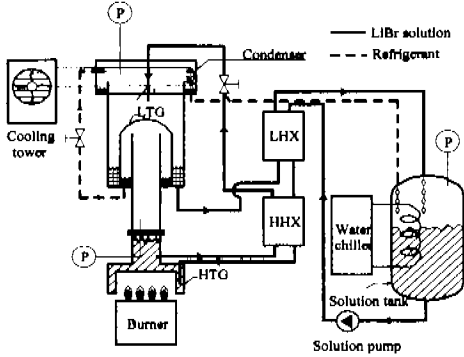


Fig. 1 Schematic diagram of an experimental apparatus for generator performance test.

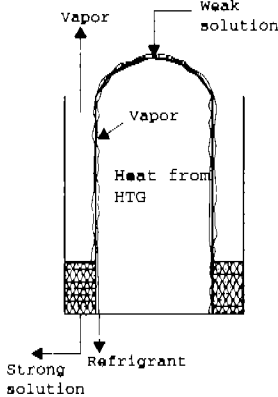


Fig. 2 The simplified schematic diagram of the low temperature generator.

이다. 고온재생기에서 발생한 고온의 냉매증기와 저온재생기의 표면에 액막을 구성하며 흐르는 용액의 열전달을 증진시키기 위해서 두께는 1 mm로 제작하였다. 고온재생기에서 공급된 용액이 저온재생기의 상부에 뿌려지면서 스프레이처럼 분무되는 현상이 실험 중 발생하여 이를 방지하기 위해서 저온재생기 커버를 설치하였다.

열교환기부는 본 실험장치에 대한 기본설계 및 기본 사이클상에서 고온 열교환기의 열용량을 5500 kcal/h, 저온 열교환기의 열용량을 3100 kcal/h로 하고 LMTD, U, UA값 등 주변 조건들을 고려하여 계산하면 고온 열교환기의 전열면적은 0.6m², 저온 열교환기의 전열면적은 0.45m²가 설정되었다. 본 실험에 적합한 열교환기를 개발, 제작하는 것은 대단히 어려운 일이므로 세계적으로 인정된 Alfa Laval사의 관형열교환기를 선택하였

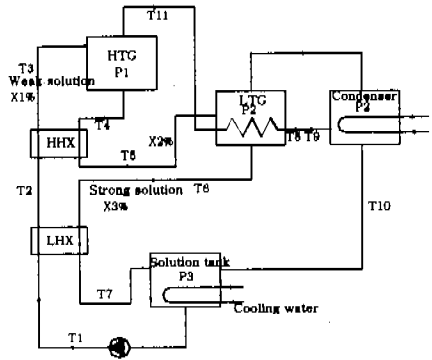


Fig. 3 Temperature-pressure sensor of generator experimental apparatus.

으며, 열교환기의 전열면적 변화에 따른 성능변화를 살펴 보기 위하여 CB14-20H(A=0.2 m²)와 CB26-20H(A=0.4 m²)를 적용하였다. 데이터 취득은 DR230 하이브리드 레코더(Yokogawa)를 이용하여 실험장치 각 부분의 온도와 압력, 유량 데이터를 취득하였다. 데이터는 데이터 취득용 프로그램(DARWIN Enhanced Logger for Windows)을 사용하여 컴퓨터와 연결해 실험중 데이터 취득이 가능하도록 하였다.

용액 및 냉각수 입출구의 온도측정을 위하여 T type 열전대를 사용하였다. T type 열전대는 -20 0~400℃까지의 측정범위를 가지며 오차범위는 ± 0.1℃이다. 고온재생기의 압력을 측정하기 위해 Setra사의 280E모델 다이어프램 타입 압력센서를 설치하였다. 압력측정 범위는 0~342.64 kPa이고 오차범위는 ± 0.67 kPa이다. 저압을 측정하기 위해서 MKS사의 진공압력계(Baratron type128)를 사용하였다. 진공압력계의 압력측정 범위는 0~13.33kPa로 저압측인 용축기, 저온재생기, 용액탱크(증발기와 흡수기부분)에 적합하다.

재생기 실험장치에서 온도와 압력센서의 설치 위치를 Fig. 3에 나타내었다. 용액의 농도를 측정하기 위해서 굴절률계(Atago RX5000)를 사용하였다. 굴절률계의 측정범위는 0.00~95.00%, 정밀도는 0.01%이다.

2.2 실험방법

실험방법은 먼저 냉각수와 수냉각기를 가동시키고 나서 용액펌프를 가동하여 고온재생기의 용액레벨을 용액출구보다 조금 높게 설정한 후 용

액펌프의 가동을 중단시킨다. 버너로 고온재생기 기를 가열하여 고온재생기의 압력을 증가시키고 고온재생기에서 저온재생기로 용액이 흐르기 시작하면 용액펌프를 가동시켜 고온재생기로 용액을 유입시킨다. 고온재생기의 용액레벨이 용액출구보다 항상 높도록 용액펌프를 적당히 조절해 주었으며, 증기밸브와 용액밸브를 실험변수에 맞도록 조정 한 후 약 30분간 운전 후 정상상태에 도달하였을 때 각 부분의 온도와 압력을 읽고 공급열량을 측정하였다.

2.3 실험데이터 해석

재생기 실험장치의 실험결과를 해석하기 위해서 각 요소에서 다음과 같은 질량, 에너지 평형 방정식을 사용하였다.

$$\dot{m}_{w, sol} = \dot{m}_{m, sol} + \dot{m}_{HTG, v} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{m, sol} = \dot{m}_{s, sol} + \dot{m}_{LTG, v} \quad (2)$$

$$\dot{m}_{HTG, v} + \dot{m}_{LTG, v} = \text{measured value} \quad (3)$$

식 (3)의 값은 물유량계(Flow-cell type SCO-4)를 이용하여 발생된 냉매량을 측정하였다.

$X_{w, sol}$, $X_{m, sol}$, $X_{s, sol}$ 는 농도계를 이용하여 측정하였으며 식 (4)와 같다.

$$\dot{m}_{w, sol} \cdot X_{w, sol} = \dot{m}_{m, sol} \cdot X_{m, sol} = \dot{m}_{s, sol} \cdot X_{s, sol} \quad (4)$$

저온열교환기와 고온열교환기에서의 에너지 평형방정식은 식 (5), (6)과 같다.

$$\begin{aligned} & f(h_2, \dot{m}_{w, sol}, T_2) - f(h_1, \dot{m}_{w, sol}, T_1) \\ &= \eta_{LHX} \cdot (f(h_6, \dot{m}_{s, sol}, T_6) - f(h_7, \dot{m}_{s, sol}, T_7)) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} & f(h_3, \dot{m}_{w, sol}, T_3) - f(h_2, \dot{m}_{w, sol}, T_2) \\ &= \eta_{HHX} \cdot (f(h_4, \dot{m}_{m, sol}, T_4) - f(h_5, \dot{m}_{m, sol}, T_5)) \end{aligned} \quad (6)$$

고온재생기와 저온재생기에서의 에너지방정식

은 식 (7), (8)과 같다.

$$\begin{aligned} & f(h_4, \dot{m}_{m, sol}, X_{m, sol}) + f(h_8, \dot{m}_{HTG, v}) \\ &= f(h_3, \dot{m}_{w, sol}, X_{w, sol}) + \eta_{HTG} \cdot Q_{gas} \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} & f(h_6, \dot{m}_{s, sol}, X_{s, sol}) + f(h_9, \dot{m}_{LTG, v}) \\ &= \eta_{LTG} \cdot (f(h_5, \dot{m}_{m, sol}, X_{m, sol}) + f(h_4, \dot{m}_{m, sol}, X_{m, sol}) \\ &+ f(h_8, \dot{m}_{HTG, v})) \end{aligned} \quad (8)$$

여기서, η_{HTG} , η_{LTG} 는 고온재생기와 저온재생기의 효율이다. 저온재생기 효율은 고온재생기에서 발생한 냉매증기가 완전히 응축되어 저온재생기로 열에너지를 공급한 경우를 100%로 보고 실제로 저온재생기에서 공급받은 열에너지를 계산하여 구하였다. 고온재생기에서 발생한 냉매증기는 이론적으로 완전히 응축되었다고 가정하기는 쉬우나 실제로 응축시키기 위해서는 저온재생기가 고효율화 되어야 한다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 용액사이클에 따른 재생기 성능

7 kW(2RT)급 소형 흡수식 냉난방기에 적용할 이중효용 직렬식 용액사이클을 결정하기 위해서 Fig. 4 및 Fig. 5와 같은 이중효용 직렬 용액사이클을 적용하여 실험하였다. 사이클 A는 일반적인 이중효용 직렬 흡수식 사이클의 작동조건으로 운전하였을 때를 기준으로 하였으며, 풀비등 고온재생기, 돌형의 저온재생기 특정으로 하는 본 실험장치에서 COP 0.56, 냉동용량 0.88RT의 결과가 나왔다. 이는 고온재생기의 압력이 91.73 kPa인 관계로 증기온도가 93°C가 되어 95°C의 중간용액을 재생시킬수 있는 열교환 능력이 부족하여 거의 일중효용 사이클이 되었다. 사이클 B는 일반적인 흡수식 사이클로는 효율이 떨어지므로 저온재생기의 효율을 높이고 냉동능력을 향상시키기 위하여 고온재생기의 압력을 125.32 kPa로 높인 것이다. 이 결과 발생증기온도가 106°C가 되어 90°C의 중간용액을 재생시켜 COP 0.78, 냉동능력 2.05RT가 나왔으며 이 결과에 주목하여 열교환기 용량변화, 저온재생기 용액레벨변화, 증기량 변화 등을 주면서 현계 기본값으로 삼았다. 또한 용액사이클

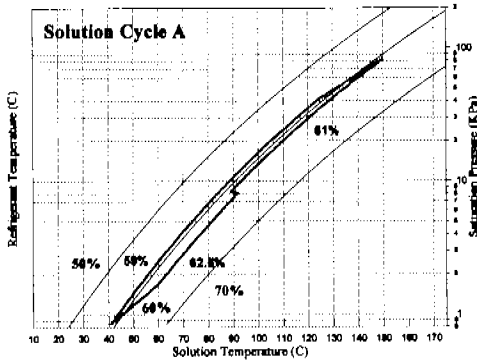


Fig. 4 General pressure type absorption cycle(Solution Cycle A).

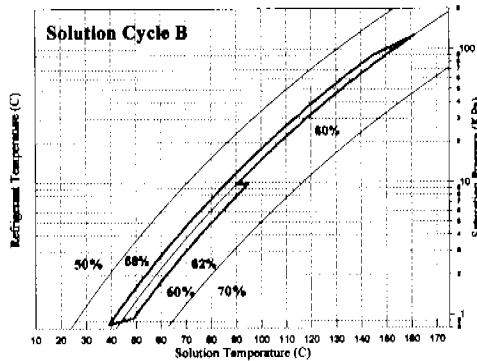


Fig. 5 High pressure type absorption cycle(Solution Cycle B).

B는 용액사이클 A보다 고온재생기의 압력이 고압인 특징이 있어 리튬브로마이드용액에 의한 고온부식의 위험이 있으나 부식 억제제 및 SUS를 이용하면 충분히 가능하다고 판단되어 적용하였다.

용액사이클에 따른 재생기 실험결과를 이용하여 열역학적 해석을 한 결과물 Table 1에 나타내었다. 용액사이클 B의 경우 COP와 냉방열량이 용액사이클 A보다 높았으며, 이것은 저온재생기의 효율이 최대 86%에서 고압사이클로 개선한 후에는 최대 100%로 증가한 것이 그 원인이라 생각된다. 즉 고온재생기의 압력이 높아지면서 발생증기의 온도가 93℃에서 106℃로 13℃증가한 것이라 생각된다.

저온재생기에서는 용액온도와 증기온도의 차이가 증가하여 열전달률은 온도차에 비례하므로, 저온재생기에서 열전달률이 증가하게 된다. 이는

Table 1 Analysis of experimental results with solution cycle.

Result	Solution Cycle A	Solution Cycle B
Total		
COP	0.56	0.78
input calorie (kcal/h)	4,700	8,000
refrigerating capacity (RT)	0.88	2.05
high generator		
efficiency (%)	72	66
refrigerant generation (ml/min.)	49	92
concentration (wt%)	58	58
low generator		
efficiency (%)	86	100
refrigerant generation (ml/min.)	30	93
concentration (wt%)	60	60
heat exchanger		
HHX Effectiveness	79	72
LHX Effectiveness	69	73

고온재생기 발생증기가 응축되는 냉매량이 증가하여 냉방열량이 증가하게 된 것이라 생각된다. 또한 용액사이클 A보다 저온재생기의 효율이 증가하여 COP가 높게 나타났다. 저온재생기의 효율이라고 하는 것은 고온재생기에서 발생한 증기가 완전히 응축되어 열전달되었을 경우에 대하여 실제로 응축되어 열전달된 비율 나타낸다.

3.2 용액열교환기에 따른 재생기 성능

용액사이클 B를 적용함에 있어 용액사이클 A 조건외 용액열교환기 면적으로는 열교환기의 교환량이 부족하여 완전한 사이클을 이루기 곤란함을 알 수 있었다. 즉 고온재생기 입구온도, 흡수기 입구온도 등이 설계조건과 많은 차이를 보였고 이는 곧 성능감소라는 결과물 가져왔다. 이에 저온·고온열교환기의 면적을 0.2, 0.4 m²에서 0.4, 0.8 m²으로 증가시켜 실험하였다. 면적이 작은 경우가 CB14-20H를 사용한 것이고 큰 경우가 CB26-20H를 사용한 것으로서 이를 비교하여 나타낸 것이 Fig. 6이다. 흡수식 냉난방기에서 열교환기는 COP를 높이는 것 이외에도 각 부분의 온도조건을 맞추어 주는 역할을 한다. 열교환기에 따른 재생기 성능 실험결과를 이용하여 열역학적

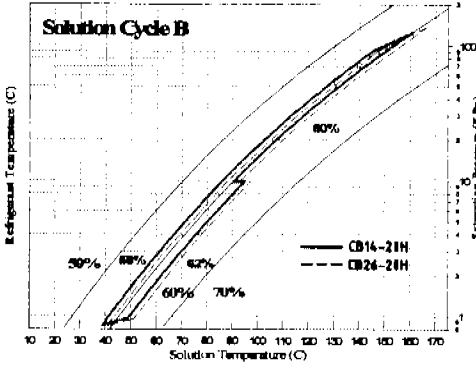


Fig. 6 Comparison of heat exchanger area.

Table 2 Analysis of experimental results with solution cycle.

Result	CB14-20	CB26-20
	H	H
Total		
COP	0.78	0.82
input calorie (kcal/h)	8,000	7,600
refrigerating capacity (RT)	2.05	2.06
high generator		
efficiency (%)	66	62
refrigerant generation (ml/min.)	92	96
low generator		
efficiency (%)	100	100
refrigerant generation (ml/min.)	93	89
heat exchanger		
HHX Effectiveness	72	85
LHX Effectiveness	73	81

해석한 결과를 Table 2에 나타내었다. 열교환기의 면적이 증가함으로써 COP가 증가한 것을 알 수 있다. 이는 첫째, 고온재생기 입구온도가 약 9℃ 증가함으로써 공급열량을 약 800 kcal/h 절약할 수 있고 둘째, 고온재생기 입구온도가 증가하여 고온재생기의 효율이 감소하여 약 300 kcal/h 손실이였다. 전체적으로는 약 500 kcal/h 절약할 수 있었고 공급열량을 그만큼 줄일 수 있었다. 흡수기 입구의 온도는 49℃ (흡수기 0.93 kPa에서 62% 용액이 끓는 온도) 이하로 되어 설계조

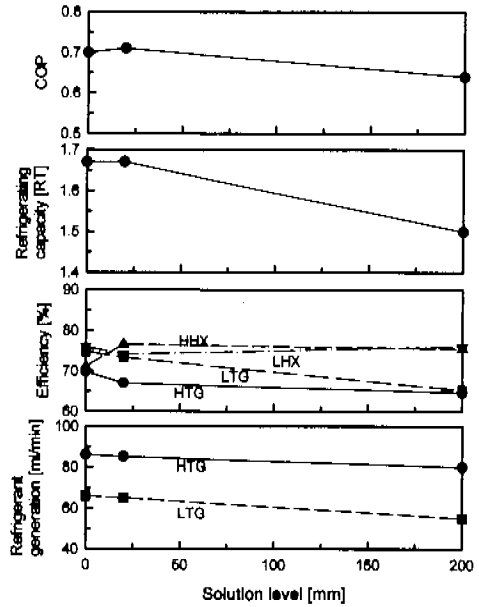


Fig. 7 Analysis of experimental results with solution level.

건을 만족할 수 있었다. 열교환기의 면적을 두 배로 늘렸을 경우 전체적인 성능이 증가하나 비용 대비 성능향상은 높지 않으므로 흡수기 입구온도의 제한이 없다면 생산단계에서는 경제성을 고려하여 열교환기면적을 결정하여야 할 것이라 생각 된다.

3.3 저온재생기 용액레벨에 따른 성능

저온재생기 용액레벨에 따른 재생기 성능 실험 결과를 Fig. 7에 나타내었다. 용액레벨은 저온재생기 앞에 설치한 배관상의 밸브에 의해 조절하였으며, 0, 20, 200 mm의 경우로 변화시켜 성능 변화를 살펴보았다. 용액레벨이 0 mm인 경우 유하 액막식(falling film method)의 형태로 재생되는 것이며, 200 mm인 경우에는 풀비등식(pool boiling method)과 유하 액막식의 복합형태로 재생되는 것으로, 용액레벨이 0, 20 mm의 경우 COP와 냉방열량이 200 mm보다 높게 나타났으며 이것으로 미루어보아 소형 흡수식 냉난방기의 저온재생기의 재생방식은 유하 액막식이 적합하다고 판단된다. 세가지 용액레벨의 경우에 있어서 고·저온 재생기의 냉매발생량, 고·저온 용액열교환기의 효율변화는 거의 없다는 것을 알 수 있었다.

3.4 오리피스 개도 변화에 따른 성능

Fig. 8은 증기오리피스(니들밸브)의 개도 변화에 따른 고온재생기의 열교환효율, 공급열량, 냉매발생량의 변화를 나타낸 것이다. 실험에 사용된 증기오리피스는 Swagelok사의 직경 1 mm의 것을 사용하였으며 위치는 Fig. 3의 T8과 T9사이, 즉 고온재생기에서 발생된 고온의 냉매중기가 저온재생기에서 2차 재생후 응축기로 이동되는 배관의 중간에 설치하였다. 실험시에 용액오리피스의 개도는 최대로 하였으며, 증기오리피스 니들밸브의 회전개방정도는 0, 6, 9(max.)로 유량계수가 각각 0, 0.3, 1인 경우이다. 증기오리피스 개도를 증가시켰을 때 냉매발생량 및 가스공급량은 증가하였다. 따라서 설계조건에 맞는 냉매량과 재생기 용량을 결정하기 위해서는 최적 증기오리피스 밸브개도가 결정되어야 함을 알 수 있다. 이것은 증기오리피스 니들밸브의 개도조절에 따라서 설계조건에 맞는 공급열량이 변하게 되어 용액유량을 증가시켜 주어야 한다는 것을 알 수 있다. 또한 고온재생기의 효율은 유량계수가 0인 경우 63%에서 유량계수가 1.0인 경우에는 54%로 가스공급 열량증가에 따라 감소하였다.

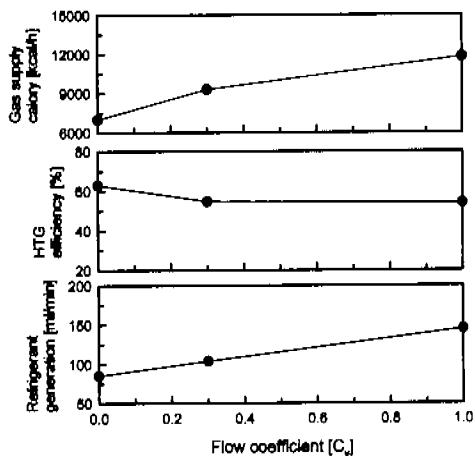


Fig. 8 Analysis of experimental results with flow coefficient.

4. 결론

2RT급(7 kW) 소형 흡수식 냉난방기 개발을 위한 재생기 시스템의 성능실험을 통하여 다음과

같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 2RT급 소형 흡수식 냉난방기 개발을 위한 재생기 시스템을 완성하였으며 2.06RT, COP 0.82의 실험결과를 얻었다.

(2) 일반적인 흡수사이클 운전조건보다 고온재생기 압력을 높인 용액사이클 B가 COP 0.78로 일반적인 운전조건인 용액사이클 A보다 약 40% 향상된 성능을 나타내었고 용량도 2.05RT로 적합하였다. 하지만 리튬브로마이드 용액에 의한 고온부식의 문제가 있어 이를 해결하기 위하여 SUS를 사용하였다.

(3) 열교환기의 면적을 증가시킬 경우 성능이 증가하나 경제성 문제를 고려하여야 한다. 또한 고온재생기 입구온도가 증가하므로 고효율의 고온재생기 개발이 중요한 과제이다.

(4) 소형 흡수식 냉난방기의 콤팩트화를 위해 설계한 동형 저온재생기의 채용가능성을 확인할 수 있었다.

(5) 설계조건에 맞는 냉매량과 재생기 용량을 결정하기 위한 최적 증기오리피스의 밸브 개도(오리피스경)가 존재함을 알 수 있었다.

참고문헌

- (1) 설원실, 권오경, 윤정인, 1998, "LiBr/H₂O계 흡수기의 흡수축진에 관한 실험적 연구," 공기조화·냉동공학논문집, Vol. 10, No. 5, pp. 581~588.
- (2) 윤정인, 柏木孝夫, 1994, "스프링 삽입형 유액액식 흡수기의 열 및 물질전달 특성," 대한기계학회논문집, 제 19권, 제 1호, pp. 1501~1509.
- (3) 김병주, 이찬우, 1998, "수직관내 리튬브로마이드 수용액막의 흡수과정에 대한 비흡수가스의 영향(1) -실험적 연구-" 대한기계학회논문집 B 권, 제22권, 제4호, pp. 489~498.
- (4) 조현철, 김종보, 정시영, 강상우, 이춘식, 1995, "LiBr계 용액을 사용한 수직관 흡수기의 열 및 물질 전달에 관한 연구," 공기조화·냉동공학 논문집, 제7권, 제2호, pp. 196~206.
- (5) Kunugi, Y., Usui, S., Ouchi, T., and Fukuda, T., 1984, "Performance of Generator of Absorption Refrigeration Machine Powered by Hot Water," *Trans. of the JAR*, Vol. 1, No. 2, pp. 29~37.
- (6) Matsuda, A., 1987, "Evaporation for Lithium

Bromide Aqueous Solution in a Falling Film Heater under Reduced Pressure," *Refrigeration*, Vol. 61, No. 706, pp. 79~82.

- (7) Furugawa, M., Kaji, M., Suyama, T., Sekoguchi, K., 1994, "Enhancement of Pool Boiling Heat Transfer to Lithium Bromide Aqueous Solution," *Trans. of the JAR*, Vol. 11, No. 3, pp. 349~356.
- (8) 윤정인, 柏木孝夫, 1994, "흡수냉동사이클 냉매재생비등과정에서의 계면활성제의 영향," 대한기계학회 '94년도 춘계학술대회논문집(II), pp. 143~146.
- (9) 지용해, 김동관, 김무환, 1997, "LiBr 수용액의 수평관 유하액막 증발에 있어서의 열전달 계수 특성," 대한기계논문집 B권, 제21권, 제2호, pp. 294~302.
- (10) 김동관, 김무환, 1998, "LiBr 수용액을 이용한 수평관 유하액막식 증발의 축진관 전열향상 특성," 대한기계논문집 B권, 제 22권, 제 9호, pp. 1267~1276.
- (11) Matsuda, A., Hada, K., Kawamura, T., 1990, "A Vertical Falling Film Type of Absorber and Generator for Lithium Bromide Aqueous Solutions," *Trans. of the JAR*, Vol. 7, No. 2, pp. 47~56.
- (12) 유선일, 최영준, 권오경, 윤정인, 1998, "소형 흡수식 냉난방기의 재생기 시스템성능해석," 공기조화 냉동공학회 '98하계학술발표회 논문집, pp. 1140~1145.