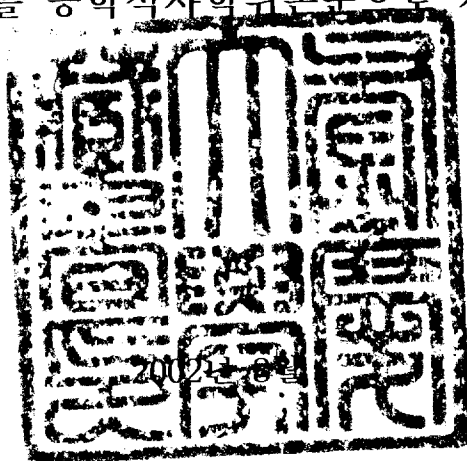


공 학 석 사 학 위 논 문

가정용 흡수식 냉난방기 개발을 위한
재생기 성능 실험에 관한 연구

지도교수 윤 정 인

이 논문을 공학석사학위논문으로 제출함



부경대학교 대학원

냉동공조공학과

이 호 생

이호생의 공학석사 학위논문을 인준함

2002년 6월

주 심 공학박사 금 종 수 인

위 원 공학박사 오 후 규



위 원 공학박사 윤 정 인



목 차

Abstract	iii
Nomenclature	iv
 제 1 장 서 론	 1
1.1 연구배경 및 목적	1
1.2 종래의 연구	3
 제 2 장 실험 이론	 4
2.1 흡수식 냉난방기의 작동원리	4
2.2 흡수냉난방기의 기본구성	7
2.3 실험데이터 해석	12
 제 3 장 실험장치 및 방법	 14
3.1 실험장치의 구성	14
3.2 실험방법	16
 제 4 장 실험결과 및 고찰	 27
4.1 용액사이클에 따른 재생기 성능	27
4.2 열교환기에 따른 재생기 성능	32

4.3 용액레벨에 따른 재생기 성능	36
4.4 증기오리피스 밸브 개도 변화에 따른 성능	42
 제 5 장 결 론	 46
 참고문헌	 48
 감사의 글	 51

Study on Performance Experiment of Generator for Household
Absorption Chiller and Heater

Ho-Saeng Lee

*Department of Refrigeration and Air Conditioning Engineering,
Graduate School, Pukyong National University*

Abstract

Recently, the markets of the air conditioner are increasing. The market size grows increasing little by little. 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 a serious problem to the global environment such as global warming and ozone layer destruction. An absorption chiller and heater could solve such problems. It was built and tested for studying on system design of the generator for a household absorption chiller and heater. Generator experiment is consisted of high temperature generator, low temperature generator, heat exchanger, condenser and solution tank. The double effect series flow cycle and two kinds of solution cycle are applied. Solution cycle B is better than solution cycle A. Two kinds of heat exchanger are applied. One's heat transfer area is bigger than the other. Bigger case increases a little performance of absorption chiller and heater, but it is not economical. As the result of this study, we get the performance of absorption chiller and heater that coefficient of performance(COP) is 0.82 and that the capacity is 7.24kW.

Nomenclature

A	: Heat transfer surface area[m ²]
D_L	: Particle diffusion coefficient[m ² /s]
h	: Heat transfer coefficient[W/m ² · K]
k_L	: Mass transfer coefficient[m/s]
n	: Mass velocity[kg/m ² s]
p	: Pressure[mmHg]
q''	: Heat flux[W/m ²]
w	: Concentration[wt%]
ΔH	: Evaporation latent heat[J/kg]
η	: Coordinate of solution face thickness 액막두께 방향 좌표
ρ	: Density[kg/m ³]

Subscripts

A	: Water
b	: Bulk solution
hg	: High temperature generator
in	: Inlet
L	: Solution
lg	: Low temperature generator
w	: Wall
s	: Vapor/solution interface
out	: Outlet
v	: Vapor

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경 및 목적

최근 국민들의 생활의 질적인 부분에 대해 민감하게 생각하면서, 국민들은 보다 쾌적하고, 보다 편리한 생활공간의 창출에 대한 욕구가 증대되고 있다. 이러한 국민들의 욕구는 냉난방시설의 수요를 증대하게 만들었다. 냉난방시설의 주요 에너지원으로서는 전기와 도시가스가 있다. 그러나 이 두 에너지는 계절에 따라 수요량이 크게 달라 국가 에너지운용에 있어 큰 문제가 되고 있다. 전기는 매년 냉방기 설치의 급격한 증가로 인하여, 여름철 전력수요피크를 발생시키게 한다. 이러한 여름철 전력수요피크는 전력 수급의 불균형 상태를 유발하여 전력공급을 위태롭게 하고 있다. 반면에 도시가스는 전기의 경우와는 반대로 겨울철 난방용 수요증대로 인해 피크수요가 나타나고 여름철에는 수요가 매우 적다. 정부에서는 이러한 전기-가스의 계절적 수요 불균형을 해소하여 두 에너지가 상호보완적 역할을 할 수 있도록 에너지정책의 기본방향을 설정하고 있다.

또한 최근에 지구환경보존에 대한 관심이 높아지면서 몬트리올 의정서와 그 개정안에 의해 냉동공조분야 등에서 널리 사용되던 CFC(Chloro Fluoro Carbon)가 1996년부터 생산이 전면 금지되었으며, HCFC(Hydro Chloro Fluoro Carbon)도 2030년까지 생산이 금지되어 있다.

따라서 이러한 지구환경 문제 해결과 여름철 전력수요 피크 감소 및

전기 및 도시가스의 계절별 수급 불균형의 해소를 위해 흡수식 냉난방기가 건물공조용 열원기기로 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. 이들 중 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 크기 면에서 상당부분을 차지하고 아울러 열 및 물질전달이 동시에 발생하는 곳이다.

이중효용 흡수식 냉난방기는 고온재생기와 저온재생기를 갖추고 있다. 여기서 저온재생기의 작동압력은 고온재생기보다 낮으며, 따라서 고온재생기보다 낮은 온도에서 증기가 발생한다. 즉, 고온 재생기에서 생성된 냉매증기는 저온재생기로 보내져 낮은 비등온도에서 저온재생기에 있는 용액을 가열하여 냉매 증기를 발생시키고 물로 응축되어 응축기를 통해 증발기로 간다. 따라서 용액측에서 보면, 흡수기에서 고온 재생기로 보내진 회용액으로부터 고온재생기에서 수증기가 일부 분리되어 중용액이 되며, 저온재생기에서 다시 수증기를 분리시키고 농용액이 되어 흡수기로 가게 된다. 따라서 이중효용 흡수기는 응축기에서 버리던 증기의 응축열을 저온재생기에서 냉매증기의 발생에 한번 더 이용함으로써 에너지 절약 측면에서 유리하고 냉각탑의 용량을 줄일 수 있다.

흡수식 냉난방기는 중·대형으로써 국내에서 이미 사용되고 있으며, 소형의 경우 지속적인 연구와 개발이 이루어지고 있는 실정이다. 흡수식 냉난방기를 소형화하는 것은 크기 제한으로 인한 최적의 설계조건을 요구하게 된다. 소형 흡수식 냉난방기에 관한 연구는 새로운 냉매의 개발

과 시스템의 고성능화, 그리고 열교환기의 고효율화에 대해 집중되고 있다.

따라서 본 연구는 응축기, 고온재생기, 저온재생기, 열교환기, 용액탱크 등으로 구성된 재생기 실험장치로 여러 가지 변수에 대한 성능실험을 실시하여 가정용 흡수식 냉난방기의 재생기에 대한 고성능화 및 콤팩트화를 위한 기본설계자료를 제시하고자 한다.

1.2 종래의 연구

재생기에 관한 연구는 Choi and Lee⁽⁵⁾의 연구에서는 저온재생기에서 필요한 재생열을 태양열 또는 배열등과 같은 저온보조 가열열원을 이용하기 위한 기초수단으로 시스템을 시뮬레이션하여 사이클의 특성을 규명하였고, Yoon et al.⁽⁶⁾은 가정용 흡수식 냉난방기의 응축기, 고온재생기, 저온재생기, 열교환기, 용액탱크등 여러 가지 변수에 대한 실험을 통해 성능특성을 밝혔으나 재생기의 열전달에 관해서는 과제로 남겨놓았다. Kim et al.⁽⁷⁾은 수평관 유하액막식 재생기에 있어서의 LiBr수용액의 증발실험을 통해 풀비등 발생기에 대한 유하액막식 재생기의 성능을 액막 열전달계수의 측면에서 평가했으나 물질전달 부분의 연구가 제외되었다. Furugawa et al.⁽⁸⁾은 풀비등식 재생기에서의 LiBr수용액의 열전달 증진에 대해 실험하였고, 그 외 외국의 연구사례는 유하액막식 재생기의 열 및 물질이동에 관련된 연구논문이 발표된 바 있다.⁽⁹⁻¹¹⁾

제 2 장 실험 이론

2.1 흡수식 냉난방기의 작동원리

흡수란 흡수용액과 냉매와의 증기압 차를 이용하여 냉매를 수용액 내에 밀어 넣는 것을 말한다. 냉동기의 능력을 향상시키기 위해서는 증발기에서 발생하는 냉매증기를 보다 많이 용액에 흡수되게 하여야 한다. 냉각된 물 표면에 수증기를 직접 접촉하게 하여 응축시키는 응축의 경우와 비교하여 생각하면, 응축에서는 물의 온도를 내리는 것에 의해 증기압을 저하시키는 반면, 흡수에서는 물에 리튬브로마이드(LiBr) 등과 같은 염류를 용해시켜 증기압을 낮춘다. 그러므로 본질적으로는 응축과 흡수는 같은 원리라 할 수 있다. 그러나 흡수과정에서는 흡수용액 중에 냉매증기가 흡수될 때 방출되는 잠열이나 회석열에 의한 열이동 외, 물질이동에 의한 농도분포도 공존하기 때문에 보다 복잡한 현상이 일어난다.

Fig. 2.1은 흡수과정을 개념적으로 나타낸 것이다. 냉매 흡수가 없는 평형상태에서는 증발기, 흡수기내의 압력은 P_1 으로 유지되고 있으며, 이때 물 및 흡수용액의 온도는 각각 압력 P_1 에 평형하는 온도(포화온도) T_1 , $T_1 + \Delta T_1$ 이 된다. 여기서 ΔT_1 은 리튬브로마이드와 같은 염을 물에 용해함으로써 생기는 비점(boiling point) 상승이며 평형상태가 되기 위해서는 흡수기내의 온도를 증발기내의 온도 T_1 보다 비점 상승분 ΔT_1 만큼 높은 온도로 유지할 필요가 있다. 여기서 흡수기를 냉각하기 시작하면 용액온도는 저하하여 흡수기내 압력도 용액온도에 상당하는 포화압력이 되기 때문에 평형상태인 압력 P_1 보다 조금 낮아진다. 따라서 압력

차 ΔP 에 의해 증발기에서 흡수기내로 냉매증기가 유입되고 이와 동시에 증발기에서는 냉매가 증발하기 시작한다. 냉매가 증발하면 증발잠열에 의해 증발기내의 온도가 저하하게 되고 또 포화압력도 낮아지게 된다. 그러므로 증발기내를 초기의 상태인 온도 T_1 , 압력 P_1 을 유지하기 위해서는 증발잠열에 상당하는 열량을 보충할 필요가 있다. 즉 외부의 저온열원에서 열을 빼앗아와야 한다. 한편, 흡수기에서는 냉매증기가 흡수용액에 흡수되어 용액 내에서 증기의 상태를 유지하는 것은 불가능하므로 잠열을 방출하고 액화한다. 이 잠열과 용액의 회석열에 상당하는 열을 냉각수에 의해 계 밖으로 방출하고, 용액온도를 $T_1 + \Delta T_1$ 보다 조금 낮은 온도로 유지한다면 흡수기내 압력도 용액온도 및 농도에 상당하는 포화압력 P_1 보다 ΔP_1 만큼 낮은 압력을 유지할 수 있어 흡수가 지속적으로 일어난다.

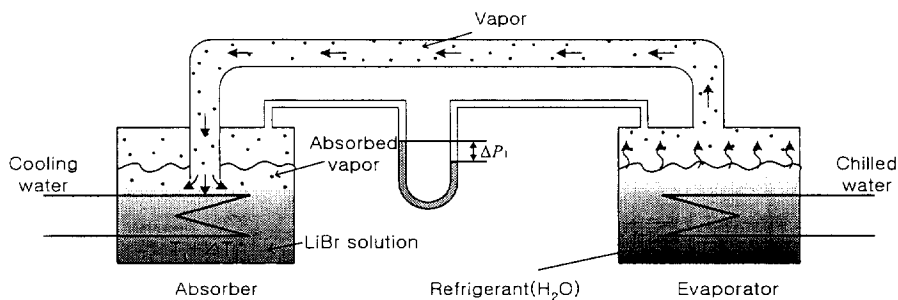


Fig. 2.1 Mechanism of vapor absorption in absorber

흡수기내의 흡수용액의 양은 한정되어 있으므로 흡수가 진행되어감에 따라 흡수용액은 점점 회석되고 이에 따라 흡수능력이 저하하여 간다. 그러므로 흡수가 계속 진행되게 하기 위해서는 흡수용액의 농도를 다시 고농도가 되게 재생하여 줄 필요가 있다.

흡수용액 내의 냉매를 증발시켜 흡수용액을 농축하는 과정을 재생이라 하는데 재생과정의 개념도를 Fig. 2.2에 나타내었다. 초기의 평형상태에서 계 내의 압력이 P_2 , 응축기의 온도가 T_2 , 재생기의 온도가 $T_2 + \Delta T_2$ 로 유지되고 있다. 이 상태에서 도시가스 등에 의해 재생기를 가열하기 시작하면 용액의 온도가 상승하게 되고 이에 따라 증기압도 높아진다. 이렇게 되면 응축기와 재생기 사이에 ΔP_2 만큼 압력차가 생기게 되어 재생기에서 발생한 냉매증기는 응축기로 이동하게 된다. 이 때 응축기내를 생각하여 온도와 압력을 초기의 상태인 압력 P_2 , 온도 T_2 로 유지한다면 발생한 증기는 응축기내에서 액화하게 된다. 에너지적으로는 재생기에서의 가열량이 발생증기의 증발잠열과 흡수용액의 농축에 사용되고, 응축기에서는 발생증기의 액화에 따른 열량 분만큼 냉각수에 의해 제거된다.

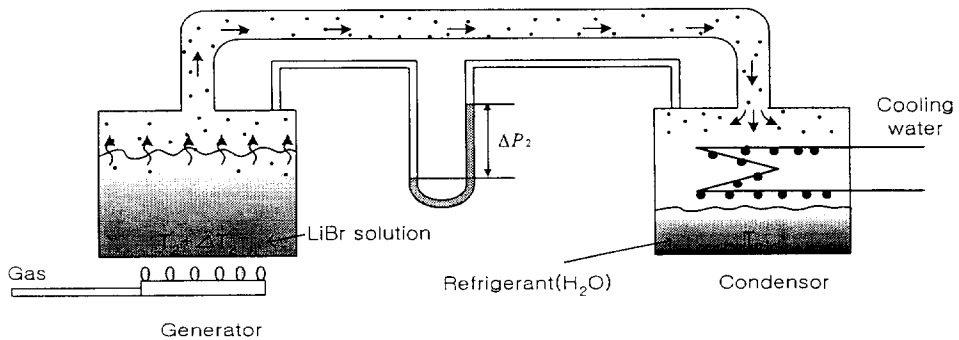


Fig. 2.2 Mechanism of vapor generation in generator

위의 흡수과정, 재생과정에서는 이해를 쉽게 하기 위해 증발과 흡수, 재생과 응축이 각각 독립적으로 작동하는 것같이 나타내었지만, 실제로는 이들 과정이 연속적으로 연결되어 흡수사이클을 형성한다. 냉매를 흡수하여 희석된 흡수용액을 재생기내에 용액펌프로 보내고, 가열에 의해

농축하여 짙어진 흡수용액은 다시 흡수기에 돌아오며, 이때 발생한 고온·고압의 냉매증기는 응축기내에서 잠열을 방출하고 액화되어 증발기에 공급되는 사이클을 형성한다.

2.2 흡수냉동기의 기본구성

흡수식 냉동기는 고온재생기(High temperature generator), 저온재생기(Low temperature generator), 응축기(Condenser), 증발기(Evaporator), 흡수기(Absorber), 고온용액열교환기(High temperature solution heat exchanger), 저온용액열교환기(Low temperature solution heat exchanger)와 같은 열교환기로 이루어져 있으며 각 열교환기에서는 열 및 물질전달 현상이 일어나고 있다. 국부적으로는 상당히 복잡한 현상이 일어나고 있지만 시스템이 정상상태에 도달하게 되면 Cycle 전체로는 열적 평형 상태에 도달하게 되고, System 내부에서는 발생기로부터 들어오는 열과 증발기로부터 들어오는 폐열원의 열이 흡수기와 응축기를 흐르는 냉각수에 전달되어 이를 두 열원간의 평형 상태를 이룬다.

이중효용 사이클에서는 재생기에서 발생한 냉매증기의 잠열을 이용 한 번 더 리튬브로마이드 수용액을 가열하여 냉매증기를 취출한다. 따라서 이중효용형은 고온재생기와 저온재생기 두 개의 재생기와 고온열교환기와 저온열교환기의 두 개의 용액열교환기를 가지고 있다. 도시가스 등의 구동 열원을 고온재생기에 가한다. 이 때 고온재생기에서 발생한 고온 냉매증기의 잠열을 고온재생기보다 낮은 비등온도인 저온재생기의 가열에 이용함으로써 효율을 개선하고 있다. 일반적인 이중효용 흡수사이클에는 흡수기에서 유출하는 회용액의 일정 양을 고온재생기와 저온재생기

에 병렬로 흐르게 하는 병렬흐름(parallel flow)과 전 용액을 고온재생기에 보내 일부 재생한 후, 저온재생기로 다시 흐르게 하는 직렬흐름(series flow)이 있다.

Fig. 2.3과 Fig. 2.4에 이중효용 직렬 냉방사이클을 나타내었다. ⑩ → ④는 흡수기에서의 흡수과정을 나타낸다. 점 ⑩의 농도 63.6% 흡수액은 냉각수에 의해 38.7℃까지 냉각되면서 증발기로부터의 냉매증기를 흡수하여 점 ④의 농도 58.1% 회용액으로 된다. 이 과정의 평형압력은 6.1mmHg이고, 4℃ 물의 포화증기압에 상당한다. 증발기에서는 4℃에서 냉매가 증발하고 전열관내를 흐르는 냉수는 7℃로 냉각된다. 흡수액 농도로써 사이클 제어가 되므로 흡수기에 공급되는 냉각수온도가 높은 경우에는 흡수기내의 용액온도가 상승해 버린다. 그러면, 증발기에서의 평형압력이 상승하고 냉매의 증발온도가 높게 되므로 냉수온도가 상승하여 원하는 냉수를 얻을 수 없다.

④ → ⑫는 흡수기를 나온 회용액이 저온열교환기 및 고온열교환기에 의해 가열되어 일정 농도에서 온도가 상승하는 과정을, ④ → ⑪은 저온열교환기, ⑪ → ⑫는 고온열교환기에서의 온도상승이다. 이들 2개의 열교환기에서 저온측 용액(회용액)이 고온측 용액(농용액)으로부터 열회수를 하므로써 고온재생기에서의 구동용 입열량 감소 및 흡수기에서의 냉각수로의 방열량 감소가 예상되므로 성능계수의 향상에 크게 기여하며 효율향상에 대단히 중요하다.

⑫ → ⑦은 고온재생기에서의 가열, 농축과정을 나타낸다. 점 ⑫으로 고온재생기에 공급된 회용액은 도시가스의 연소열 즉, 구동열원에 의해 포화온도(점 ⑥)까지 가열되고, 더욱 가열되면 냉매증기를 발생하며 농도가 상승하여 점 ⑦의 농도 61.0%의 중간농도용액으로 되어 1단계 농축을 종료한다. 점 ⑦의 평형압력은 약 707mmHg이다.

⑦ → ⑭는 고온재생기에서 중간농도까지 농축된 용액이 고온열교환기

를 통하여 회용액과 열교환함으로써 일정 농도에서 온도가 저하하여 저온재생기에 보내지는 과정이다.

⑧ → ⑨는 저온재생기에서의 농축과정을 나타낸다. 점 ⑥의 61.3% 용액은 고온재생기로부터의 고온 냉매증기의 응축열로 가열되어 중간압력의 냉매증기를 발생하고 용액은 농축되어 점 ⑨의 농도 63.6% 농용액으로 되어 2단계 농축을 종료한다. 점 ⑨에서의 평형압력은 냉각수, 즉 응축기내의 작동온도에 의해 결정되며, 저온재생기 출구온도가 93.1℃이고 응축기에서의 응축온도가 40.2℃일 때, 평형압력은 그 온도에 상당하는 포화증기압인 56.1mmHg로 된다.

고온재생기의 압력은 냉각수의 온도에 의해 결정되는 응축기 압력에 좌우된다. 즉 고온재생기의 냉매증기의 응축열에 의해 가열되어 저온재생기내의 용액이 점 ⑨까지 온도가 상승하므로 당연히 가열에 필요한 냉매증기의 온도, 즉 점 ③에 상당하는 응축온도는 점 ⑨의 용액온도보다도 3~5℃ 높아야 한다. 앞서 서술한 바와 같이 점 ⑨의 용액온도는 냉각수온도에 의해 좌우되기 때문에 고온재생기의 압력은 냉각수의 영향을 받는 것이다.

⑨ → ⑬은 저온재생기로부터의 농용액이 저온열교환기를 통해 회용액과 열교환하는 과정으로 일정농도에서 온도가 저하하는 과정을 나타낸다.

⑬ → ⑩는 저온열교환기로부터의 농용액이 흡수기에 들어가 냉각수에 의해 냉각되고 증발기로부터의 냉매증기 흡수를 개시하는 점 ⑩에 이르는 과정이다. 점 ⑩로 돌아온 용액 및 냉매는 다시 흡수기로 되돌아가 흡수 냉동사이클을 반복한다.

이상과 같이 흡수식 냉동기의 사이클은 냉수 및 냉각수의 온도조건에 따라 각 과정에서의 작동압력이 결정되어 사이클이 구성되어지는 것을 알 수 있다. ⁽⁴⁻¹³⁾

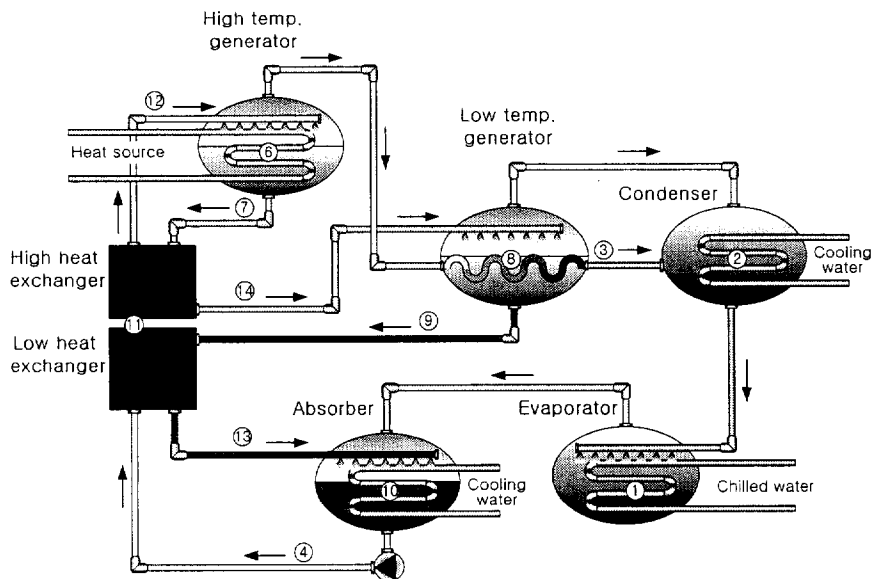


Fig. 2.3 Basic composition of Absorption Chiller

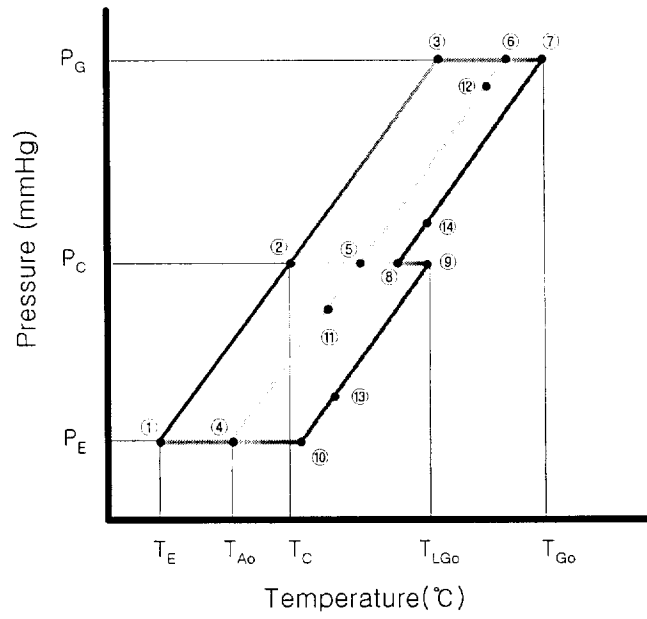


Fig. 2.4 Dühring diagram of absorption chiller

2.3 실험데이터 해석

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

$$m_{w, sol} = m_{m, sol} + m_{HTG, v} \quad (9)$$

$$m_{m, sol} = m_{s, sol} + m_{LTG, v} \quad (10)$$

$$m_{HTG, v} + m_{LTG, v} = \text{measured value} \quad (11)$$

식(11)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.

$$m_{w, sol} \cdot X_{w, sol} = m_{m, sol} \cdot X_{m, sol} = m_{s, sol} \cdot X_{s, sol} \quad (12)$$

저온열교환기와 고온열교환기에서의 에너지 평형방정식은 식(13), (14)과 같다.

$$\begin{aligned} & f(h_2, m_{w, sol}, T_2) - f(h_1, m_{w, sol}, T_1) \\ & = \eta_{LHX} \cdot (f(h_6, m_{s, sol}, T_6) - f(h_7, m_{s, sol}, T_7)) \end{aligned} \quad (13)$$

$$f(h_3, m_{w, sol}, T_3) - f(h_2, m_{w, sol}, T_2)$$

$$= \eta_{HHX} \cdot (f(h_4, m_{m, sol}, T_4) - f(h_5, m_{m, sol}, T_5)) \quad (14)$$

고온재생기와 저온재생기에서의 에너지방정식은 식 (15), (16)과 같다.

$$\begin{aligned} & f(h_4, m_{m, sol}, X_{m, sol}) + f(h_8, m_{HTG, v}) \\ &= f(h_3, m_{w, sol}, X_{w, sol}) + \eta_{HTG} \cdot Q_{gas} \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} & f(h_6, m_{s, sol}, X_{s, sol}) + f(h_9, m_{LTG, v}) \\ &= \eta_{LTG} \cdot (f(h_5, m_{m, sol}, X_{m, sol}) + f(h_4, m_{m, sol}, X_{m, sol}) + f(h_8, m_{HTG, v})) \end{aligned} \quad (16)$$

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.

제 3 장 실험장치 및 방법

3.1 실험장치의 구성

Fig. 3.1은 실제 가정용 흡수식 냉난방기의 개략도이며, Fig. 3.2는 재생기 실험장치의 개략도를 나타낸 것이다. 실험장치는 열원을 공급하는 가스버너부, 용액을 1차 농축시키는 고온재생기부, 용액을 2차 농축시키는 저온재생기부, 재생기에서 발생한 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 맞추었다.

고온재생기는 중형으로 제작되었으며 내부 원통면과 외부 원통면을 따라서 재질이 SUS 304인 열전달원이 브레이징처리 되어 있다. 고온재생기의 재질은 SUS 304이며 자체 설계, 제작되었으며, 저온재생기는 원통형상에 끝부분을 반구형상으로 처리한 형태이다. 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. 본 실험장치의 고·저온재생기가 Fig. 3.4에 나타나있다.

열교환기부는 본 실험에 적합한 열교환기를 개발, 제작하는 것은 대단히 어려운 일이므로 세계적으로 인정된 Alfa Laval사의 판형 열교환기를 사용하였으며, 열교환기의 전열면적 변화에 따른 성능변화를 살펴보기 위하여 CB14-20H($A = 0.2\text{m}^2$)와 CB26-20H($A = 0.4\text{m}^2$)의 두 가지 형태를 적용하였다.

냉각탑은 향류형과 직교류형의 혼합형태인 혼합형을 사용하고 용량은 1.9CRT급을 사용하였다. 냉각탑은 하부수조와 상부수조, 필터(Eliminator 포함), 노즐, 팬, 모터로 구성되어 있다. 냉각탑의 필터 상부에는 여러 개의 구멍이 뚫어져 있는 안내판을 설치하였다. 안내판을 통해 응축기로부터 오는 냉각수가 필터에 골고루 분산되어 떨어지도록 하였다. 본 실험에 사용되어진 냉각탑이 Fig. 3.5에 나타나 있다.

데이터 취득은 DR230하이브리드 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 실험 중 데이터 취득이 가능하도록 하였다.

용액 및 냉각수 입출구의 온도측정을 위하여 T type 열전대를 사용하였다. T type 열전대는 $-200\sim 400^{\circ}\text{C}$ 까지의 측정범위를 가지며 오차범

위는 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 이다. 예 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 저압쪽인 응축기, 저온재생기, 용액탱크(증발기와 흡수기부분)에 적합하다. 재생기 실험장치에서 온도와 압력센서를 설치 위치를 Fig. 3.6에 나타내었다. 용액의 농도를 측정하기 위해서 굴절률계(Atago RX5000)를 사용하였다. 굴절률계의 측정범위는 0.00~95.00%, 정밀도는 0.01%이다.

본 실험에 사용한 부속기기와 계측장비의 사진을 Fig. 3.7 ~ Fig. 3.12에 나타내었다.

3.2 실험 방법

실험방법은 먼저 냉각탑과 수냉각기를 가동시키고 나서 용액펌프를 가동하여 고온재생기의 용액레벨을 용액출구보다 조금 높게 설정한 후 용액펌프의 가동을 중단시킨다. 버너로 고온재생기를 가열하여 고온재생기의 압력을 증가시키고 고온재생기에서 저온재생기로 용액이 흐르기 시작하면 용액펌프를 가동시켜 고온재생기로 용액을 유입시킨다. 용액의 농도를 맞추기 위해서 냉매저장통에 냉매를 저장하여 용액의 농도를 맞추었으며, 저온재생기내의 압력조절 위해서 냉각탑팬의 회전수를 조정하였다. 그리고 실험변수 조건에 맞는 용액의 온도조절은 회용액 탱크내의 용액 온도를 항온조의 냉각수온도를 조절하여 실험변수에 맞추어 약 30분간 운전 후 정상상태에 도달하였을 때 각 부분의 온도와 압력을 읽고 공급열량을 측정하였다.

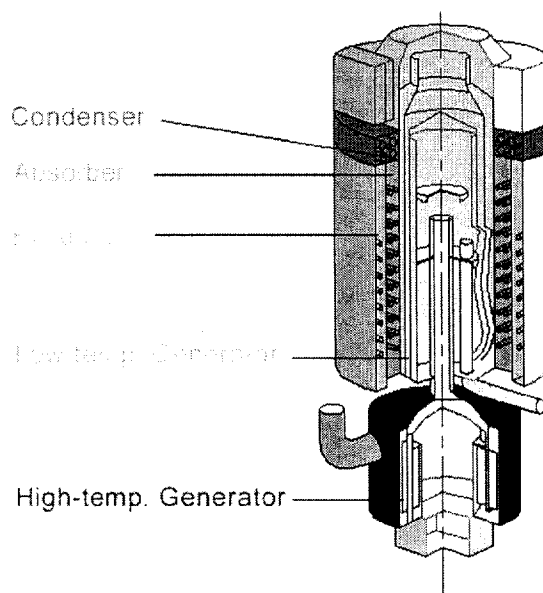


Fig. 3.1 Schematic drawing of the domestic absorption chiller/heater structure.

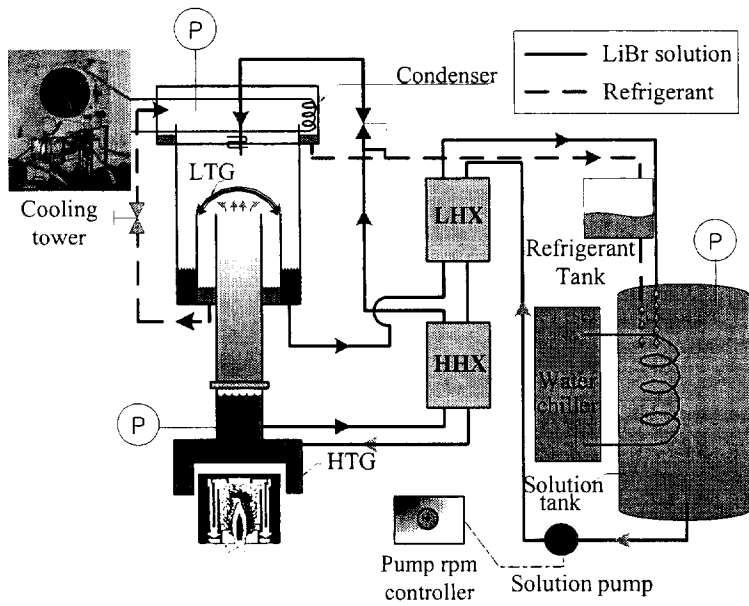


Fig. 3.2 Schematic diagram of an experimental apparatus for generator performance test.

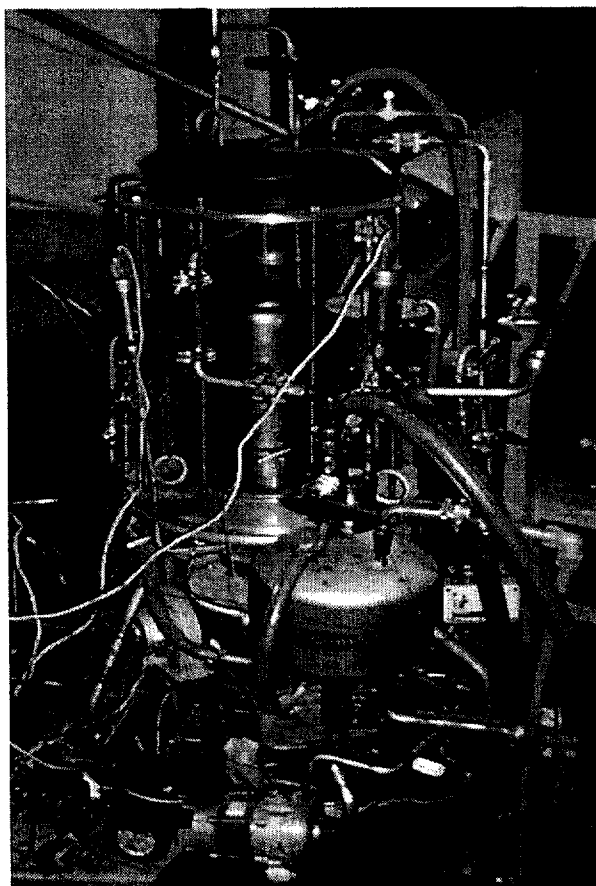


Fig. 3.3 Photograph of experimental apparatus

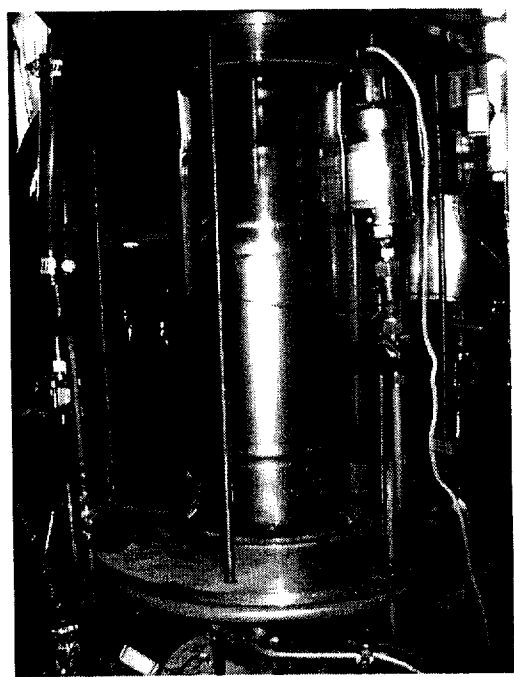
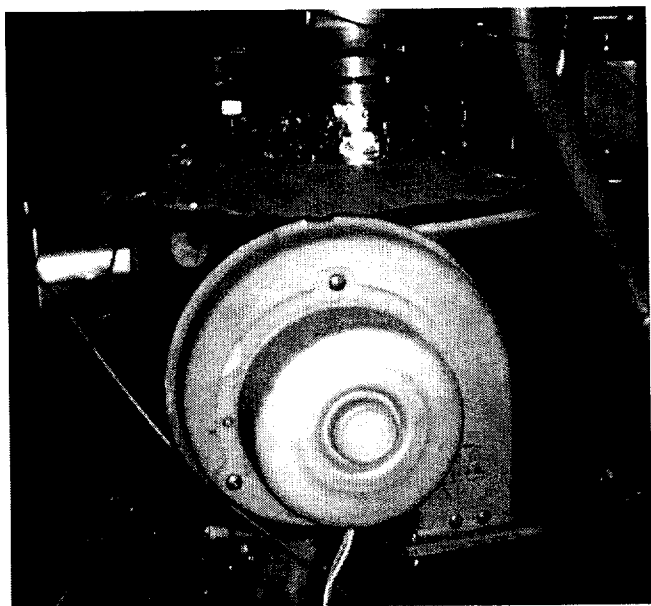


Fig. 3.4 Photograph of high · low temperature generator

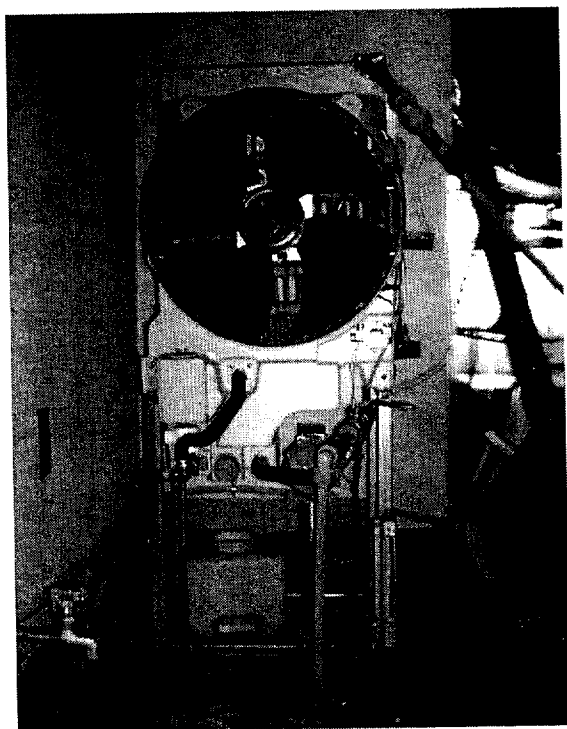


Fig. 3.5 Photograph of cooling tower

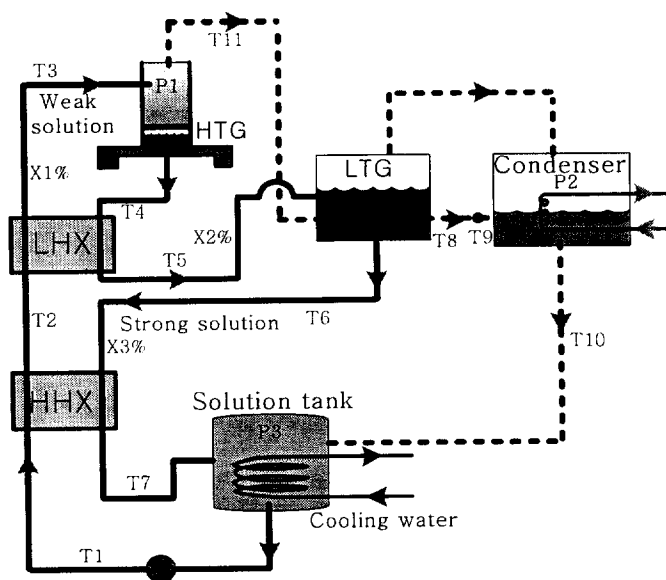


Fig. 3.6 Temperature · pressure sensor of generator experimental apparatus.

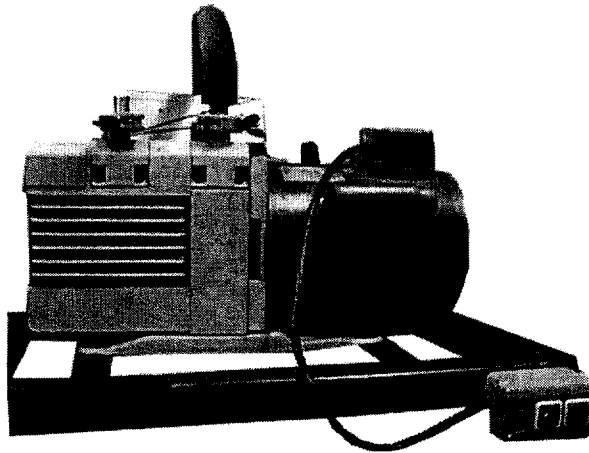


Fig. 3.7 Photograph of vacuum pump

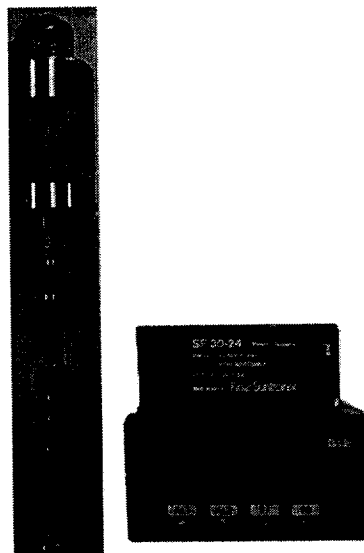


Fig. 3.8 Photograph of high pressure transducer

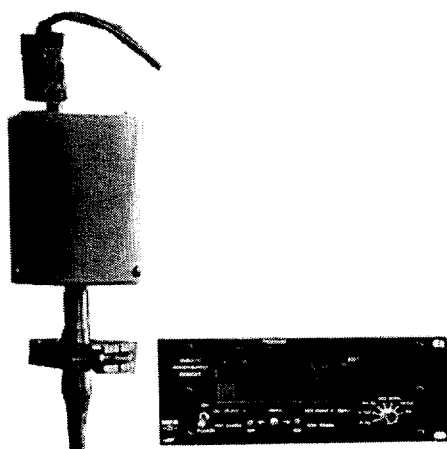


Fig. 3.9 Photograph of low pressure transducer

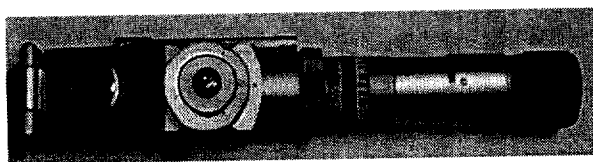


Fig. 3.10 Photograph of Refractometer

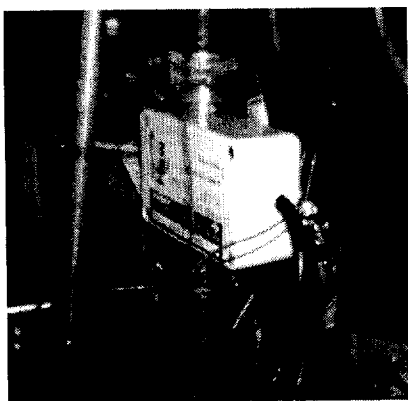


Fig. 3.11 Photograph of solution flow meter



Fig. 3.12 Photograph of constant temperature bath

Table 4.1 Specification of the measuring instrument

Measuring instrument	Specification	Maker	Model No.	Error bound
Vacuum pump	0.5 PS 5×10^{-4} Torr	SHINMYUNG	D10A	-
High pressure transducer	-14.7~35 PSIG	SETRA	280E	$\pm 0.5\%$
Low pressure transducer	0~100 Torr	MKS	128AA-00100D	$\pm 0.25\%$
Refractometer	n.1.333~1.520	ATAGO	ATAGO R5000	$\pm 0.2\%$
Solution flow meter	0~100cm/s	Weber	Type 4311.30	$\pm 0.9\%$
Constant temperature bath	4~40 l/min -10℃~60℃	AR	AR 3RT	$\pm 0.2\%$

제 4 장 실험결과 및 고찰

4.1 용액사이클에 따른 재생기 기능

2RT급 가정용 흡수식 냉난방기에 적용할 이중효용 직렬식 용액사이클을 결정하기 위해서 Fig. 4.1 및 Fig. 4.2와 같은 이중효용 직렬 용액사이클을 적용하여 실험하였다. 용액사이클 B는 용액사이클 A보다 고온재생기의 압력이 고압인 특징이 있어 리튬브로마이드용액에 의한 고온부식의 위험이 있으나 부식 억제제를 이용하면 충분히 가능하다고 판단되어 적용하였다.

용액사이클에 따른 재생기 실험결과를 Table. 4.1에 나타내었다. 이 결과를 이용하여 열역학적 해석을 한 결과를 Table. 4.2에 나타내었다. 용액사이클 B의 경우 COP와 냉방열량이 용액사이클A보다 높았으며, 이것은 저온재생기의 효율증가가 그 원인이라 생각된다. 즉 고온재생기의 압력이 높아지면서 발생증기의 온도가 93℃에서 106℃로 13℃증가하였다. 저온재생기에서는 용액온도와 증기온도의 차이가 증가하여, 열전달률은 온도차에 비례하므로, 저온재생기에서 열전달률이 증가하게 된다. 열전달이 증가한다는 것은 고온재생기 발생증기가 응축되는 냉매량이 증가하는 것이다.

냉매량이 증가하므로 냉방열량은 증가하게 되는 것이다. 또한 용액사이클 A보다 저온재생기의 효율이 증가하여 COP가 높게 나타나게 된 것이다. 저온재생기의 효율이라고 하는 것은 고온재생기에서 발생한 증기가 완전히 응축되어 열전달되었을 경우를 1로 하고 실제로 응축되어 열전달된 것을 분자로 하여 백분율을 취한 것이다.

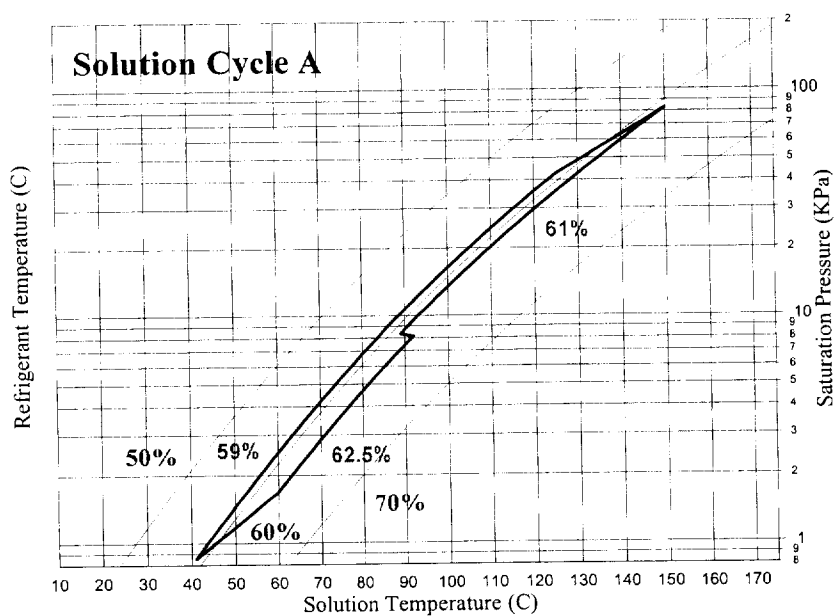


Fig. 4.1 Solution Cycle A.

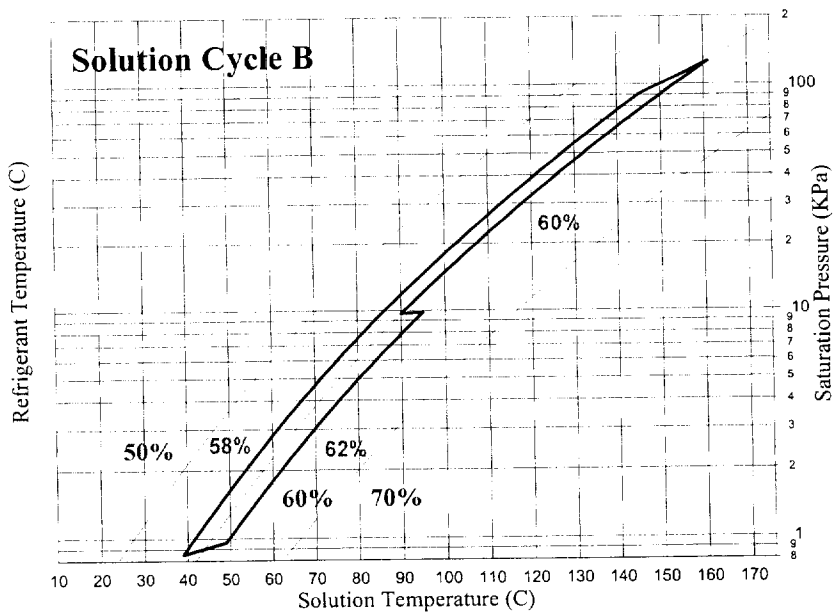


Fig. 4.2 Solution Cycle B.

Table. 4.1 Experimental results with solution cycle

	Solution Cycle A	Solution Cycle B
T1(℃) 흡수기 출구	36	37
T2(℃) 저온열교환기 출구	69	65
T3(℃) 고온열교환기 출구	129	139
T4(℃) 고온재생기 출구	148	163
T5(℃) 고온열교환기 출구	88	90
T6(℃) 저온재생기 출구	91	90
T7(℃) 저온열교환기출구	53	51
P1(torr) 고온재생기 압력	620	940
P2(torr) 저온재생기 압력	60	60
P3(torr) 흡수기 압력	7	7
X1(wt%) 희용액 농도	58.24	57.90
X2(wt%) 증용액 농도	59.16	59.80
X3(wt%) 농용액 농도	59.74	61.85

Table. 4.2 Analysis of experimental results with solution cycle

	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
low generator		
efficiency (%)	86	100
refrigerant generation (ml/min.)	30	93
heat exchanger		
HHX Effectiveness	79	72
LHX Effectiveness	69	73

4.2 열교환기에 따른 재생기 성능

용액사이클B를 적용함에 있어 열교환기의 열교환량이 부족하여 완전한 사이클을 이루기 곤란하였다. 즉 고온재생기 입구온도, 흡수기 입구온도 등이 설계조건과 많은 차이를 보였고 이는 곧 성능감소라는 결과를 가져왔다. 이에 저온·고온열교환기의 면적을 0.2, 0.4m²에서 0.4, 0.8m²으로 증가시켜 실험하였다. 면적이 작은 경우가 CB14-20H를 사용한 것이고 큰 경우가 CB26-20H를 사용한 것으로서 이를 비교하여 나타낸 것이 Fig. 4.3이다.

흡수식 냉난방기에서 열교환기는 COP를 높이는 것 이외에도 각 부분의 온도조건을 맞추어 주는 역할을 한다. 열교환기에 따른 재생기 성능 실험결과를 Table. 4.3에 나타내었고, 결과를 이용하여 열역학적 해석을 한 결과를 Table. 4.4에 나타내었다. 열교환기의 면적이 증가함으로써 COP가 증가하였다. 이는 첫째, 고온재생기 입구온도가 약 9℃ 증가함으로써 공급열량을 약 800kcal/h를 절약할 수 있고 둘째, 고온재생기 입구온도가 증가하여 고온재생기의 효율이 감소하였고 약 300kcal/h를 손해 보았다. 전체적으로는 약 500kcal/h를 절약할 수 있었고 공급열량을 그만큼 줄일 수 있었다. 흡수기 입구의 온도는 49℃ (흡수기 7torr에서 62% 용액이 끓는 온도) 이하로 되어 설계조건을 만족할 수 있었다. 열교환기의 면적을 두배로 늘렸을 경우 전체적인 성능이 증가하나 비용대비 성능향상은 높지 않으므로 흡수기 입구온도의 제한이 없다면 양산단계에서는 경제성을 고려하여 열교환기면적을 결정하여야 할 것이다.

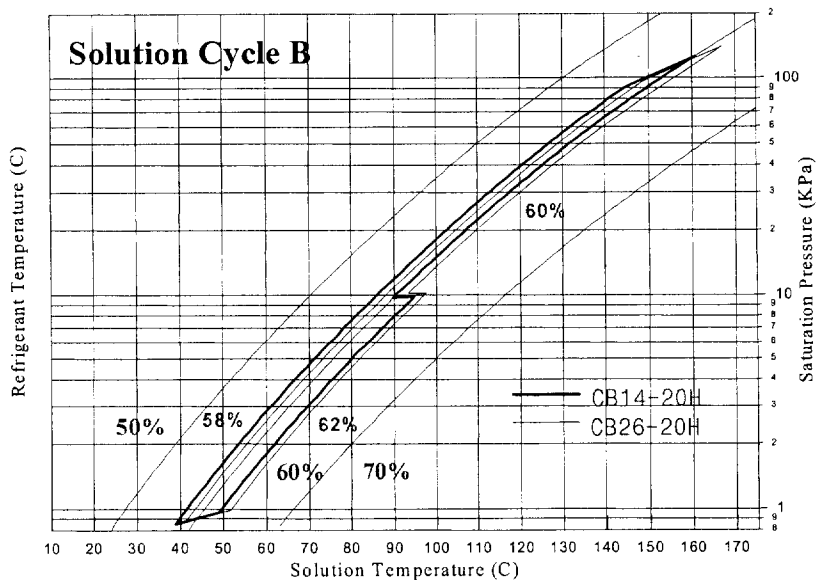


Fig. 4.3 Comparison of heat exchanger area

Table. 4.3 Experimental results with solution cycle

	CB14-20H	CB26-20H
T1(℃) 흡수기 출구	37	36
T2(℃) 저온열교환기 출구	65	75
T3(℃) 고온열교환기 출구	139	148
T4(℃) 고온재생기 출구	163	163
T5(℃) 고온열교환기 출구	90	89
T6(℃) 저온재생기 출구	90	91
T7(℃) 저온열교환기출구	51	46
P1(torr) 고온재생기 압력	940	940
P2(torr) 저온재생기 압력	60	55
P3(torr) 흡수기 압력	7	7
X1(wt%) 희용액 농도	57.90	57.91
X2(wt%) 증용액 농도	59.80	59.98
X3(wt%) 농용액 농도	61.85	62.02

Table. 4.4 Analysis of experimental results with solution cycle

	CB14-20H	CB26-20H
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

4.3 저온재생기 용액레벨에 따른 성능

저온재생기의 개략도는 Fig. 4.4에 나타내었다. 저온재생기 용액레벨에 따른 재생기 성능 실험결과는 Fig. 4.5 ~ Fig. 4.8에 나타내었다. 용액레벨은 저온재생기 입구부분에 있는 밸브에 의해 조절하였으며, 1, 20, 200 mm의 경우로 변환시켜 실험하였다. 용액레벨이 0 mm인 경우 유하액막식(falling film method)의 형태로 재생되는 것이며, 200 mm인 경우에는 풀비등식(pool boiling method)과 유하 액막식의 복합형태로 재생된다.

용액레벨이 0, 20mm의 경우 COP와 냉방열량이 200mm보다 높게 나타났다. 이것은 용액레벨이 올라감에 따라 유하액막식으로 재생되는 면적이 작아지고 용액레벨을 인위적으로 높이기 위해 용액유량을 약간 감소시켰기 때문에 열전달계수가 낮아지게 되고, 용액레벨을 변화시켜도 저온재생기 입구 및 출구의 농도는 거의 비슷하여 용액유량이 감소하게 되고 또한 열전달률 및 저온재생기 열교환부 면적이 적어지기 때문에 증발율 또한 낮아지게 되어 그림과 같은 결과가 나타난 것으로 생각된다. 이것으로 미루어보아 가정용 흡수식 냉난방기의 저온재생기의 재생방식은 유하 액막식이 적합하다고 판단된다.

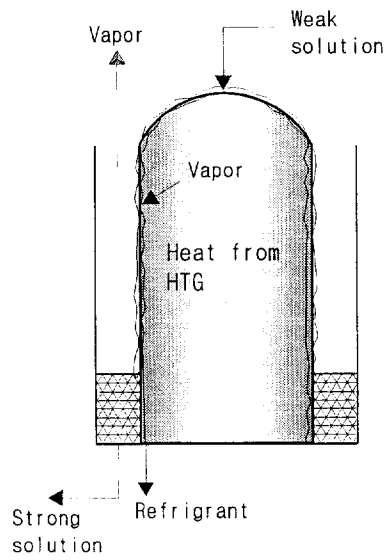


Fig. 4.4 The simplified schematic diagram of the low temperature generator.

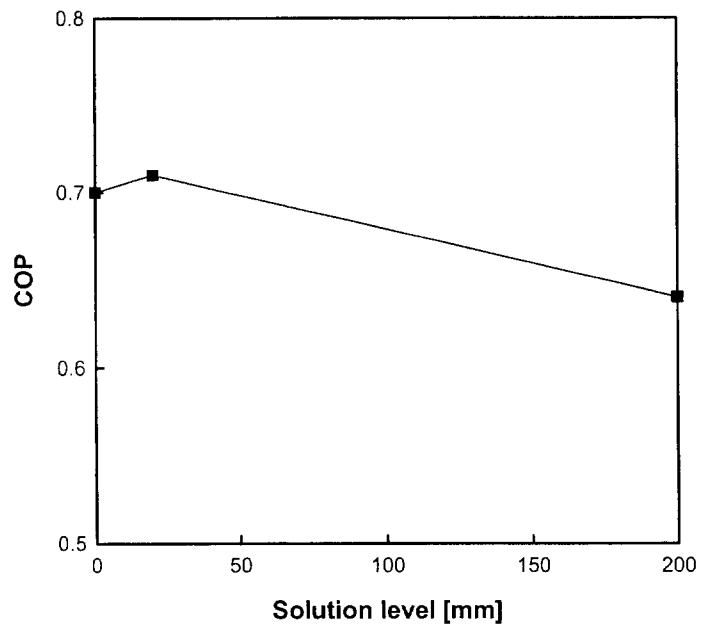


Fig. 4.5 Variation of the COP along the solution level

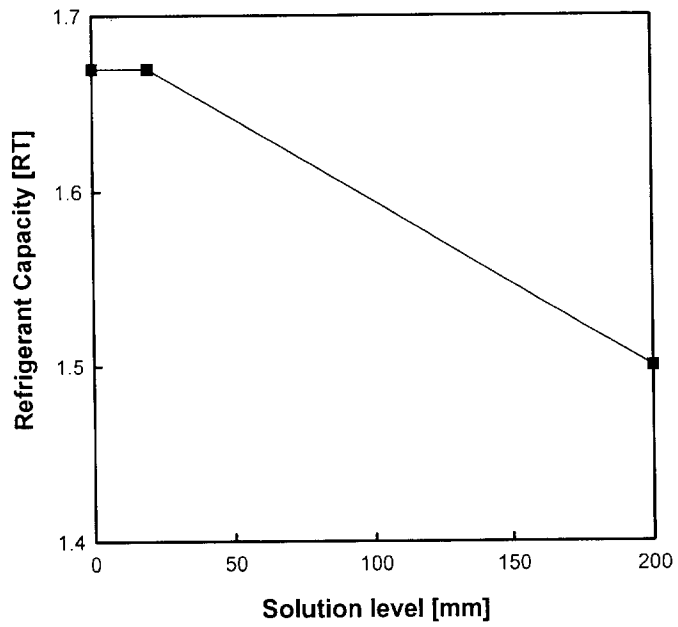


Fig. 4.6 Variation of the Refrigerant capacity along the solution level

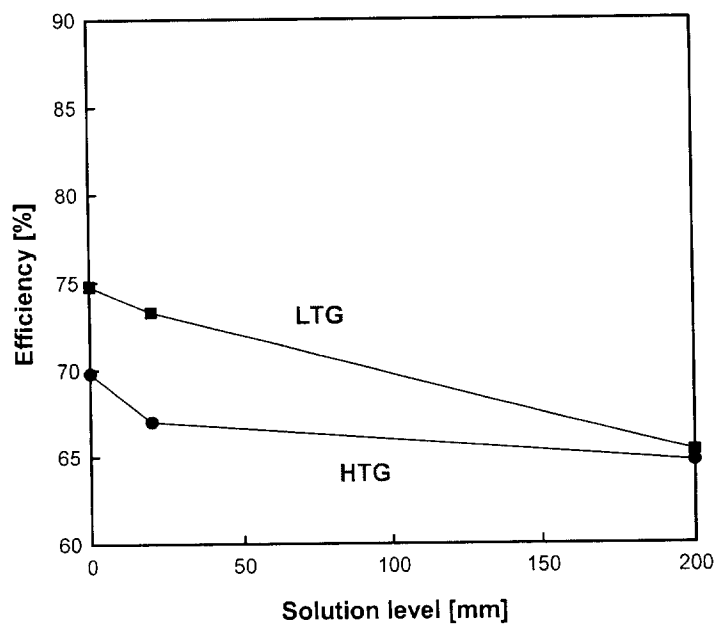


Fig. 4.7 Variation of the Efficiency along the solution level

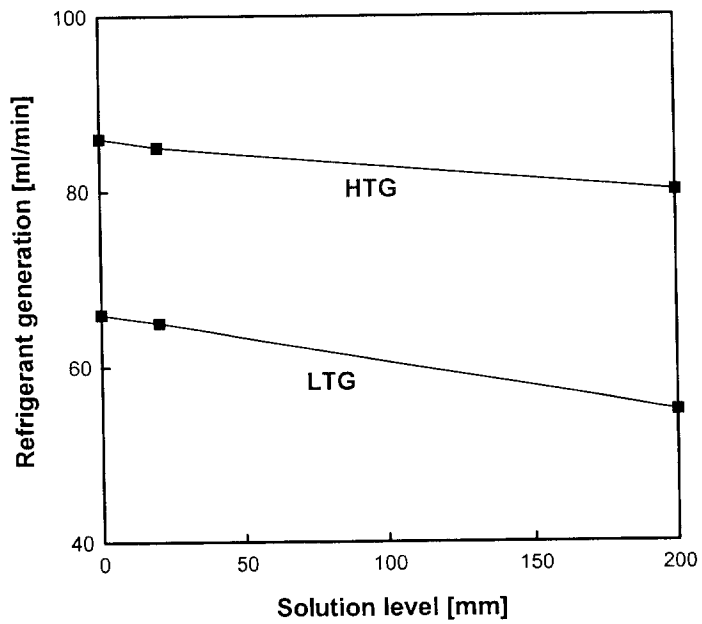


Fig. 4.8 Variation of the Refrigerant generation along the solution level

4.4 증기오리피스 밸브 개도 변화에 따른 성능

Fig. 4.9 ~ Fig. 4.11은 증기오리피스(니들밸브)의 개도 변화에 따른 고온재생기의 열교환효율, 공급열량, 냉매발생량의 변화를 나타낸 것이다. 실험에 사용된 증기오리피스는 Swagelok사의 1 ϕ 의 것을 사용하였으며 고온재생기에서 발생한 고온의 냉매증기가 저온재생기에서 2차 재생 후 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.

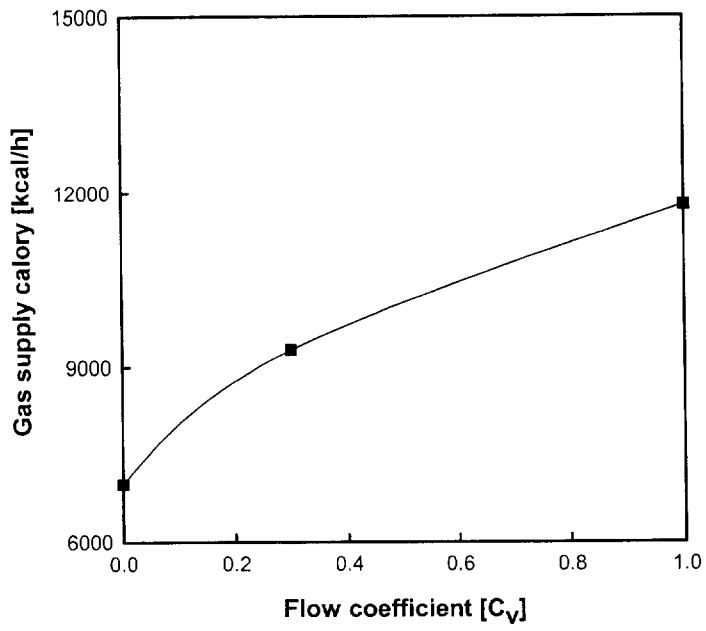


Fig. 4.7 Variation of the gas supply calory along the flow coefficient

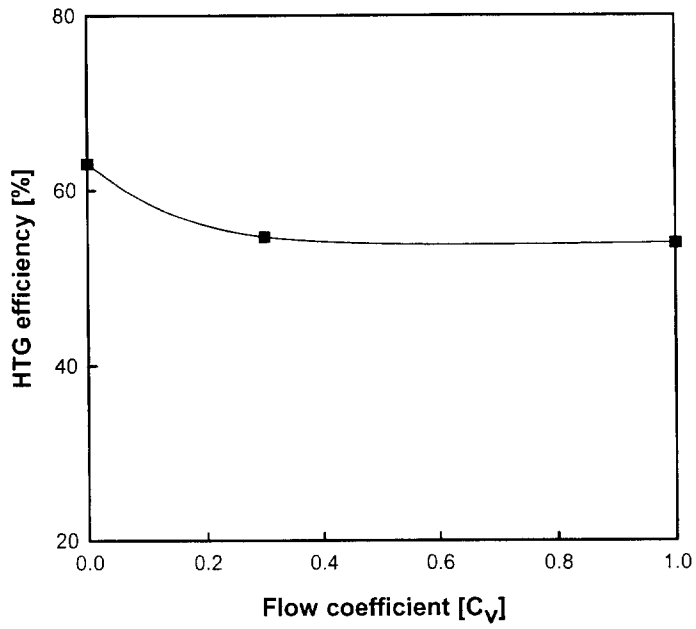


Fig. 4.7 Variation of the HTG efficiency calory along the flow coefficient

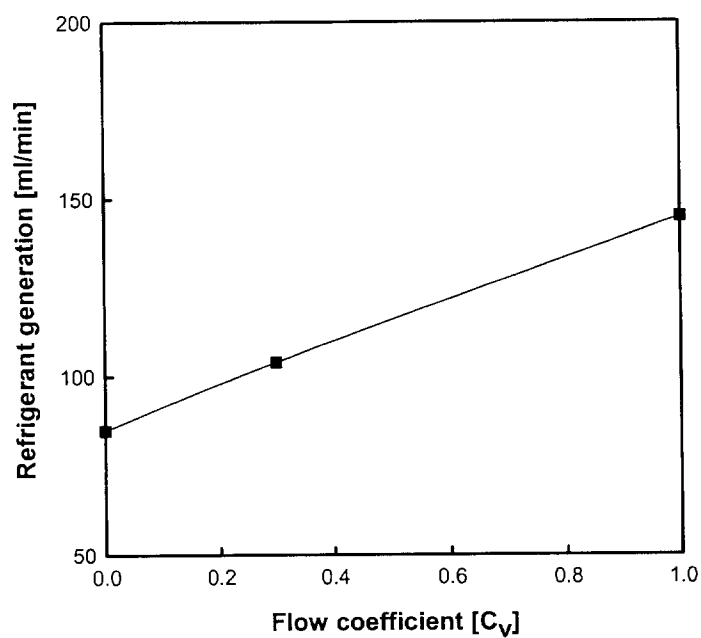


Fig. 4.7 Variation of the Refrigerant generation along the flow coefficient

제 5 장 결 론

2 RT급(7 kW) 가정용 흡수식 냉난방기 개발을 위한 재생기 시스템의 성능실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 2 RT급 소형 흡수식 냉난방기 개발을 위한 재생기 시스템을 완성하였으며 2.06 RT, COP 0.82의 실험결과를 얻었다.
- (2) 일반적인 흡수사이클 운전조건보다 고온재생기 압력을 높인 용액 사이클 B가 COP 0.78로 일반적인 운전조건인 용액사이클 A보다 약 40% 향상된 성능을 나타내었고 용량도 2.05 RT로 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 고온재생기를 개발이 중요한 문제이다.
- (4) 소형 흡수식 냉난방기의 콤팩트화를 위해 설계한 돔형 저온재생기의 채용가능성을 확인할 수 있었다.
- (5) 설계조건에 맞는 냉매량과 재생기 용량을 결정하기 위한 최적 증기오리피스와 밸브 개도를 결정하기 위한 최적 증기 오리피스의 밸브 개도가 존재함을 알수 있었고, 기초설계자료를 확보할 수

있었다.

참 고 문 헌

1. Seol, W. S., Kwon, O. K. and Yoon, J. I., 1998, Experimental investigation of enhanced heat and mass transfer for LiBr/H₂O absorber, SAREK J. Vol. 10, No. 5, pp. 581-588
2. Ohm, K. C., Kashiwagi, T. and S대, J. Y., 1993, Characteristics of absorption and heat transfer for film falling along a vertical tinner tube, SAREK J. Vol. 5, No. 1, pp. 1-9
3. Kim, B. J. and Lee, C. W., 1998, Effect of non-absorbable gases on the absorption process of aqueous LiBr solution film in a vertical tube, KSME J. Vol. 22, No. 4, pp. 489-498
4. Cho, C. H., Kim, B. C., Jeong, S. Y., kang, S. W. and Lee, C. S., 1995, A study on heat and mass transfer in a vertical tube absorber using LiBr family solutions, SAREK J. Vol. 7, No. 2, pp. 196-206
5. Choi, K. K. and Rie, D. H., 1997, Simulation of the performance characteristics of the double effect parallel flow cycle with secondary heat at the low temperature generator, Solar Energy, Vol. 17, No.3, pp. 43-49
6. 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
7. Yu, S. I., Kwon, O. K. and Yoon, J. I. 1999, Performance for household absorption chiller and heater, KSME J. Vol 23, pp

1347-1354

8. Matsuda, A. and Kawasaki, K., Experiment and heat mass transfer analysis of a vertical falling-film type of generator, HTSJ J. Vol. 37, No. 144, pp 11-19
9. Matsuda, A., Hada, K. and Kawamura, T., 1990, A vertical falling film type of absorber and generator for LiBr Aqueous solutions, Trans. of the JAR, Vol. 7, No. 2, pp. 47-56
10. Fujita, Y., Tsutsui, M. and Bai. Q., 1999, Evaporation heat transfer of falling films on horizontal tubes, JSME J. Vol. 65, No. 631, pp. 214-223
10. J. I. Yoon, "Performance Evaluation of Advanced Absorption Cycles", pp. 39~100
11. G. Grossman, A. Zaltash, C. Devault, 1995, "Simulation and Performance Analysis of a Four-Effect Lithium Bromide Water Absorption Chiller", pp. 1-11
12. G. Grossman, K. Gommé, and D. Gadot., 1987, "A Compute Model for Simulation of Absorption System in Flexible and Modular Form", ASHRAE Transaction, NT-7-29-2, pp. 2389~2428
13. G. Grossman, M. Wilk, and R.C.Devault., 1994, "Simulation and Performance Analysis of Triple Effect Absorption Cycles", 100(1), ASHRAE Transaction, pp. 452~462
14. M. S. Ouimette, K. E. Herold., 1993, "Performance Modeling of a Triple Effect Absorption Chiller", AES-Vol. 31, pp. 233~241
15. K. Abrahamsson and A. Jernqvist 1993, "Carnot Comparison

of Umlti-temperature Level Absorption Heat Pump Cycle",
Int. J. Refrig. Vol. 16, No. 4, pp. 240~246

감사의 글

본 논문이 결실을 맺기까지 시종일관 세심한 지도와 편달을 해주신 윤정인 교수님께 먼저 진심으로 감사를 드립니다.

그리고, 바쁘신 가운데도 본 논문이 완성될 수 있도록 지도 심사해주시고 유익한 조언을 아끼지 않으신 오후규 교수님, 김종수 교수님, 김영수 교수님, 금종수 교수님, 최광환 교수님, 정석권 교수님, 김은필 교수님께도 깊은 감사를 드립니다.

또한 본 논문에 조언을 아끼지 않으신 동명대학 김재돌 교수님, 설원실, 한인근, 최인수 선배님들께 감사드리며, 항상 학업을 위해 많은 격려와 배려를 해주신 박사과정의 문춘근 선배님께 깊은 감사를 드립니다. 본 논문의 실험에 마지막까지 도움을 준 동기 김동휘, 장용식, 송성호, Phan Thanh Tong에게 고마움을 전하며, 아울러 에너지시스템 연구실원인 백승문 선배님, 김병진, 방기석, 민경현, 이근태에게 감사드립니다.

끝으로 오늘의 제가 있기까지 희생적으로 긴 시간 뒷바라지 해주시고 끝없는 사랑을 베풀어주신 부모님과 형님께 이 작은 결실을 바칩니다.