

# 확산형 흡수식 냉동기용 기포펌프의 운전특성에 관한 연구

이 현 경, 김 선 창\*, 이 재 현\*

한국생산기술연구원, \*한양대학교 기계공학과

## Operating Characteristics of a Bubble Pump for Diffusion-Absorption Refrigerator

Hyun-Kyung Lee, Seon-Chang Kim<sup>†</sup>, Jae-Heon Lee<sup>\*</sup>

Korea Institute of Industrial Technology, Chonan 330-825, Korea

<sup>\*</sup>Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

(Received March 12, 2001; revision received June 29, 2001)

**ABSTRACT:** Experimental investigation has been carried out to examine the operating characteristics of a bubble pump for diffusion absorption refrigerator. The effects of heat input and delivery height on generation rate of refrigerant vapor and circulation rate of solution have been investigated. As a result heat input and delivery height increase, circulation rate of solution increases. And the smaller the tube diameter, the larger the circulation rate of solution. Pumping ratio increases to a critical point and then decrease with the increase of heat input, and it increases with the increase in delivery height. In this paper, Marcus's analytical theory was also examined. It was found that the Marcus's analytical theory of a bubble pump was not appropriate for a bubble pump using ammonia aqueous solution as a working fluid.

**Key words:** Diffusion absorption refrigerator(확산형 흡수식 냉동기), Bubble pump(기포펌프), Generation rate of vapour(냉매증기발생량), Circulation rate of weak solution(희용액 순환량), Pumping ratio(양액률)

### 기 호 설 명

### 그리스 문자

$A$  : 기포펌프의 단면적 [ $m^2$ ]  
 $b$  : 양액률  
 $D$  : 기포펌프의 양액관의 내경 [mm]  
 $G$  : 발생기  
 $h$  : 엔탈피  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [g/s]  
 $\dot{V}$  : 단위시간당 증기발생량 [ $m^3$ ]

$\epsilon$  : 보이드율  
 $\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]  
 $\tau$  : 시간 [s]

### 하첨자

$d$  : 양액  
 $hx$  : 열교환기  
 $o$  : 유출  
 $p$  : 기포펌프  
 $s$  : 농용액

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-41-589-8353; fax: +82-41-589-8330

E-mail address: kimsc@kitech.re.kr

sat : 포화상태  
 v : 증기  
 w : 회용액

1. 서 론

1.1 연구배경 및 목적

최근 소형 냉장고는 그 사용범위가 주방 이외에 레저용 차량, 거실 및 침실에까지 늘어나고 있는 추세이다. 일반적인 전기구동식 냉장고는 구동원으로 압축기를 사용하기 때문에 운전시 기계적인 소음이나 진동을 수반한다. 따라서 정숙을 요구하는 호텔 등의 객실이나 일반 침실용으로의 사용은 적합치 못하다. 이러한 문제점으로 인하여 유럽이나 미국 등 선진국의 호텔에서는 압축기를 사용하지 않는 확산형 흡수식 냉동기(diffusion absorption refrigerator)<sup>(1,2)</sup>를 객실용 냉장고로 사용하고 있다. 확산형 흡수식 냉동기는 냉매를 순환시키는 구동원으로 압축기가 아닌 기포펌프(bubble pump)를 이용하기 때문에, 압축기와 같은 기계적 구동부로 인한 소음 및 진동이 발생하지 않으므로 완전 무소음, 무진동 냉동기의 실현이 가능하다.

기포펌프는 기계적 구동(work-driven) 방식이 아닌 열구동(heat-driven) 방식으로 구동되기 때문에 구동 에너지원으로서 전기뿐만 아니라 가스의 이용도 가능하다. 실제로 국외에서는 확산형 흡수식 냉동기의 구동원으로 AC 및 DC 전원, 그리고 가스를 동시에 사용할 수 있는 3-way 방식의 제품들이 출시되고 있다. 이러한 기포펌프는 기포펌프 내에서 발생하는 냉매증기의 상승력을 회용액의 순환에 사용하는 장치로서 소형 확산형 흡수식 냉동기뿐만 아니라 이미 상용화되어 널리 보급되어 있는 중대형 흡수식 냉온수기에서도 사용되고 있다. 현재까지 국내에서도 기포펌프를 적용한 흡수식 열펌프용 고온재생기의 작동 실험에 관한 연구<sup>(3,4)</sup> 등 많은 연구가 이루어지고 있다. 그러나 이러한 기포펌프에 대하여 수행된 연구들의 대부분은 작동매체로서 물을 사용했거나,<sup>(5)</sup> 흡수식 냉온수기를 대상으로 한 LiBr 수용액에 관한 것<sup>(6,7)</sup>이 대부분이다.

본 연구에서는 암모니아-물을 작동매체로 사용하는 확산형 흡수식 냉동기용 기포펌프의 설계에

앞서 기포펌프의 운전특성을 규명하기 위하여 기포펌프로의 입력열량, 농용액 수위 및 양액관의 직경 변화에 따른 기포펌프의 운전특성에 대한 실험적 연구를 수행하고자 하였다. 또한 Marcus et al.<sup>(7)</sup>이 제시한 물-리튬브로마이드를 작동매체로 사용하는 기포펌프에 대한 이론해석을 본 연구대상인 암모니아-물을 작동매체로 이용하는 확산형 흡수식 냉동기용 기포펌프로의 적용 가능성 여부를 검증하고자 하였다.

2. 기포펌프

2.1 확산형 흡수식 냉동기

Fig. 1은 확산형 흡수식 냉동기의 개략도이다. 확산형 흡수식 냉동기는 기포펌프를 포함한 발생기(generator), 정류기(rectifier), 응축기(condenser), 증발기(evaporator), 흡수기(absorber) 및 용액저장탱크(reservoir) 등의 주요 기기로 구성되어 있으며, 흡수제로는 물을 사용하고, 냉매로는 암모니아를 사용하며, 보조가스로 수소나 헬륨가스를 사용한다. 발생기 내의 기포펌프에서는 암모니아 농용액이 히터로부터 열을 받아 비등을 시작하여 냉매인 암모니아 증기를 발생시킨다. 암모니아 증기를 발생시킨 암모니아 농용액은 농도가 묽어져 회용액이 된다. 발생된 암모니아 증기는 암모니아 회용액과 함께 기포펌프의 양액관을 따라 상승한 후 양액관 상부에서 서로 분리되어 암모니아 증기는 응축기로, 암모니아 회용액은 흡

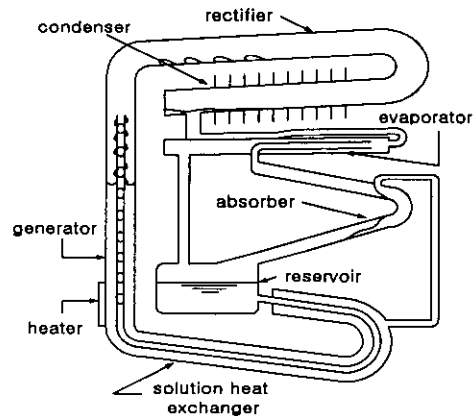


Fig. 1 Schematic diagram of diffusion absorption refrigerator.

수기로 유입된다. 응축기에서 응축된 액상의 암모니아는 증발기로 유입되며, 증발기에서는 외부의 열을 흡수하여 냉매인 암모니아가 증발한다. 증발한 암모니아 증기는 증발기에 있는 보조가스와 혼합된다. 여기서 보조가스의 역할은 시스템 내의 압력평형을 유지시켜 주며, 주로 수소나 헬륨을 사용한다. 용액저장탱크를 거쳐 흡수기로 유입된 암모니아 증기는 흡수기 내부를 흐르는 암모니아 회용액에 흡수되고, 보조가스는 계속 상승해 증발기로 유입된다.

한편 기포펌프에서 분리된 암모니아 회용액은 흡수기의 상부로 유입된 후 흡수기의 관 내부를 흘러내리면서 증발기로부터 유입된 암모니아 증기를 흡수하여 농도가 진하게 된다. 농도가 진해진 암모니아 농용액은 용액저장탱크를 경유하여 다시 발생기 내의 기포펌프로 유입된다.

2.2 기포펌프의 작동원리 및 특성

흡수식 냉동기 중에서 기포펌프를 사용하는 시스템에서는 기포펌프가 흡수용액으로부터 냉매를 발생시키는 발생기와 용액을 순환시키는 용액펌프의 역할을 동시에 수행하므로 기포펌프를 사용하는 흡수식 냉동기에서는 기포펌프가 시스템의 구동부의 역할을 담당하고 있다.

Fig. 2는 확산형 흡수식 냉동기에 적용되고 있는 기본적인 기포펌프의 개략도이다. 기포펌프는 일반적으로 열을 가하기 위한 히터, 용액이 기포와 함께 상승하도록 하는 양액관(liquid pumping

tube) 등으로 구성되어 있다. 양액관 안에 들어 있는 암모니아 농용액은 히터로부터 열을 흡수하여 비등을 시작하고, 이때 발생한 냉매인 암모니아 증기는 기포를 형성한다. 가열 초기에는 양액관 내의 농용액 유동이 기포류(bubble flow)를 형성하므로 펌핑효과를 얻을 수 없으나, 가열량이 충분히 커진 경우에는 양액관 내의 농용액 유동이 슬러그류(slug flow)를 형성하여 슬러그가 양액관을 부분적으로 채운 상태로 상승하게 된다. 이때 기포 슬러그는 피스톤과 같은 역할을 하여 기포와 기포 사이의 회용액(weak solution)을 상부로 운반하는 역할을 하게 된다. 양액관의 최상부에 도달한 냉매증기와 회용액은 서로 분리되어 회용액은 열교환기를 지나 용액저장탱크로 유입되고, 냉매증기는 응축기로 유입하게 된다.

3. 기포펌프의 해석이론

본 연구에서는 Marcus et al.<sup>(7)</sup>이 물-리튬브로마이드를 작동매체로 사용하는 기포펌프를 대상으로 제시한 해석이론을 본 연구의 대상인 암모니아-물 확산형 흡수식 냉동기용 기포펌프에 적용하여 기포펌프에서 발생하는 냉매증기 발생량( $\dot{m}_v$ )과 회용액의 순환량( $\dot{m}_w$ )을 계산하고자 하였다.

Fig. 2에서 기포펌프 양액관 내에 정수두( $H_s$ )만큼 채워진 농용액의 질량은 다음과 같다.

$$m_s = H_s A \rho_{s,hx} \tag{1}$$

이때  $A$ 는 기포펌프 양액관의 단면적을 의미한다.

Fig. 2의 농용액부에 열( $Q_G$ )이 가해질 때 농용액 온도( $t_{s,hx}$ )가 포화온도( $t_{sat}$ )까지 도달하는데 걸리는 시간( $\tau_{sh}$ )은 다음과 같다.

$$\tau_{sh} = \frac{m_s (h_{sat} - h_{s,hx})}{Q_G} \tag{2}$$

기포펌프 양액관에서 만들어지는 증기 기포의 단위시간당 증기발생유량은 식(3)과 같이 계산된다.

$$\dot{V}_p = \frac{Q_G}{(h_v - h_{sat}) \rho_v} \tag{3}$$

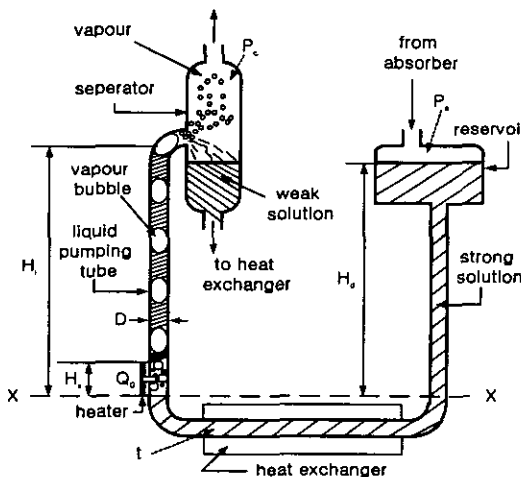


Fig. 2 Schematic diagram of a bubble pump.

여기서  $h_v$ 는 증기의 엔탈피이고,  $h_{sat}$ 는 포화상태의 엔탈피이며, 그리고  $\rho_v$ 는 증기의 밀도이다.

생성된 기포의 상승속도는 아래와 같이 계산될 수 있다.<sup>(8)</sup>

$$u_v = C\rho_s^{-0.5}(gD(\rho_s - \rho_v))^{0.5} \quad (4)$$

여기서  $C$ 는 무차원 증기속도(dimensionless bubble velocity : 0.345 for round tube)이고,  $\rho_s$ 는 농용액의 밀도이다.

냉매증기발생량과 회용액순환량을 구하기 위하여 증기가 상승되는  $(H_l - H_s)$ 부분을 균등하게  $N$ 개의 구간으로 나누었으며,  $i$ 번째 구간에서 유출되는 단위시간당 증기유출유량은 다음과 같이 계산된다.

$$\dot{V}_o(i) = u_v \epsilon_i A \quad (5)$$

여기서  $\epsilon$ 은 기포펌프에서 기체가 차지하는 체적인  $(H_l - H_s)$ 의 전체 체적인  $H_l$ 에 대한 비로 보이드울(void fraction)이라 하며,  $\epsilon_i$ 는  $i$ 번째 구간에서의 보이드울로 다음과 같이 계산된다.

$$\epsilon_i = \frac{H(i)}{(H_s + H(i))} \quad (6)$$

여기서  $H(i)$ 는  $i$ 번째 구간까지의 높이를 의미한다.

$i$ 위치에서 단위시간당 증기축적량  $\dot{V}_a$ 는 식(7)과 같다.

$$\dot{V}_a(i) = \dot{V}_p - \dot{V}_o(i) \quad (7)$$

식(4)와 (5)의 관계식으로부터 높이  $H(i)$ 가 커질수록 보이드울이 증가됨으로 단위시간당 증기유출유량  $\dot{V}_o$ 가 증가되고 이에 따라서 증기축적량  $\dot{V}_a$ 는 감소하게 된다.

기포펌프 양액관에서 발생한 냉매증기가 양액관의 최상단까지 도달하는 데 걸리는 시간은 다음과 같이 계산된다.

$$\tau_b = \frac{A(H_l - H_s)N}{\sum_{i=0}^N (\dot{V}_a)_i} \quad (8)$$

따라서 농용액이 증발되어 증기로서 양액관을 빠져나갈 때까지의 시간은 다음과 같이 계산된다.

$$\tau_t = \tau_{st} + \tau_b \quad (9)$$

농용액의 질량유량( $\dot{m}_s$ )과 냉매증기발생량( $\dot{m}_v$ ), 그리고 회용액순환량( $\dot{m}_w$ )이 다음 관계식에서 계산된다.

농용액의 질량유량 ;

$$\dot{m}_s = \frac{m_s}{\tau_t} \quad (10)$$

냉매증기발생량 ;

$$\dot{m}_v = \frac{\tau_b \dot{V}_p \rho_v}{\tau_t} \quad (11)$$

회용액순환량 ;

$$\dot{m}_w = \dot{m}_s - \dot{m}_v \quad (12)$$

## 4. 기포펌프의 운전특성 실험

### 4.1 실험장치

Fig. 3은 본 연구에 사용된 기포펌프 운전특성 실험장치의 개략도이다. 본 실험장치는 용액저장탱크(receiver tank), 열교환기(heat exchanger), 기포펌프(bubble pump), 기/액분리기(separator) 및 응축기(condenser) 등으로 구성되어 있다. 용액저장탱크는 지름이 120 mm, 높이가 150 mm인 원통형이며, 용액저장탱크의 높이는 조절이 가능하다. 용액 열교환기는 기포펌프로 공급되는 암모니아 농용액과 기포펌프에 의해 양액되어 기/액분리기에서 분리된 암모니아 회용액 간의 열교환을 위한 것으로 이중관 열교환기로 되어 있다. 기포펌프는 단일관으로 길이( $H_p$ )는 560 mm이

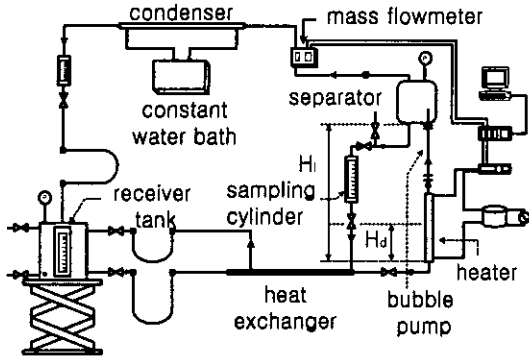


Fig. 3 Schematic diagram of experimental set-up.

며, 하단에 전기히터가 설치되어 있고 상단에는 기/액분리기가 설치되어 있다. 기/액분리기는 발생한 냉매증기와 암모니아 회용액을 분리하기 위한 것으로 기포펌프의 최상단에 설치되어 있다. 기/액분리기와 응축기 사이에 냉매증기발생량 ( $\dot{m}_v$ )을 측정하기 위해 질량유량계(mass flow meter)를 설치하였고, 기/액분리기와 열교환기 사이에는 회용액순환량( $\dot{m}_w$ )을 측정하기 위해 샘플링 실린더(sampling cylinder)를 설치하였다. 전기히터는 슬라이더스로 입력열량을 조절하였다. 응축기는 이중관으로 되어 있으며 항온조(constant water bath)로부터 공급되는 냉각수에 의하여 냉각된다.

4.2 실험방법

본 연구에서 실험변수로는 기포펌프 양액관의 직경( $D$ ), 기포펌프 농용액 수위( $H_d$ ), 입력열량( $Q$ )을 사용하였다. 양액관의 직경( $D$ )은 내경이 각각 4.57 mm와 7.76 mm인 관을 사용하였다.

실험장치 내를 진공상태로 유지시킨 후 28%의 암모니아 수용액 2L를 용액저장탱크로 주입시킨다. 용액저장탱크의 높이를 조절하여 기포펌프 양액관 내 농용액의 수위를 0 cm에서 12 cm까지 4 cm씩 증가시키고, 각 위치에서 입력열량을 20 W에서 140 W까지 20 W씩 증가시켜서 냉매증기 발생량( $\dot{m}_v$ )과 회용액순환량( $\dot{m}_w$ )을 각각 측정한다. 기포펌프에서 발생한 냉매증기는 측정범위가 0~0.1 g/s인 질량유량계로 측정한다. 양액된 회용액순환량 샘플링 실린더 하부의 밸브를 잠근

후, 샘플링 실린더 내의 회용액 수위가 10 cm 상승하는 데 소요되는 시간을 측정하여 회용액순환량을 계산한다.

샘플링 실린더에 부착된 눈금자의 최소눈금은 1 mm이므로 목측오차는  $\pm 0.5$  mm이며, 샘플링 실린더의 단면적은 1 cm<sup>2</sup>이므로, 샘플링된 암모니아 회용액의 순환량에 대한 측정오차는  $\pm 0.05$  g이다.

5. 결과 및 고찰

5.1 실험결과와 타당성 고찰

본 연구에 사용된 기포펌프에서의 열손실량을 살펴보기 위하여 기포펌프에 투입된 전기히터의 실제 입력열량  $Q_C$ 와 기포펌프영역에 대한 에너지 평형방정식으로부터 계산된 열량  $Q_{G,ideal}$ 을 Fig. 4에 나타내었다. 그림에서 종축은 실험시 기포펌프에 투입된 전기히터의 열량이며 횡축은 에너지 평형방정식으로부터 계산된 열량이다. 계로 유입되는 에너지는 히터에 의한 가열량과 농용액이 지니고 들어오는 에너지이며 계로부터 유출되는 에너지는 기포펌프의 양액관을 빠져나가는 암모니아 증기의 에너지와 회용액의 에너지를 합산한 값이다. 따라서 기포펌프부에 대한 에너지 평형관계식은 아래와 같이 표현될 수 있다.

$$Q_{G,ideal} = \dot{m}_w h_w + \dot{m}_v h_v - \dot{m}_s h_{s,hx} \quad (13)$$

윗 식에서  $\dot{m}$ 와  $h$ 는 각각 질량유량과 엔탈피를 의미하며, 하첨자  $s$ 와  $w$ 는 암모니아 농용액과

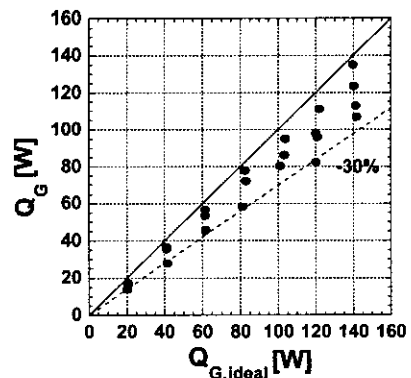


Fig. 4 Heat balance of bubble pump.

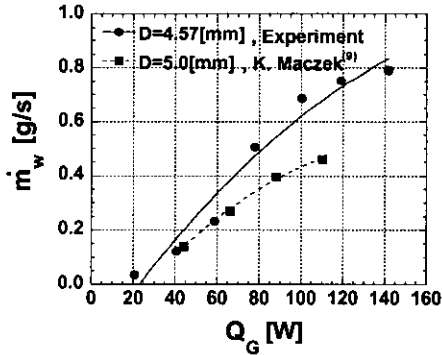


Fig. 5 Variation of circulation rate of weak solution with heat input.

회용액,  $v$ 는 냉매증기를 나타낸다. 각각의 값은 실험으로부터 측정된 값이다.

Fig. 4에 의하면 에너지 평형방정식으로부터 계산된 열량이 기포펌프에 가해진 전기히터의 열량에 비하여 약 30% 낮은 값을 보이고 있으며, 이로써 본 실험에 사용된 기포펌프 실험장치에서는 약 30% 정도의 열손실이 있음을 알 수 있다. 또한 기존연구와의 비교를 통해 본 실험의 타당성을 검증하기 위하여 본 연구와 유사한 실험조건에 대하여 실험을 수행한 Maczek et al.<sup>(9)</sup>의 연구결과 중 회용액 순환량을 비교하여 Fig. 5에 나타내었다. 그림에서 실선은 본 연구의 실험결과를 나타내며, 점선은 Maczek et al.<sup>(9)</sup>의 연구결과를 나타내고 있다. Maczek et al.<sup>(9)</sup>의 연구결과는 암모니아-물을 이용한 열사이폰의 특성에 관한 실험결과로서 실험조건은 암모니아의 농도가 30%이고, 기포펌프의 길이는 400 mm로 본 연구와 유사한 조건이며, 작동압력은 2.0 MPa로 본 연구에서의 작동압력인 0.14~0.44 MPa보다는 다소 높은 압력조건에서 수행된 실험결과이다. 본 연구에서의 실험결과는 관직경이 4.57 mm에 대한 것이며, Maczek et al.<sup>(9)</sup>의 실험은 관경 5.0 mm에 대한 실험결과이다. 그림에서 알 수 있듯이 본 실험결과와 Maczek et al.<sup>(9)</sup>의 실험결과는 입력열량의 증가에 따른 회용액순환량 변화 거동이 유사한 증가 경향을 보이고 있으며, 회용액순환량의 값도 유사한 범위 내에 분포하고 있음을 알 수 있다.

### 5.2 실험결과와 이론해석결과의 비교

Fig. 6은 관직경이 7.76 mm인 경우에 농용액의

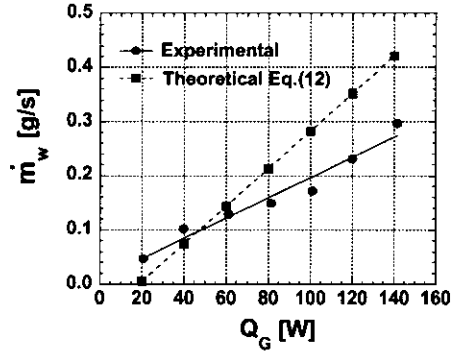


Fig. 6 Variation of circulation rate of weak solution with input ( $D=7.76$  mm,  $H_d=8$  cm).

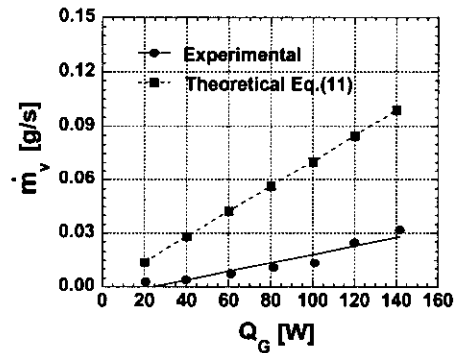


Fig. 7 Variation of generation rate of refrigerant with heat input ( $D=7.76$  mm,  $H_d=8$  cm).

높이를 0 cm로 유지시킨 상태에서 입력열량을 20 W에서 140 W까지 증가시켰을 때의 회용액순환량( $\dot{m}_s$ )의 변화를 나타낸 것이다. 실험결과와 이론해석결과 모두 입력열량의 증가에 따라 회용액순환량이 증가하는 경향을 보이고 있으나 이론해석결과가 실험결과에 비하여 전반적으로 큰 값을 보이고 있음을 알 수 있다. 입력열량이 140 W일 때의 회용액순환량을 비교하였을 경우 이론해석결과가 실험결과보다 약 150% 정도 크게 나타났다. 이와 같은 실험결과와 이론해석결과의 차이는 회용액순환량 측정시 발생한 오차와 실험장치에서의 열손실에 의한 것으로 판단된다.

Fig. 7에 입력열량의 증가에 따른 냉매증기발생량에 대한 이론해석결과와 실험결과를 비교하여 나타내었다. 이론해석결과와 실험결과는 그

변화 거동이 유사한 경향을 보이고 있으나 각 결과의 절대값 사이에는 큰 차이가 나고 있음을 알 수 있다. 입력열량이 140 W일 때의 냉매증기발생량을 비교하여 보면 이론해석결과는 0.097 g/s이며, 실험결과는 0.032 g/s로서 이론해석결과가 약 300% 정도 큰 것으로 나타났다. 이와 같이 이론해석결과가 실험결과보다 큰 값을 보이고 있는 것은 다음과 같은 이유인 것으로 판단된다. 첫째, 본 연구에 사용된 실험장치에서는 약 30% 정도의 열손실이 있고, 둘째, 이론해석에서 사용된 이상유동에 관한 실험적 관계식(식(4))은 일반적으로 약 30~40% 정도의 오차범위를 가지고 있는 것으로 알려져 있기 때문에 이론해석 자체에도 어느 정도의 오차를 포함하고 있기 때문이다. 마지막으로 Marcus et al.<sup>(7)</sup>의 이론해석은 물-리튬브로마이드를 작동매체로 사용하는 흡수식 냉동기용 기포펌프에 대한 이론해석으로 기포펌프에서 발생하는 증기는 100% 냉매증기(수증기)이다.

그러나 본 연구의 대상인 확산형 흡수식 냉동기용 기포펌프에서는 물과 암모니아가 함께 비등하게 되고 물은 정류기에서 응축되어 다시 기포펌프로 되돌아가므로 실제 측정되는 값은 기포펌프에서 발생한 증기(암모니아 증기와 수증기)유량에서 수증기의 유량이 감하여진 냉매증기(암모니아 증기)의 유량만이 측정되기 때문이다. 따라서 이러한 점이 고려되지 않은 Marcus et al.<sup>(7)</sup>의 이론해석은 암모니아를 사용하는 확산형 흡수식 냉동기용 기포펌프의 해석에는 부적합한 것으로 판단된다.

5.3 기포펌프의 운전특성

5.3.1 입력열량의 영향

관직경이 4.57 mm, 농용액의 수위가 0 cm인 경우 입력열량의 증가에 따른 회용액순환량의 변화를 Fig. 8에 나타내었다. 입력열량이 증가하면 회용액순환량도 증가하는 경향을 보이는데, 이는 입력열량이 증가함에 따라 기포의 상승이 활발해지고, 기포펌프 내의 유동의 흐름이 기포유동에서 슬러그 유동으로 천이되면서 이 슬러그에 의한 용액의 상승이 활발해지기 때문이라고 생각된다. Fig. 9는 입력열량의 증가에 따른 냉매증기발생량의 변화를 나타낸 것이다. 입력열량이 증가할수록 냉매의 비등이 활발해지기 때문에 냉매증기발생량이 증가함을 알 수 있다.

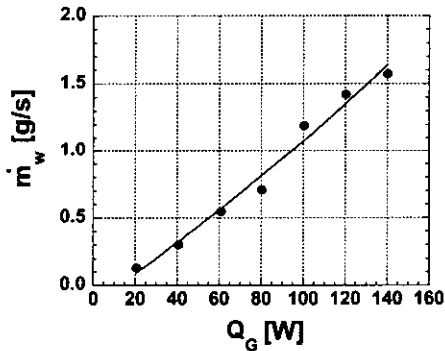


Fig. 8 Variation of circulation rate of weak solution with input ( $D=4.57$  mm).

5.3.2 농용액 수위의 영향

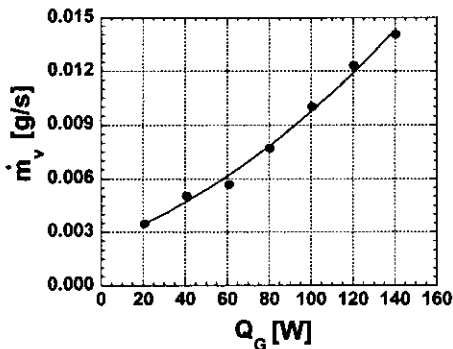


Fig. 9 Variation of generation rate of refrigerant with heat input ( $D=4.57$  mm).

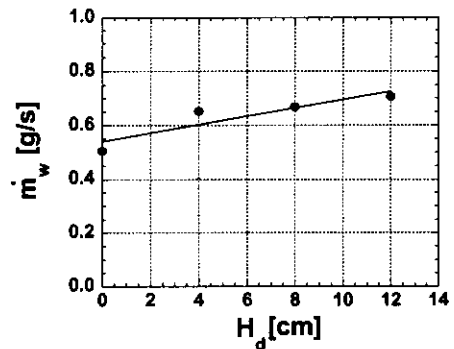


Fig. 10 Variation of circulation rate of weak solution with input ( $D=4.57$  mm).

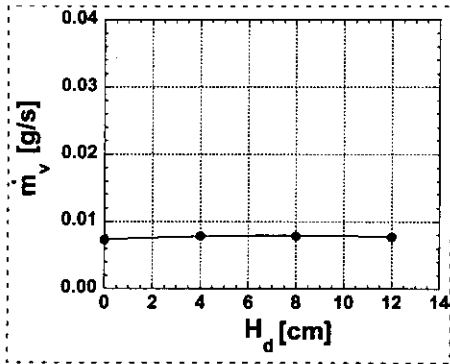


Fig. 11 Variation of generation rate of refrigerant with delivery height ( $D=4.57$  mm).

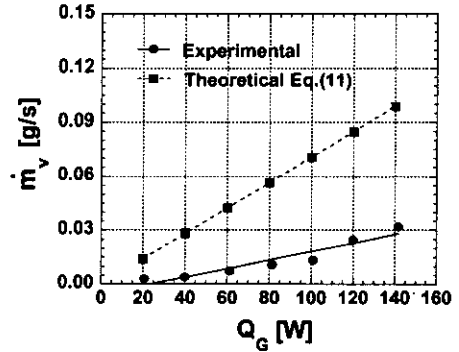


Fig. 13 Variation of generation rate of refrigerant with heat input ( $H_d=12$  cm).

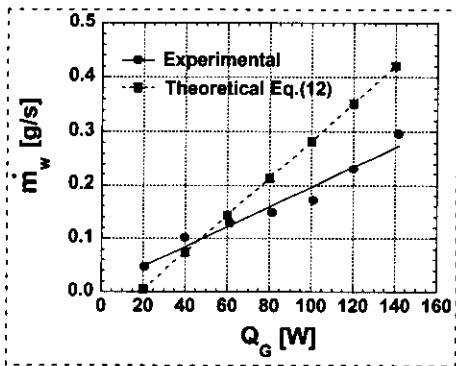


Fig. 12 Variation of circulation rate of weak solution with heat input ( $H_d=12$  cm).

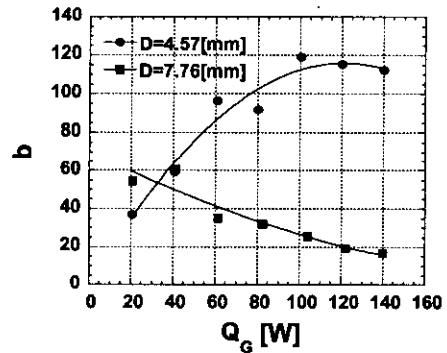


Fig. 14 Variation of pumping ratio with heat input ( $H_d=12$  cm).

Fig. 10은 입력열량이 80 W일 때, 농용액 수위의 증가에 따른 회용액순환량의 변화를 나타낸 그림이다. 그림에서와 같이 입력열량이 일정한 상태에서 농용액의 수위가 증가하면 회용액순환량 역시 증가하는 경향을 나타내고 있다. 기포펌프의 길이가 일정한 경우, 양액관에 채워진 농용액 수위가 증가하면 기포펌프에서 용액을 펌핑하는 데 필요한 양정이 감소하게 되므로 회용액순환량은 증가한다.

Fig. 11은 입력열량이 80 W일 때 농용액 수위의 증가에 따른 냉매증기발생량의 변화를 나타낸 그림으로, 냉매증기발생량의 경우에는 농용액 수위의 변화에 거의 영향을 받지 않는 것으로 나타났다.

### 5.3.3 관직경의 영향

기포펌프 양액관의 직경이 기포펌프의 운전특성에 미치는 영향을 검토하기 위하여 양액관의 직경이 4.57 mm와 7.76 mm인 경우에 대하여 입력열량에 따른 회용액순환량 및 냉매증기발생량의 거동을 Fig. 12와 Fig. 13에 각각 나타내었다. 이때 농용액의 수위는 12 cm로 고정하였다.

Fig. 12에서 보면 기포펌프 양액관의 직경이 7.76 mm인 경우가 4.57 mm인 경우에 비하여 회용액순환량이 상대적으로 적음을 알 수 있다. 이는 기포펌프 양액관의 직경이 커짐에 따라 양액관 내의 유동이 슬러그류와 기포류(bubbly flow)의 중간 형태인 기포-슬러그류(bubbly slug flow)의 형태로 천이해 가면서 피스톤과 같은 역할을 하는 슬러그의 형성이 미약해지기 때문인 것으로 판단된다. 한편, Fig. 13에서 알 수 있듯이 냉매증기발생량은 회용액순환량과는 반대로 양액관의



직경이 7.76 mm인 경우가 4.57 mm인 경우보다 냉매증기의 발생량이 더 크울 알 수 있다. 이는 상향 슬러그류(slug flow)인 경우, 정지된 액상내에서의 기포의 상승 속도는 관직경의 제곱근에 비례하며,<sup>(8)</sup> 따라서 상승하는 기체의 유량도 관직경에 비례하기 때문이라 여겨진다.

Fig. 14는 기포펌프 양액관의 직경이 4.57 mm와 7.76 mm인 경우와 입력열량의 증가에 따른 양액률의 변화를 나타내고 있다. 양액률은 기포펌프에서 발생된 냉매증기의 발생량과 양액된 암모니아 회용액순환량의 비로 정의된다. 기포펌프 양액관의 직경이 4.57 mm인 경우에는 입력열량의 증가에 따라 양액률이 증가하다가 다시 감소하는 경향이 있음을 알 수 있다. 이와 같이 입력열량 증가에 따른 양액률의 변화추이에 임계점이 존재하는 이유는 다음과 같이 설명될 수 있다. 수직관 내 이상유동의 경우 입력열량의 증가에 따라 유동의 형태가 기포유동에서 슬러그 유동으로 천이되어 용액의 양액작용이 활발해짐에 따라 회용액순환량이 증가하게 된다. 그러나 입력열량이 임의의 값 이상이 되면 유동형태가 슬러그류에서 천류(churn flow)로 다시 천이하기 때문에 슬러그를 형성하는 기포가 파괴되어 유동형태가 슬러그류보다는 매우 불규칙한 양상을 갖게 되어 양액효과의 증가율이 감소되는 반면, 냉매증기의 발생은 더욱 활발하게 되므로 임의의 입력열량 이상에서는 양액률이 감소하는 것으로 판단된다. 본 실험에서는 양액관의 직경이 4.57 mm일 경우, 입력열량이 100 W일 때 양액률이 최대가 되는 값으로 119 g/s를 나타내었다. 한편, 양액관의 직경이 7.76 mm인 경우에는 가열량이 40 W인 경우에 양액률이 최대값으로 19.27 g/s를 나타내었으며, 그 이후에는 입력열량의 증가에 따라 양액률이 감소하는 경향을 보이고 있다. 이는 입력열량이 40 W일 때부터 이미 천류영역에 속하여 앞에서 설명한 바와 같이 입력열량의 증가에 따르는 회용액순환량의 증가율에 비해 냉매증기발생량의 증가율이 더 크기 때문인 것으로 생각된다. 한편 기포펌프 양액관의 직경이 큰 7.76 mm인 경우가 직경이 작은 4.57 mm인 경우에 비해 전반적으로 낮은 양액률을 보이고 있음을 알 수 있다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 확산형 흡수식 냉동기용 기포펌프의 운전특성에 영향을 주는 요인으로서 기포펌프로의 입력열량, 기포펌프 양액관 내 농용액 수위 및 기포펌프 양액관의 직경 등을 실험변수로 선정하여 이들이 기포펌프의 운전특성에 미치는 영향에 대하여 실험적 연구를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 입력열량이 증가함에 따라 회용액순환량과 냉매증기발생량이 증가하고, 입력열량이 일정한 경우, 농용액 수위가 증가할수록 기포펌프의 양정이 짧아지기 때문에 회용액순환량은 증가하나, 냉매증기발생량은 일정하게 유지되는 경향을 보이고 있다.

(2) 양액관 직경이 작은 4.57 mm인 경우가 양액관 직경이 큰 7.76 mm인 경우보다 회용액순환량이 더 많게 나타났으며, 냉매증기발생량은 양액관 직경이 큰 7.76 mm인 경우가 더 많게 나타났다.

(3) 기포펌프로의 입력열량이 증가함에 따라 양액률이 증가하다가 다시 감소하는 임계점이 있음을 알 수 있었다. 기포펌프 양액관 직경이 4.57 mm인 경우 입력열량이 100 W일 때, 임계 양액률은 119 g/s이었으며, 양액관의 직경이 7.76 mm인 경우에는 입력열량 40 W에서 19.27 g/s의 임계 양액률을 나타내었다.

(4) Marcus et al.<sup>(7)</sup>이 제시한 해석이론을 본 연구에 적용하여 계산한 해석결과와 본 연구에서 수행한 실험결과를 비교한 결과, 회용액순환량은 최대 150% 정도, 냉매증기발생량은 최대 300% 정도 차이가 있음을 알 수 있으며, 본 연구에서와 같이 암모니아-물을 작동매체로 사용하는 경우에는 Marcus et al.<sup>(7)</sup>의 이론을 적용하기에 부적합한 것으로 판단된다.

## 참고문헌

1. Hideaki Okuda, 1993, Development of a portable absorption refrigerator, Refrigeration, Vol. 68, No. 783, pp. 81-84.
2. Kim, K. J., Shi, Z., Chen, J. and Herold, K. E., 1995, Hotel room air conditioner design based on the diffusion-absorption cycle, ASHRAE Transactions: Symposia, pp. 1290-1301.

3. Jung, J. S. and Park, C. W., 1996, Experiments on a Regenerator with Thermosyphon for Absorption Heat Pumps, *Journal of Air-conditioning and Refrigeration*, Vol. 8, No. 4, pp. 463-472.
4. Jung, J. S. and Park, C. W., 1997, The characteristics of a high temperature regenerator for absorption heat pumps with a thermosyphon, *Journal of Air-conditioning and Refrigeration*, Vol. 5, pp. 135-144.
5. Park, C. W., 1996, A Study on the Performance Characteristics of a Regenerator with Thermosyphon for Absorption Heat Pumps, D Thesis, Hanyang University, Seoul, Korea.
6. Chen, J., Kim, K. J. and Herold, K. E., 1996, Performance enhancement of a diffusion-absorption refrigerator, *Int. J. Refrig.*, Vol. 19, No. 3, pp. 208-218.
7. Marcus, P., Saravanan, R., Prakash, M. M. and Murthy, S. S., 1998, Studies on bubble pump for a water-lithium bromide vapour absorption refrigerator, *Int. J. Refrig.*, Vol. 21, No. 6, pp. 452-562.
8. Collier, J. G., 1981, *Convective Boiling and Condensation*, 2nd ed., McGraw-Hill.
9. Maczek, K. and Zoltaniecki, A., 1980, Some characteristics of thermal siphons for ammonia-water solutions.