

## 물을 냉매로 하는 구형 얼음입자 제조에 관한 실험적 연구

### Experimental study on the production of spherical ice particles using water as refrigerant

신 흥 태\*, 김 민 형\*\*, 이 윤 표\*, 최 영 돈\*\*\*  
 H. T. Shin, M. H. Kim, Y. P. Lee, Y. D. Choi

**Key words** : Natural refrigerant(자연냉매), Water spray(수분무), Vacuum ice particle(진공 얼음 입자), Entrainment of small droplets(액적 비말동반)

#### Abstract

In this paper, an experimental study was conducted to investigate the performance of the spherical ice particle production system which uses the technology of water spray in a vacuum chamber for increasing the heat transfer area. As a result, following conclusions were obtained. The diffusion-controlled evaporation model agreed relatively well with experiments. The spray flow rate influences the performance of the system rather than any other factors, for example, the spray nozzle position, the nozzle number. As the spray rate increases, the system efficiency increases. It is due to the entrainment of small droplets among the spray with the exhausted vapor. Thus the system should be designed and operated to prevent the entrainment. Assuming the compressor efficiency to be 70%, the COP of the system reaches highly up to 6 at a maximum spray rate. Under the conditions, however, the rigid ice layer is obtained because ice particles bond together with increase of the spray rate. Therefore, the spray rate should be controlled properly to make the spherical ice particles.

#### 기 호 설 명

$D_{p_i}$  : 초기 액적직경,  $\mu m$   
 $h$  : 엔탈피,  $kJ/kg$   
 $\dot{m}$  : 질량유량,  $kg/sec$

$P$  : 압력,  $kPa$   
 $Q_L$  : 생성된 냉열량,  $kW$   
 SMD : Sauter Mean Diameter  
 $v$  : 비체적,  $m^3/kg$   
 $W_{comp}$  : 압축일,  $kW$

\* 정회원, 한국과학기술연구원 기전연구부  
 \*\* 고려대학교 대학원  
 \*\*\* 정회원, 고려대학교 기계공학과

#### 그리스문자

$\delta s$  : 액적의 노즐팁으로부터의 이동거리,  $mm$

## 하첨자

- i* : 얼음  
*ent* : 비발동반(entrainment)  
*T* : 전체  
*v* : 수증기  
*w* : 물

## 1. 서 론

기존의 CFC 냉매가 오존층 파괴의 주요 원인이 밝혀지면서 이에 관한 규제와 더불어 대체 냉매에 대한 관심이 높아진지 이미 오래되었다. 그런데 새롭게 개발된 R134a 등의 대체냉매가 지구 온난화를 야기시킨다는 보고와 함께 자연냉매의 냉동·공조분야에의 이용에 관한 연구<sup>(1,2)</sup>가 활발하게 이루어지고 있다.

그 중에서 물은 다른 자연냉매에 비해 가장 안전하고 환경에 무해하며, 증발잠열이 다른 냉매보다도 크다는 등의 장점을 갖고 있다. 그러나 물은 저온증발시 비체적이 크게 증가하여 냉동 시스템 구성에 어려움이 따른다는 단점이 있다. 이와같은 단점을 극복하기 위해 최근 덴마크<sup>(3)</sup>, 독일<sup>(4)</sup> 등에서는 수증기전용 압축기가 개발되고 있으며 상용화에 이르고 있다. 따라서 향후 물을 이용한 냉동·공조 시스템에 관한 연구는 보다 활발해 질 것으로 판단된다.

한편 하절기 주간 냉방수요의 첨두화에 기인한 주야간 전력 수요격차의 증대에 따라 값싼 심야전력을 이용하여 냉열을 생성하여 두었다가 주간 냉방부하 피크시에 이를 사용하는 빙축열 기술에 관한 관심이 증가하고 있다. 그 중에서 특히 관내수송이 용이하여 고밀도 냉열이용을 가능케 하는 동적 얼음제조법<sup>(5)</sup>이 연구개발 대상이 되고 있다.

이에 따라 본 저자들은 선행연구<sup>(6)</sup>에서 물을 이용한 냉동시스템을 개발할 목적으로 진공상태로 유지되는 챔버내에 에틸렌글리콜을 일정비율로 섞은 수용액을 간헐분무하는 실험을 통해 잠열수송이 가능한 슬러리의 미세한 얼음생성의 가능성을 확인하였다. 또한 단일액적의 증발에 대한 이론해석을 통해 얼음입자를 생성하기 위해 필요한 조건,

즉 초기 분무액적의 크기 및 온도, 챔버내 진공도 및 액적의 체공시간 등에 관한 조건을 파악하였으며 이를 기초로 하여 아이스슬러리를 제조할 수 있는 운전조건을 도표로 제시하였다.

그러나 위의 선행연구에서 사용한 에틸렌글리콜은 환경부하적이고, 냉열생성량을 증대시키기 위해서는 분무량 증대가 필수적이므로 간헐분무보다 연속분무가 바람직하다. 또한 선행연구에서는 챔버내에서 발생하는 증기를 배기시키기 위해 진공펌프를 사용하였는데 이는 수분에 취약하여 증기를 배기시키는 시스템에는 적합하지 않다.

따라서 본 연구에서는 에틸렌글리콜을 혼합하지 않은 순수한 물만을 사용하였으며, 다중노즐에 의한 연속분무를 통해 분무량을 증가시켰다. 또한 진공펌프 대신 압축비가 20 정도인 고압축비의 루츠식 직렬2단 압축기를 사용함으로써 수분에 강할 뿐만 아니라 다량의 증기를 처리할 수 있게 하는 등의 개선을 도모한 얼음제조 시스템에 의해 얼음입자 제조실험을 수행하였다. 그 결과 단일액적에서 주변으로의 확산에 의한 증발모델<sup>(6)</sup>을 검증하고, 분무유량, 분무위치, 분무노즐수 및 노즐종류 등이 시스템 성능에 미치는 영향을 검토하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

본 실험에서 사용한 실험장치는 Fig.1과 같이 물공급계, 증발기, 압축기, 응축기 및 진공펌프로 구성되어 있다.

물공급계는  $\phi 250 \times 500$ mm 크기의 원통형 물탱크, 0.75kW급의 급수펌프 및 분무노즐로 구성되어 있으며 펌프로 물을 가압하여 분무노즐에 물을 공급한다. 가압정도는 급수계의 분무노즐 입구의 밸브를 통해 조절하였으며 분무시 압력은 9atm 이하였다.

증발기는  $\phi 500 \times 1,500$ mm 크기의 2중 박판 스테인레스강 진공챔버로써, 챔버상부에  $\phi 100$ mm의 증기배기구, 챔버 상부면으로부터 일정거리 떨어진 다중노즐 및 챔버 상중하부에 각각 3개씩의 가시창이 설치되어 있다. 사용한 노즐을 Ikeuchi사의 노즐로써 분무원추 내부에 액적이 존재하지 않는 증

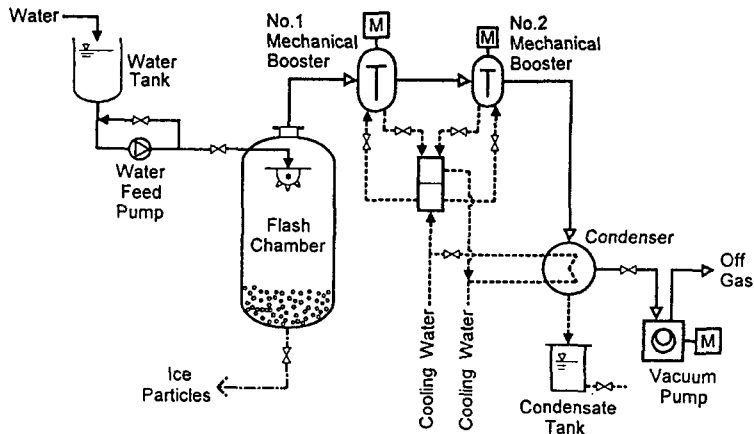


Fig.1 Schematic of ice particle making system

공노즐(hollow cone type spray nozzle, Model No. 60063 & No. 6063) 및 분무원추 내부가 액적으로 차 있는 충원추노즐(solid cone type spray nozzle, Model No. J010)로써 분무형태는 분무압력에 따라 다르나 액적 평균입경은 300 $\mu$ m이하, 분무각은 60° 이하이었다.

압축기는 루츠식으로써 Tuthill사의 10마력 및 3마력의 직렬 2단으로 구성되어 있다. 응축기는 10kW급의 간접접촉식 셸·튜브 열교환기를 사용하였으며 사용된 냉각수는 상온의 수도물이다. 각각의 요소간에 사용된 증기배관은  $\phi$ 100mm의 스테인레스강을 사용하였다.

진공펌프는 배기성능이 1.5m<sup>3</sup>/min인 3마력의 펌프이며, 시스템의 초기 진공을 취하거나 시스템 운전중 응축기에 축적된 불응축가스를 제거하는데 사용한다. 본 실험에서는 얼음 연속제조 중에 불응축가스를 제거하기 위해 진공펌프를 사용한 횟수가 1회 정도이며 사용시간은 약 10초간이었다.

온도측정에는 T형 열전대를 사용하였고, 급수, 챔버내 상중하부, 압축기 입구 및 출구, 응축기 내부, 응축수, 응축기의 냉각수 입구 및 출구의 온도를 측정하였다. 압력 측정에는 Druck사의 진공 압력센서(Model : PTX 620)를 사용하였고, 증발기 내부, 압축기 입구 및 출구, 응축기 내부의 압력을 측정하였다. 실험에 사용된 data logger는 Fluke사의 NetDAQ 2645A이다.

분무수의 유량은 Unicell사의 유량계(Model : IF-1)로 측정하였고, 응축수의 유량은 제작한 3단의 등근 플라스크 유량계로 측정하였다. 여기서는 측정된 응축수 질량유량을 증기 질량유량으로 간주하였다.

또한 본 실험에서는 열손실을 방지하기 위하여 증기배관 및 급수배관 등은 보온 단열재로 단열하였다.

## 2.2 실험방법

먼저 압축기의 초기 작동부하를 줄이기 위해 응축기쪽에 설치된 진공펌프로 시스템 전체의 압력을 2.67kPa(즉, 20mmHg) 이하로 되게 한다. 그 후 압축기 2단 및 1단을 순서적으로 작동시켜 진

Table 1 Experimental conditions (basic condition underlined)

spray flow rate[l/min]	0.22, <u>0.3</u> , 0.4 and 0.5
position of spray nozzle[cm] (i.e. distance from chamber upper inner surface to nozzle tip)	<u>12.5</u> , 23, 34 and 45
type of spray nozzle (Ikeuchi Co. Japan)	No. 60063(hollow cone type) <u>No. 6063</u> (hollow cone type) No. J010(solid cone type)
number of nozzles	1, 2 and <u>3</u>

공챔버내의 압력이 0.133kPa(즉, 1mmHg) 정도가 되게 한다. 이때 진공펌프 작동을 중단시키고 급수 밸브를 조금 열어 수분부를 시작한다. 정상상태에 도달할 때까지 분무량을 조금씩 증가시키며 정상상태에 도달하면 분무량을 고정시켜 구형얼음을 연속제조한다.

실험에 소요된 실험시간은 1시간 이내였으면 실험조건은 Table 1과 같다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 단일액적 증발모델의 검증

선행연구<sup>(6)</sup>에서 액적의 내부에너지 변화를 증발에 의해 감소된 열량과 열전도에 의해 추가된 열량의 차이로 나타낼 수 있다는 사실로부터 챔버 압력조건, 액적크기 및 체공시간에 관한 액적의 온도변화를 액적증발 이론모델로 예측하였다. 본 연구에서는 이를 검증하기 위해 1개의 No.60063 노즐을 사용하여 다음과 같은 실험을 수행하였다.

먼저 챔버상부의 아크릴제 가시창에 구멍을 뚫고 이 구멍으로  $\phi 0.05\text{mm}$ 의 T형 열전대 4개를 진공챔버내로 도입하여 이를 노즐팁으로부터 하방으로 2.2, 5.2, 6.6 및 14.5mm 떨어진 거리에 고정하였다. 각점에서 측정된 온도는 Fig.2와 같다. 그림에서 실선 및 점선은 평균 액적직경이 30~60 $\mu\text{m}$  일때의 이론값을, 흑색 원형기호는 실험에 의한 측정값을 나타낸다. 분무액적의 크기는 SMD(Sauter Mean Diameter)가 약 50 $\mu\text{m}$ , 분무액적의 온도는 12.3 $^{\circ}\text{C}$ , 챔버압력은 0.6113kPa로 유지하였다. 노즐 팁으로부터의 거리 2.2, 5.2, 6.6 및 14.5mm는 액적이 0.24, 0.57, 0.72 및 16msec동안 하강한 거리에 해당된다. 이 시간은 액적의 분무유량, 노즐 팁의 구멍단면적 및 물의 밀도로부터 분무속도를 계산한 후 이 속도로부터 환산되었다.

Fig.2로부터 온도측정값이 평균 액적크기가 50 $\mu\text{m}$ 인 경우의 이론값보다 약간 낮음을 알 수 있다. 그러나 실험값은 SMD가 50 $\mu\text{m}$ 인 경우로써 이를 평균입경으로 나타내면 50 $\mu\text{m}$ 보다 작아지게 되는 점을 감안할 때 본 실험값은 평균액적이 50 $\mu\text{m}$  미만의 이론값과 비교되어야 할 것이다. 따라서 이러한 사실로부터 확산제어적 이론모델은 실험치와 양호

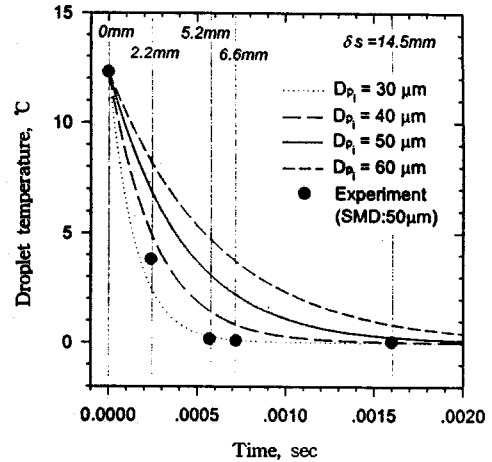


Fig.2 Comparison of the predictions by the diffusion-controlled evaporation model with experimental results( $\delta s$ :falling distance of a droplet from nozzle tip)

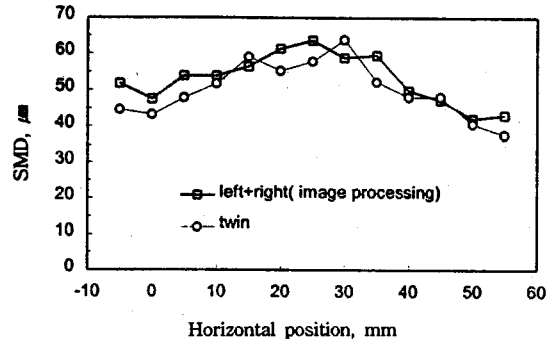


Fig.3 Comparison of the SMD of twin spray with single spray<sup>(6)</sup>

한 일치율을 나타낸다고 판단할 수 있다.

#### 3.2 다중노즐의 분무특성

본 시스템에 의해 생성되는 얼음의 냉열량을 증가시키기 위해 다수의 분무노즐을 설치하게 되는데, 진공챔버를 소형화하기 위해서는 노즐간격을 가능한 한 가깝게 해야 한다. 이때 다중노즐에 의해 분무된 액적은 서로 충돌하므로 단일노즐을 사용할 때와는 다른 액적분포를 가질 가능성이 있다. 이에 대해 Jung 등<sup>(7)</sup>은 이중노즐 및 단일노즐 분무인 경우의 액적입경 측정결과를 Fig.3으로 나타내고 분무 전영역에 있어서 SMD 분포는 서로 별다른

차이를 보이지 않음을 보고하였다.

따라서 챔버내 압력을 삼중점 이하로 유지한다면 생성냉열량 증대를 위해 다중 분무할 경우 노즐간격을 축소시킴으로써 효과적으로 챔버의 소형화를 도모할 수 있을 것으로 생각된다.

### 3.3 분무유량에 따른 시스템성능

3개의 중공노즐 No. 6063을 사용하여 분무 유량 제어를 위해 3.3~4.2atm으로 분무하였다. 그 중 기준되는 실험조건은 Table 1에 보인 것 같이 분무노즐 위치가 챔버상부의 배기구로부터 12.5cm 아래이다.

생성된 냉열량  $Q_L$ , 압축일  $W_{comp}$  및 COP를 분무유량을 변수로 하여 Fig.4에 나타내었다. 여기서  $Q_L$ 은 공급되는 물이 얼음으로 변하면서 잃어버린 열량, 즉 생성된 냉열에 해당하며 다음식으로 계산되었다.

$$Q_L = \dot{m}_i (h_w - h_i) \quad (1)$$

여기서  $\dot{m}_i$ 는 생성되는 얼음의 질량유량,  $h_w$  및  $h_i$ 는 각각 증발기내에서의 공급수 및 생성된 얼음의 엔탈피를 나타낸다.

$W_{comp}$ 는 증기압축 과정이 폴리트로픽 과정이라 간주하고 압축기 효율을 70%로 가정한 경우 압축기가 한 일로써 다음과 같이 계산하였다.

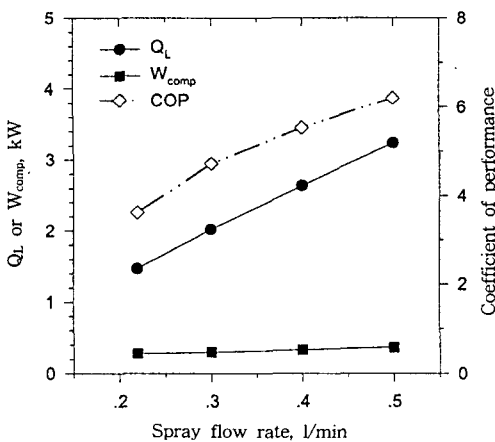


Fig.4 Effect of the spray rate on the cold heat  $Q_L$ , compressor work  $W_{comp}$  and COP

$$W_{comp} = - \dot{m}_v \int v dP \quad (2)$$

여기서  $\dot{m}_v$ 는 증기의 질량유량,  $v$  및  $P$ 는 각각 증기의 비체적 및 압력을 나타낸다.

또한 시스템의 COP는 다음과 같이 구하였다.

$$COP = \frac{Q_L}{W_{comp}} \quad (3)$$

먼저 Fig.4로부터 본 시스템으로 최대 3.2kW의 냉열을 생성할 수 있으며 압축기의 효율이 70%라 할 때 COP는 6정도의 높은 값을 알 수 있다.

본 실험에서는 분무유량을 0.22~0.5 l/min로 한정하였다. 이는 0.22 l/min 이하가 되면 노즐 팁부에서 큰 덩어리의 얼음이 생성되고, 0.5 l/min 이상이 되면 현 시스템으로는 온도가 0°C 근처인 딱딱한 얼음층밖에 생성할 수 없었기 때문이다.

Fig.4로부터 분무유량이 많을수록 압축일의 증가에 대한 생성냉열의 증가비율이 커짐으로써 COP가 증가함을 알 수 있다. 이는 진공챔버 상부에 설치되어 있는 증기배기구로 배기되는 증기를 따라 작은 액적의 일부가 비말동반<sup>(8)</sup>(entrainment)되는 현상이 일어나기 때문이다. 액적 분무유량이 증가할수록 액적 분사속도가 증가하여 챔버상부 배기구로 동반·배기되는 비말동반 유량이 감소된다. 이와 같은 액적의 비말동반은 압축일을 증가시키는 요인으로 작용하여 시스템 효율을 저하시킨다.

Fig.5는 전체 분무유량  $\dot{m}_T$ , 측정된 얼음 생성유량  $\dot{m}_i$ , 측정된 증기 배기유량  $\dot{m}_v$  및 계산된 비말동반유량  $\dot{m}_{ent}$ 를 나타낸다. 전체 분무유량 및 비말동반 유량은 다음식으로 계산된다.

$$\dot{m}_T = \dot{m}_i + \dot{m}_v \quad (4)$$

$$\dot{m}_{ent} = \dot{m}_v - \frac{Q_L}{(h_v - h_w)} \quad (5)$$

Fig.5로부터 분무유량이 작을수록 챔버에서 배기되는 증기유량에 대해 비말동반 유량이 차지하는 비율은 크게 증가하며 비말동반유량 자체도 증가함을 알 수 있다. 또한 전체 분무유량에 대한 얼음 생성유량 비율은 분무유량이 커질수록 증가하며

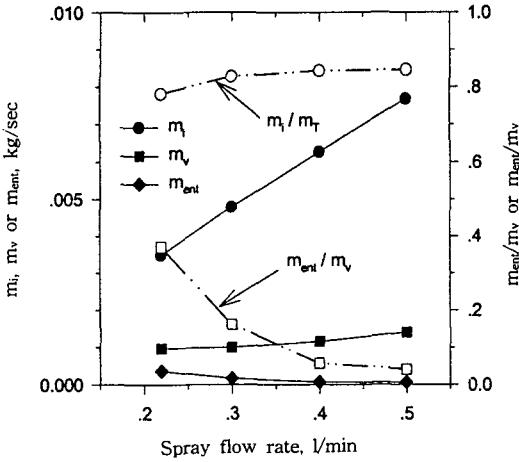


Fig.5 Effect of the spray rate on the entrainment of droplets

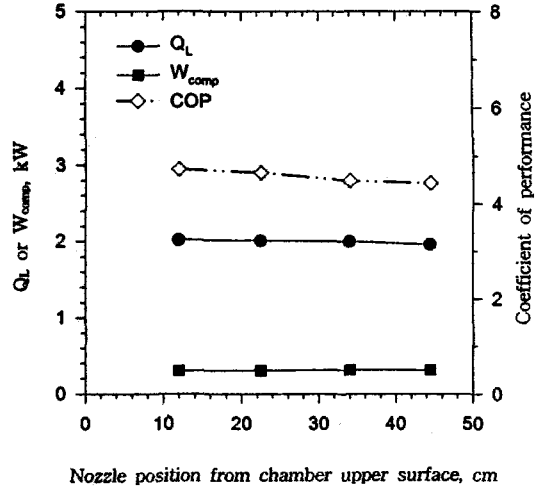


Fig.7 Effect of the nozzle position on the cold heat  $Q_L$ , compressor work  $W_{comp}$  and COP



Fig.6 Photo of the produced ice particles

본 실험의 분무범위에서는 75~85%이었다.

한편 생성된 얼음의 형태는 분무량이 적을 경우 구형의 건조한 알갱이가 되어 챔버바닥에 부딪히면 반동한다. 이때의 챔버하부에서 생성된 얼음입자는 Fig.6과 같이 300 $\mu$ m 이하의 미세한 구형입자이다. 그러나 분무량이 많아지면 액적의 체공시간이 짧아져서 100% 얼음으로 상변화하지 못하여 챔버바닥에서 딱딱한 얼음층을 형성하게 된다. 아울러 분무량증가에 따라 증발기압력은 다소 상승하였으며, 응축기 압력은 큰 차이를 보이지 않음을 관찰할 수 있었다.

따라서 수송하기에 적합한 얼음알갱이를 생성하기 위해서는 액적의 체공시간을 충분히 확보할 수 있도록 분무량(혹은 분무속도) 증가에 따라 챔버높

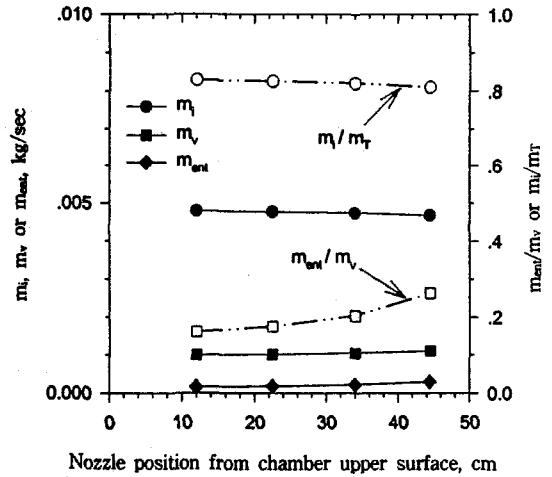


Fig.8 Effect of the nozzle position on the entrainment of droplets

이를 크게 설계해야 한다.

### 3.4 분무노즐 높이에 따른 시스템 성능

위와 같이 3개의 증공노즐 No. 6063을 사용하였을 경우 노즐높이에 따른 시스템 성능을 Fig.7에 나타내었다. 그림으로부터 노즐위치가 챔버상부 배기구로부터 멀어질수록 즉 챔버하부에 가까워질수록 COP가 조금 감소하는 경향을 나타냄을 알 수 있다.

이는 Fig.8에 보인바와 같이 액적의 비말동반량이 노즐위치가 내려올수록 커지기 때문이라고 사료된다. 챔버크기( $\phi 500 \times 1,500$ )가 한정되어 있으므로 노즐위치가 낮으면 높은 경우에 비해 챔버에서 액적이 채공하는 시간은 액적이 온전히 얼음으로 변하는데 요구되는 시간보다 작아져 충분한 증기가 발생되지 못하게 된다. 이때 압축기가 노즐위치에 무관하게 동일한 증기유량을 배기한다고 간주하면 노즐위치가 낮은 경우는 배기되는 증기유량의 부족을 비말동반 액적유량으로 보충하게 되므로 비말동반량이 증가하게 된다고 생각된다.

또한 노즐위치와 챔버하부 사이의 길이가 짧을수록 챔버 하부공간에서의 증기 및 액적유동이 강한 회전운동을 하여 상부방향으로 큰 속도성분을 갖게 되어 결국 액적의 비말동반이 잘 일어나게 된다고 사료된다.

따라서 얼음입자를 얻기 위해서는 챔버상부의 배기구와 노즐간의 거리는 짧게 하고, 노즐과 챔버하부간의 거리 및 챔버단면적을 크게 하는 것이 바람직하다.

### 3.5 분무 노즐수에 따른 시스템 성능

Fig.9는 중공노즐 1~3개로 분무하였을 경우 시스템의 성능을 나타낸다. 이 결과는 분무 노즐수는

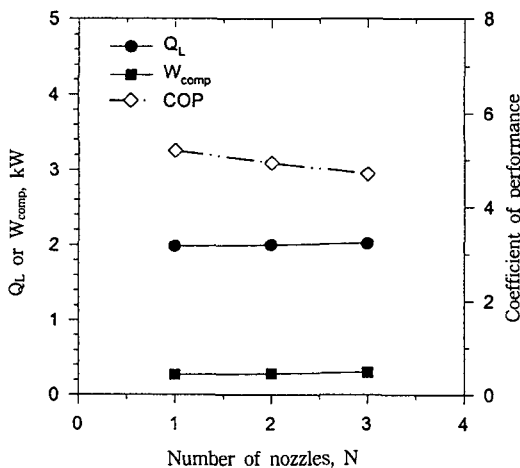


Fig.9 Effect of the number of nozzles on the cold heat  $Q_L$ , compressor work  $W_{comp}$  and COP

다르지만 총 분무유량이 0.3 l/min로 일정하다는 조건하에서 얻어진 것이다. 그림으로부터 동일 유량을 분무할 때 노즐수가 적은 경우가 많은 경우보다 약간 높은 COP를 나타냄을 알 수 있다.

이는 사용 노즐수가 적을수록 동일유량을 분무하기 위해서는 하나의 노즐에서 분무되는 액적은 고속으로 분무되어 분무되는 액적의 비말동반량은 감소하기 때문이다.

### 3.6 분무 노즐종류에 따른 시스템 성능

Table2는 중원추 노즐인 J010호 및 중공노즐인 6063호를 각각 2개씩 사용하여 분무량을 동일하게 0.3 l/min로 하였을 경우 시스템 성능을 나타내었다.

J010 노즐은 6063 노즐을 사용할 때보다 COP가 약간 높다. 이는 J010 노즐인 경우의 노즐구멍 크기가 6063 노즐인 경우에 비해 작으므로 동일 분무유량 조건하에서 분무속도가 커져 비말동반량이 적어지기 때문이다. 일반적으로 중원추노즐은 중공노즐보다 분무속도가 빠르다.

한편 J010 노즐을 사용할 때 생성되는 얼음은 크기가 1~2cm 정도의 솟과 같은 비교적 큰 얼음덩어리로서 노즐팁 부분에서 생성되었다 중력에 의해 떨어지고 다시 생성 및 탈락하는 과정을 되풀이한다. 여기서 솟모양의 얼음덩어리가 생성되는 것은 J010 노즐의 팁부분 형상이 중공노즐보다 평평하여 액적의 일부가 수평방향으로도 분무됨으로써 팁주위에 물이 잔류하게 되고 이것이 응고되기 때문이다.

따라서 중원추 노즐을 사용할 경우 작은 크기의 얼음입자를 제조하고자 한다면 노즐 팁부분에서 얼음덩어리가 생성되지 않는 노즐선택이 요망되며, 중공노즐인 경우에 비해 분무속도가 빨라지므로

Table 2 Results obtained by using two different types of nozzle

nozzle type	$Q_L$ [kW]	$W_{comp}$ [kW]	COP	spraying pressure [atm]	diameter of nozzle hole [mm]
6063	2.00	0.283	4.95	5.16	0.45
J010	2.04	0.264	5.41	4.39	0.3

챔버높이를 높게 설계하여야 할 것이다.

후 기

#### 4. 결론 및 향후계획

진공챔버내에 물을 분무하여 얼음입자를 제조하는 실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 단일액적에서 주변으로의 확산에 의한 증발모텔의 결과가 실험결과와 비교적 잘 일치함을 알 수 있었다.

2) 본 시스템으로부터 약 3kW의 냉열을 생성할 수 있었다. 이때 본 시스템의 COP는 압축기 효율을 70%라고 하였을 때 6이라는 높은 값을 가진다.

3) 본 시스템 성능에 크게 영향을 주는 인자는 분무유량으로써 분무유량이 증가할수록 COP는 증가한다. 그러나 분무량이 적으면 큰 덩어리의 얼음이, 분무량이 많으면 딱딱한 얼음층이 형성되므로 건조한 얼음입자를 생성하기 위해서는 적절한 유량을 분무해야 한다.

4) 분무유량이 일정하다는 조건하에서 분무 노즐 위치, 노즐수 및 노즐종류는 노즐위치가 증기 배기구에 가까울수록, 노즐수가 적을수록, 그리고 분무원추 내부가 액적으로 차 있는 증원추노즐인 경우가 분무원추 내부에 액적이 존재하지 않는 증공노즐인 경우에 비해 시스템 COP는 약간 증가하는 경향이 있다.

5) 이러한 인자들이 시스템 성능에 영향을 주는 이유는 증기 배기구로 크기가 작은 액적이 비말동반되기 때문인데 비말동반이 많아짐에 따라 압축일이 증가하여 시스템 효율이 저하된다. 따라서 비말동반을 저하시키기 위한 챔버설계 및 운전이 요망된다.

6) 본 시스템에 있어서 압축기 효율을 70%로 가정하였는데 증기압축기의 효율이 본 시스템의 효율을 좌우하므로 적합한 압축기 선정 혹은 개발이 필요하다.

본 연구는 과학기술처에서 시행한 특정 연구개발사업의 지원으로 이루어졌으므로 관계자 여러분께 깊이 감사드립니다.

#### 참 고 문 헌

1. Joachhim, P., 1994, "Water as alternative refrigerant", International IIF/IIR Conference Hannover, pp. 97~108.
2. Yuan, Q. S., Blaise, J. C., 1988, "Water - a working fluid for CFC replacement", Int. J. Refrig., Vol. 11, No. 7, pp. 243~247.
3. Madsdöll, H. and Minds, G., 1988, "A 2MW industrial chiller using water as refrigerant. Principles and operational experiences", IIF-IIR B1, B2, E1 and E2 Aarhus(Denmark), pp. 567~575.
4. Paul, J., 1996, "Compressors for refrigerating plants and ice makers with water as refrigerant", IIF-IIR B1, B2, E1 and E2 Aarhus(Denmark), pp. 577~584.
5. 稻葉英男, 1996, "氷蓄熱システムの現況とその新展開", 冷凍, 第71巻, 第830号, pp. 1346~1358.
6. 김병선, 이윤표, 윤성영, 이진호, 1997, "수분무에 의한 아이스슬러리 생성에 관한 연구", 공기조화·냉동공학논문집, 제9권, 제2호, pp. 134~143.
7. 정중수, 이교우, 박찬우, 박찬범, 1996, "아이스슬러리 생성 시스템용 분무발생 장치", 과학기술처 연구보고서 UCE1444-5843-4, pp. 121~169.
8. Garner, F.H., Ellis, S.R.M. and Lacey, J. A., 1954, "The size distribution and entrainment of droplets", Trans. Instn Chem. Engrs, Vol. 32, pp. 222~235.