

## 현장에서 운전중인 터보냉동기의 성능 측정과 전력 소비량 예측

장영수\* · 신영기\*\* · 김영일\* · 백영진\*  
(2001년 2월 27일 접수, 2001년 7월 10일 심사완료)

### Field Performance Test and Prediction of Power Consumption of a Centrifugal Chiller

Young Soo Chang, Younggy Shin, Youngil Kim and Young-Jin Baik

**Key Words:** Centrifugal Chiller(터보냉동기), Field Performance(현장성능), Quasi-Static Operation(준정상상태 운전), COP(성능계수), Power Consumption(전력소비량), Part-Load(부분부하)

#### Abstract

This paper presents an overview of testing and analyzing field performance of a centrifugal chiller which has a rated capacity of 200 RT(703 kW). Field data of a chiller installed in the cleanroom research building of KIST has been collected for performance analysis. The operating data included start-up, shut-down, and quasi-static state where cooling capacity and compressor power consumption varied cyclically. It was found that the steady-state thermodynamic model could be applied to relate the cooling capacity and COP under quasi-static conditions. The results led to finding the required cooling load pattern and a possible energy saving method. This study provides a method of evaluating performance of a large capacity centrifugal chiller in which field test is necessary.

———— 기호설명 ————

$C$  : 물의 비열 [kJ/kgK]  
 $C_1$  : 식 (11)의 계수 [ $K^{-1}$ ]  
 $C_2$  : 식 (11)의 계수 [kW/K]  
 COP : 성능계수  
 $E$  : 열교환기 유용도  
 $m$  : 질량유량 [kg/s]  
 $Q_c$  : 응축열량 [kW]  
 $Q_e$  : 냉동용량 [kW]  
 $UA$  : 총열전달계수 [kW/K]  
 $W$  : 압축기 소비전력 [kW]  
 $T$  : 온도 [ $^{\circ}C$ , K]  
 $\Delta T$  : 온도차 [ $^{\circ}C$ ]

$\Delta S_{int}$  : 내부 생성엔트로피 [kW/K]

하첨자

$amb$  : 대기  
 $c$  : 응축기  
 $e$  : 증발기  
 $fluid$  : 유체  
 $i$  : 입구  
 $max$  : 최대값  
 $min$  : 최소값  
 $o$  : 출구  
 $r$  : 냉매  
 $tp$  : 써모파일  
 $w$  : 물  
 $wall$  : 외벽면

\* 회원, 한국과학기술연구원 열유동제어연구센터

\*\* 회원, 세종대학교 기계공학과

† 책임저자, 회원, 한국과학기술연구원 열유동제어연구센터

E-mail : yikim@kist.re.kr

TEL : (02)958-5675 FAX : (02)958-5689

#### 1. 서론

자원고갈과 환경오염으로 에너지 절약에 대한

관심은 전세계적으로 오래전부터 고조되었으며, 이와 관련한 연구 개발이 꾸준히 진행되어왔다. 특히 최근에는 정부가 에너지 절약사업을 효과적으로 추진하기 위하여 에너지절약전문기업(ESCO: Energy Service Company)제도를 마련하여 적극적으로 지원하는 등 보다 활발한 투자와 노력을 집중하고 있다. 이와 관련하여 열원 및 공조 시스템의 에너지 사용 실태를 제대로 파악하기 위해서는 가장 우선적으로 현장에서 운전중인 시스템의 정확한 진단이 필요하다.

건물이나 공정의 냉방부하를 처리하기 위한 냉동기는 전력소비량이 크며 개선의 가능성도 많다. 특히 터보냉동기는 적절한 설계, 선정, 설치 및 유지관리에 의해 많은 에너지를 절감할 수 있다. 터보냉동기의 에너지 절감 방안에 대한 연구를 진행하기 위해서는 성능 실험 결과의 수집과 적절한 냉동기의 모델링과 해석이 필요하다.

압축식 냉동시스템에 대한 많은 실험과 모델링에 대한 연구가 수행되었으나, 터보냉동기에 대한 연구는 많지 않다. Browne and Bansal<sup>(1)</sup>에 의해 열교환기 자료, 열손실, 압력손실을 고려하여, 몇가지 일반적인 터보압축기의 설계자료를 이용한 정상상태모델이 제안되었다. 한편으로 냉동기 진단을 위해 간단한 열역학적 모델이 유용하게 사용될 수 있음이 실험적으로 제시되기도 하였다.<sup>(2,3)</sup> DOE2 모델에 근거한 냉동기의 성능예측결과와 실험결과를 비교하기도 하였다.<sup>(4)</sup> 국내에서는 원심압축기의 성능을 예측하기 위해 Two-zone model이나 TEIS model을 이용한 성능선도를 구하는 연구<sup>(5,6)</sup>가 진행되고 있으나, 현장에서 최소의 측정부위와 실험자료로부터 성적계수를 예측하는 모델 개발에 대한 연구는 많이 이루어지지 않고 있다.

본 연구에서는 KIST 내의 청정연구동에 설치된 터보냉동기의 현장 성능실험을 통해, 건물의 냉방부하, 터보냉동기의 소비전력의 자료를 수집하고, 이를 분석하고자 한다.

## 2. 성능 측정

### 2.1 공조시스템

청정연구동은 연면적 6655.4 m<sup>2</sup>의 4층 건물로, 내부에 고청정을 요구하는 실험을 수행할 수 있는 청정실험실이 있다. 건물 공조시스템의 개략

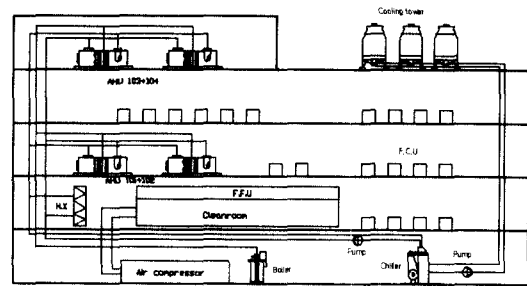


Fig. 1 Air-conditioning system of clean-room research center

도를 Fig. 1에 나타내었다. 지하 기계실에는 200 RT급의 터보냉동기가 설치되어 있다. 터보냉동기에서 만들어진 냉수는 클린룸의 부하처리를 위한 2대의 AHU와 연구실과 실험실의 냉방을 위한 2대의 AHU, 각 연구실의 FCU에 공급되고, 일부 실험장비의 냉각수로도 공급된다.

터보냉동기는 2단 압축 방식으로 응축기 출구의 고압 냉매를 중간단에서 팽창시켜 액은 증발기로 보내고, 플래쉬가스는 1단에서 압축된 냉매와 같이 2단 압축기로 압축하는 사이클로 단단압축기에 비해 성능향상을 얻을 수 있다. 또한 압축기 입구에 설치된 IGV(inlet-guide vane)의 각도를 조절하여 용량제어가 가능하다. IGV의 개도는 압축기 소비전력과 냉수온도에 의해 제어되어 부하변동에 관계없이 일정한 온도의 냉수를 공급할 수 있도록 한다. 응축기의 방열은 냉각수로 옥상에 설치된 냉각탑에 수송되어 대기중으로 방출된다.

### 2.2 성능 측정 방법

냉동용량의 측정은 증발기의 2차유체인 냉수의 유량과 입출구 온도차를 측정하여 구하였다. 현장에 설치된 냉동기의 성능 진단시 가장 어려운 점은 냉동기의 정상 운전에 대한 방해물 최소화 하면서 센서 설치에 의한 손상이 전혀 없어야 하며 측정이 단시간 내에 이루어져야 한다는 점이다. 이 경우 정밀도가 높은 삽입형 유량계(예 질량 또는 터빈식 유량계)는 배관을 절단해야 하므로 사용할 수 없다.

따라서 현장 진단에서는 비파괴식 측정 방법을 이용해야 하는데 일반적으로 유량 측정은 초음파 유량계, 배관 내의 유체 온도는 배관 표면의 온도를 측정하여 예측한다. 본 연구에서도 유량은

정밀도 2%인 초음파유량계를 사용하였고, 2차유체의 온도는 다음과 같이 3가지 방식으로 측정하였다.

- (1) T type 열전대를 파이프 내 유체에 직접 접촉시켜 측정( $T_{fluid}$ )
- (2) T type 열전대를 외벽에 부착( $T_{wall}$ )
- (3) 10배 증폭의 써모파일(thermopile)을 외벽에 부착( $\Delta T_{tp}$ )

2번의 경우 써모파일을 알루미늄 테이프로 벽면에 부착한 다음 타이틀 사용하여 벽면에 밀착시켰으며, 3번의 경우는 써모파일을 절연시키기 위해 벽면에 먼저 비닐테이플을 감은 후 역시 타이틀 사용하여 벽면에 밀착시켰다. 배관의 두께는 4.85 mm, 재질은 탄소강관이고, 두께 40 mm의 단열재로 둘러싸여 있다. 1번과 2번 방법에 의해 측정된 냉수의 출구 온도를 Fig. 2에 나타내었다. 벽면과 2차유체의 온도가 일치하지 않은 원인은 냉동기의 비정상운전과 열저항으로 여겨진다.

실제 1번과 2번 방법으로 측정된 온도는 약 0.5°C 정도 외벽면의 온도가 높은 것으로 나타났다. 외벽면의 온도가 실제 유체의 온도와 같지 않더라도 입출구 온도차만 일치한다면 냉방용량의 계산에 유용하게 사용될 수 있다. Fig. 3에 1번과 2번 방법에 의해 측정된 온도차를 비교하였다. 입출구 온도차가 두 방법 사이에 약 10%의 오차를 보였다. Fig. 4에 2번 방법과 3번 방법에 의한 입출구 온도차를 나타내었는데, 1번 방법과는 달리 잘 일치하는 것으로, 외벽면의 온도는 잘 측정하고 있는 것으로 여겨진다.

따라서 본 연구에서는 직접 배관내 유체에 삽입한 온도를 이용하여 2차유체의 온도를 구하였으나, 실제 현장에 적용시 설치된 배관 내에 열전대를 삽입하기가 어려운 경우가 많으므로 벽면 온도를 측정하여 2차유체의 온도를 측정하는 방법을 사용할 때는 써모파일이나 열전대를 외벽면에 설치할 때 세심한 주의를 기하고, 정밀하게 측정할 수 있는 방법이 강구되어야 한다. 외벽과 내부에서 측정된 온도차가 다른 주 원인은 열손실에 의한 것으로 추정되며 이 값은 내부와 외부의 유동 특성, 단열재 그리고 외부의 온도를 이용한 해석으로 계산이 가능하다.

냉동기의 소비전력은 모터에 인가하는 전원의 전압, 전류, 역률을 측정하여 구하였다. 정확한

압축기 성능해석을 위해서는 IGV를 지난 냉매의 압축기 입구에서 압력 등을 측정하여야 하나, 냉동기의 배관에 손상을 줄 수 없기 때문에 현장에서는 측정할 수가 없었다.

냉방용량과 성능계수 측정시 실험오차는 Klein and McClintock<sup>(7)</sup>이 제안한 방법에 의하면, 평균적인 조건에서 각각 5.4%, 5.6%이다.

2.3 측정 결과

측정된 냉방용량과 소비전력을 Fig. 5에 나타내었다. 측정 간격은 1분이며, 시간에 따라 냉방부하와 외기온도가 변하기 때문에 냉동기로 유입되는 냉수와 냉각수의 온도가 변하게 된다. 이에 따라 냉동기가 부분부하 운전을 하거나 냉각탑이

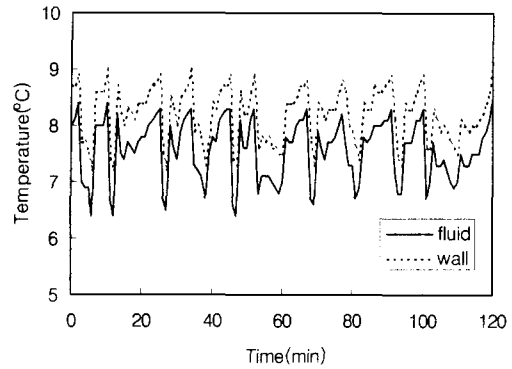


Fig. 2 Secondary fluid temperature at evaporator exit

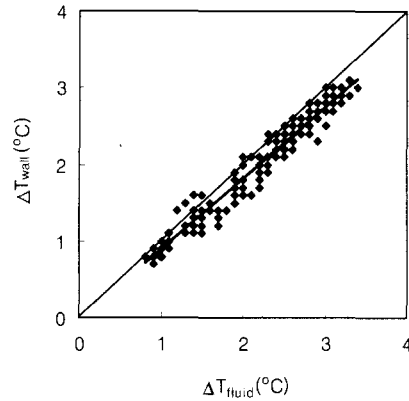


Fig. 3 Comparison of temperature differences between method 1 and 2

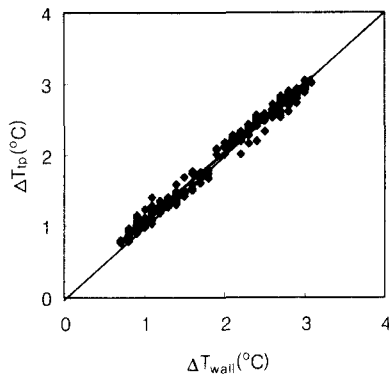


Fig. 4 Comparison of temperature differences between method 2 and 3

제어되므로, 냉방용량과 압축기 모터의 전력은 주기적인 변동을 보인다. 특히 본 냉동기는 냉방 부하에 비하여 용량이 커 많은 변동을 보인다. 따라서 1시간 간격으로 적분하여 시간평균한 값을 그 시각의 대표값으로 가정하였다.

대표적으로 하루동안의 냉동기 용량의 변동을 Fig. 6에 나타내었다. 외기온도가 상승하는 오후에 냉방부하가 크고, 기본적으로 연구동 내 실험실과 청정연구동이 가동되고 있어서 밤 늦게까지 냉방부하가 필요하다.

1월에서 9월까지의 월간 냉방부하와 압축기 전력소비량의 변화를 Fig. 7에 나타내었다. 외기온도가 높은 7월과 8월에 냉방부하가 급격히 증가하였으며, 외기온도가 15°C 이하인 4월까지도 냉방부하가 존재하는데, 이는 건물의 용도 특성에 기인한다. 냉동기의 성능자료로부터 건물 냉방부하의 월간특성과 냉방을 위해 필요한 전력량을 파악할 수 있다.

### 3. 전력소비량 예측

#### 3.1 성능계수-냉동용량과의 관계

본 연구의 목적 중 하나는 현장에서 최소의 측정부위와 실험자료로부터 성적계수를 예측하는 모델의 개발이다. 많은 경우 설치된 냉동기의 압축기나 열교환기의 자세한 사양이나, 성능자료가 존재하지 않으며, 냉동기의 개별적인 기기 특성이나 장기 운전에 따른 성능저하 등을 예측할 수 없다. 또한 실험자료도 실험실 규모의 실험장

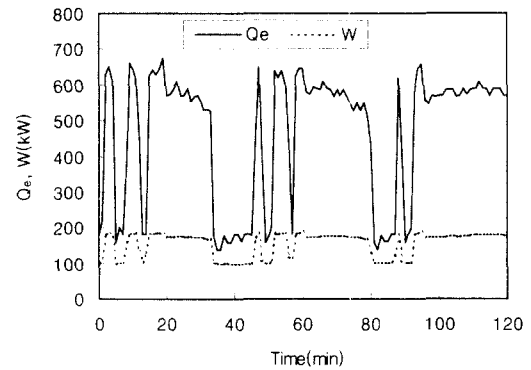


Fig. 5 Cooling capacity and compressor power consumption

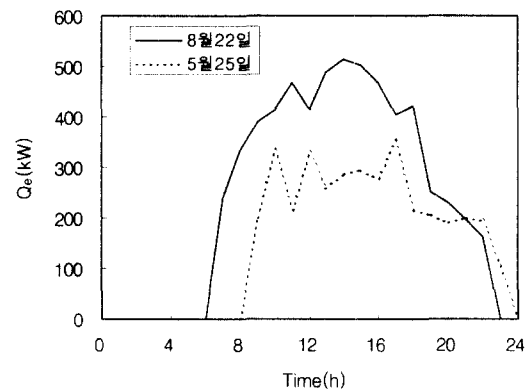


Fig. 6 Chiller capacity variation for 24 hours

치에서 임의의 조건을 바꾸어가며 구할 수 있는 것이 아니라 현재 작동중인 상태에서 부하와 대기 상태에 따라 냉동기의 작동점이 정해지므로 넓은 조건의 실험자료를 획득할 수 없는 경우가 많다.

따라서 현장에서 구한 실험자료로부터 적절한 모델링을 통하여 냉동기의 성능을 예측하는 것이 필요하다. 이 경우 냉동기의 사양을 고려한 모델은 사양자료와 실험자료의 부족으로 모델의 조율에 필요한 계수들의 적절한 값을 구할 수 없어 만족할만한 결과를 얻을 수 없다. 본 연구에서는 Chua et al.<sup>(8)</sup>의 연구에서 제시된 간단한 열역학 관계식을 이용한 모델을 사용하여 성능을 예측하고 있다.

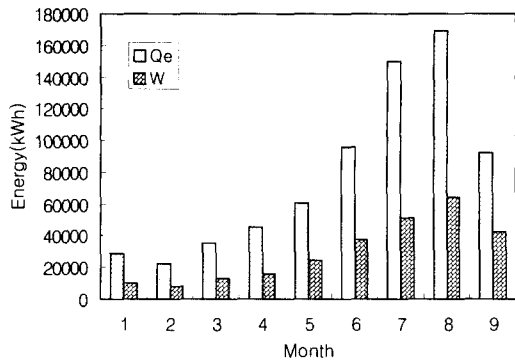


Fig. 7 Monthly cooling load and compressor power consumption

냉동시스템에 열역학 제1법칙을 적용하면 식 (1)과 같다. 실제 냉동시스템에서 외기와외의 열전달로 인한 열손실이 발생하나, 전체 냉동용량과 소비동력에 비하여 그 크기가 작으므로, 냉동기와 배관에서의 열손실은 무시하였다.

$$Q_c = Q_e + W \tag{1}$$

냉동시스템은 유체의 마찰과 열전달로 인한 비가역성이 발생하게 되는데, 전체 시스템에서 발생하는 비가역성의 50% 정도가 압축기에서 발생하며, 나머지는 응축기와 증발기에서 2차유체와의 열교환, 팽창밸브, 응축기와 증발기, 냉매 배관에서 압력강하로 인한 비가역성의 발생이 차지한다. 이 중 압력강하로 인한 비가역성의 발생은 무시할 수 있으며, 압축기에서 발생하는 비가역성과 응축기와 증발기에서 열원과의 열교환에 의한 비가역성이 대부분을 차지하게 된다.<sup>(9)</sup> 2차유체와의 열교환을 제외한 내부에서 발생하는 비가역성만을 고려하면 내부 생성엔트로피는 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{Q_c}{T_{cr}} - \frac{Q_e}{T_{er}} = \Delta S_{int} \tag{2}$$

냉매의 온도는 과열과 과냉영역으로 인하여 실제로는 일정하지 않으므로,  $T = \Delta h / \Delta s$ 의 관계를 이용하여 정의할 수 있으나, 응축기와 증발기에서 압력강하가 발생하고, 실험자료 처리를

용이하게 하기 위해 측정된 압력의 포화온도로 가정하였다.

응축기와 증발기에서 열전달 과정은 다음과 같이 나타낼 수 있으며,

$$Q_c = (mCE)_{cw} (T_{cr} - T_{cwi}) \tag{3}$$

$$Q_e = (mCE')_{ew} (T_{ewo} - T_{er}) \tag{4}$$

이때 열교환기 유용도  $E$ 는 냉매의 온도가 일정하므로 식 (5)와 같이 나타낼 수 있고,  $E'$ 은 식 (6)과 같이 정의된다.

$$E = 1 - \exp\left(-\frac{UA}{m_w C}\right) \tag{5}$$

$$E' = \frac{E}{1 - E} \tag{6}$$

식 (1)-(4)로부터 냉동기의 성능계수 COP =  $Q_e/W$ 는 식 (7)과 같이 유도된다.

$$\frac{1}{COP} = \frac{-1 + (R_c + X_c)(A_e + \Delta S_{int})}{1 - R_c(A_e + \Delta S_{int})} \tag{7}$$

$$R_c = \frac{1}{(mCE)_{cw}}, \quad R_e = \frac{1}{(mCE')_{ew}}$$

$$X_c = \frac{T_{cwi}}{Q_e}, \quad X_e = \frac{T_{ewo}}{Q_e}$$

$$A_e = \frac{1}{X_e - R_e}$$

식 (3)과 (4)를 다시 정리하면,

$$(mCE)_{cw} = \left(\frac{Q}{\Delta T_{max}}\right)_c \tag{8}$$

$$(mCE')_{ew} = \left(\frac{Q}{\Delta T_{min}}\right)_e \tag{9}$$

와 같다. 여기서  $\Delta T_{max}$ 와  $\Delta T_{min}$ 은 각각 냉매와 2차유체 간의 최대온도차와 최소온도차를 의미한다.

식 (8), (9)를 이용하여, 식 (7)을 근사적으로 정리해보면 다음과 같은 관계를 얻을 수 있다.

$$\frac{1}{COP} \approx -1 + \left( \frac{T_{cwi}}{T_{ewo}} \right) + \frac{T_{cwi} \Delta S_{int}}{Q_e} \quad (10)$$

왕복동식 칠러의 경우 냉동기의 냉동용량과 성능계수는 냉매의 응축, 증발온도의 함수로 주어지고, 따라서 내부 생성엔트로피 또한 응축과 증발 온도의 함수로서 가정할 수 있다. 하지만 터보냉동기의 경우 동일한 응축과 증발온도에서 IGV의 조절에 의한 냉동용량의 제어가 가능하고, 성능계수 또한 냉방용량에 따라 다른 값을 가진다.

내부 비가역성은 유체의 마찰로 발생하는 것으로 유체유량이 증가할수록 즉 냉방용량이 증가할수록 커질 것이다. Chua et al.<sup>(6)</sup>의 실험자료의 분석에서도 응축과 증발 온도보다 응축온도보다는 냉동용량의 변화에 따른 비가역성의 변화가 큼을 확인할 수 있다. 예를 들어 11°C의 응축기 2차유체 온도 변화에 대해 최대와 최소  $\Delta S_{int}$ 가 약 3% 정도인 반면 냉방용량이 9~13 kW 변화시 9% 차를 보였다.

실제 터보냉동기는 증발기 2차유체인 냉수의 출구온도를 일정하게 유지하도록 용량이 제어되고, 응축기 2차유체인 냉각수 입구온도는 냉각탑에서 방출열량이 제어되어 냉방용량에 따라 일정하게 유지된다.<sup>(10)</sup> 따라서 내부 생성엔트로피는 냉방용량에 대하여 비례관계를 가진다고 가정하였다.

또한 식 (10)의 근사과정에서 무시된 응축기와 증발기에서 열원과의 열전달에 의해 발생하는 비가역성도 전달열량에 비례하므로, 비가역성은 냉동용량에 비례하여 증가한다. 따라서 식 (10)의 내부비가역성대신 냉동시스템 전체의 생성엔트로피로 가정하고, 전체 생성엔트로피가 냉방용량에 선형적인 비례관계를 가정하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{1}{COP} = -1 + \left( \frac{T_{cwi}}{T_{ewo}} \right) + C_1 T_{cwi} + C_2 \frac{T_{cwi}}{Q_e} \quad (11)$$

본 연구의 터보냉동기의 2차유체 온도의 변화와 냉방용량의 변화를 나타낸 Fig. 2와 5와 같이 실제의 운전상태는 비정상상태의 운전이 대부분

을 차지함을 알 수 있다. 그러나 1시간 간격으로 적분하여 시간 평균한 값을 그 시각의 대표값으로 생각하여 부분부하 운전시의 냉방용량과 성능계수와와의 관계를 구할 수 있다. 모델의 필요한 계수를 구하기 위해 8월 중 5일간의 69점의 실험 자료를 이용하였고, Table 1에 결과를 나타내었다. 측정값으로 구한 계수  $C_1$ 과  $C_2$ 는 현장에서 운전 중인 냉동기의 성능 특성을 나타내는 값으로 냉동기마다 다른 값을 가진다.

Fig. 7에서 부하가 가장 작은 2월의 경우 최대 부하의 8월에 비해 13% 정도의 냉방용량이 필요하다. 실제로 1월에서 5월까지의 건물내 냉방부하가 냉동기의 최소 부분부하보다 작기 때문에 냉동기가 연속운전이 아니라 단속운전하게 된다.

이 경우 냉동기의 과도운전과 2차유체의 온도 변화가 심하여 정상상태 운전 모델로는 성능계수와 냉동용량과의 관계를 구할 수 없다.<sup>(11)</sup> 따라서 6월에서 9월까지의 성능데이터 중 초기의 냉동기 시동시와 정지시의 자료를 제외한 488점의 실험 자료로부터 식 (11)을 이용하여 성능계수를 예측한 결과를 실험치와 비교하여 Fig. 8에 나타내었다. 정상상태가 아닌 주기적인 준정상운전상태에서도 성능계수를 5% 내의 오차에서 잘 예측할 수 있었고, 실험 대상 냉동기의 냉방용량에 대한 전력소비량 예측에 사용할 수 있다.

예를 들어 냉수출구온도가 7°C, 냉수입구온도가 32°C의 조건에서 냉방용량에 따른 냉동기의 성능을 식 (11)를 이용하여 Table 2와 같이 예측할 수 있다.

Table 1 Coefficients of Eq. (11)

Coefficient	Unit	Value
$C_1$	$K^{-1}$	3.1503E-4
$C_2$	kW/K	0.2323

Table 2 Performance prediction using Eq. (11)

Load(%)	$Q_e$ (kW)	$W$ (kW)	COP	kW/RT
25	175.8	103.5	1.70	2.07
50	351.6	136.1	2.58	1.36
75	527.4	168.7	3.13	1.12
100	703.2	201.2	3.49	1.01

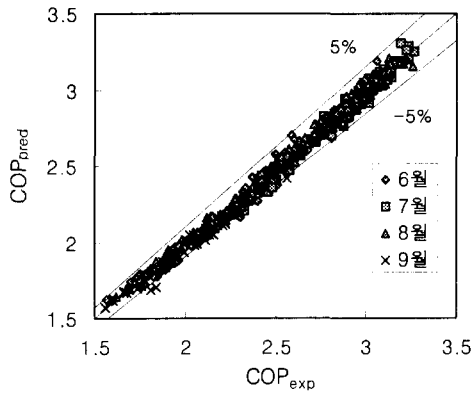


Fig. 8 Prediction of COPs using Eq. (11)

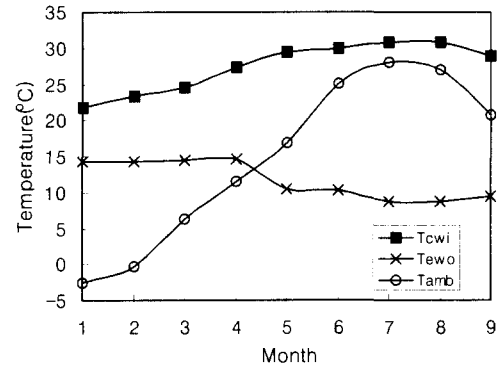


Fig. 9 Average temperature of secondary fluid and ambient air

3.2 분석

Fig. 9는 1월에서 9월까지의 월별 평균 냉수입 구온도, 냉각수 출구온도, 외기온도이다. 대상 건물의 경우 외기온이 낮아 건물내에 냉방이 필요하지 않은 1월에서 4월까지도 건물내 청정연구실의 운전을 위한 제습과 냉방부하처리, 기기의 냉각수 공급을 위해 냉동기의 가동이 필요하다. 월별 총 냉동용량과 압축기 소비전력으로부터 성능계수를 구해보면 Fig. 10과 같다.

부분부하 운전시 냉동기의 성능계수가 저하되고, 특히 1월에서 4월까지의 구간에서는 냉동기가 단속운전을 하므로 성능계수가 낮을 것으로 예상되지만 오히려 하절기보다 성능계수가 높았다. 이는 낮은 외기온도로 응축기 2차유체의 입구온도가 낮고, 냉방부하가 작아 증발기 2차유체의 온도가 높기 때문이다. 5월 이후 냉방부하의 증가로 정상운전이 되어, 1~4월에 비해 증발기 2차유체의 온도가 낮아진다. 5월과 9월의 경우 7, 8월에 비해 냉수의 온도가 높고, 냉각수의 온도는 낮으나, 부분부하 운전시간이 많아져 낮은 성능계수를 보인다.

2차유체의 온도와 냉동기의 단속운전이 없는 주기적인 준정상상태운전으로 약 30% 이상의 부분부하운전을 하는 경우에는 냉동용량과 성능계수간의 관계를 실험적으로 식 (11)과 같이 구하여 이용할 수 있으나, 냉동기의 초기 시동이 중요한 단속운전과 2차유체의 온도변화가 심한 경우 냉동기의 정확한 소비전력분석을 위해서는 비정상상태 모델의 개발이 필요하다고 여겨진다.

냉동기의 운전형태를 알아보기 위해 6월에서 9

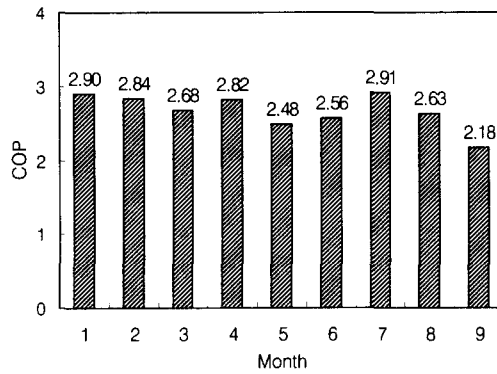


Fig. 10 Average monthly COP

월까지 운전데이터중 냉동기가 연속 운전될 때 냉동기 부하별 운전시간비를 Fig. 11에 나타내었다.

50% 이하의 부분부하운전이 총 운전시간의 50% 정도를 차지함을 알 수 있고, 특히 9월의 경우 전부하의 50% 이하의 부분부하 운전이 차지하는 비중이 커 낮은 성능계수를 보였다.

측정 결과를 이용한 에너지 절감방안의 하나로 현재의 200 RT 냉동기 대신에 100 RT 냉동기 2대를 설치하여 운전할 경우에 대한 월별 냉동기 소비전력 감소율을 계산하여 Fig. 12에 나타내었다.

100 RT 냉동기의 냉동용량 대 성능계수의 관계는 본 연구의 200 RT 냉동기의 실험식을 이용하여 용량만 1/2로 줄었다고 가정한 성능계수를 사용하였다. 6월에서 9월까지의 전체 에너지 절

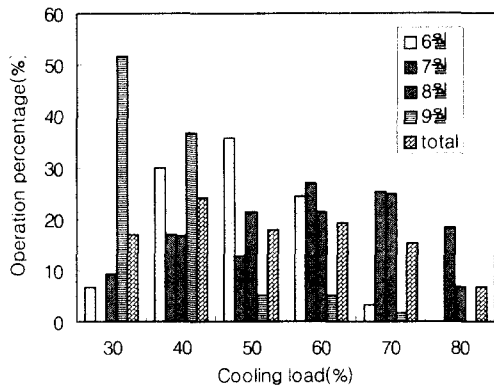


Fig. 11 Operation percentage

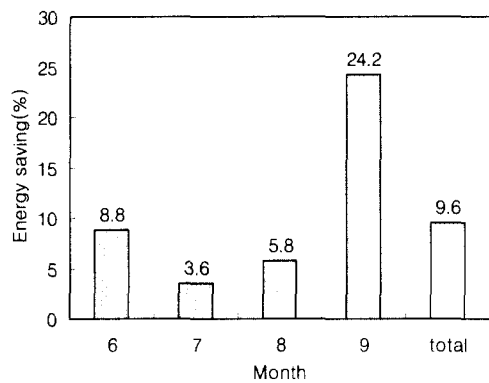


Fig. 12 Energy saving by adopting 2 chillers

감율은 9.6%이다. 특히 9월의 에너지 절감율이 큰 이유는 냉동부하 분석에서 알 수 있듯이 50% 이하의 부분부하운전 시간이 길기 때문에 냉동기 대수제어의 이점을 최대한 얻을 수 있기 때문이다.

#### 4. 결론

중대형건물의 공조시스템의 열원장치로 많이 사용되는 터보냉동기의 성능실험과 분석을 수행하였다. 현장에 설치된 터보냉동기의 성능실험을 위해 측정하는 외벽면 온도는 현장 상황에 따라 오차가 발생할 수 있음을 보였다.

본 연구 대상의 냉동기는 50% 이하의 부분부하 운전시간이 50% 이상 차지하였고, 냉동용량, 압축기 소비전력 등이 주기적으로 변하는 준정상

상태의 운전형태를 보였다. 이와 같은 운전형태의 냉동기는 일반적인 정상상태 모델로는 해석이 가능하지 않으므로 주기적인 준정상상태 결과를 1시간 간격의 적분값을 이용하여 정상상태 모델로 변환하였고, 냉수 출구온도, 냉각수 입구온도, 냉동용량으로 성능계수를 예측할 수 있는 상관식을 제시하였다.

냉동용량 실험결과 분석을 통해 공조장치의 부하특성과 에너지 절약방안의 연구를 위한 기초자료로 사용될 수 있음을 보였다. 본 연구는 현장 성능 측정이 어려운 대용량의 냉동기를 현장에서 성능을 분석하는데 활용할 수 있다.

#### 후 기

본 연구는 과학기술부 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)과 에너지관리공단 에너지절약기술개발사업의 지원으로 수행되었습니다.

#### 참고문헌

- (1) Browne, M. W. and Bansal, P. K., 1998, "Steady-State Model of Centrifugal Liquid Chillers," *Int. J. Refrig.*, Vol. 21, No. 5, pp. 343-358.
- (2) Gordon, J. M., Ng K. C., and Chua, H. T., 1995, "Centrifugal Chillers: Thermodynamic Modelling and a Diagnostic Case Study," *Int. J. Refrig.*, Vol. 18, No. 4, pp. 253-257.
- (3) Ng, K. C., Bong, T. Y., and Chua, H. T., 1994, "Performance Evaluation of Centrifugal Chillers in an Air-Conditioning Plant with the Building Automation System(BAS)," *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, Vol. 208, pp. 249-255.
- (4) Beyene A., Guven, H., Jawdat Z., and Lowrey, P., 1994, "Conventional Chiller Performances Simulation and Field Data," *Int. J. Energy Research*, Vol. 18, pp. 391-399.
- (5) 오형우, 정명균, 김재원, 1999, "원심형 임펠러에 대한 이구역 모델링," 대한기계학회 논문집 B, 제23권 9호, pp. 1129-1138.
- (6) 윤성호, 백제현, 2000, "두영역 모델과 직렬두



- 요소 모델의 변수에 의한 원심 압축기 탈설계 성능의 민감도분석,” 대한기계학회 논문집 B, 제 24권 6호, pp. 834~844.
- (7) Klein, S. J. and McClintock, F. A., 1953, “Describing Uncertainties in Single Sample Experiments,” *Mech. Eng.*, Vol. 75, pp. 3~8.
- (8) Chua, H. T., Ng, K. C., Gordon, J. M., 1996, “Experimental Study of the Fundamental Properties of Reciprocating Chillers and Their Relation to Thermodynamic Modeling and Chiller Design,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, No. 11, pp. 2195~2204.
- (9) Liang, H., Kurhn, T. H., 1991, “Irreversibility Analysis of a Water-to-Water Mechanical-compression Heat Pump,” *Energy*, Vol. 16, No. 6, pp. 883~896.
- (10) Air-Conditioning and Refrigeration Institute, 1998, Standard 550/590: Water Chilling Packages Using the Vapor Compression Cycle, Arlington, VA.
- (11) Browne, M. W. and Bansal, P. K., 2000, “Modelling of In-situ Liquid Chillers,” *Proceedings of the 2000 International Refrigeration Conference at Purdue*, pp. 425~432.