

# 터보냉동기를 위한 실용적 모델링과 PI 제어기 설계

## Practical Modeling and PI Controller Design for Centrifugal Water Chillers

정석권(Seok-Kwon Jeong)<sup>1\*</sup>, 한성준(Sung-Joon Han)<sup>2</sup>, 정영미(Young-Mi Jung)<sup>1</sup>

<sup>1</sup>부경대학교 냉동공조공학과, <sup>2</sup>하이에어코리아(주) 기술연구소

<sup>1</sup>Dept. of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, Pukyong National University, Busan, 600-737, Korea

<sup>2</sup>Hi Air Korea R&D Center, Busan, 621-881, Korea

(Received November 24, 2014; revision received January 30, 2015; Accepted: February 9, 2015)

**Abstract** This paper describes the PI controller design based on a practical transfer function model for centrifugal water chillers. The rotational speed of a compressor and the opening angle of an electronic expansion valve were simultaneously regulated as manipulated variables to maintain temperature reference and to ensure high efficiency of the chiller. The COP according to the change in each variable was investigated by performing some static experiments, and it was reflected in the PI controller design to accomplish the high efficiency control. Especially, the practical transfer function model of the chiller was built based on the dynamic experimental data considering the strong inherent non-linearity and complexity of the chiller system. The validity of the designed PI controller was proven by some experimental results using the test facility and the results were also compared to the conventional evaporating pressure control results.

**Key words** Centrifugal water chiller(터보냉동기), Capacity control(용량제어), PI control(PI제어), Practical model(실용 모델), Evaporating pressure control(증발압력제어)

\* Corresponding author, E-mail: skjeong@pknu.ac.kr

### 기호설명

$C_i$	: PI 제어기
$G_c$	: 압축기의 전달함수
$G_e$	: 전자팽창밸브의 전달함수
$T_1$	: 냉수출구온도(°C)
$T_s$	: 냉수출구온도와 포화증발온도의 차(°C)
$K_p$	: 비례게인
$K_i$	: 적분게인
$D_e$	: 압축기 회전수 지령값(demand, %)
$V_o$	: 밸브 개도 지령값(%)
$s$	: 복소변수(complex variable)

### 1. 서 론

원심식 압축기의 고속 회전력을 이용한 터보냉동기는 압축효율이 높아 단위 체적당 압축용량이 크므로 대용량 냉동기로 주로 사용된다. 이런 까닭에 터보냉동기는 일정 기저부하를 갖는 상업용 건물이나 대형 빌딩의 중앙공조용, 또는 산업용 원전 및 발전 플랜트의 냉각수 냉각용으로 널리 사용되고 있다. 대형 건물

의 경우 계절별, 시간대별 부하 변동률이 크고, 전부하(full load) 상태의 운전 시간이 전체 운전 시간에서 차지하는 비중이 작기 때문에 터보냉동기는 전부하 시의 효율뿐만 아니라 부분부하 시의 효율도 매우 중요하다.<sup>(1)</sup> 따라서, 터보냉동기 운전에서는 넓은 부하 영역에 걸쳐 고효율 운전이 가능한 용량제어 기술이 사용되고 있다. 부분 부하에 대응하는 대표적 용량제어법은 대수제어법으로 터보냉동기의 압축기들을 병렬로 연결하여 운전한다.<sup>(2)</sup> 실제로 터보냉동기 제어는 압축기 구동 모터 제어와 냉동기 시스템의 제어 기술이 동시에 요구된다. 압축기 구동 모터인 AC 모터 제어는 벡터제어, 센서리스제어, PWM 제어 기술 등 전력전자 기술을 요하며, 모터의 특성을 고려한 모터의 안전성 확보가 엄격히 요구되기 때문에 압축기 제작회사에서 주로 담당한다.<sup>(3)</sup> 냉동기 시스템 제어는 단일 냉동기의 용량제어를 포함, 복수 압축기 대수제어 등을 냉동기 제작회사에서 설계하게 되며 본 연구에서는 이 부분을 다룬다.

단일 터보냉동기 운전 시의 전통적인 용량제어 방법으로는 압축기의 IGV(Inlet Guide Vane) 각도나 전자팽창밸브(EEV)의 개도량 조절을 통해 압축기의 유량을 제어한다. 최근에는 인버터를 이용한 압축기 가변속(vari-

able speed compressor) 제어 기술의 적용이 늘어나는 추세이다.<sup>(2)</sup> 압축기 가변속 제어에 관련한 연구로는 소용량의 단일 공조기 제어나 증기압축식 기본 냉동사이클을 대상으로 상태공간 모델에 기반한 현대제어 이론을 적용한 연구들은 다수 있으나 모델링 과정이 지나치게 복잡하고, 고차여서 실용성이 현저히 떨어진다.<sup>(4,6)</sup> 실용적 전달함수 모델에 기반한 PID 제어의 적용 사례들도 다수 존재하지만 소용량의 증기압축식 냉동사이클을 대상으로 한 것일 뿐,<sup>(7,8)</sup> 터보냉동기나 대수제어를 위한 복수 대의 압축기를 갖는 터보냉동기 시스템의 모델링과 제어기 설계 연구 사례는 찾아보기가 어렵다. 특히 대용량의 경우는 긴 냉매 배관 길이로 인한 부동작 시간(dead time)을 고려해야 하며, 동시에 모델의 비선형성도 증가한다. 더구나 복수 대의 압축기를 갖는 시스템은 제어기 설계를 위한 모델링 자체가 용이하지 않다.

본 연구에서는 이러한 점에 주목하여 터보냉동기의 고효율 용량제어를 위한 실용적 전달함수 모델링과 이에 기반한 PI 제어기 설계법을 검토하였다. 시험용 터보냉동기는 대용량이며, 증발기는 만액식, 압축기는 자기부상(magnetic levitation; MagLev) 방식을 대상으로 하였다. 열평형 상태에서 섭동법을 적용한 실험을 통해 실용적인 전달함수 모델을 구하고, Matlab(이하 매트랩) 튜너를 통해 PI 제어기의 게인을 설계하였다. 이렇게 설계된 제어기의 성능을 실험을 통해 분석하고 기존의 제어 방식인 증발압력제어의 실험 결과와 비교함으로써 제안한 제어기 설계법의 타당성을 검증하였다.

## 2. 증발압력제어와 PI 제어

### 2.1 증발압력제어 원리

증발압력(Evaporating Pressure; EP)제어는 냉동기의 일반적인 제어법으로 압축기의 흡입측 압력이 일정 영역에서 운전되게 함으로써 압축기의 용량을 제어한다. 이 방식은 냉수출구온도에 상응하는 냉매의 포화증발압력을 기준으로 압축기의 회전수 지령값  $D_e$ 를 식(1)과 같이 조절한다.

$$D_e(k+1) = D_e(k) \pm M \quad (1)$$

여기서,  $k$ 는 샘플링 시간,  $M$ 은 샘플링 시간당 압축기 회전수 지령값의 증·감 크기(%)를 나타낸다.

Fig. 1은 냉매 R134a를 기준으로 한 EP 제어의 개념도이다. 증발압력이 상한값 2.1 bar 이상이면 압축기의 회전수 지령값을 매 샘플링마다  $M$ 만큼 증가(+)시키고, 흡입압력이 하한값 1.9 bar 이하이면  $M$ 만큼 감소(-)시킨다. 그리고 중립대(N.Z; Neutral Zone)에서는 현재의

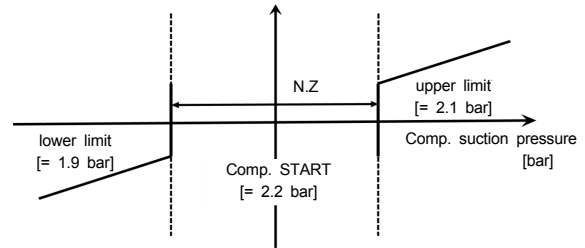


Fig. 1 Conceptual diagram of evaporating pressure control.

지령값을 그대로 유지하도록 제어한다. 증발압력 설정값은 설정온도에 따른 냉매의 물성표를 참조하여 정한다. 중립대의 간극과  $M$ 의 크기는 요구되는 제어량의 응답 성능과 제어장치의 CPU 능력 등을 고려하여 설계한다.

### 2.2 PI 제어기 설계

PI 제어기는 설계의 간편성과 양호한 제어 성능으로 인해 다양한 분야에서 널리 사용되고 있다. PI 제어기 설계는 제어대상을 선형시불변(LTI) 시스템으로 모델링하고, 안정성과 설계사양이 만족되도록 제어기의 게인을 적절히 선정하게 된다. 터보냉동기의 경우, 이론적 해석에 의한 제어대상의 LTI 모델 획득이 쉽지 않고, 또한 지나치게 엄밀한 고차의 모델은 현장 적용이 용이하지 않다.

따라서 본 연구에서는 터보냉동기에서 실제로 제어해야 할 제어량과 직접적으로 조작 가능한 조작변수에 주목하여 섭동법으로 실용적인 전달함수 모델을 구한다. 본 연구에서 터보냉동기의 전달함수는 제어량을 증발기측 냉수출구온도  $T_1$ 과 냉수출구온도와 포화증발온도의 차이  $T_s$ 로 설정하고, 이들의 조작변수로는 압축기의 회전수 지령  $D_e$ 와 EEV의 밸브 개도 지령  $V_o$ 로부터 식(2)와 같이 구한다.

$$\begin{bmatrix} \delta T_1 \\ \delta T_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta D_e \\ \delta V_o \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서  $k_{ij}(i, j = 1, 2)$ 와  $\tau_{ij}$ 는 전달함수의 특성값으로 DC 게인과 시정수(time constant)를 각각 의미한다. 식(2)와 같이 전달함수를 가정한 것은 냉동사이클의 입·출력 간의 동특성 응답이 실제로 무시 가능한 짧은 부동작 시간을 갖는 전형적인 1차 요소(1st order system)로 나타나기 때문이다.<sup>(7-9)</sup> 또한 식(2)에는 간섭항의 전달함수도 포함되어 있지만 실제 실험 시에는 이

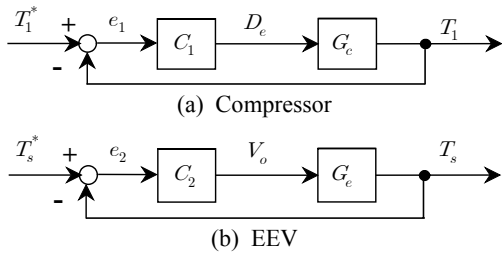


Fig. 2 Block diagram for PI feedback control.

들 전달함수들을 배제하여  $k_{ij} = \tau_{ij}(i \neq j) = 0$ 로 하였다. 이는 간섭항의 전달함수를 실험으로 구하더라도 PI 제어기로는 이들의 간섭 영향을 효과적으로 상쇄시킬 수 있는 제어 로직을 설계하기가 사실상 어렵기 때문이다.

Fig. 2는 압축기의 회전수 지령값  $D_e$ , EEV의 밸브 개도 지령값  $V_o$ 를 통해  $T_1$ 과  $T_s$ 를 제어하는 PI 피드백 제어 시스템의 블록선도이다. 본 연구에서는 터보냉동기 시스템이 비교적 큰 시정수를 갖고 있어서 PID의 D (Derivative; 미분)제어기의 영향이 그다지 크지 않은 점을 고려, 제어기  $C_i(i=1, 2)$ 를 식(3)과 같이 PI 제어기만으로 구성하였다.

$$C_i(s) = K_p + \frac{K_i}{s} \quad (3)$$

결국, 터보냉동기의 PI 제어기 설계는 실험을 통해 식(2)와 같이 실용적인 전달함수를 구한 후, 이 모델에 근거하여 식(3)의 PI 제어기의 게인값  $K_p$ ,  $K_i$ 를 결정하는 문제로 귀착된다. 게인 결정은 매트랩 튜너를 이용하거나<sup>(7)</sup>, 최적 평가함수에 의한 설계법<sup>(8)</sup> 등이 있으나 본 연구에서는 설계의 용이성, 현장 적용성 등을 고려, 전자를 사용하였다. 게인 설계 시에는 두 제어변수  $T_1$ 과  $T_s$ 의 오버슈트와 정착시간을 주로 고려하였다. 그림에서 위첨자 ‘\*’는 지령값을 나타내며, 피드백 루프를 통해 실시간으로 연산된 제어오차  $e_i$ 를 0으로 만들기 위해 필요한 조작량  $D_e$ 와  $V_o$ 를 PI 제어기인  $C_i$ 에서 생성하게 된다.

### 3. 실험 방법

#### 3.1 실험 장치

AHRI(Air conditioning, Heating and Refrigeration Institute) 기준에 따라 설계 및 제작된 터보냉동기 실험 장치의 세부 사양을 Table 1에, 실험 시의 주요 조건을 Table 2에 각각 정리하였다.

Table 1 Specifications of the test unit

Item	Note
Cooling capacity [kW]	1820
Power consumption [kW]	400
Chilled water temp., in/out [°C]	12.2/6.7
Cooling water temp., in/out [°C]	29.4/35

Table 2 Experimental conditions

Item	Note
Chilled water flow rate [CMH]	280.8
Cooling water flow rate [CMH]	337.1
Target temperature $T_1$ [°C]	6.7
Sampling time [sec]	0.2

Fig. 3은 터보냉동기 실험 장치의 개략도이다. 최대 500 RT와 1300 RT에 대한 성능 실험이 가능하도록 설계 제작되었고, 냉매는 R134a를 사용하였다. 총 4대의 원심식 압축기를 가지며, 압축기 2대당 EEV 하나가 한 조로 구성되어 있다.

증발기는 만액식, 응축기는 수냉식(water cooled type)이며 압축기 모터는 영구자석동기모터(PMSM)로써 축은 MagLev 방식으로 구동된다. 터보냉동기의 제어장치는 PLC(Programmable Logic Controller), 압축기 회전수 제어장치로는 전용 인버터, EEV 제어장치로는 자기

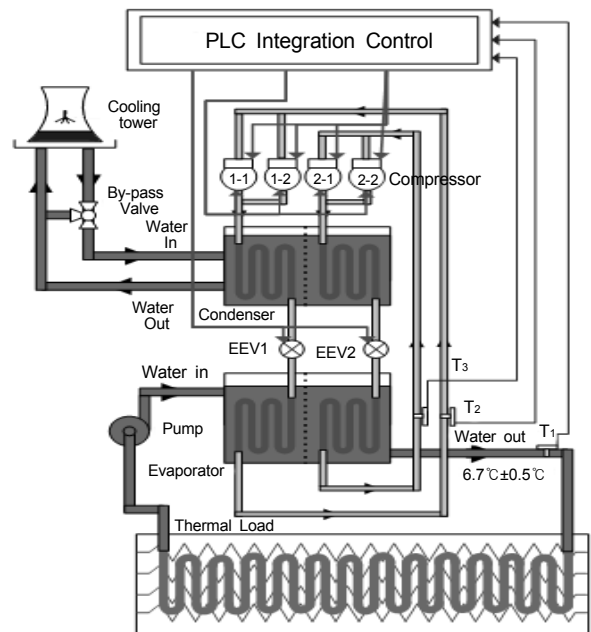


Fig. 3 Experimental system with a controller.

비례(proportional magnet)방식의 드라이브를 각각 사용하였다. 열 부하는 냉각수 탱크와 냉수 탱크의 물을 유량제어를 통해 혼합시킴으로써 냉수입구온도를 12.2°C로 일정하게 유지하였다. 제어량인 냉수출구온도  $T_1$ 의 지령값은 미국 냉동협회규격<sup>(1)</sup>에 규정된 6.7°C,  $T_s$ 는 EEV에 대한 정특성 실험을 통해 최대 COP를 보장하는 값인 4.5°C 및 4°C로 각각 설정하였다. 온도센서는 분해능 0.1°C의 T-type 열전대(thermocouple)와 분해능 0.01°C의 PT-1000을 Fig. 3에서와 같이 증발기 출구, 냉수 출구 측에 각각 설치하여 실시간 계측 후 PLC로 전송하였다. 제어 목표로는  $T_1$ 과  $T_s$ 의 과도 특성 지표인 오버슈트와 정착시간, 그리고 정상 특성 지표인 정상상태오차를 최소화 하는 것으로 정하였다. 한편, EP 제어 시  $M$ 의 값은 1로 하였다.

### 3.2 실험 방법

우선 정특성 실험을 통해 압축기 회전수 및 EEV 개도 지령값에 대한 COP 변화를 조사하였다. 다음으로 식(1)과 같이 각 조작량 변동에 대한 제어량의 변동을 구하는 섭동법에 의해 실용적인 전달함수를 구하였다. 이때 두 조작량  $D_e$ 와  $V_o$  가운데 주 조작량이 아닌 다른 한 조작변수의 값은 정특성 실험 데이터에 근거하여 COP를 최대로 하는 값으로 고정시켰다. 마지막으로 이렇게 구한 전달함수에 근거하여 매트랩으로 설계 사양을 만족하는 제어기의 게인을 구하고 이 값들을 이용, 기동실험과 지령값 변경 실험을 통해 제어 성능을 평가하였다. 제어 결과를 EP 제어 결과와 비교하여 제안한 PI 제어기의 타당성을 검증하였다.

Fig. 4는 압축기 회전수와 EEV의 적절한 지령값을 확인하기 위한 정특성 실험 결과이다.  $D_e$ 와  $V_o$ 가 설계된 냉동용량 1820 kW를 동시에 만족하는 지령값은 모두 90% 이상의 구간에 있음을 알 수 있다.

Fig. 5는 지령값  $D_e$ ,  $V_o$ 와 COP 관계를 나타낸다. COP는  $D_e$ 가 낮을수록  $V_o$ 가 높을수록 높은 경향을 보이지만, 80~100% 구간에서는 거의 동일한 COP를 보였다. 이들 값을 토대로 냉동기 모델링을 위한 동특성 실험에서는  $D_e$  조작으로  $T_1$ 의 응답을 구할 경우의  $V_o$  값과,  $V_o$  조작으로  $T_s$ 의 응답을 구할 경우의  $D_e$ 의 값은 모두 90%로 고정하였다. 고효율 운전을 위한  $T_s$ 의 설정값도 정특성 실험을 통해 구했으며, EEV1과 EEV2에 대해 실험한 결과  $T_{s1} = 4.5^\circ\text{C}$ ,  $T_{s2} = 4.0^\circ\text{C}$ 로 각각 나타났다.

이상의 값들은 동특성 실험을 위한 최적 설정값으로 냉동기의 설계용량 1820 kW와 최대 COP 조건을 동시에 만족시키는 값을 알 수 있다.

Fig. 6은 압축기 및 EEV의 실용적인 전달함수 모델

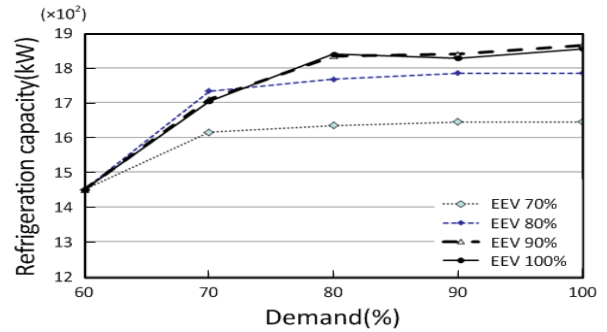


Fig. 4 Refrigeration capacity versus demand.

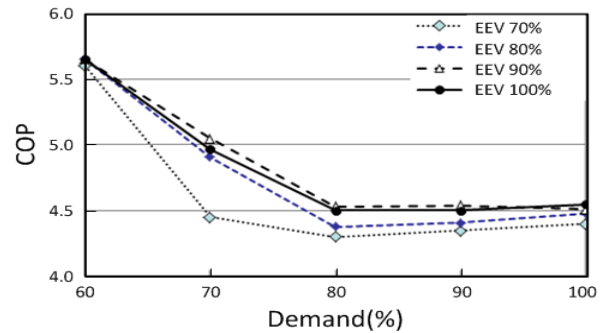


Fig. 5 COP versus demand.

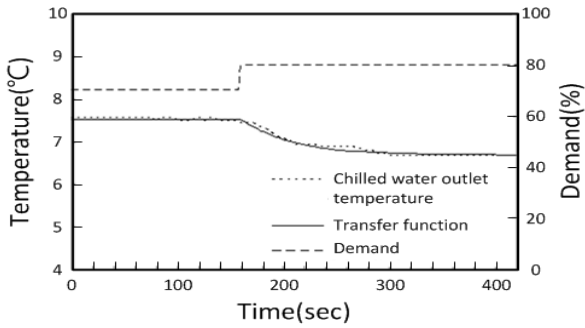
Table 3 Identified characteristic parameters

Parameter	$G_c$	$G_e$
DC gain $k_{ii}$	-0.07	-0.16
Time constant $\tau_{ij}$ [sec]	62	142

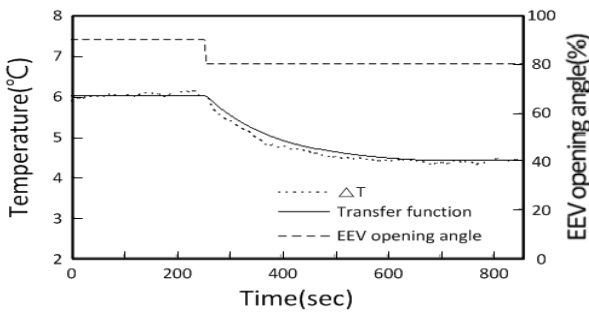
링을 위해 조작량  $D_e$ 와  $V_o$ 를 스텝 형태로 인가했을 때의  $T_1$ 과  $T_s$ ( $\Delta T$ )의 동특성 응답의 예이다. 이들을 통해 동정된 식(1)의 전달함수의 특성 파라미터 값들은 Table 3과 같다.

실험용 터보냉동기 시스템은 압축기 4대와 EEV 2대로 구성되어 있다. Table 3의 특성 파라미터 값들은 이들 압축기와 EEV 각각의 전달함수를 모두 구한 뒤, 동정된 각각의 파라미터 값들을 평균하여 구하였다. 또한 이 값들을 통해 모델링된 전달함수(transfer function)에 의한 시뮬레이션의 응답도 실제 응답과의 비교를 위해 Fig. 6에 동시에 나타내었다. 이 결과들로부터 모델링된 전달함수는 실제 시스템의 응답을 잘 반영하고 있음을 알 수 있다.

식(3)의 PI 게인값들은 Table 3과 같이 구해진 전달함수에 근거하여 매트랩을 통해 압축기의 경우  $K_p = 2.48$ ,  $K_i = 0.23$ , EEV의 경우  $K_p = 1.14$ ,  $K_i = 0.05$ 로 구해졌다. PI 게인 결정 시에는 위상여유 60°의 조건 하에서 설계사양으로 오버슈트 10% 이내의 조건과 정



(a) Compressor



(b) EEV

Fig. 6 Step responses of a compressor and an EEV for practical modeling.

착시간을 각각 고려하였다.

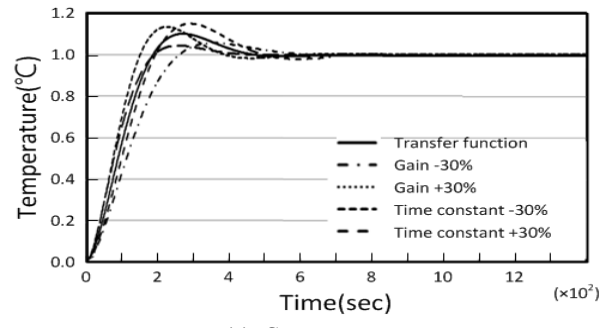
Table 3의 특성 파라미터 값들은 모델링 오차, 전달 함수의 특성값 계산 시의 평균 오차 등으로 인해 제어 대상 모델의 실제값과는 차이가 존재한다. 이처럼 모델의 불확실성이 존재하더라도 설계한 PI 제어기의 계인은 원하는 설계사양을 만족해야만 한다.

Fig. 7은 특성 파라미터들의 실제값이 모델링 값과  $\pm 30\%$  상이함을 전제로 한 인디셜 응답 시뮬레이션 결과이다. 본 연구에서 설계한 계인은 모델링 오차가  $\pm 30\%$  존재하는 경우에도 제어기 설계사양인 오버슈트 10% 정도에서 제어량인  $T_1$ 과  $T_s$ 의 정착시간 및 설정값들을 엄밀하게 만족시키고 있음을 알 수 있다.

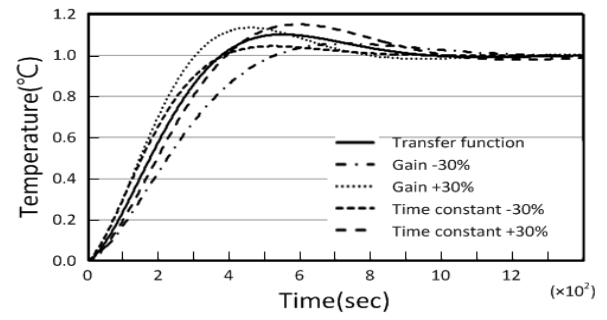
#### 4. 실험 결과

설계한 PI 제어기의 성능은 기동실험과 지령값 변경 실험을 통해 확인하였다. 또한 EP 제어 실험 결과와의 비교를 통해 그 성능을 비교 분석하였다.

Fig. 8은 EP 제어 및 PI 제어 두 방식에 의한 기동실험 시의 냉수출구온도 응답 및 지령값이다. Fig. 8(a), Fig. 8(b)에서 위쪽은  $T_1$ 의 응답, 그리고 아래쪽은 조작량  $D_e$ 를 각각 나타내고 있다. Fig. 8에서 압축기 제어 시의  $T_1$ 의 정상상태오차는 EP 제어의 경우  $\pm 0.2^\circ\text{C}$ ,



(a) Compressor



(b) EEV

Fig. 7 Indicial response in the case of system parameter variation of 30%.

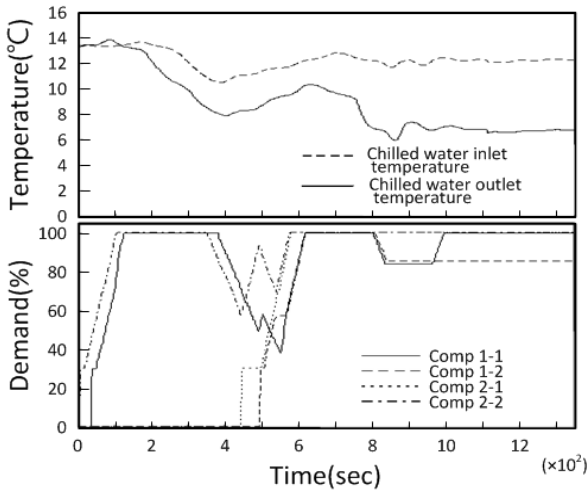
PI 제어의 경우는  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 로 각각 나타났다. 정착시간은 EP 제어의 경우 900 sec, PI 제어의 경우 800 sec로 각각 나타나 PI 제어의 경우가 EP 제어에 비해 과도 및 정상 특성 모두 우수한 것으로 나타났다.

Fig. 9는 EP 및 PI 제어에 의한 기동실험 시, EEV 제어를 통한  $T_s$ 의 응답 예이다. Fig. 9(a), Fig. 9(b)에서 위쪽은  $T_s$  응답, 아래쪽은 조작량  $V_e$ 를 각각 나타내고 있다. 정상상태오차는 두 제어법에서 거의 동일하였고, 정착시간은 PI 제어가 설정 대기시간 300초를 제외하면 EP 제어보다 빠른 것으로 나타났다.

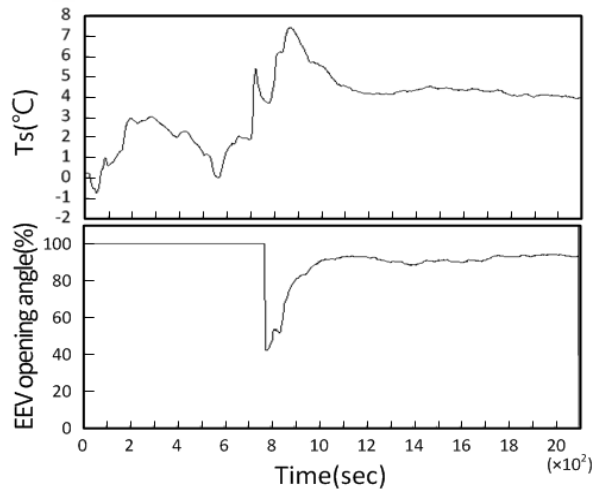
Fig. 10은 EP 및 PI 제어에 의한  $T_1$ 의 지령값 변경 실험 결과로서 지령값을  $6.7^\circ\text{C}$ 에서  $8.2^\circ\text{C}$ 로 변경하였다. EP 제어의 경우는 변경된 지령값에 추종하지 못하며 정상상태오차가  $1.2^\circ\text{C}$ 로 나타났다. 반면에 PI 제어는 정상상태오차  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 의 범위 이내로 변경된 지령값에 잘 수렴하고 있음을 볼 수 있다.

Fig. 11은 EP 제어 및 PI 제어에 의한  $T_1$ 의 지령값 변경 시의 EEV제어를 통한  $T_s$  응답 예이다. 그림에서 정상상태오차는 두 제어 모두  $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 로 비록  $T_1$  지령값이 변경되더라도,  $T_s$ 는 설정값인  $4^\circ\text{C}$ 로 잘 제어되고 있음을 보여준다. 정착시간은 두 제어법에서 900 sec 정도로 거의 동일한 결과를 보였다.

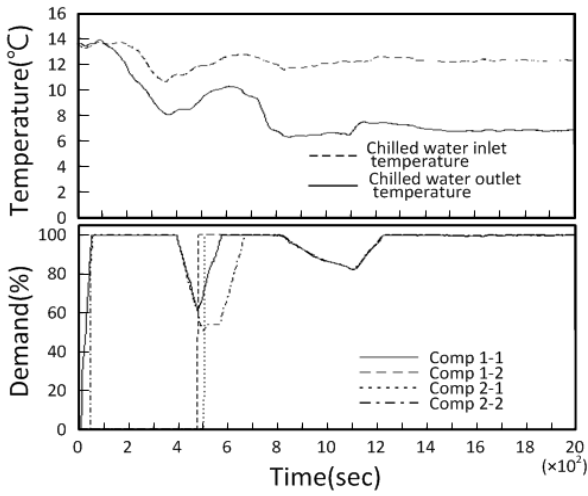
이상의 실험 결과들을 통해 본 논문에서 설계한 PI



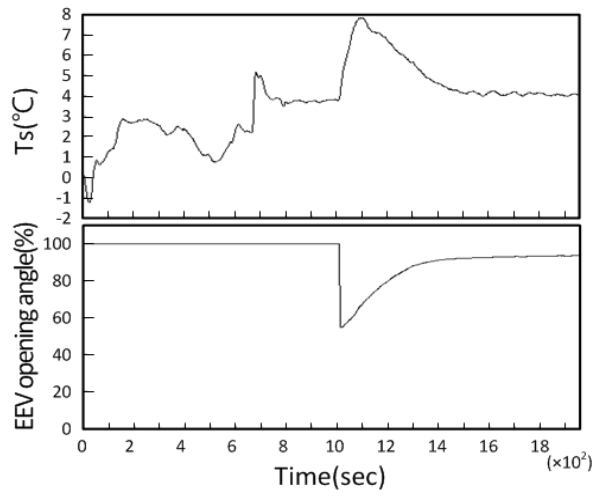
(a) EP control



(a) EP control



(b) PI control



(b) PI control

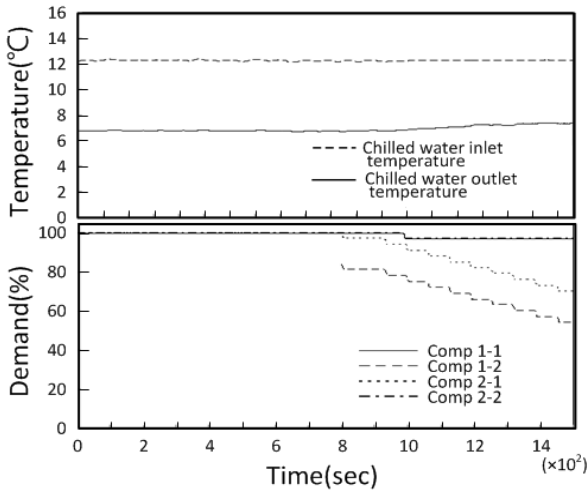
Fig. 8 Experimental result for controlling  $T_1$  in the case of starting up.

Fig. 9 Experimental result for controlling  $T_s$  in the case of starting up.

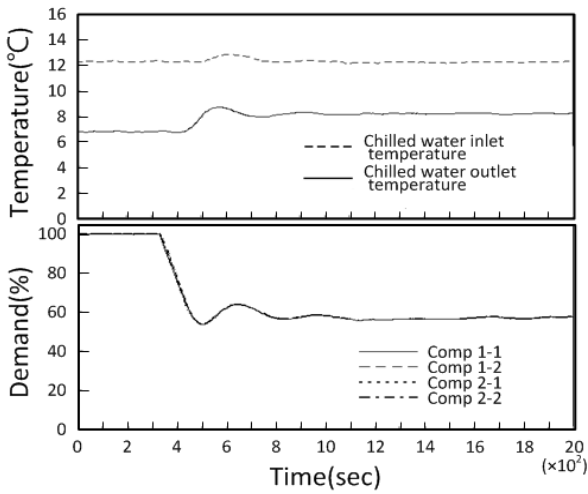
제어기는 과도 특성 지표인 정착시간 및 정상 특성 지표인 정상상태오차에서 EP 제어와 동등, 그 이상의 우수한 응답 특성을 보였다. 실제로 시정수가 비교적 큰 대형 터보냉동기에서 정착시간은 그다지 큰 의미가 없음을 감안하면 제안된 PI 제어기는 목표값에 엄밀하게 그리고 안정적으로 제어가 가능함을 보여준다. 한편 EP 제어는 수학적 모델 없이 증발압력의 설정값만으로 제어가 가능하다는 점에서는 의미가 있는 것으로 평가되었다. 그러나 실제 실험시에는 물성표를 참조한 증발압력 목표값만으로는 엄밀한 온도 제어가 불가능하며 현장을 반영한 적절한 설정값을 반복적인 시행착오법을 통해 구해야만 한다는 문제점이 있다.

PI 제어 기동실험(전부하) 결과에서는 정상상태에서

의 지령값인  $D_e$ 와  $V_g$ 가 Fig. 4, Fig. 5에서 나타난 최대 COP 조건으로 운전되고 있음에 주목할 필요가 있다. 이는 PI 제어기가 터보냉동기를 고효율로 제어하고 있음을 의미한다. 다만, 본 연구에서 사용된 터보냉동기는 초기 개발 단계의 시제품이었던 관계로 고효율 인 증에 충분한 COP가 확보되지 않은 문제점이 있다. 그러나 이는 Fig. 5의 정특성 실험 결과에서 알 수 있듯이 터보냉동기 시스템 성능 자체의 문제일 뿐 제어 문제와는 별개라는 점에 유의할 필요가 있다. 제어를 통한 동특성 분석에서 정상상태 제어 시의 지령값들을 보면, 터보냉동기가 현재의 터보냉동기 시스템의 성능을 최대한 발휘할 수 있는 운전점에서 작동하고 있음을 알 수 있다.



(a) EP control



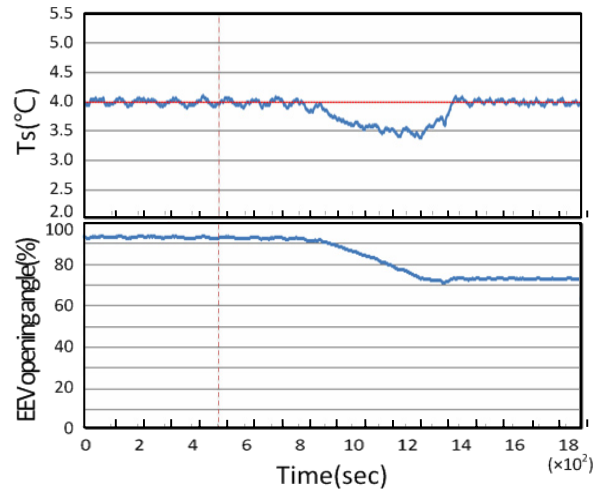
(b) PI control

Fig. 10 Experimental result for controlling  $T_1$  in the case of reference change.

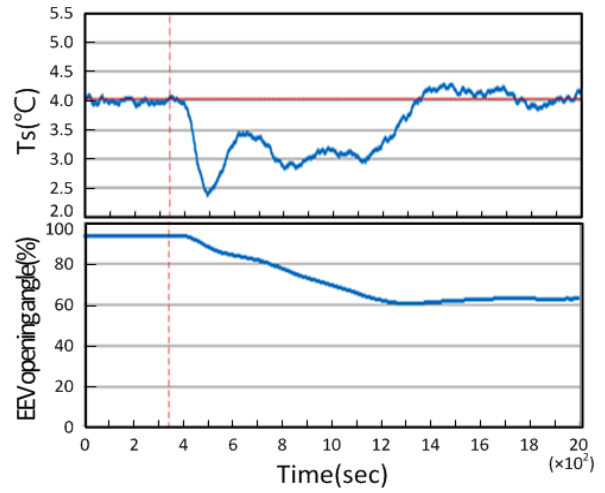
### 5. 결론

본 논문에서는 터보냉동기의 고효율 용량제어를 위해 실용적인 전달함수 모델을 구하고 이에 기반하여 PI 제어기를 설계하였다. 실제 실험을 통해 제안한 PI 제어기의 성능을 입증하고, 기존의 증발압력 제어 방식과 제어 성능을 비교, 분석하였다. 최대 COP 운전 조건을 정특성 실험으로 구하고, 이를 기반으로 동특성 실험을 통해 전달함수 모델을 구하였다. 그리고 이 모델과 매트랩을 통해 PI 게인값을 결정하였다.

설계한 PI 제어기는 냉수출구온도  $T_1$ 과 냉수출구온도와 포화증발온도의 차인  $T_s$ 를 정상상태오차  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 와  $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 의 범위 이내로 각각 엄밀히 제어함을 확인



(a) EP control



(b) PI control

Fig. 11 Experimental result for controlling  $T_s$  in the case of reference change.

하였다. EP 제어법과의 제어 성능 비교 확인 결과, 정상상태에서는 EP 제어와 PI 제어 모두 거의 동일한 제어 성능임을 확인하였으나, 지령값 변경 실험에서는 EP 제어의 경우 온도 피드백 방식이 아니어서 변경된 지령값에 추종하지 못하는 것으로 나타났다. 결국 제어 정도, 명령 추종성 등을 종합적으로 고려하면 본 연구에서 제안한 PI 제어 방식이 기존의 EP 제어 방식보다 더 효과적임을 알 수 있었다.

본 연구를 통해 확립된 터보냉동기의 실용적 모델링 수법과 이에 기반한 PI 제어기 설계법은 실용적이면서도 제어 성능이 우수하므로, 향후 실제 터보냉동기의 고효율 제어기 설계법으로 사용될 수 있을 것으로 기대된다.

## References

1. AHRI 550/590, 2003, Performance rating of water-chilling packages using the vapor compression cycle, 2003 Standard.
2. Lee, H. G., 2005, Centrifugal chiller features and related technologies, *Journal of Korean Society for Fluid Machinery*, Vol. 6, No. 4, pp. 86-93.
3. Kwon, J. H., Byeon, J. S., and Choi, J. K., 2003, Development of an integrated controller for a direct drive turbo compressor, *The Institute of Electronics and Information Engineers*, Vol. 40, No. 4, pp. 225-234.
4. Lin, J. L. and Yeh, T. J., 2007, Modeling and control of air-conditioning systems, *International Journal of Refrigeration*, pp. 209-220.
5. Schurt, L. C., Hermes, C. J. L., and Neto, A. T., 2009, A Model-driven multi-variable controller for vapor compression refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration*, pp. 1672-1682.
6. Han, J. M., Yoo, H. R., Shin, M. S., and Kim, S. B., 1996, Precise temperature control by modern control method on the Refrigerator and air conditioner, *Proc. of the KACC*, pp. 1213-1216.
7. Jeong, S. K., Lee, D. B., and Hong, K. H., 2014, Comparison of system performance on hot-gas bypass and variable speed compressor in an oil cooler for machine tools, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 28, No. 2, pp. 721-727.
8. Jeong, S. K. and Hong, K. H., 2013, Optimal PI controller design for refrigeration system considering disturbance, *SAREK*, Vol. 25, No. 2, pp. 85-93.
9. Jeong, S. K. and Kim, S. H., 2011, Optimum controller design of a water cooler for machine tools based on the state space model, *SAREK*, Vol. 23, No. 12, pp. 782-790.
10. Jung, Y. M. and Jeong, S. K., 2014, Optimum PI controller design for an oil cooler system using GA, *Journal of Korean Society for Power System Engineering*, Vol. 18, No. 5, pp. 28-34.
11. Han, S. J., Jeong, S. K., Hong, K. H., Ryu, K. S., Kang, T. W., and Choi, W. J., 2013, PI controller design for capacity control of a centrifugal water chiller, *Proc. of SAREK(summer)*, pp. 787-790.
12. Lee, H. K., Yoon, P. H., Kim, C. D., and Lee, J. H., 2001, Performance test of a R134a centrifugal water chiller, *SAREK*, Vol. 13, No. 5, pp. 333-340.