

터보냉동기의 고효율 운전을 위한 협조 방식 기반의 압축기 대수제어

Operating Number Control of Compressors Based on Cooperative Logic for a High Efficiency Centrifugal Water Chiller

정석권(Seok-Kwon Jeong)^{1*}, 임승관(Seung-Kwan Lim)², 류근수(Keon-Su Ryu)³

¹부경대학교 냉동공조공학과, ²부경대학교 대학원 냉동공조공학과, ³하이에어코리아(주) 기술연구소

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

²Graduate School of Refrigeration and Air-Conditioning Eng. Pukyong National University, Busan, 600-737, Korea

³Hi 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 discusses compressors operating number control strategy using cooperative logic to cope with variable partial load for high efficiency of a centrifugal water chiller. The cooperative logic is composed of a speed-up and speed-down controller, enabling smooth operation of compressors and equivalent distribution of thermal load in each compressor. This centrifugal water chiller design can be operated with high efficiency without incurring excessive energy waste and large transient phenomena at partial load states. Simulations in MATLAB and experiments in a real chiller system were conducted and verified the high efficiency control of a centrifugal water chiller achieved by the suggested strategy.

Key words Centrifugal water chiller(터보냉동기), Operating number control(대수제어), Cooperative logic(협조로직), Speed-up and speed-down controller(가·감속제어기)

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

1. 서 론

최근 지구 온난화 현상의 가속화 및 건축물의 고층화, 대형화 등으로 인해 전력 소비량이 급증, 안정적인 전력 공급이 국가 현안이 되고 있다. 특히 건물의 냉방부하가 하절기 전력 수요량의 20% 이상을 차지하고 있어, 공조용 터보냉동기의 고효율 운전이 한층 중요한 이슈가 되고 있다. 터보냉동기는 고속 회전하는 압축기 임펠러의 원심력을 이용, 냉매가스를 압축함으로써 냉동효과를 얻기 때문에 전기모터가 장착된 압축기에서의 전력 소모가 매우 크다. 하지만 이 냉동기는 긴 수명, 저렴한 초기 투자비, 양호한 유지 및 보수성뿐만 아니라 대용량에서는 효율(COP 5 이상)이 좋아 일정 기저부하를 갖는 상업용 건축물 및 대형 빌딩의 중앙 공조용, 또는 원자력 발전소나 플랜트의 냉수 냉각용으로 현재 널리 이용되고 있다.⁽¹⁾

대형 건물의 경우 계절별, 시간대별 부하변동률이 크기 때문에 부분부하 상태의 운전 비중이 전부하(full load) 운전 비중보다 더 크다. 이런 까닭에 AHRI(Air

conditioning, Heating and Refrigeration Institute)는 IPLV(Integrated Part Load Value) 또는 NPLV(Non-standard Part Load Value) 기준을 제안, 부분부하시의 냉동기 효율을 따로 표기하고 있다.⁽²⁾ 이들 기준에서는 전부하시의 효율은 1%만 고려된 반면, 50% 및 75%시의 효율이 기준 전체의 87%를 차지하고 있어 부분부하 효율을 매우 중요시 하고 있다.⁽²⁾ 따라서 터보냉동기의 부분부하시의 고효율 용량제어 기술이 절실히 요구되고 있다. 부분부하시에는 전부하 기준으로 설계된 전체 압축기 대수들을 현재의 열부하에 따라 가·감하는 대수제어가 요구된다. 대수제어에서는 압축기의 추가 기동시에 특히 많은 에너지 소비를 동반하므로 이때 에너지 소비와 제어량의 과도현상이 최소화 되도록 제어 로직을 설계하는 것이 대단히 중요하다.

터보냉동기 제어에 관한 기존 연구로는 R134a 터보냉동기 성능시험,⁽³⁾ 부하 영역에 따른 터보냉동기용 압축기 개발,⁽⁴⁾ 상업용 냉동기의 제어⁽⁵⁾ 등이 있다. 기존 연구들은 IGV(Inlet Guide Vane)를 조절함으로써 냉매유량을 직접 제어하는 방식이 주류이며,⁽⁶⁾ 이는 전부하 제

어로 부분부하시의 압축기 대수제어와는 거리가 멀다. 터보냉동기의 용량제어를 위한 PI 제어기에 관한 연구⁽⁷⁾는 실용적 전달함수 모델링으로 현장 적용성이 뛰어나지만 열평형(heat balance) 상태에서의 제어로 열불평형 상태에서의 대수제어와는 거리가 멀다. 열원 시스템의 효과적인 에너지 절약제어,⁽⁸⁾ 다수 냉동기 시스템의 대수제어⁽⁹⁾ 등이 부분부하 제어와 관련성이 있으나 전자는 냉수 유량을 기준으로 냉수 입·출구 온도차에 의한 제어 방법이며, 후자는 냉동기 대수제어를 위한 배관 설비 방식의 장·단점을 고찰하였을 뿐 제어 관점에서 터보냉동기의 고효율을 다룬 것은 아니다. 향후 에너지 효율에 관한 규제는 더욱 엄격해질 것으로 예상되며 이에 따라 고효율 터보냉동기의 시장 규모도 확대될 것으로 전망되지만 부분부하시의 압축기 고효율 대수제어에 관한 실험적 연구 자료는 거의 없는 실정이다.

본 논문에서는 이점에 주목, 부분부하시 고효율 운전이 가능한 협조 로직 기반의 압축기 대수제어 방법을 제안한다. 이를 위해 네 대의 압축기로 구성된 터보냉동기 시스템을 고려한다. 우선 터보냉동기는 다양한 부분부하 하에서 열평형 상태일 때는 냉수출구온도에 대한 AHRI 규격⁽²⁾ 기준을 만족하도록 PI 제어기를 설계한다. 동시에 다양한 부분부하의 열불평형 상태를 고려한 압축기 대수제어기가 압축기 간의 상호 협조 로직으로 설계된다. 대수제어기는 가속(speed-up)제어기와 감속(speed-down)제어기로 구성되며 압축기의 추가 운전시 불필요한 에너지 소비와 제어량의 과도현상을 줄이도록 설계된다. 제안한 압축기 대수제어의 효율성을 검토하기 위해 컴퓨터 시뮬레이션과 1300 RT급 시스템을 대상으로 실험을 수행한다. 다양한 부분부하 하에서의 압축기 대수제어 실험을 수행하고, 이로부터 얻어진 제어 성능과 COP에 대한 결과 분석을 통해 제안 방식의 타당성을 검증한다.

2. 터보냉동기의 압축기 대수제어

2.1 협조 방식에 의한 압축기 대수제어 원리

Fig. 1은 본 연구에서 제안한 터보냉동기 압축기 대수제어 시스템의 개략적인 흐름도이다. 대수제어는 냉수 출구온도(T_1) 정보를 기준으로 행해진다. 설정값 T_1^* 의 출력을 위한 PI 제어기의 연산값(D_e)이 상한값과 하한값의 중간, 즉 $D_{LL} \leq D_e \leq D_{UL}$ 이면, 현재 가동 중인 압축기 대수 N_o 로 열부하를 감당할 수 있는 열평형 상태이므로 현재의 대수를 유지한다. D_e 가 $D_e > D_{UL}$ 또는 $D_e < D_{LL}$ 로 일정 시간 지속될 때에는 열불평형 상태로 간주되어 압축기 대수를 증·감하는 대수제어가 행해진다. 대수제어의 핵심은 압축기 추가 기동시 과도한

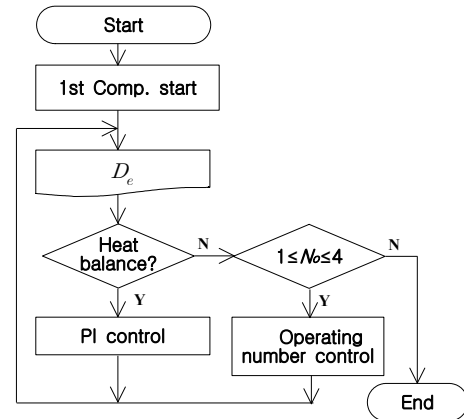


Fig. 1 Flow chart of the operating number control.

에너지 소비와 불필요한 과도현상을 줄이는 것이다. 이를 위해 압축기의 추가 기동시, 후행(lag) 압축기가 원활하게 기동하도록 선행(lead) 압축기의 속도를 일정 회전수까지 감소시키는 감속제어기를 설계한다. 또한 후행 압축기가 기동 후, 일정 회전수에 도달하면, 선행 압축기와 동일 기율기로 목표 회전수까지 가속시켜 운전 중인 압축기들이 동일한 부하 분담을 하도록 가속제어기를 설계한다.

Fig. 2는 협조 방식에 의한 압축기 대수제어의 패턴을 보여주는 개념도이다. 본 연구에서 가정한 네 대의 압축기가 전부하에 대응하기 위해 순차적으로 기동하는 방식을 보인다. 우선 Comp. 1이 기동, 정상 속도에 도달한 후, 일정 시간을 운전한다. 열부하와 냉동기의 출력이 평형 상태가 아니므로 $D_e > D_{UL}$ 로 되어 Comp. 2가 기동을 시작한다. 이때 후행 Comp. 2의 기동을 원활하게 하기 위해 선행 Comp. 1의 속도를 일정 값까지 낮추는 감속제어기가 작동(d 구간) 한다. 후행 Comp. 2가 감속된 선행 Comp. 1의 속도에 도달하면 두 압축기를 동일 기율기로 최종 속도 지령값까지 가속하는 가속제어기가 작동한다(a 구간). 터보냉동기에 의한 냉동효과와 열부하가 평형 상태에 이를 때까지 나머지 압축기들도 동일한 패턴으로 가·감속을 하게 되며 이러한 압축기 상호간의 가·감속 패턴을 협조 방식으로 정의한다. 이 경우 에너지 소비와 제어량의 과도현상을 최소화하는 가속 패턴 즉 가속 기율기를 결정하는 것이 중요한 문제로 된다. 이 문제를 검토하기 위해 본 연구에서는 터보냉동기의 실용적 모델링에 의한 협조 방식의 대수제어 시뮬레이션을 수행하였다.

대수제어 시뮬레이션을 위해서는 터보냉동기의 동특성에 대한 모델이 필요하다. 압축기의 입력인 속도 지령값(demand, D_e)과 냉동기의 최종 출력인 냉수출구온도 T_1 간의 압축기 대수별 전달함수 $G_i(s)$ ($i=1\sim 4$)가 섭동법에 의해 실험적인 방법으로 구해졌다.⁽⁶⁾ 전달함수

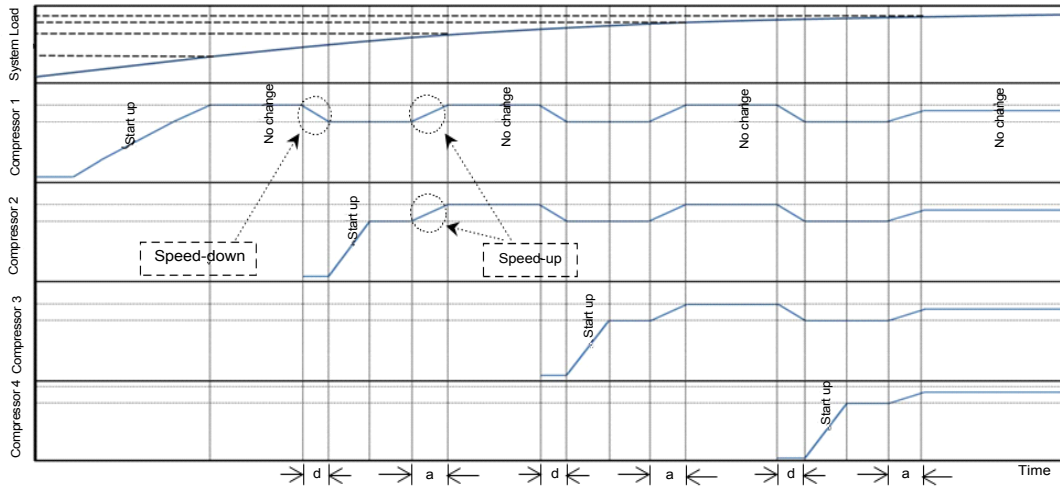


Fig. 2 Profile of compressors' operating number control based on the cooperative logic.

는 전형적인 1차 지연 요소인 $K/(\tau s + 1)$ 형태로 나타났으며 그 특성값인 DC 게인 K 와 시정수 τ 를 Table 1에 정리하였다.

터보냉동기는 열평형 상태에서 냉수출구온도 T_1 을 설정값으로 제어해야 한다. 이를 위해 Fig. 3과 같은 피드백 제어계를 상정한 PI 제어가 설계되었다. PI 제어기는 Table 1의 전달함수를 대상으로 Matlab 튜너에 의해 오버슈트 10% 이내의 과도 특성을 갖도록 압축기 대수별 PI 게인이 Table 2와 같이 설계되었다. 여기서

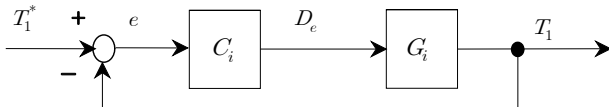


Fig. 3 PI feedback control block diagram.

Table 1 Characteristic parameter values

Item	DC gain K	Time constant τ [sec]
G_1	-0.045	87
G_2	-0.070	73
G_3	-0.064	65
G_4	-0.070	62

Table 2 PI gains for the simulations and experiments

Number of Comp.	K_p	K_i
1	3.89	0.25
2	3.43	0.26
3	2.71	0.23
4	2.48	0.22

PI 제어기는 $C(s) = K_p + K_i/s$ 이며 K_p 는 비례게인, K_i 는 적분게인을 각각 의미한다.

2.2 압축기 대수제어를 위한 협조제어기 설계

터보냉동기의 출력과 열부하가 평형이 아닐 경우, 즉 열불평형 상태에서는 압축기의 대수제어가 필요하다. 이때는 열평형 상태에서 냉수출구온도를 제어하는 PI 제어기가 협조 방식의 가속제어기로 전환(switching)된다. 압축기의 가속 기울기를 동일하게 하기 위한 가속제어기는 PI 제어기 기반으로 식(1)과 같이 설계한다.

$$D_e(k+1) = K_p e(k) + K_i \sum_{k=0}^n e(k) \quad (1)$$

여기서 k 는 샘플링 시각, $e(k)$ 는 제어편차이다. $k=0$ 는 가속제어기로 전환된 시각이며 샘플링 주기는 T_s 로 가정한다. 가속제어기는 이 $e(k)$ 를 적절한 크기의 양수 값이 되게 설계한다. 결국 식(1)은 초기값 $K_p e(k)$ 와 양의 기울기 $K_i e(k)/T_s$ 를 갖는 1차함수 형태의 램프(ramp) 지령을 생성하게 된다. 여기서 n 은 가속 지령의 반복 회수이다.

Fig. 4는 협조 방식 가·감속제어기의 개략도이다. 가속제어기는 $e(k)$ 를 조절하기 위해 설계값 K_a 를 이용하여 가속제어기의 출력값이 $K_a - T_1$ 이 되도록 설정한다. 이때 PI 제어기의 앞단 합산점(summing point)에는 K_a 만이 피드백 되므로 $e(k) = T_1^* - K_a$ 로 된다. 설정값 T_1^* 는 이미 알고 있는 값이므로 $e(k)$ 는 K_a 에 의해 조절 가능해진다. 감속제어기는 가속제어기와 동시 작동이 허용되지 않으며 정상적인 PI 제어기로서의 출력

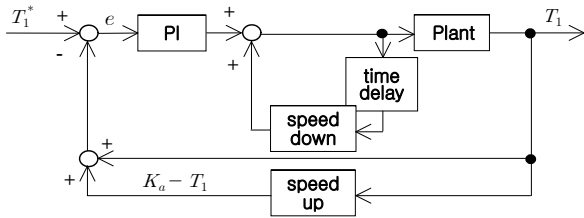


Fig. 4 Conceptual diagram of the operating number control based on the cooperative logic.

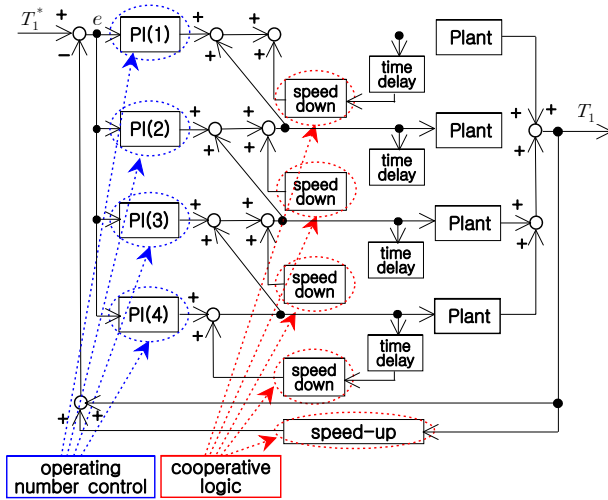


Fig. 5 Conceptual diagram of the operating number control for computer simulations.

도 정지시킨다. 감속제어기의 조작량은 식(2)와 같이 설계한다.

$$D_e(k+1) = D_e(k) - K_d \quad (2)$$

식(2)는 결국 설계값 K_d 에 의해 $-K_d/T_s$ 의 기울기를 갖는 하강 램프 지령을 생성한다.

Fig. 5는 시뮬레이션을 위한 PI 제어 및 압축기 네 대의 협조 방식에 의한 대수제어 개념도를 보이고 있다.

2.3 협조제어 시뮬레이션 결과 및 고찰

Fig. 6은 전부하 상태에서 Fig. 5에 의한 압축기 대수제어시 압축기의 속도 지령에 따른 압축기 대수제어 및 냉수출구온도 T_1 의 응답이다. 전부하를 감당하기 위해 네 대의 압축기가 설계된 협조 로직에 따라 순차적으로 기동되고 있음을 알 수 있다. 또한 압축기 추가시에는 협조 방식에 따라 일정 속도 구간에서 압축기 간의 동일 속도 지령에 의한 가속제어 및 후행 압축기를 위한 선행 압축기의 감속제어가 행해지고 있음을 볼 수

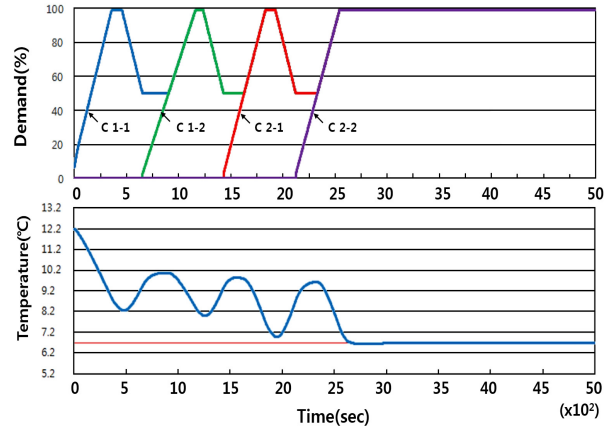


Fig. 6 Simulation result of the cooperative control with full load(100%).

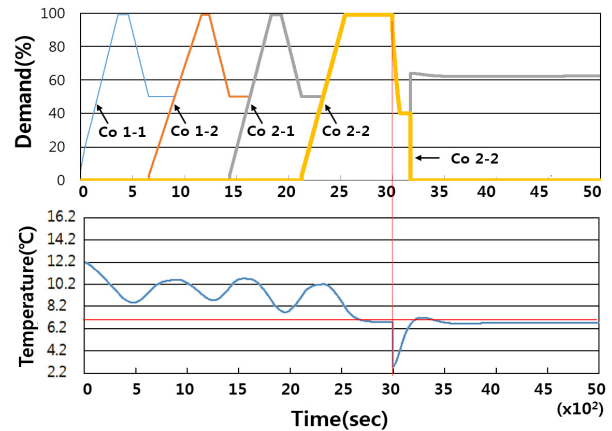


Fig. 7 Simulation result of the cooperative control under load change(100% → 52%).

있다. 열부하 Q 는 $Q = mC\Delta T$ 로 연산되므로 질량 m 과 비열 C 가 일정한 상태에서 ΔT 를 조절함으로써 열부하 조절이 가능하다. 시뮬레이션에서 ΔT 는 냉수입구온도를 고정시킨 상태에서 냉수출구온도 지령값을 가변시키는 방법으로 반영하였다.

시뮬레이션 결과, 냉수출구온도 T_1 은 설정값 6.7°C 에 정상상태오차 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 이내로 제어됨을 보였다.

Fig. 7은 터보냉동기의 전부하 운전 상태에서 부하를 52%로 급격히 감소시켰을 때의 압축기 속도 지령 변화에 따른 압축기 대수제어 패턴과 냉수출구온도 응답을 각각 나타낸다. 부하가 감소함에 따라 최종 단계에서 한 대의 압축기를 정지시켜 열평형을 유지하고 있음을 알 수 있다. 냉수출구온도의 정상상태오차는 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 로 나타났다.

Fig. 8은 부하 78% 상태에서 전부하 100% 상태로, 그리고 다시 부분부하 52% 상태로 부하를 증·감시켰

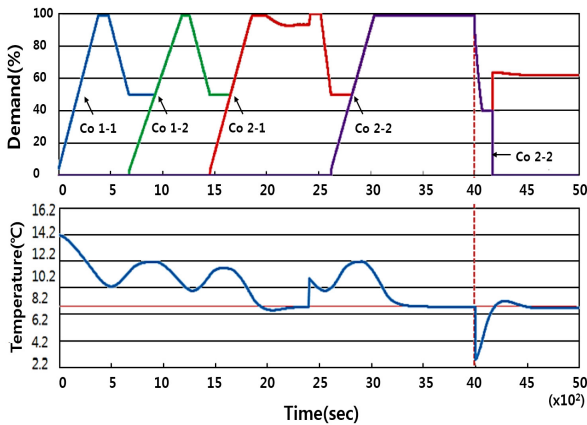


Fig. 8 Simulation result of the cooperative control under load change(78% → 100% → 52%).

을 때의 압축기 속도 지령 변화에 따른 대수제어 및 냉수출구온도 응답을 나타낸다. 압축기가 추가 운전될 때에는 일정 속도 구간에서 협조 방식에 따라 가속제어기가 작동되고 있음을 알 수 있다. 또한 압축기 운전 대수 증가시 일정 속도 구간까지 선행 압축기의 속도를 감소시키는 감속제어기가 작동함을 알 수 있다. 냉수출구온도의 정상상태오차는 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 로, 설계된 압축기 대수제어 로직은 전부하 및 부분부하시에도 KS 조건⁽¹⁰⁾을 만족함을 시뮬레이션을 통해 알 수 있었다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험 장치

Fig. 9는 제안한 대수제어 로직의 타당성을 검증하기 위한 터보냉동기 통합제어 시스템을 나타낸다. 시스템은 총 네 대의 압축기로 구성되며, 압축기 두 대당 한 대의 EEV(Electronic Expansion Valve)가 한 조로 구성되어 있다. 통합 제어장치로는 PLC(Programmable Logic Controller), 압축기 회전수 제어장치로는 전용 인버터, EEV 제어는 자기비례(proportional magnet) 전자제어 방식의 드라이브를 각각 사용하였다. 터보냉동기는 수냉식 1300 RT급 실험 설비를 사용하였다. 열부하는 냉각수 탱크와 냉수 탱크의 물을 유량제어를 통해 출구 측 6.7°C 의 냉수와 35°C 의 냉각수를 혼합시켜 냉수입구온도를 12.2°C 로 일정하게 유지함으로써 실현하였다. 터보냉동기의 주요 온도 정보는, 온도센서인 T-type 열전대(thermocouple)와 PT-1000(오차 0.08°C)을 Fig. 9에서와 같이 증발기 출구, 냉수출구, 냉수입구 측에 각각 부착하였고, 계측된 정보는 실시간 PLC로 전송하였다.

Table 3과 Table 4는 실험장치의 주요 사양과 실험 조건을 각각 나타낸다. PI 제어기 타당성 검증을 위한

냉수출구온도 지령값은 미국 냉동협회(AHRI550/590)에서 규정한⁽²⁾ 6.7°C 로 설정하였다.

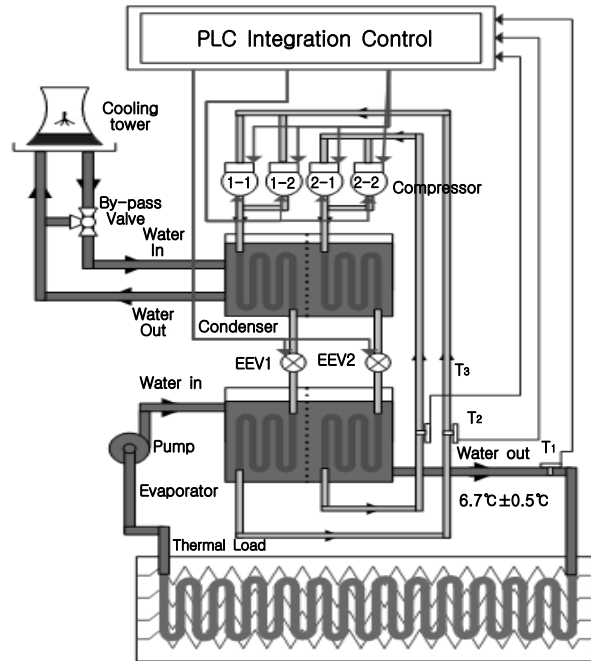


Fig. 9 Experimental system for a centrifugal water chiller.

Table 3 Specifications of the test unit

Component	Note
Compressor	Centrifugal type
Condenser	Water-cooled fin and tube
Evaporator	Flooded type
EEV[step]	0 ~ 500
Refrigerant	R134a
Cooling capacity[kW]	1820(520 RT)
Power consumption[kW]	400

Table 4 Experimental conditions

Item	Note
Ambient air temperature[$^{\circ}\text{C}$]	30
Target temperature T_1 [$^{\circ}\text{C}$]	6.7(PI), 7(NC)
Control period[sec]	1
Chilled water temp.[$^{\circ}\text{C}$], in/out	12.2/6.7
Cooling water temp.[$^{\circ}\text{C}$], in/out	29/35
Chilled water flow rate[CMH]	280.8
Cooling water flow rate[CMH]	337.1

3.2 실험 방법

우선 설계한 PI 제어기가 다양한 부분부하시 냉수출구온도를 설정값으로 제어하는지 실험을 통해 확인하였다. 실험에 사용한 부하는 4단계로 전부하시 냉수입구와 출구온도 차인 $\Delta T = 5.5^{\circ}\text{C}$ 를 기준으로 하여 100%, 75%, 50%, 25% 부하에 해당하는 냉수출구온도 6.7°C , 8.1°C , 9.5°C , 10.8°C 를 각각 설정하였다. 이때 압축기 대수별 PI 제어기 계인은 Table 2의 계인들이 적용되었다.

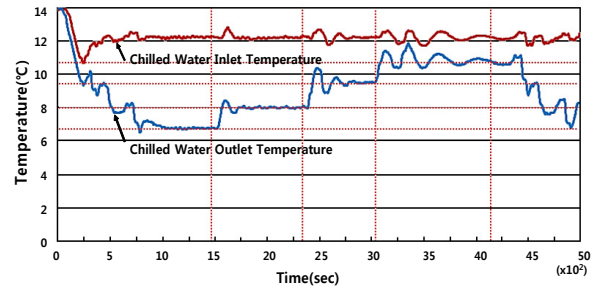
다음, 설계한 압축기 대수제어기의 성능을 조사하기 위해 전부하 상태에서 압축기 기동 실험을 수행하고, 압축기의 협조 방식에 따른 냉수출구온도의 제어 성능을 확인하였다. 마지막으로 가속제어기의 기율기와 COP 관계를 검토하기 위해 가속 기율기 설계값으로 선정된 0.62를 기준으로 이 기율기와 이 값의 20%를 증·감시킨 0.75와 0.42 세 가지 경우를 대상으로 실험한 결과를 보인다. 가속제어기의 기율기가 각기 다른 세 가지 경우의 평균 COP 분석을 통해 가속 기율기가 COP에 미치는 영향을 분석하였다. 단 COP 계산은 “COP = 냉동효과/압축일”로 계산하였으며 모든 부하를 동등한 비중으로 취급하였다.

실험에서의 압축기의 대수 추가는 $D_c \geq 100\%$, 대수 감소는 $D_c \leq 40\%$ 조건에서 지속 시간이 각각 300초를 경과하였을 경우로 하였다.

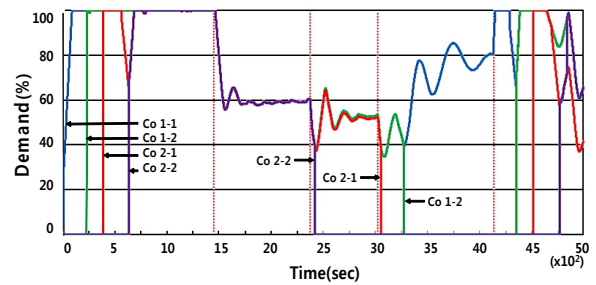
4. 실험결과 및 고찰

Fig. 10은 설계한 PI 제어기의 타당성을 검증하기 위한 부분부하시 냉수출구온도 제어 실험 결과이다. Fig. 10(a)는 냉수출구온도 응답으로 부하 100%, 75%, 50%, 25%에 해당하는 6.7°C , 8.1°C , 9.5°C , 10.8°C 로 각각 제어되고 있음을 보여준다. 냉수출구온도의 정상상태오차는 최대 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 로 나타났다. Fig. 10(a)에서 종축으로 표시된 네 개의 직선은 부하 가변 시점을 나타낸다. Fig. 10(b)는 압축기 대수제어 현황으로 네 대의 압축기가 협조 로직에 따라 순차적으로 기동, 가·감속 또는 일부 압축기의 정지를 통해 냉수출구온도를 설정한 온도로 제어하고 있음을 보여준다.

Fig. 11은 협조 로직의 대수제어기 성능 검증을 위한 전부하 상태에서의 기동실험 결과이다. Fig. 11(a)는 압축기 회전수 지령값, Fig. 11(b)는 냉수입·출구온도, Fig. 11(c)는 COP, Fig. 11(d)는 압축 일을 각각 나타내고 있다. 압축기가 전부하를 감당하기 위해 순차적으로 기동하여 냉수출구온도를 대수제어시의 설정값 7°C 로 정확히 제어하고 있으며, 이때 정상상태오차는 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 였다. 또한 압축기 대수제어시 선·후행 압축기가 협조 방식에 의해 제어되고 있음을 확인할 수 있다. 특히, 가속제어기의 기율기가 0.62일 때 평균 COP



(a) Chilled water response



(b) Demand of compressor

Fig. 10 Response of four step partial load.

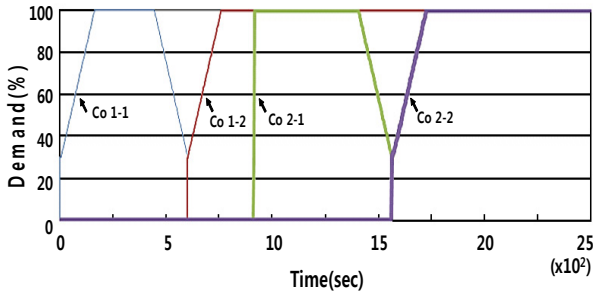
가 4.88로 나타나 나머지 다른 두 가지 가속 기율기에 비해 가장 높게 나타났다. Fig. 11(d)의 압축일을 통해 네 대의 압축기가 동시 운전시 대략 400 kW의 에너지를 소모하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 12와 Fig. 13은 가속제어기의 기율기를 설계값으로 선정된 0.62에서 $\pm 20\%$ 증·감시킨 경우의 (a) 압축기의 D_c , (b) 냉수입·출구온도, (c) COP를 나타낸 것이다. 가속제어기 기율기를 20% 감소시킨 경우의 평균 COP는 4.78, 20% 증가시킨 경우의 평균 COP는 4.79로 나타났다. 결국 평균 COP는 설계된 가속 기율기 값이 기율기를 20% 감소시킨 경우 대비 약 2% 증가한 것으로 나타났다.

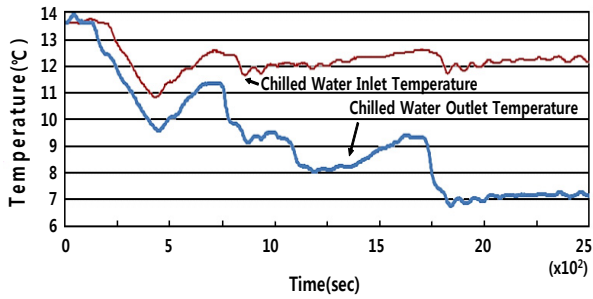
본 연구에서 사용된 터보냉동기는 초기 개발 단계의 시제품이었던 관계로 고효율 인증에 충분한 COP(5 이상)가 확보되지 않은 문제점이 있다. 그러나 이는 시제품 터보냉동기의 성능상의 문제일 뿐 제어 문제와는 별개라는 점에 유의할 필요가 있다. 제안된 대수제어법은 시제품 터보냉동기가 갖는 최대 성능을 발휘, 고효율로 운전 가능한 방법임을 확인하였다.

5. 결론

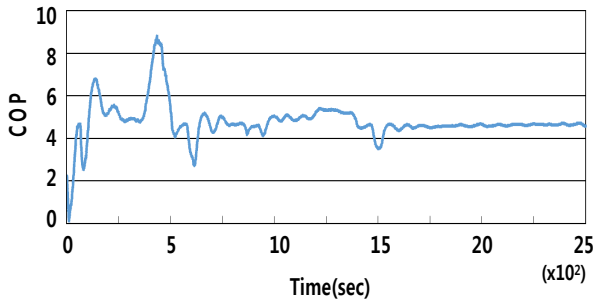
본 논문에서는 터보냉동기의 고효율 부분부하 운전을 위해 PI 피드백제어 및 압축기 협조제어 방식 기반의 대수제어법을 제안하였다. 시뮬레이션과 실험을 통



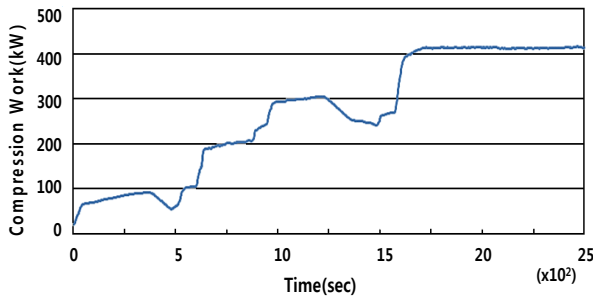
(a) Demand



(b) Temperature of inlet and outlet



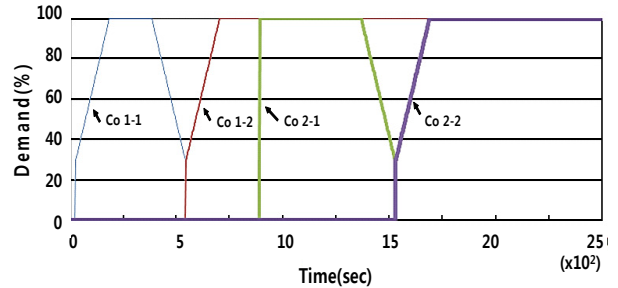
(c) COP



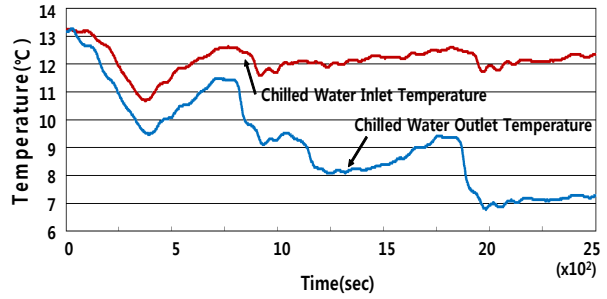
(d) Compression work

Fig. 11 Experimental result of the operating control based on the cooperative approach.

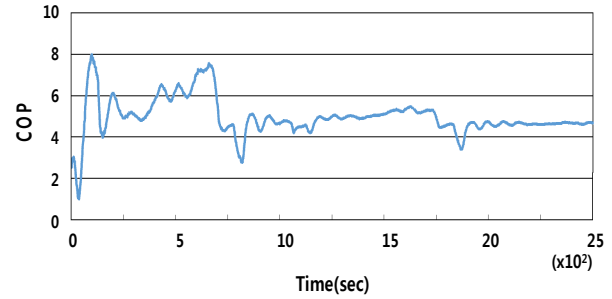
해 제어 성능 및 COP를 분석함으로써 제안 방식의 타당성을 검증하였다. 본 연구에서 얻은 주요 결과를 요약하면 다음과 같다.



(a) Demand



(b) Temperature of inlet and outlet



(c) COP

Fig. 12 Experimental result of 20% decrease in gradient of a speed-up controller.

- (1) PI 제어기 및 협조 로직에 기반한 압축기 대수제어 시뮬레이션은 다양한 부하에서의 터보냉동기 제어 시의 실제 거동을 잘 모사하였다.
- (2) 설계한 PI 제어기는 부분부하에서의 냉수출구온도를 설정값에 매우 엄밀하게 추종시켰으며, 정상상태오차는 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 이내로 KS 기준($\pm 0.5^\circ\text{C}$)을 충분히 만족하였다.
- (3) 설계한 협조 로직(speed-up and speed-down)의 가·감속제어기는 부분부하에 적합한 압축기 대수를 일정한 기울기로 상승 및 하강할 수 있도록 제어함으로써 터보냉동기의 COP 증가에 기여하였다.

본 연구에서 제안한 협조 방식 대수제어 설계법은 압축기 대수제어의 체계적 설계에 유용한 수단이 될

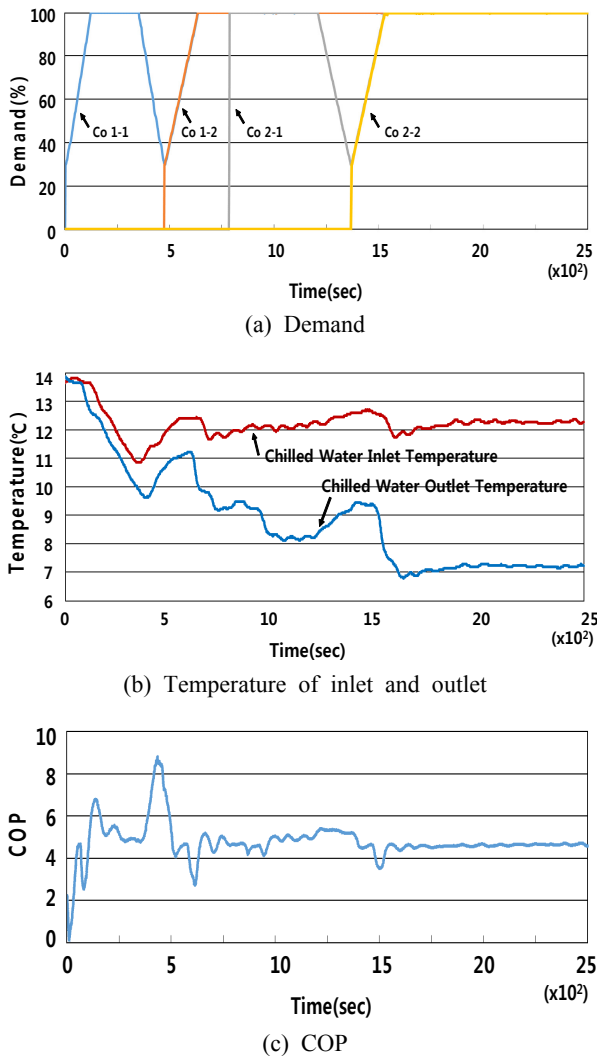


Fig. 13 Experimental result of 20% increase in gradient of a speed-up controller.

것으로 평가된다. 또한 본 연구에서 제안한 압축기 대수제어 방식은 제어 정도, COP 등을 종합적으로 고려한 결과, 터보냉동기 시스템의 고효율 운전에 기여할 수 있을 것으로 기대된다.

References

1. Lee, H. G., 2005, Centrifugal chiller features and related technologies, Journal of Korean Society for Fluid

- Machinery, Vol. 6, No. 4, pp. 86-93.
2. AHRI 550/590, 2003, Performance rating of water-chilling packages using the vapor compression cycle, 2003 Standard.
3. Lee, H. K., Yoon, P. H., Kim, C. D., Lee, Y. D., and Jeong, J. H., 2001, Performance test of R134a centrifugal water chiller, SAREK, Vol. 13, No. 5, pp. 333-340.
4. Kim, H. Y., Chung, B. C., Jang, S. H., and Kim, D. Y., 2011, A development of centrifugal compressor on the cooling load, Proc. of SAREK, pp. 244-249.
5. Lee, S. J., 1995, Controls of industrial refrigeration systems, SAREK, Vol. 24, No. 2, pp. 177-196.
6. Lim, S. K., 2014, High efficiency control of a centrifugal water chiller with a compressor cooperative controller, Master Course Thesis of PKNU.
7. 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, pp. 787-790.
8. Cho, C. Y., 2004, Comfortable environment control and energy saving control applications, SAREK, Vol. 33, No. 2, pp. 32-40.
9. Kim, J. H., 2003, Control logic of turbo chillers system, Proc. of SAREK, pp. 176-185.
10. Korean Industrial Standards, KS. B. 6270, 1998, KSA.
11. 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.
12. 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.
13. 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.
14. Jang, Y. S., Shin, Y. G., Kim, Y. G., and Baik, Y. J., 2001, Field performance test and prediction of power consumption of a centrifugal chiller, Vol. 25, No. 12, pp. 1730-1738.
15. Kang, H. S., 1988, Chiller optimization control, SAREK, Vol. 17, No. 6, pp. 642-645.