

# 적분형 최적 레귤레이터 적용 시스템 히트펌프 제어 시뮬레이션 연구

## Numerical Simulation of a System Heat Pump Adopting an Integral Optimum Regulating Controller

김용찬(Yongchan Kim)<sup>1</sup>, 최종민(Jong Min Choi)<sup>2\*</sup>

<sup>1</sup>고려대학교 기계공학과, <sup>2</sup>한밭대학교 기계공학과

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Republic of Korea

<sup>2</sup>Department of Mechanical Engineering, Hanbat National University, Daejeon 305-719, Republic of Korea

(Received April 12, 2013; revision received April 29, 2013)

**Abstract** Small and medium-size buildings employ a multi-distributed individual air-conditioning system that utilizes package air conditioners instead of centralized cooling systems, which can allow easier building management and maintenance, along with a diversification of facility use. Inverter driven system heat pumps have been developed to achieve not only an easy distribution control, allowing free combination of indoor units with different models and different capacities, but also wide applications to intelligent air conditioning. However, the control algorithms of the system heat pump are limited in the open literature, due to complicated operating conditions. In this paper, an inverter-driven system heat pump having two indoor units with electronic expansion valves (EEV) was simulated in the cooling mode. An integral optimum regulating controller employing the state space control method was also simulated, and applied to the system-heat pump system, to obtain efficient control of the MIMO (multi input multi output) system. The simulation model for the controller yielded satisfactory prediction results. The new control model can be successfully utilized as a basic tool in controller design.

**Key words** System Heat Pump(시스템 히트펌프), Optimum Regulator(최적 레귤레이터 제어기), Superheat(과열도), Control Parameter(제어 변수)

\* Corresponding author, E-mail: jmchoi@hanbat.ac.kr

### 기호설명

$H$	: 엔탈피 [kJ/kg · C]
$J$	: 성능지수
$m$	: 질량 [kg]
$P$	: 압력 [Pa]
$Q$	: 열량 [kW], 가중매트릭스
$V$	: 체적 [m <sup>3</sup> ]
$v$	: 비체적 [m <sup>3</sup> /kg]
$T$	: 온도 [°C]
$t$	: 시간 [sec]
$u$	: 조작량
$X$	: 상태변수

### 1. 서 론

국민의 소득증대와 생활수준의 향상으로 주거환경

의 쾌적성에 대한 욕구가 점차 높아져 공조기기의 보급이 1가구 1대에서 1실 1대로 되어가는 추세이다. 그러나 각 공조공간에 개별적으로 공조기를 설치할 경우 설치공간의 부족과 미관상의 문제로 많은 제약이 따른다. 따라서 설치공간과 공사비의 절감 및 에너지 절약 차원에서 한 대의 실외기에 다수의 실내기가 접속되는 시스템 히트펌프의 개발과 보급이 증가하고 있다.<sup>(1, 2)</sup>

시스템 히트펌프는 다수의 실내기가 조합되어 있으므로 다양한 부하변화에 대응하기 위하여 가변속 압축기가 필요하며, 각 실내기의 부하 차이 및 운전모드가 다를 경우에 복수의 전자팽창밸브를 사용하여 냉매를 효율적으로 분배하여야 한다. 가변속 시스템 히트펌프는 압축기의 회전수가 일정한 단속형 공조 시스템에 비하여 사이클 성능 및 연간 에너지 효율(SEER)이 높고 광범위한 운전 범위에서 효율적 운전이 가능하다는 장점을 가지고 있다.<sup>(3)</sup>

현재까지 히트펌프에 대해서는 주로 다양한 형태의 가변속 압축기 적용을 통한 시스템 용량 제어, 냉매 유량 제어, 대체 냉매 적용 기술 등에 대해서 이루어졌다.<sup>(4-7)</sup> 시스템 히트펌프는 가변속 압축기를 채용하고, 각 실내기가 설치된 공간의 다양한 부하 특성에 따라 매우 복잡한 운전특성을 가진다.<sup>(1)</sup> 특히, 시스템 히트펌프는 복수의 각 실내기 개별 용량 제어를 위해서는 다중입출력 제어 시스템이지만, 현재까지 다중입출력 시스템 제어기법을 적용한 시스템 히트펌프의 제어에 관한 연구성과는 매우 부족한 실정이다.<sup>(8)</sup>

본 연구에서는 시스템 히트펌프의 요소기기와 시스템에 대한 열역학적 수치 모델과 다중입출력구조의 적분형 최적 레귤레이터법을 적용한 제어기 수치 시뮬레이션 및 분석을 통하여 다중입출력 시스템 적용 시스템 히트펌프의 제어 특성에 관한 해석적 연구를 수행하였다.

## 2. 히트펌프 및 제어기 모델링

시스템 히트펌프의 다중입출력 제어 시스템의 동적 제어 특성을 분석하기 위하여 히트펌프의 주요 구성 부품에 대한 열역학적 모델링과 다중 입출력 제어 시스템으로 적분형 최적 레귤레이터법을 적용한 제어기 시뮬레이션을 수행하였다.

### 2.1 히트펌프 요소기기 모델링

본 연구의 시스템 히트펌프는 Fig. 1과 같이 실외기 1대와 실내기 2대로 구성되며, 스크롤 압축기, 열교환기(응축기, 증발기) 및 팽창장치(전자팽창밸브)로 구성된다. 냉매는 실외기 열교환기 출구에서 분지하여 각각의 전자팽창밸브 및 실내기를 지난 후 각 실내기의 출구가 동일 배관으로 합쳐져서 압축기로 흡입된다. 압축

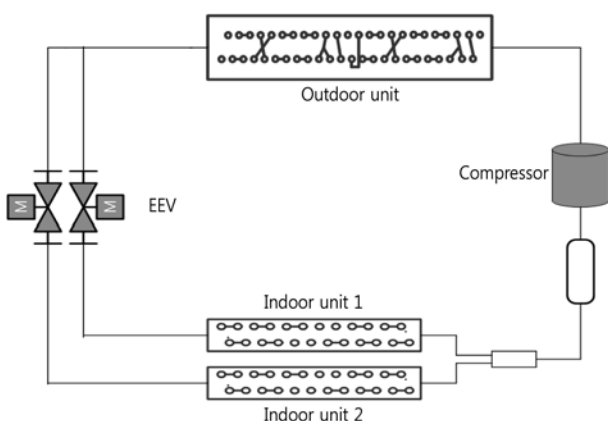


Fig. 1 Schematic diagram of system heat pump.

기는 정격 주파수에서 7.8 kW급 가변속 저압식 스크롤 압축기이며, 실내 열교환기와 실외 열교환기는 각각 9단 2열 3패스의 2.9 kW급 및 26단 2열 2패스의 7.6 kW급 핀-튜브 열교환기이다. 전자팽창밸브는 스텝모터형 전자팽창밸브이다.

스크롤압축기는 압축기 셀에 유입된 냉매가스가 선회스크롤의 회전에 따라 중앙부로 이동하면서 압축되어, 고정스크롤 중앙부의 토출구를 통해 토출된다. 비정상 모델링을 위해서 에너지 방정식, 질량보존 방정식으로부터 냉매측 온도 변화식과 실제기체 방정식으로부터 압력변화 및 냉매 질량유량식이 필요하다. 시간에 따른 압축기의 온도 및 질량유량과 압력 변화식은 식(1)에서 식(3)과 같다.<sup>(9)</sup>

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\dot{Q} + \sum (H_i - H) \frac{dm_i}{dt} - \left( \frac{dV}{dt} - v \frac{dm}{dt} \right) \left[ \left( \frac{\partial H}{\partial v} \right)_T - \frac{P}{T} \right]_T \cdot v}{m \left[ \left( \frac{\partial H}{\partial T} \right)_v - \frac{\partial P}{\partial T} \right]_v \cdot v} \quad (1)$$

$$\frac{dm_i}{dt} = \frac{dm_o}{dt} + \frac{dm}{dt} \quad (2)$$

$$\frac{dp}{dt} = P \left[ \frac{1}{m} \frac{dm}{dt} + \frac{1}{T} \frac{dT}{dt} - \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \right] \quad (3)$$

본 연구에서는 응축기와 증발기로 핀-튜브 열교환기를 사용하였으며, 증발기와 응축기는 큰 차이가 없고 다만, 증발기에서는 공기측 모델링시 잠열 열전달에 대한 고려가 필요하고, 응축기에서는 냉매의 과냉 영역에 대한 계산이 추가된다. 이상영역에 대해서는 온도가 일정하다고 가정하였다. 증발기에 대해서는 이상영역과 과열영역에 대하여 모델링하였고, 응축기에 대해서는 과냉영역, 이상영역, 과열영역에 대하여 각각 시스템 제어를 위해 단일격자 열교환기 모델을 적용하였다.<sup>(10)</sup> 계산속도의 증가를 위해 냉매측에 대한 연속방정식과 에너지 방정식 및 관벽에 대한 에너지 방정식으로부터 지배방정식을 해석하여 매트릭스 형태의 상태공간법을 적용하여 열교환기를 모델링하였다.<sup>(11)</sup>

응축기와 증발기의 냉매는 R22를 적용하였으며, 액상, 이상, 기상의 상태로 존재한다. 단상영역에 대해서는 Dittus-Boelter<sup>(12)</sup>의 열전달계수를 사용하였다. 냉매의 이상영역에 대해서는 국부열전달계수를 적분하여 얻은 평균값을 열전달계수로 적용하였다. 응축기의 이상영역에 대한 국부열전달계수는 Traviss et al.<sup>(13)</sup>의 상관식을 적용하였으며, 증발기의 이상영역 냉매에 대해서는 Gungor-Winterton<sup>(14)</sup>의 열전달계수를 적용하였다. 본 연구에서는 평판관을 적용하였으며, 공기측 건류브에 대한 열전달계수는 McQuiston<sup>(15)</sup>의 열전달계수를 적용하였으며, 제습이 일어나는 증발기에 대한 공기측 열전달계수는 건코일의 열전달 계수값을 Myers<sup>(16)</sup>의 식으로 보정하여 사용하였다.

전자팽창밸브는 여러 종류가 있으나, 본 해석에서는 스텝모터형 전자팽창밸브를 적용하였으며, 전자팽창밸브 모델링은 Choi의 경험적 상관관계식<sup>(11)</sup>을 적용하였다.

## 2.2 히트펌프시스템 및 제어 모델링

히트펌프시스템의 성능 예측과 관련하여 많은 연구가 수행되었지만, 다양한 운전 변수와 복잡한 운전특성 때문에 히트펌프의 요소기기에 대한 열역학적 해석과 제어기가 결합된 성능 예측 모델링에 대한 연구는 매우 부족하다. 특히, 제어기는 실제 구현에 의의가 있으며, 시뮬레이션과 관련된 연구는 제어기 구현의 초기 단계로서 설계변수들의 최초 설정에 의의가 있으며, 최종 결과는 수치적 결과를 이용하여 제어기를 재튜닝하여야 한다. 그러므로, 적절한 가정을 통하여 시스템을 단순화시켜서 제어기의 성능 추종이나 안정성에 대한 전반적 경향성을 맞추는데 그 의의가 있다. 대부분의 제어관련 플랜트 모델은 조작량의 단위 입력에 대한 제어 변수의 변화로부터 전달함수를 계산하여 플랜트의 모델로 설정하고 제어기의 성능을 평가하였다. 이는 구조 및 계산 과정이 매우 간단하지만, 복잡한 입출력 변수 및 유량, 압력, 온도 등의 열용량을 가지는 히트펌프 시스템에는 적합하지 않다. 특히, 액추에이터로서 압축기의 시간 변화 및 전자팽창밸브 개도 변화가 고려된 모델은 전무하다.

본 연구의 2실형 시스템 히트펌프는 부하조건에 따라 압축기 회전수 및 전자팽창밸브 개도 조절을 통하여 각 실내기의 용량조절이 가능하며, 압축기 흡입 과열도를 조절하여 최적운전이 가능하다.<sup>(2)</sup> 복수의 전자팽창밸브와 압축기 회전수는 강하게 결합되어 있으며, 각 실내기의 용량 및 과열도에 상호 영향을 미치고 있는 다중입출력 시스템이다. 본 연구에서는 실내기 토출공기 설정온도를 용량조절 변수로 선정하고, 압축기 흡입 과열도를 시스템 안정성 및 최적화 변수로 설정하였으며, 압축기 회전수와 전자팽창밸브 1, 2를 조작량으로 사용하였다. 다수의 입력 및 출력 변수를 가지므로 다중입출력 제어 시스템으로 상태공간 기법을 적용한 적분형 최적 레귤레이터 제어기를 모델링하였으며, 플랜트 모델은 PRBS 기법을 적용하였다.<sup>(17)</sup>

최적 레귤레이터 제어 시스템은 물리적인 제약조건하에서 제어대상 시스템의 성능 지수(Performance index)를 최적화 시킨 시스템을 의미한다.<sup>(18)</sup> 본 연구에서 제어기의 조작량은 성능지수를 최소화함으로써 얻어질 수 있으며, 식(4)의 성능지수 값이 최소가 되도록 조작량을 선정하였다. 여기서,  $x$ 는 상태량,  $u$ 는 조작량,  $Q$ 는 가중매트릭스,  $J$ 는 성능지수를 나타낸다. 본 제어기의 상태변수는 full-order estimator를 사용하여 추정하였으

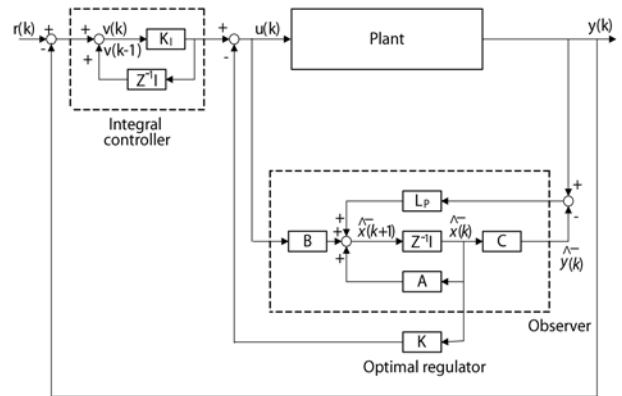


Fig. 2 Block diagram of controller.

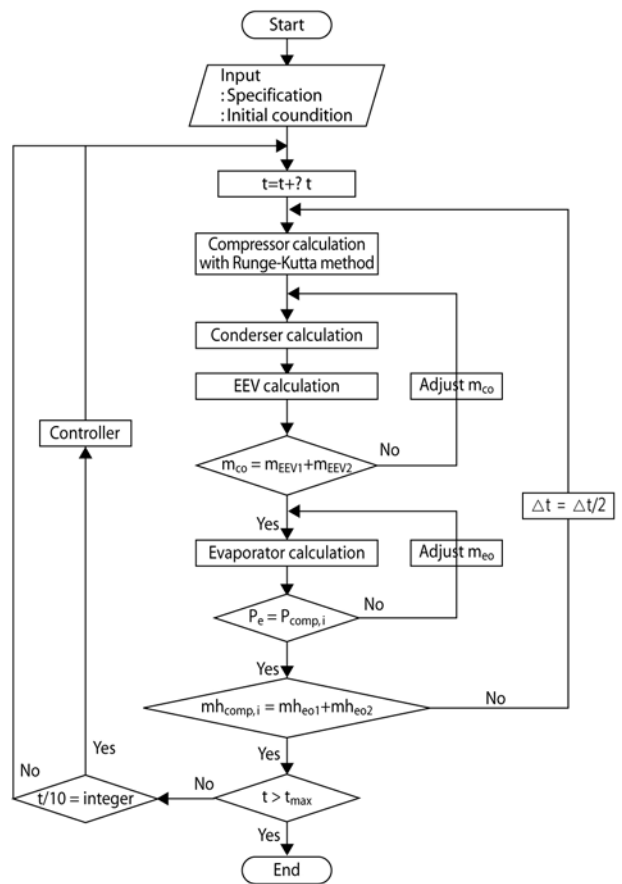


Fig. 3 Flow chart of simulation.

며, 시스템 출력치를 설정치에 추종시키기 위한 적분 보상기를 부가한 적분형 최적 레귤레이터 제어기를 모델링하였다. 상태변수와 제어기의 조작량 및 상태공간 모델의 유도과정은 참고문헌<sup>(11)</sup>과 같다. Fig. 2는 본 연구에서 사용한 다중입출력 적분형 최적레귤레이터 제어기의 블록선도를 나타낸다.

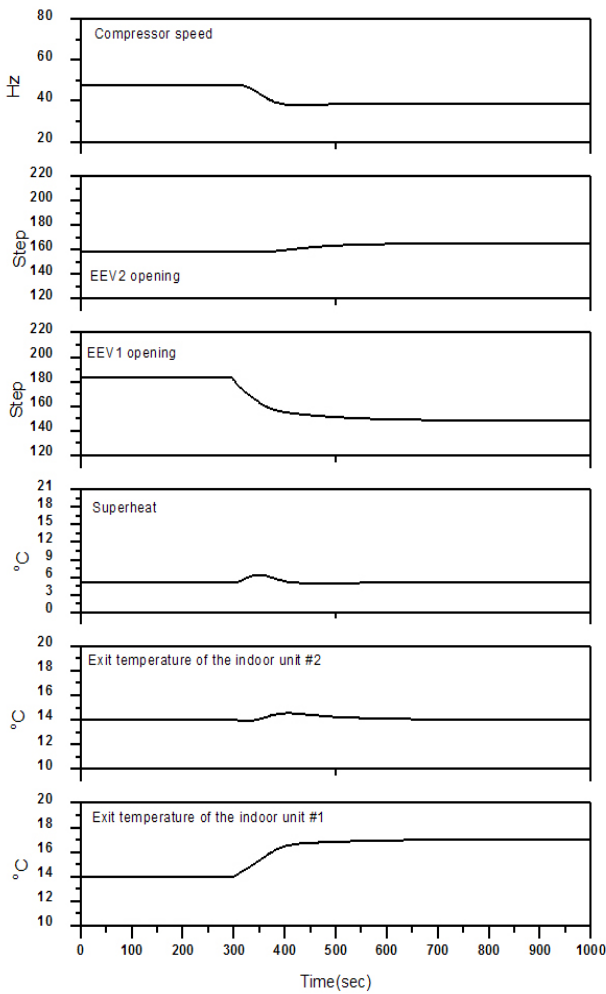


Fig. 4 Simulation results when setting temperature of ID #1 outlet changed from 14°C to 17°C.

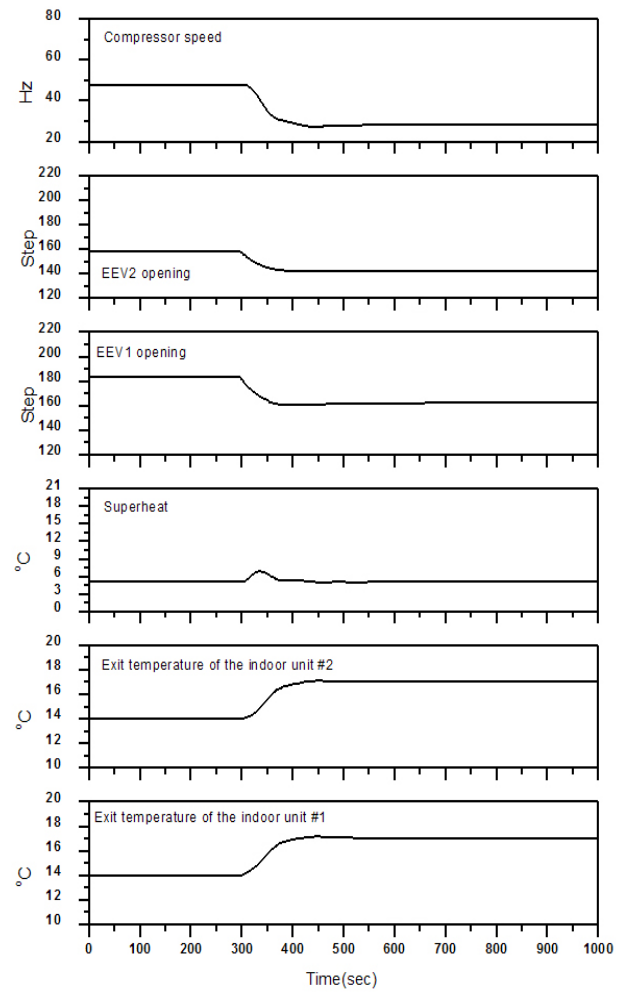


Fig. 5 Simulation results when setting temperature of ID #1 and ID #2 outlet changed from 14°C to 17°C.

$$J = \frac{1}{2} \sum_{k=0}^{\infty} [x^T(k) Q_1 x(k) + u^T(k) Q_2 u(k)] \quad (4)$$

제어기 시뮬레이션은 히트펌프의 각 구성부품의 성능 계산을 위한 프로그램과 각 상태량 등을 계산하기 위한 부프로그램과 냉매 및 공기측 상태량을 구하기 위한 프로그램으로 구성하였다. 본 모델에서는 비정상 시스템 해석을 위하여 압축기, 응축기, 팽창장치, 증발기의 요소부품에 대한 전체 시간 방정식을 미소시간에 대하여 종속변수로 나열하여 시간 간격에 대하여 동시에 풀어나가는 것이다. 이때, 미소시간에 대해 각 요소의 변화율을 부품별로 계산하여 시스템 전체가 매칭되도록 하였으며, 미소시간에 대해 시스템이 안정화 된 후 시스템의 각 상태량을 제어기의 입력 변수로 활용하여 제어 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 3은 히트펌프를 포함한 제어 시뮬레이션 순서도이다.

### 3. 결과 및 고찰

2실형 시스템 히트펌프에 대한 열역학적 수치해석 성능을 기반으로 적분형 레귤레이터 기법을 적용한 다중입출력 제어기 성능을 평가할 시뮬레이션 프로그램을 작성하였으며, 실제 시스템 히트펌프의 제어기 설계 및 튜닝의 초기 프로그램으로 적용하기 위한 기초 연구를 수행하였다. 제어 시뮬레이션은 냉방모드에서 실시하였다. 이때, 실외 열교환기 입구 공기온도는 35°C DB/24°C WB이고 실내 열교환기 입구 공기온도는 27°C DB/19.5°C WB이다.

Fig. 4는 실내기 #1의 토출공기 온도 설정치를 14°C에서 17°C로 증가시킨 것이고 Fig. 5는 실내기 #1과 #2의 토출공기 온도를 동시에 14°C에서 17°C로 변경시킨 경우 다중입출력 적분형 레귤레이터 제어기 시뮬레이

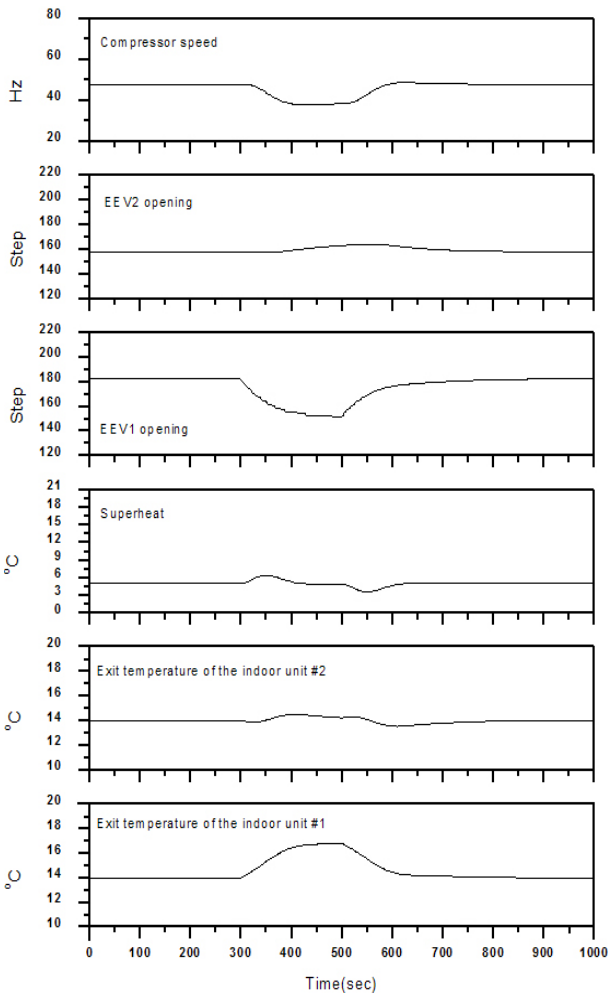


Fig. 6 Simulation results when setting temperature of ID #1 outlet changed( $14^{\circ}\text{C}\rightarrow 17^{\circ}\text{C}\rightarrow 14^{\circ}\text{C}$ ).

선 결과이다. 실내기 #1만의 설정치 변화 시의 초기 과열도 변화에 비하여 실내기 #1, #2를 동시에 변경시의 초기 과열도 변화가 다소 크게 나타나는데 이는 실내기의 설정치 동시 변화로 시스템 히트펌프 용량 변화폭이 커서 압축기 주파수 변화가 다소 크기 때문인 것으로 분석된다. 하지만, 다중입출력 제어에 의하여 전자팽창밸브 1과 전자팽창밸브 2의 동시보상으로 인하여 안정화 시간은 약 3분 20초로 유사하였으며, 본 연구의 시스템 히트펌프에 비하여 단순한 구조인 단일 유닛 히트펌프의 상태공간 기법을 적용한 2변수 제어 시  $2^{\circ}\text{C}$ 의 응축온도 변화시의 안정화 시간이 약 4분인 기존 연구<sup>(11)</sup>와 비교하면 매우 우수한 제어 성능이다. 조작량의 출력치가 큰 경우에 제어변수간의 영향이 크게 나타나지만, 조작량 사이의 결합성을 고려하여 다중 입출력 제어 알고리즘인 적분형 최적 레귤레이터법을

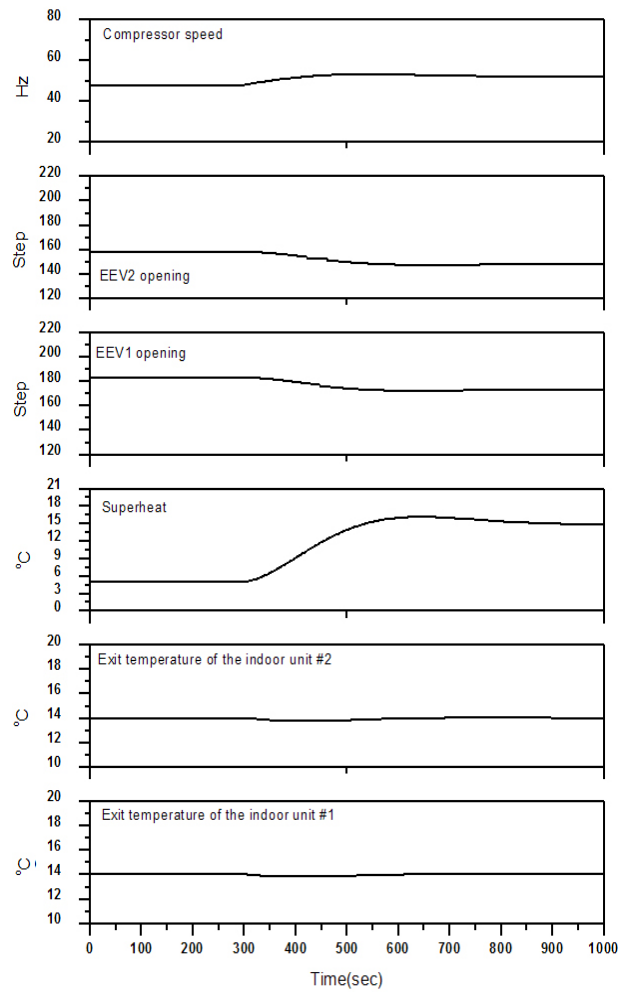


Fig. 7 Simulation results when setting temperature of superheat changed from  $5^{\circ}\text{C}$  to  $15^{\circ}\text{C}$ .

이용한 제어에 의하여 각 조작량의 동시 보상으로 인하여 시스템 히트펌프가 빠르게 안정화되었다. 즉, 다양한 운전 변수와 운전 조건을 갖는 가변속 시스템 히트펌프는 다중입출력 적분형 최적 레귤레이터 제어를 통하여 효율적인 제어가 이루어진 것으로 평가된다.

Fig. 6은 실내기 #1의 토출 공기온도 설정치를 300초와 400초에 각각  $+3^{\circ}\text{C}$ ,  $-3^{\circ}\text{C}$ 씩 변화시킨 경우 제어기 성능 결과이다. 초기 설정치 변화 후 시스템이 안정화되는 과정에서 다시 설정치를 변화시킨 것으로 압축기 주파수 및 전자팽창밸브 개도의 급격한 변화로 제어 변수들이 설정치 변화 초기에 다소 흔들렸으나, 이내 곧 안정되어 우수한 제어 성능을 나타냈다.

Fig. 7 과열도의 설정치를  $5^{\circ}\text{C}$ 에서  $15^{\circ}\text{C}$ 로 변화시킨 경우 제어 시뮬레이션 결과이다. 과열도의 설정치 증가시에 압축기 주파수는 증가하고 전자팽창밸브 1, 2의 개

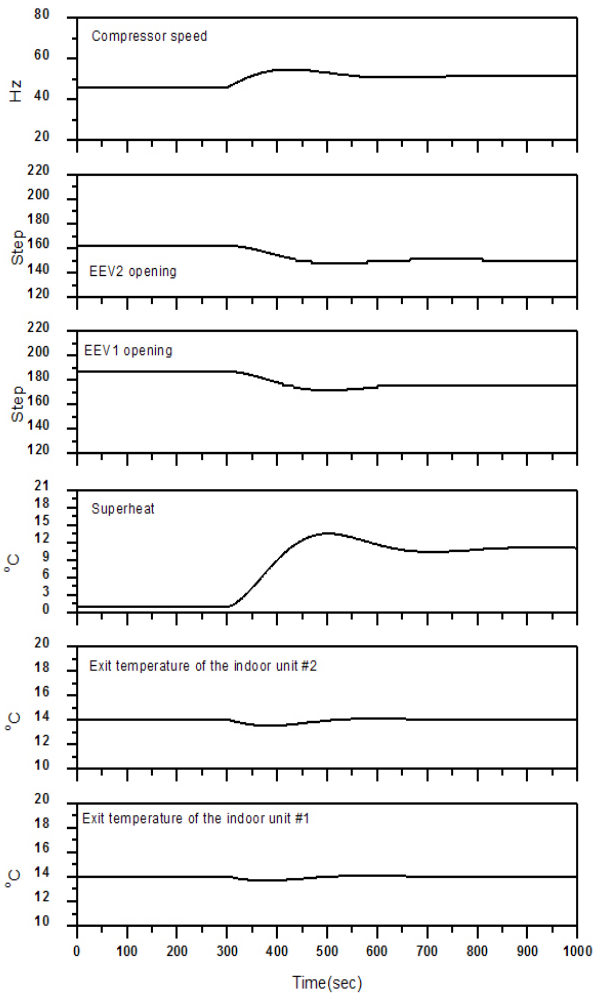


Fig. 8 Simulation results when setting temperature of superheat changed from 1°C to 11°C.

도는 감소하였다. 실내기 토출 공기 온도 설정치 변화 시에는 해당 실내기에 연결된 전자팽창밸브와 압축기 회전속도가 주로 변화되었으며, 공기 토출온도 설정치 변화가 없는 실내기 측의 전자팽창밸브는 변화가 미소하였으나, 과열도 설정치 변화 시에는 3개의 조작량 모두 변화되었다. 즉, 과열도가 실내기 토출 공기 온도 설정치 보다 조작량 사이의 결합성이 크다는 것을 나타낸다.

Fig. 8과 Fig. 9는 각각 과열도 설정치를 1°C에서 11°C, 15°C에서 25°C로 변화시킨 경우이며, 전체적으로 제어 변수의 추종성은 받아들일 만한 결과이지만, 과열도 설정치를 1°C에서 11°C로 변화 초기에는 약 3°C의 오버슈트 발생하여, 과열도 설정치를 15°C에서 25°C로 변화시킬 때보다 크게 발생하였다. 이는 과열도가 작은 경우에는 시스템을 순환하는 냉매유량이 커서 조작량 변화에 따른 냉매유량의 과열도에 대한 영향도가 다소 크게 나

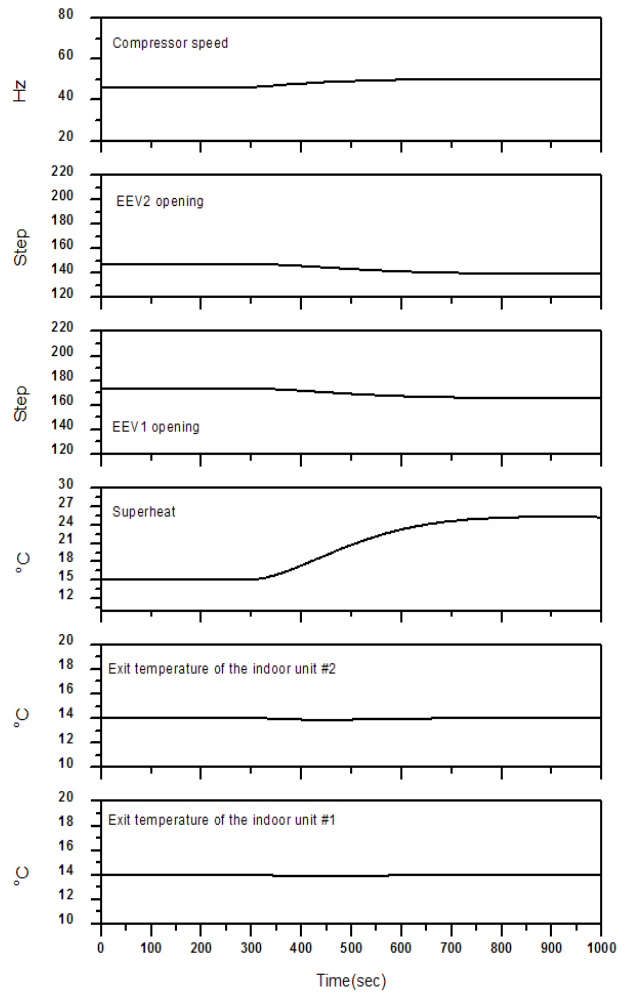


Fig. 9 Simulation results when setting temperature of superheat changed from 15°C to 25°C.

타났기 때문인 것으로 분석된다.

Fig. 10은 표준조건에서 실내기 #1의 토출공기와 과열도 설정치를 동시에 변경시킨 경우의 결과이다. Fig. 4와 같이 실내기 #1의 토출공기만을 변화시킨 경우에는 과열도의 변화폭이 크지 않았으나, 실내기 #1과 과열도를 동시에 변화시킨 경우에는 과열도가 초기 오버슈트를 거친 후에 안정화되었다. 압축기 회전수가 줄어들어 안정화 되어야 하지만, 변동 초기에 제어기가 압축기 주파수를 상승시켜 일어난 결과로 분석된다.

#### 4. 결론

공기대 공기 가변속 시스템 히트펌프의 각 요소기기와 적분형 최적 레귤레이터 제어기에 대한 수치시뮬레이션으로부터 다음의 결론을 얻었다.

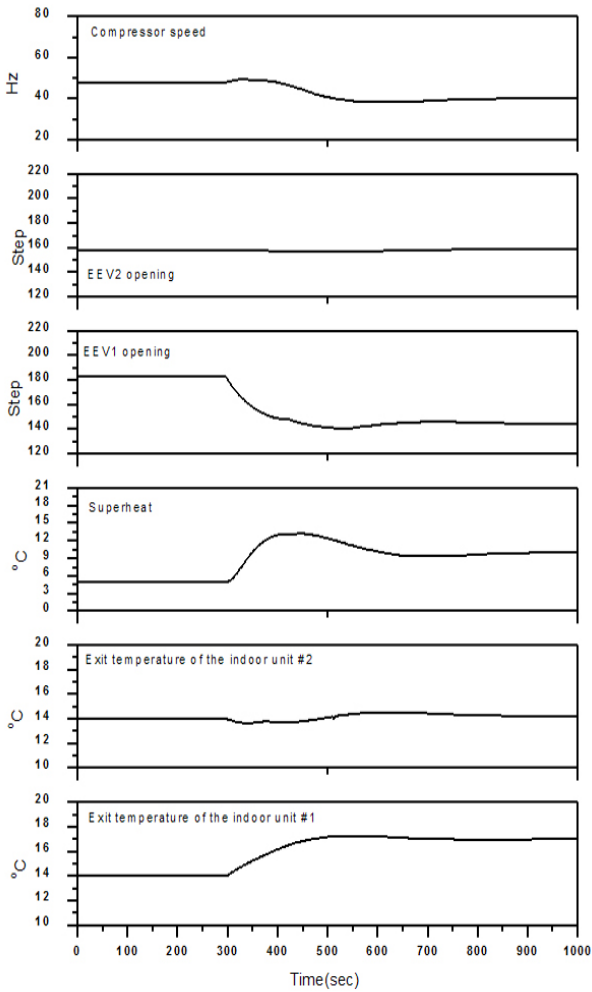


Fig. 10 Simulation results when setting values of superheat and ID #1 outlet temperature changed (SH : 5°C→10°C, ID #1 exit : 14°C→17°C).

- (1) 실내기 #1의 토출공기 온도 설정치 변화시에 비하여 실내기 #1과 #2의 토출공기 온도 변화시에 압축기 변화량이 커서 초기 과열도가 다소 크게 나타났으나, 전자팽창밸브의 조작량에 의한 동시 보상으로 안정화 시간은 유사하게 나타났다.
- (2) 실내기 토출온도 설정시 변화보다 과열도 설정치 변화시에 조작량 사이의 상호 영향량이 더욱 크게 나타났다.
- (3) 과열도가 작은 경우에는 시스템을 순환하는 냉매 유량이 커서 조작량 변화에 따른 냉매유량의 과열도에 대한 영향도가 증가하였다.
- (4) 성능지수를 이용한 다중입출력 적분형 최적 레귤레이터 제어기는 2실형 가변속 시스템 히트펌프의 용량 조절 변수인 실내기 토출 공기 온도와 시스템 최적화 변수인 과열도를 적절히 제어하였다.

## 후 기

본 연구는 산업통상자원부 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다 (No. 2010T100200474).

## 참고문헌

1. Kang, H., Joo, Y., Chung, H., Kim, Y., and Choi, J., 2009, Experimental study on the performance of a simultaneous heating and cooling multi-heat pump with the variation of operating mode, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 32, pp. 1452-1459.
2. Choi, J. M. and Kim, Y., 2003, Capacity modulation of an inverter-driven multi-air conditioner using electronic expansion valves, *Energy*, Vol. 28, pp. 141-155.
3. Chua, K. J., Chou, S. K., and Yang, W. M., 2010, Advances in heat pump systems : a review, *Applied energy*, Vol. 87, pp. 3611-3624.
4. Ma, G. and Li, X., 2007, Exergetic optimization of a key design parameter in heat pump systems with economizer coupled with scroll compressor, *Energy Conversion Management*, Vol. 48, No. 4, pp. 1150-1159.
5. Chaiwongsa, P. and Wongwises, S., 2008, Experimental study on R-134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expansion device, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, pp. 467-477.
6. Chen, J. and Yu, J., 2008, Performance of a new refrigeration cycle using refrigerant mixture R32/R134a for residential air-conditioner applications, *Energy Buildings*, Vol. 40, No. 11, pp. 2022-2027.
7. Chen, W., 2008, A comparative study on the performance and environmental characteristics of R410A and R22 residential air conditioners, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 1, pp. 1-7.
8. Murr, R., Thieriot, H., Zoughaib, A., and Clodic, D., 2011, Multi-objective optimization of a multi water-to-water heat pump system using evolutionary algorithm, *Applied Energy*, Vol. 88, pp. 3580-3591.
9. Caillat, J. L., Ni, S., and Daniels, M., 1998, A computer model for scroll compressors, *Proceeding of International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 47-55.
10. He, X. Liu, S., and Asada, H. H., 1997, Modeling of vapor compression cycles for multivariable feedback control HVAC system, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 119, pp. 183-191.

11. Choi, J. M., 2002, Study on the transient performance and optimal control of a variable speed multi-heat pump, Ph. D Thesis, Korea.
12. Holman, J. P., 1987, Heat Transfer, McGraw-Hill Press.
13. Travis, D. P., Baron, A. B., and Rohsenow W. M., 1970, Forced convection condensation inside tubes : a heat transfer equation for condenser design, ASHRAE Trans. Vol. 72, pp. 157-165.
14. Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1986, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 29, No. 3, pp. 351-358.
15. McQuiston, F. C., 1978, Finned tube heat exchanger; state of the art for the air side, ASHRAE Transaction, Vol. 84, pp. 85-93.
16. Myers, R. J., 1967, The effect of dehumidification on the air-side heat transfer coefficient of a finned tube coil, University of Minnesota, Master's Thesis.
17. Landau, L., 1990, System Identification and control design, Prentice-Hall Inc.
18. Ogata K., 1997, Modern control engineering, 3rd Ed., Prentice-Hall Inc.