PRBS 시스템 규명 기법 적용 멀티 열펌프의 다중입출력 제어특성에 관한 실험적 연구

최종민[†]

한밭대학교 기계공학과

Experimental Study on the MIMO Control Algorithm of a Multi-Heat Pump Based on PRBS Identification Scheme

Jong Min Choi[†]

Department of Mechanical Engineering, Hanbat National University, Daejeon 305-719, Korea

Abstract

A multi-heat pump provides the benefits of comfort, energy conservation and easy maintenance. Recently, the multi-heat pump has been widely employed in small and medium-sized buildings. However, the control algorithm of the multi-heat pump are limited in the open literature due to complicated operating conditions. In this study, the MIMO control algorithm using integral optimum regulator was designed and the control performance of it was analyzed. In addition, system model of the control plant was developed by PRBS system identification scheme. The MIMO controller adopting the integral optimum regulator yielded satisfactory control performance results.

Key words: Heat pump(열펌프), MIMO(다중입출력), Integral optimum regulator(적분형 최적 제어기), System identification(시스템 규명)

기 호 설 명

A : 상태매트릭스
 B : 입력매트릭스
 C : 출력매트릭스
 D : 전이매트릭스
 EEV : 전자팽창밸브
 ID : 실내기
 J : 비용함수
 K : 제어게인 매트릭스

K_I : 적분제어게인 매트릭스
 Lp : 상태추정기 게인 매트릭스
 OD : 실외기
 Q : 가중매트릭스
 u : 제어기 조작량
 x : 상태변수
 y : 출력변수

1. 서 론

전 세계적으로 화석연료 의존도가 높아지면서 발생한 이산화탄소 및 공해물질 배출로 인하여 지구온난화와 환경오염이 가속화되고 있다. 또한, 국제 유가 상승과 에너지 산업의 민영화, 자유화,

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-821-1731, Fax: +82-42-821-1462

E-mail: jmchoi@hanbat.ac.kr

접수일 : 2013년 4월 10일

심사일 : 2013년 4월 29일

채택일 : 2013년 5월 13일

개방화의 지속적인 진행으로 에너지 시장의 새로운 질서가 대두됨에 따라 에너지 절약과 환경 규제 대응 방안 수립이 절실히 요구되고 있다. 하지만 경제가 발전함에 따라 삶의 질 향상에 대한 요구는 지속적으로 증가되어 건물의 냉난방 분야의 에너지 소비가 증가하고 있다. 특히, 국민의 소득 증대와 생활수준의 향상으로 주거환경의 쾌적성에 대한 욕구가 점차 높아져 공조기기의 보급이 1가구 1대에서 1실 1대로 되어가는 추세이다. 이에 따라 설치공간과 공사비의 절감 및 에너지 절약 차원에서 냉난방을 동시에 고려하여 한 대의 실외기에 다수의 실내기가 접속되는 멀티 열펌프의 개발과 보급이 급격히 증가하고 있다^[1,2].

멀티 열펌프는 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^[3].

Matsuoka and Nagatomo^[4]는 가변속 열펌프의 압축기 회전수, 팬 회전수, 전자팽창밸브 개도 등을 변화시켜 발생하는 과도응답을 수학적으로 모델링하였다. Yasuda et al.^[5]은 비례적분 제어(PI control)를 사용하여 전자팽창밸브의 전달함수를 도출하였으며, Fujita et al.^[6]은 2실형 멀티 에어컨에 대하여 용량조절 시험을 수행하여 압축기의 단속회전수를 줄여서 에너지 절약 및 쾌적성 향상 효과를 얻었다. 대부분의 멀티 열펌프 시스템은 다중입출력 시스템이지만, 열펌프 시스템 제어와 관련하여서는 단일입출력 제어 시스템을 이용한 단일 유닛 시스템에 대하여 이루어졌다.

본 연구에서는 2실형 공기 대 공기 멀티 열펌프의 효율적 운전 제어 알고리즘 개발을 위하여 실험적 시스템 규명기법을 이용하여 플랜트 모델을 규명하고, 적분형 최적 레귤레이터법을 이용한 다중입출력 제어를 설계하여 제어기에 대한 실험적 운전 특성을 분석하였다.

2. 제어 대상 멀티 열펌프 실험장치

Fig. 1은 본 제어기 성능분석을 위한 2실형 멀티 열펌프 실험장치의 개략도이다. 시스템은 횡형 인버터 스크롤 압축기, 핀-튜브 열교환기인 응축기 1개와 증발기 2개 및 스텝모터 구동형 EEV(전자팽창밸브) 2개로 구성하였다. 압축기는 30에서 120 Hz의 가변회전수를 가지며, 3상 220 V로 구동된다. EEV는 1-2 상여자 방식으로 구동된다. 멀티 열펌프 시스템의 성능 측정 및 제어를 위하여 압축기의 소비동력, 냉매 유량, 공기풍량과 시스템 주요 부위의 온도 및 압력 등을 측정하였으며, 측정된 데이터를 컴퓨터에서 처리하고, 컴퓨터에서 제어알고리즘을 구현하였다. 컴퓨터와 압축기 구동용 인버터 및 전자팽창밸브 개도 조절용 드라이버를 Labview 프로그램으로 연계하여 압축기와 전자팽창밸브를 제어하였다.

가변속 멀티 열펌프의 제어 성능 실험을 위하여 외란에 대한 시스템의 특성을 규명하는 것은 효율적인 제어를 위해서 매우 중요하므로 제어 변수 도출 및 제어 알고리즘 적용을 위하여 시스템 규명 실험을 실시하였으며, 압축기 회전수와 전자팽창밸브 1, 2의 개도를 변화시켰다.

적분형 최적 레귤레이터 다중입출력 제어기 성능 시험시에 외란으로 실내기 #1과 #2의 토출 공기온도 및 과열도를 사용하였다. 실험시 실시간 데이터처리 프로그램을 작성하여 측정값을 모니터링하고, REFPROP^[7]을 이용하여 냉매의 과열도, 과냉도, 냉방능력 및 COP 등을 실시간으로 계산하여 제어기 성능 실험에 활용하였다. 압축기 입·출구온도 및 압력과 냉매유량이 각각 $\pm 0.25^{\circ}\text{C}$, $\pm 5\text{ kPa}$, $\pm 0.5\text{ kg/h}$ 의 변화폭을 가지며 5분간 변동이 없을 때를 정상상태로 간주하고, 이후에 외란을 주어 제어기 작동시의 시스템 변화에 관한 데이터를 수집하였다. 실내기와 실외기의 입구공기 온도와 습도는 향온향습 챔버로 설정치로 정밀제어하였으며, 실내기 #1 및 #2측 입구 공기 온도는 $27^{\circ}\text{C DB/ } 19.5^{\circ}\text{C WB}$, 실외온도는 $35^{\circ}\text{C DB/ } 24^{\circ}\text{C WB}$ 를 표준온도 조건을 설정하고, 제어 성능 실험을 수행하였다.

각각 상태 매트릭스, 입력 매트릭스, 출력매트릭스, 전이매트릭스를 나타낸다. 조작량 u_1 , u_2 , u_3 는 각각 EEV1, EEV2 및 압축기 회전수를 나타낸다. 시스템은 9개의 상태변수로 구성되며, 가관측 매트릭스 및 가제어 매트릭스는 각각 9행 27열, 27행 9열 매트릭스이며, 랭크(rank)는 모두 9로써 본 제어시스템은 가관측 및 가제어 시스템이다.

$$\begin{aligned} x(k+1) &= Ax(k) + Bu(k) \\ y(k) &= Ax(k) + Du(k) \end{aligned} \quad (1)$$

최적 레귤레이터 시스템이란 물리적인 제약조건하에서 제어대상 시스템의 성능 지수(Performance index)를 최적화 시킨 제어시스템을 의미한다.

본 연구에 사용한 적분형 최적 레귤레이터의 블록선도는 Fig. 3과 같으며, 성능지수는 식(2)와 같다. 제어기의 조작량은 성능지수값이 최소화되도록하였다. 식(2)에서, x 는 상태량, u 는 조작량, Q 는 가중매트릭스, J 는 성능지수를 나타낸다. 본 제어기의 상태변수는 측정불가능하여 조작량과 제어량으로부터 상태를 추정하는 Full-order estimator를 사용하여 식(3)으로 계산되며, 시스템 출력치를 설정치에 추종시키기 위한 적분 보상기를 부가한 적분형 최적 레귤레이터 제어기를 모델링하였다.

$$J = \frac{1}{2} \sum_{k=0}^{\infty} [x^T(k)Q_1x(k) + u^T(k)Q_2u(k)] \quad (2)$$

$$\hat{x}(k+1) = A\hat{x}(k) + Bu(k) + L_p(y(k) - \hat{y}(k)) \quad (3)$$

적분형 최적 레귤레이터법은 플랜트 모델에 근거하므로 이를 구현하기 위해서는 플랜트 모델이 필요하며, 플랜트 모델은 Fig. 2로부터 구한 시스템 규명 결과를 적용하였다.

4. 제어 성능 결과 및 분석

Fig. 4는 실내기 #1의 토출공기 온도를 14℃에서 17℃로 증가시킨 경우의 제어실험결과이다. 실

내기 #1의 토출 공기온도가 오버슈트 없이 설정 온도를 추정하였으며, 실내기 #2의 토출공기 온도와 과열도가 안정적인 특성을 나타내었다. 설정온도가 안정화되는데 약 4분30초가 소요되었으며, 이는 열펌프 시스템의 열관성을 고려한다면 매우 만족할 만한 결과이다^[5]. Fig. 5는 실내기 #1 토출 공기온도의 설정치를 17℃에서 14℃로 감소

Fig. 2 System identification test result.

Fig. 3 Block diagram of optimum regulator.

시킨 경우로 실내기 1측의 설정치 상승시와 대칭 형태의 안정적 제어 성능을 나타내었으며, 토출공기가 설정치로 안정화되는데 약 5분 정도가 소요되었다. 본 연구의 실내기 토출온도 설정치 변화에 대하여 제어기는 매우 우수한 성능을 나타낸 것으로 판단된다. 표준조건에서 실내기 #1의 토출 공기온도의 상승 및 하강시 모두 EEV1의 개도 및 압축기 회전수는 상당한 변화가 있었으나 EEV2의 개도는 미소한 변화를 나타냈다. 최적의 운전 조건에서 모든 조건이 동일할 때 EEV1의 개도 증가 또는 감소시에 시스템이 최적의 성능을 나타내기 위해서는 EEV2의 개도는 감소하거나 증가하며 전체 냉방용량은 감소한다^[9]. 그러나, Figs. 4, 5에서는 EEV2의 개도 변화는 미소하였

는데, 이는 압축기 회전수 증가 또는 감소로 인하여 시스템의 운전점이 변화되어 EEV1의 개도가 변하였어도 EEV2의 개도 변화는 크지 않았다. 예를 들면, 압축기 회전수가 일정할 경우 실내기 #1의 용량 증가를 위하여 EEV1의 개도 증가시 EEV2의 개도는 감소하고 실내기 #2의 용량은 감소하지만, 압축기 회전수를 증가시키면 EEV1 및 EEV2는 개도가 큰 지점에서 안정을 이루게 되고 실내기 #1의 용량 증가를 위해 EEV1 개도는 증가하고 EEV2의 개도는 감소한다. 그러므로, 실내기 #1의 토출공기 온도 설정치 변화시 EEV1의 개도 및 압축기 회전수 변화가 실내기 #1의 용량을 조절하고 EEV2의 개도 변화는 미소한 것으로 분석된다.

Fig. 4 Control results when the setpoint of the exit temperature of ID #1 changed from 14°C to 17°C at standard condition.

Fig. 5 Control results when the setpoint of the exit temperature of ID #1 changed from 17°C to 14°C at standard condition.

Figs. 6, 7은 각각 실외부하 및 실내기 #2측 부하는 표준조건으로 설정하고 실내기 1측의 부하는 32℃ DB/ 22.5℃ WB로 표준온도보다 높은 온도로 설정한 후 실내기 1측의 토출공기 온도의 설정치를 변화시킨 실험 결과이다. 실내기 #1측의 부하 증가로 운전조건이 변하였으나 EEV와 압축기 조작량 및 각 제어변수들이 표준조건에서의 설정치 변화시와 유사한 경향을 나타냈고, 안정화 시간이 5분 50초로 좀 더 길게 나타났다. 이는 실내기 #1측의 부하증가로 열용량이 증가하여 EEV1의 조작량에 대한 응답이 느려서 안정화 시간이 길어진 것으로 판단된다. 실내기 #2측은 변화가 미미하였으나, 과열도가 초기에 조금 변동하였으며 설정온도 하강시 변화가 크게 일어났다. 이

는 운전 조건 변화시에 조작량의 변화에 따라 과열도가 실내기 열용량보다 다소 민감하게 반응하기 때문인 것으로 분석된다. 그러나, 부하 변동시에도 실내기 토출 온도 설정치 변화에 따른 성능은 받아들일 만한 결과이다.

Fig. 8은 실외기 부하를 38℃ DB/ 24.5℃ WB로 변경하고 실내기는 표준온도 조건에서 실내기 #1측의 토출공기 온도설정치를 14℃에서 17℃로 증가시킨 결과이다. 초기 과열도가 하강한 것은 압축기 회전수 증가와 EEV1 개도 감소 효과가 중첩된 결과이다. 실외부하가 변하여 시스템 안정화 시간은 비슷하고, 복수의 실내기 및 조작량 사이의 결합성에도 불구하고 실내기 공기 출구온도 및 과열도에 대하여 적분형 최적 레귤레이터 제

Fig. 6 Control results when the setpoint of the exit temperature of ID #1 changed from 14°C to 17°C at high ID #1 condition.

Fig. 7 Control results when the setpoint of the exit temperature of ID #1 changed from 17°C to 14°C at high ID #1 condition.

여기는 적절한 제어 성능을 나타냈다. 일반적으로 멀티 열펌프 시스템은 부하에 대하여 비선형 시스템의 특성을 갖지만, 제어기의 각 조작량 사이의 결합성 및 제어 변수에 대한 상호 의존도 등을 고려한 동적 모델과 적절한 제어기를 선정하면 시스템 변화시에도 원하는 제어성능을 얻을 수 있을 것으로 예상된다.

Fig. 9는 표준조건에서 과열도 설정치를 10℃ 증가시킨 경우의 제어 성능이다. 압축기 최종 회전수가 상승하였으며, EEV1과 EEV2의 개도가 감소하였다. 실내기 토출 공기 온도는 변동이 거의 없었으나, 과열도가 안정되는데 상당히 오랜시간이 소요되었다. 이는 과열도는 압력계를 이용하여 포화온도를 구하고 흡입온도와의 차이로부터 계산되는데, 압력계의 변동폭이 커서 과열도가 요

Fig. 8 Control results when the setpoint of the the exit temperature of ID #1 changed from 14℃ to 17℃ at high OD condition.

동할 수 있으므로 제어기에서 조작량 출력값이 작게 변하였기 때문이다. Yasuda^[5]는 부하변동에 따라 EEV만을 이용한 증발기 출구 과열도 제어 실험을 실시하여 약 9분 정도에 안정된 증발기 출구 냉매온도를 얻었으며 이는 받아들일만한 제어 특성이라고 결론지었다. Fig. 9의 과열도 변화는 시스템 변화와 더불어 이루어진 것으로서 Yasuda^[5]의 제어 결과와 비교하여 추종성 및 안정성이 우수한 결과이다.

Fig. 10은 표준조건에서 과열도 설정치를 1℃로 변경한 경우의 시스템 제어 특성이다. 과열도가 설정값에서 안정되지 못하고 헌팅하였다. 일반적으로 과열도가 작을수록 증발기에서의 열교환

Fig. 9 Control results when the setpoint of the superheat changed from 5℃ to 15℃ at standard condition.

율은 증가하고 최대의 성능을 얻는다. 그러나 과열도 설정치가 매우 작은 경우에는 제어기가 안정적인 특성을 나타내지 못했다. 이는 제어적 측면에서 증기압축 시스템의 과열도의 안정적 제어가 이루어지기 위해서는 최소 과열도가 존재한다는 것을 나타낸다. 즉, 과열도 제어를 위해서는 증발기의 최대 효율과 안정성 측면에서 최소의 과열도(MSS : Minimum stable superheat)^[10]를 고려하여야 한다. 최소과열도는 증발기 부하가 증가할수록 증가한다. 즉, 일정부하에서 과열도가 최소과열도보다 크면 과열도 제어가 안정적으로 이루어진다. 그러므로, 과열도 설정치 1℃에서 과열도가 안정되지 못한 것은 최소과열도보다 작아

서 불안정영역에서 운전되었기 때문인 것으로 판단된다. 본 연구에서는 과열도 5℃에서 실내부하 및 실외부하 변동시에도 원하는 과열도 제어를 수행할 수 있었으므로 본 연구에 사용된 2실형 멀티 열펌프의 최소과열도를 5℃이상으로 설정할 경우 시스템을 안정적으로 제어할 수 있을 것으로 평가된다.

5. 결 론

2실형 가변속 멀티 열펌프 시스템을 제작하여 표준 실외기 및 실내기 부하조건에서 PRBS 기법에 의해 시스템을 규명하고, 멀티 열펌프의 압축기 회전수, EEV 1, 2 개도를 입력변수로 선정하고 각 실내기 토출 공기 온도 및 과열도를 시스템 제어 변수로 사용하는 적분형 최적 레귤레이터 MIMO 제어기를 설계 및 제작하여 멀티형 열펌프의 제어 성능 실험을 실시하여 다음의 결론은 얻었다.

- (1) 적분형 최적 레귤레이터 제어기는 2실형 가변속 멀티 열펌프의 용량 조절 변수인 실내기 토출 공기 온도와 시스템 최적화 변수인 과열도를 기존의 단일 유닛 열펌프 시스템보다 빠르게 안정적으로 제어하였다. .
- (2) 제어를 위한 시스템 규명은 실내 및 실외부하 표준온도 조건에서 실시하였으나, 실제 제어기 적용 시에 실내외 부하가 변화되어도 적분형 최적 레귤레이터 제어기는 우수한 제어 성능을 나타냈다.
- (3) 과열도 설정치 변화에 대해서 적분형 최적 레귤레이터 제어기는 안정적인 제어 성능을 나타냈으나 토출 공기 온도에 비하여 추종 속도가 다소 느리게 나타났는데, 이는 과열도가 토출공기 온도보다 민감하기 때문인 것으로 분석된다.
- (4) 과열도 목표치를 1℃로 설정한 경우 과열도가 안정되지 못하였는데, 이는 열펌프 시스템의 신뢰성 있는 제어를 위해 최소 과열도가 존재한다는 것을 의미한다. 따라서 실제 과열도 제어시에는 멀티 열펌프 시스템에 따른 최소과열도를 검토하여야 한다.

Fig. 10 Control results when the setpoint of the superheat changed from 5℃ to 1℃ at standard condition.

후 기

본 연구는 산업통상자원부 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다. (No. 2012T100100343)

참고문헌

1. He, X., Liu, X., Asada, H., and Itoh, H., 1998, Multi-variable control of vapour compression systems, ASHRAE J HVAC&R, Vol. 4, Part 3, pp. 205-229.
2. Lida, K., Yamamoto, T., Kuroda, T., and Hibi, H., 1982, Development of an energy saving oriented variable capacity system heat pump, ASHRAE Trans., Part 1, Vol. 88, pp. 441-450.
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. Matsuoka, F. and Nagatomo, H., 1983, Dynamic response and electrical control for the air conditioner, Transaction of the JAR, Vol. 5. No. 1, pp. 43-54.
5. Yasuda, H., Ishibane, K., and Nakayama, S., 1992, Evaporator superheat control by an electrically driven expansion valve, Trans. of the JAR, Vol. 9, No. 2, pp. 147-156.
6. Fujita, Y., Kubo, T., and Suma, S., 1992, Multi air conditioner with two indoor units, Refrigeration, Vol. 67, No. 772, pp. 171-176.
7. McLinden, M.O., Klein, M.O., Lemmon, E. W., and Peskin, A. P., 1998, Thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures (REFPROP 6.0), NIST, Gaithersburg, MD., U.S.A.
8. Landau I., 1990, System Identification and Control Design, Prentice Hall, Prentice Hall Information and System Sciences Series.
9. Choi, J.M. and Kim, Y.C., 2003, Capacity modulation of an inverter-driven multi-air conditioner using electronic expansion valves, Energy, Vol. 28, No. 2, pp. 141-155.
10. Jolly, P.G., Tso, C.P., Chia, P.K., and Wong, Y.W., 2001, Intelligent control to reduce superheat hunting and optimize evaporator performance in container refrigeration, ASHRAE Winter Meeting, ISSN 1588-8586, Atlanta, USA. Paper No. 4441.