

열환경 챔버 제어를 위한 PID 튜닝기법 연구

신 영 기[†], 양 훈 철^{*}, 태 춘 섭^{*}, 장 철 용^{*}, 조 수^{*}, 김 영 일^{**}

세종대학교 기계공학과, ^{*}한국에너지기술연구원 친환경건물연구센터, ^{**}서울산업대학교 건축학부

A Study on PID Tuning Technique of a Thermal Environment Chamber

Younggy Shin[†], Hooncheul Yang^{*}, Choon-Seob Tae^{*}, Cheol-Yong Jang^{*}, Soo Cho^{*}, Youngil Kim^{**}

Department of Mechanical Engineering, Sejong University, Seoul 143-747, Korea

^{*}Building Energy Research Center, Korea Institute of Energy Research, Daejeon 305-343, Korea

^{**}School of Architecture, Seoul National University of Technology, Seoul 139-743, Korea

(Received June 24, 2005; revision received October 4, 2005)

ABSTRACT: The present study has been conducted to tune a PID controller for large thermal systems such as a thermal environment chamber. In spite of large thermal mass of the thermal chamber under test, its response delay time was found to be negligible mainly due to high air recirculation rate. In general, heating and cooling capacities tend to be small compared the size of a thermal environment chamber, which leads to long transient periods of one hour or so. In the study, a PI tuning method is suggested which makes system responses faster while reducing overshoots and hunting by utilizing efficiently proportional band of actuators.

Key words: PID(비례적분미분 제어), Root locus(근궤적법), Thermal environment chamber(열환경 챔버), Heat pump(열펌프)

기 호 설 명

e : 오차
 G : 전달함수
 K : 비례이득
 M_p : 최대 오버슈트
 R : 설정값
 s : Laplace 도메인
 T : 시간상수
 t_s : 안정화 시간
 w_n : 고유진동수 [rad/sec]
 Y : 출력값

그리스 문자

τ : 시상수
 ζ : 감쇠비

하첨자

c : 제어기
 I : 적분기

1. 서 론

멀티 시스템 에어컨은 향후 냉동 및 공기조화 분야가 발전해 나갈 중요한 분야 중의 하나이며 학문적으로는 종전의 공기나 물이 아닌 냉매를 이용한 새로운 개념의 공조기술이므로 많은 기초

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-3408-3284; fax: +82-2-3408-3333

E-mail address: ygshin@sejong.ac.kr

연구가 필요하다. 핵심 제어기술 개발을 위해서는 여러 대의 실내기와 실외기에 각기 다른 열부하를 설정하여 제어성능 평가실험을 수행할 수 있는 멀티시스템용 열환경 챔버의 구축이 필수적이다. 열환경 챔버는 각 실내기 부하의 on/off 등에 따른 급속한 부하변동에도 설정온도와 습도를 빠르게 회복할 수 있는 강한 제어성능을 갖추어야 한다. 이와 같은 열환경 챔버 내 온도제어에 관하여 연구결과가 발표된 사례는 없으나, 산업현장의 경우 국내 최대의 가전업체인 S, L사는 삼에스 코리아라는 업체에 의뢰하여 열환경 챔버를 구축하였다.⁽¹⁾ 이 업체에서는 본 연구방법의 수증기 방식 난방코일이 아닌 전열히터를 사용한다. 전열히터는 반응속도가 빠르고 제어성이 우수하므로 반응속도가 느린 냉방코일이 과냉각한 공기를 전열히터의 제어로 재가열하여 적정온도를 유지하게 한다. 본 연구에서는 운전비용이 많이 드는 전열히터 대신 보일러를 이용한 난방코일을 적용한 열환경 챔버를 대상으로 한 PID 튜닝기법을 소개한다.

2. 열환경 챔버 및 제어시스템의 구성

L사에 설치된 열환경 챔버 구성의 개념도는 Fig. 1과 같다. 실내기 시험용 챔버는 A, B, C, D의 4개이지만 동일한 구조이므로 A, B의 2개만을 대

상으로 하였고, 챔버 E는 실외기용 챔버이다. 챔버의 온도제어를 위해 각 실내기에는 온수 및 냉수 코일이 설치되어 있다. 챔버 외부에 있는 온수 및 냉수 저장탱크에서 일정온도로 유지되는 작동유체를 인버터 구동 펌프를 이용하여 설정온도를 추종하도록 유체 순환량을 제어하는 방식이다.

실내기용 챔버 A 및 B의 냉방 및 난방 용량은 각각 28kW와 33.5kW로 설계하였다. 실외기용 챔버 E는 냉방 및 난방 용량이 각각 56kW와 67kW에 해당한다. 이들 챔버에 냉수 및 온수를 공급할 칠러와 보일러의 용량은 충분히 클 것으로 판단되나 정량적인 용량은 파악할 수 없었다. 각 챔버의 냉난방 능력은 냉수 및 온수코일의 열교환 능력 및 순환유량에 의해 결정된다. 냉온수 코일의 열교환 능력 또한 측정이 용이하지 않고 공칭 능력 또한 신뢰할 수 없으므로 미지수로 간주된다. 따라서 온도제어를 위한 전달함수 파악에 필요한 정량적인 정보가 부재한 셈이다.

온도제어를 위한 제어시스템은 LS산전의 GLOFA 시리즈의 GM2 모델을 적용하였다. GM2 모델은 실수연산이 가능하고 PID 함수 블록을 지원한다. 피드백 제어가 필요한 모든 루프에는 PID 함수 블록을 적용하였다.⁽²⁾ 온도측정은 정확도 향상과 PLC에의 인터페이스 용이성을 고려하여 Pt1000 센서를 사용하였다. 운전자와 제어시스템의 인터페이스를 위한 MMI(man-machine interface)는

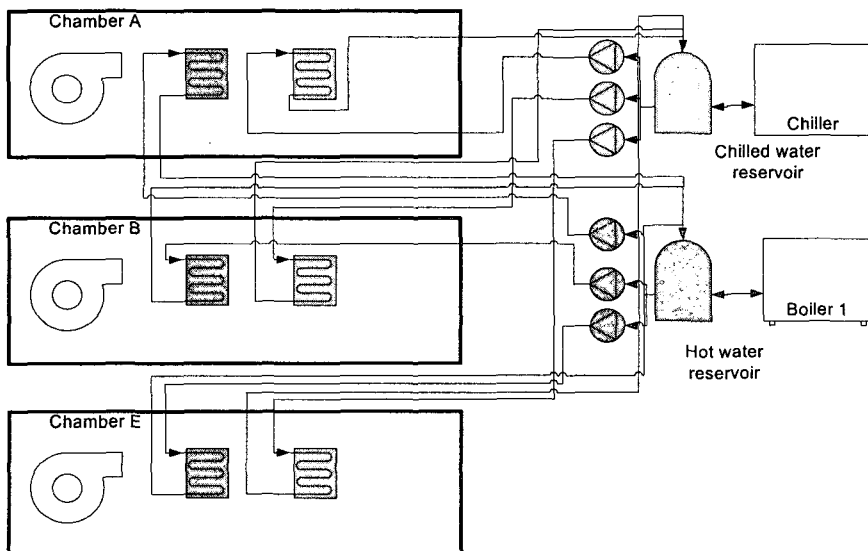


Fig. 1 Schematic of a multi-room thermal environment chamber.

Intouch[®]라는 상용 프로그램을 사용하였다.⁽³⁾ 해당 MMI 프로그램에서 설정값 및 PID 파라미터 설정이 가능하다.

3. PID 제어의 이해

본 연구에서는 열환경 챔버 내 온도제어를 위한 PID 튜닝에 관하여 고찰하고자 한다. 열유체 제어는 화학공학 분야의 공정제어와 유사하며 이와 유사한 PID 튜닝기준을 적용할 수 있다고 생각하기 쉬우나⁽⁴⁾ 공기조화 및 냉동과 관련된 기계설비의 전달함수는 일반 화학공정에 비해 반응 지연시간(delay time)이 작아 전달함수의 선형성이 높은 편이다. 공정제어에서는 반응지연시간의 영향이 매우 중요하고 이 반응지연시간을 고려한 PID 튜닝 설계공식이 연구의 주류를 이루고 있다. 그러나 후술할 열환경 챔버의 전달함수는 반응지연시간이 무시할 정도로 작아 선형전달함수로 가정할 수 있다. 따라서 PID 튜닝을 위한 전달함수의 형태는 다음과 같다고 가정한다.

$$G(s) = \frac{K}{\tau s + 1} \quad (1)$$

위의 전달함수에 대하여 P, PI 또는 PID 제어 튜닝이 모두 가능하나 P 제어는 정상상태 오차가 남고, PID 제어는 제어성능 개선에 비해 D의 튜닝에 추가적인 노력이 필요하고 온도센서 등의 노이즈가 증폭되어 정상상태에서 제어출력이 헌팅하여 제어밸브 작동에 무리를 줄 수 있다. 따라서 본 연구에서는 일반 산업현장에 적용되는 바와 같이 보수적인 다음의 PI 제어기 적용을 가정한다.

$$m(t) = K_c \left(e(t) + \frac{1}{T_I} \int e(t) dt \right) \quad (2)$$

라플라스(Laplace) 변환된 형태는 다음과 같다.

$$G_c(s) = K_c \frac{(s + 1/T_I)}{s} \quad (3)$$

이때 Fig. 2와 같은 피드백 제어 블록다이어그램에 대하여 전달함수 관계는 식(4)와 같다.

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{G_c(s)G(s)}{1 + G_c(s)G(s)} \quad (4)$$

식(4)의 시간영역에서의 거동을 결정짓는 일반해는 식(4)의 분모를 0으로 한 특성방정식(식(5) 참조)의 해에 대응된다.

$$G_c(s)G(s) + 1 = 0 \quad (5)$$

식(1), (3)을 식(5)에 대입하여 정리하면

$$\frac{KK_c}{\tau} \frac{s + 1/T_I}{s(s + 1/\tau)} = -1 \quad (6)$$

식(6)은 s 에 관한 2차식이므로 2차 시스템 전달함수의 표준형 특성방정식인 식(7)과 계수비교하면 감쇠비 ζ 와 고유진동수 w_n 은 각각 식(8), (9)와 같은 관계식을 갖게 된다.

$$s^2 + 2\zeta w_n s + w_n^2 = 0 \quad (7)$$

$$w_n = \sqrt{\frac{KK_c}{\tau T_I}} \quad (8)$$

$$\zeta = \frac{1 + KK_c}{2} \sqrt{\frac{T_I}{\tau KK_c}} \quad (9)$$

식(8), (9)에 의하면 비레이득 K_c 가 증가할수록 고유진동수 w_n 과 감쇠비 ζ 가 증가하고, 적분상수 T_I 가 증가할수록 w_n 은 느려지고 ζ 은 증가한다.

이때 최대 오버슈트 M_p 및 5% 안정화 시간(Settling time) t_s 는 다음과 같다.

$$M_p = \exp(-\zeta \pi / \sqrt{1 - \zeta^2}) \times 100 \text{ [%]} \quad (10)$$

$$t_s = \frac{3}{\zeta w_n} \text{ [s]} \quad (11)$$

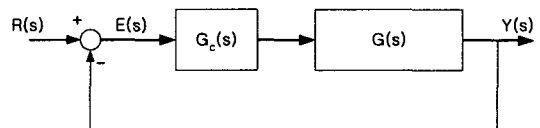


Fig. 2 Block diagram of a typical feedback system.

2% 또는 5% 안정화 시간이 가장 짧아지는 감쇠비 ζ 는 0.7 근처($\approx 1/\sqrt{2} \approx 0.707$)이며, 이때의 최대 오버슈트도 5% 이내이므로 최적설계를 위하여 가장 선호되는 감쇠비이다.⁽⁵⁾ 따라서 식(9)에 이 조건을 적용한 PI 설계 구속조건은 다음과 같다.

$$\sqrt{2} = (1 + KK_c) \sqrt{\frac{T_I}{\tau KK_c}} \quad (12)$$

PI 변수 설계를 위해서는 한 개의 구속조건이 더 필요하다. 식(8)에 따르면 과도응답속도 향상을 위해서는 비레이득 K_c 가 클수록 유리하다. 이론적으로 매우 큰 값을 가질 수 있으나 실제의 경우 제어기 출력인 밸브 개도의 유한성에 의해 제한된다. 냉수 및 온수 펌프 인버터 출력은 0~60 Hz의 범위이며 이 범위를 넘어서는 제어기 출력은 포화되어 비선형성을 유발하므로 제어성능이 악화된다. 또한 미세한 오차에도 제어기 출력변화가 커서 수시로 변동하는 온도데이터에 대하여 펌프속도가 헌팅(hunting)하면서 전력소비 과다, 펌프수명 단축, 소음발생 등의 악영향이 초래된다.

따라서 비레이득 크기의 결정은 다음과 같은 상황을 고려하여 결정한다.

(1) 정상상태 근처에서 부하변동과 같은 외란에 의해 예상되는 일반적인 온도편차 범위에 대하여 제어출력이 포화되지 않는 범위에서 비레이득(K_c)을 가능한 한 최대로 설정한다.

(2) 식(12)의 관계식에 따라 적분시상수 T_I 를 정한다.

(3) 챔버가동 중 온도센서에 혼입된 노이즈 등에 의하여 펌프출력의 헌팅이 심하면 비레이득을

낮추거나 온도센서 출력에 저주파대역 통과 디지털 필터 등을 설치하여 노이즈를 줄인다.

다음 절에서는 지금까지 논의된 설계기법을 실제 열환경 챔버에 적용하여 고찰한다.

4. 열환경 챔버 온도제어기 설계

다음의 Fig. 3과 Fig. 4는 60 Hz의 인버터 계단 입력에 대하여 각각 난방 및 냉방시의 반응 동특성을 나타낸다. 그림에서 왼쪽의 수직축은 챔버 내 온도, 오른쪽의 수직축은 작동유체 순환량 조절용 펌프의 인버터 주파수 입력을 나타낸다. 이상적인 정상상태로의 수렴을 기다리기에 는 시험 시간이 길고 그동안 외기온도의 변화에 따른 외란의 영향도 있으므로 1차 함수의 특성이 나타나는 시간범위까지 관찰하였다. 계단 응답으로부터 전달함수를 추정하기 위하여 식(1)의 전달함수 형태를 가정하고 실험데이터와 가장 근사한 모델 계수를 파악한 결과는 다음과 같다.

- 난방모드 : $G(s) = \frac{0.335}{1200s+1}$ [°C/Hz] (13a)

- 냉방모드 : $G(s) = \frac{0.147}{2100s+1}$ [°C/Hz] (13b)

위의 결과에서 난방모드와 냉방모드의 경우 전달함수 특성이 다른 이유는 가열의 경우 현열난방부하만 존재하지만 냉각의 경우 현열 이외에 처리해야 하는 잠열부하가 추가적인 열용량으로 작용하기 때문이다. 온수 및 냉수 온도는 각각 약 48°C 및 5°C이었다. 열시스템에서 시상수는 열용량과 열저항의 곱으로 표현된다. 주된 열저항

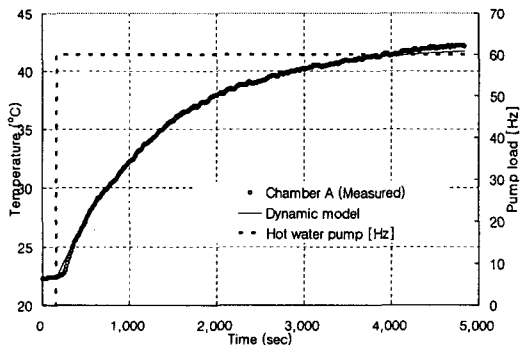


Fig. 3 Step response: Chamber A (Heating).

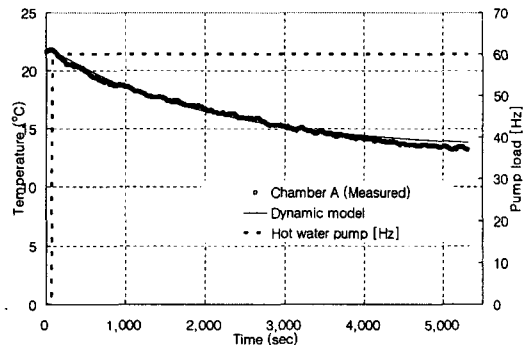


Fig. 4 Step response: Chamber A (Cooling).

은 공기와 접촉하는 열교환기와 관련된다. 동일한 구조의 가열용 및 냉각용 열교환기가 일반 공기조화장치의 구성처럼 직렬로 배치되었으므로 동일 통과유량에 대한 열저항 측면에서는 거의 차이가 없다. 그러나 냉방의 경우 냉수코일 표면에 접하는 공기가 응축되면서 잠열부하가 발생하므로 가열코일에 비해 같은 온도변화에 소요되는 열교환량이 많아진다. 이러한 현상이 열용량 증대로 작용하여 시상수 증가를 초래하고 또한 플랜트 이득이 난방모드에 비해 작아지는 효과를 나타내고 있다. 따라서 냉방모드의 전달함수는 챔버 습공기의 현열비(sensible heat factor, SHF)에 따라 달라질 수 있다.

챔버 B에 대해서도 계단응답 실험을 실시한 결과 챔버 A와 매우 유사한 전달함수 형태를 나타냈으며, 그 결과는 식(14a), (14b)와 같다.

- 난방모드 : $G(s) = \frac{0.372}{1200s+1}$ [°C/Hz] (14a)

- 냉방모드 : $G(s) = \frac{0.148}{2100s+1}$ [°C/Hz] (14b)

이는 챔버 A, B의 경우처럼 동일한 하드웨어 구조와 열환경에 대하여 전달함수는 재현성이 매우 높다는 것을 의미한다.

Fig. 5와 Fig. 6은 비례이득 K_c 및 적분시상수 T_I 의 값에 따른 챔버 A의 온도제어 특성을 나타낸다. Fig. 5에서 운전 초반부에서 K_c 및 T_I 는 각각 9.0 및 1 sec였다. 이때 ζ 는 0.02에 해당하며

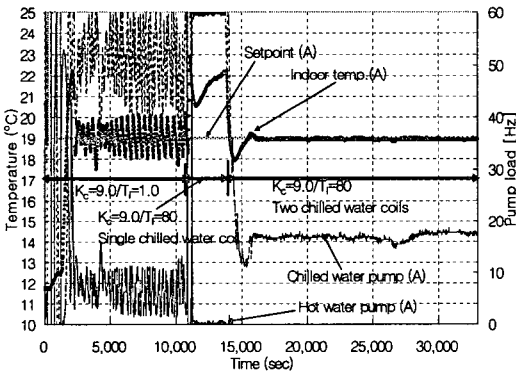


Fig. 5 Control performance of Chamber A according to PID tuning and hardware modification.

과도한 진동이 유지됨을 알 수 있다. 이러한 PI 값의 설정은 운전자의 미숙에 의한 것이었으나 PI값의 설정이 제어성능 개선을 위해 매우 중요함을 예증한다. 약 1,100초 경과 후에 PI 설정값은 $K_c=9.0$ 및 $T_I=80$ sec로 변경되었다. 이는 $\zeta=0.2$ 및 $t_s=5,400$ sec에 해당한다. $\zeta=0.7$ 에 해당하는 PI 설계치를 선정하지 못한 이유는 전달함수 파악 시험이 진행되기 전에 현장에서 시행착오 형식으로 임의로 선정한 값이기 때문이다. 이 설정에 해당하는 1,100~1,400초의 구간을 보면 설정온도 19°C에 맞추기 위해 냉수펌프 인버터 주파수가 증가하고 있음에도 불구하고 챔버 내 온도가 계속 상승하고 있음을 알 수 있다. 이는 냉수코일 실제 용량이 부족함을 의미하며 용량 증대를 위하여 난방코일에도 냉수가 흐르도록 수동 밸브를 조작하였다. 그 결과 1,400초 이후에는 냉수 및 온수용 코일에 모두 냉수가 흐르는 상황이 되었고 PI 설정값은 그 전의 경우와 동일하게 유지하였다. 이때의 경우에 해당하는 전달함수는 특성시험결과 냉방모드에 대하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 냉방모드 : $G(s) = \frac{0.3}{2100s+1}$ [°C/Hz] (15)

위의 전달함수에 대하여 $\zeta=0.22$ 및 $t_s=3,450$ sec로서 안정화 시간은 줄어들었으나 감쇠비가 여전히 작은 편이다. 챔버 내 시험대상 부하에 의한 외란이 없어 제어의 강인성을 파악하기는 어

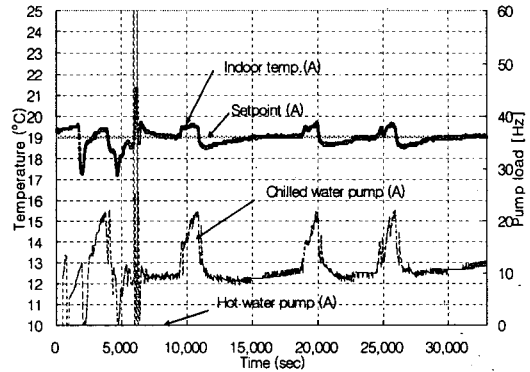


Fig. 6 Control performance of Chamber A for $K_c=10.25$ and $T_I=410$ sec.

려우나 정상상태에서 제어가 안정된 편임을 알 수 있다. Fig. 6에서는 추가적인 제어성능 개선을 위하여 $K_c=10.25$ 및 $T_I=410$ sec에 대하여 시험하였다. 이는 $\zeta=0.51$ 및 $t_s=3,100$ sec에 해당한다. Fig. 6에서는 간헐적인 부하변동이 있었으며 이때마다 냉수펌프 인버터 주파수가 비례하여 증가하고 시간경과에 따라 적분제어기에 의해 주파수가 점차적으로 증가하는 것을 관찰할 수 있다. 그러나 부하변동시간이 약 1,000초로서 $t_s=3,100$ sec에 비해 작으므로 부하변동에 의한 온도 오차제거가 곧바로 관찰되지는 않는다. 부하변동이 사라진 후 설정온도에 도달하는 시간이 대략 3,000 sec 근처임을 3회의 부하변동에서 반복적으로 관찰할 수 있다.

t_s 를 줄여 반응시간을 단축하려면 비례이득 K_c 를 증가시켜야 한다. 그러나 전 절에서 언급한 바와 같이 온도센서 출력의 노이즈가 존재하므로 비례이득의 증가는 냉수펌프가 노이즈 오차에 반응하여 인버터 주파수가 심하게 헛팅하는 현상이 발생한다. 따라서 추가적인 비례이득 증가를 위해서는 디지털 또는 하드웨어 필터를 적용하여 온도센서의 노이즈를 제거할 필요가 있다. 현재의 연구에서는 노이즈 제거에 필요한 조치가 취해지지 않았으나 그러한 조치가 취해졌다고 가정하고 비례이득을 Fig. 6의 경우보다 2배 증가시켜 $K_c=20$ 으로 하고 $\zeta=0.7$ 이 되도록 T_I 를 500 sec으로 설정하면 식(9)의 전달함수에 대하여 $t_s=1,830$ sec로서 Fig. 6의 경우보다 응답속도를 거의 2배 향상시킬 수 있다. 결론적으로 응답속도의 향상은 비례이득의 향상에 의해서 가능하나 이는 센서 노이즈 등에 의해 제약되므로 피드백 신호의 저주파 통과 필터처리는 매우 중요한 조치임을 알 수 있다.

5. 냉온수 코일 동시제어의 문제점

다음의 Fig. 7은 실외기 유닛이 설치된 챔버 E에서의 온도제어 특성의 예를 나타낸다. 열펌프의 특성상 냉난방 모드에 따라 챔버 내를 냉각하거나 가열하는 경우가 빈번하므로 냉수 및 온수 코일에 대하여 모두 PI 제어를 수행하는 조건에서 시험한 결과 Fig. 7에서와 같이 챔버 내 온도가 설정치에 수렴하지 못하는 진동지속 또는 헛팅현상을 나타냈다. 냉온수 코일을 동시에 사용하

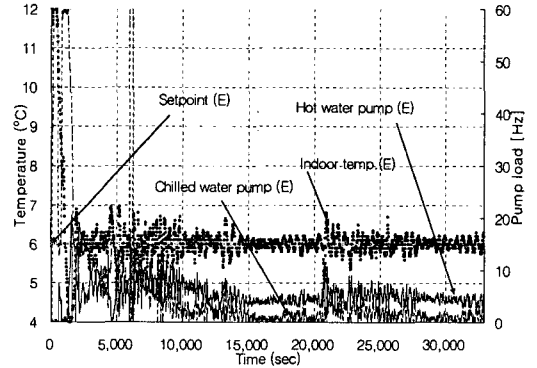


Fig. 7 Control test example of Chamber E for dual control of hot and chilled water coils.

면 온도가 설정치보다 높을 때는 냉수량이 증가하고 온수량은 감소하여 설정치로 빠르게 수렴할 것으로 예상하였으나 냉수 및 온수 코일의 각기 다른 전달함수로 인하여 이러한 제어노력은 오히려 상대편 제어기의 제어행위가 수시로 변하는 외란으로 작용하여 제어를 더 불안정하게 하고 있다. 따라서, 냉방 또는 난방 모드에 상응하여 냉수 또는 온수 코일에는 실외 유닛 특성과 에너지 절약을 고려하여 최소한의 offset 유량을 일정하게 흐르게 하고 대부분의 열부하처리를 담당할 코일(예컨대 냉방모드에서는 냉수코일)만 PI 제어를 최적화하였다. 그 결과 챔버 E에 대하여 Fig. 5 및 Fig. 6과 유사하게 헛팅이 없는 비교적 안정된 제어성능을 얻을 수 있었다.

6. 결 론

공기조화 및 냉동과 관련된 기계설비의 동특성은 화학공정의 동특성에 비해 반응지연시간을 상대적으로 무시할 수 있는 선형성이 비교적 우수한 시스템이다. 따라서 화학공정과 관련된 공정제어와는 다른 제어설계 기법으로 접근해야 한다. 본 연구에서는 열용량이 크고 긴 반응지연시간이 예상되는 대형 열환경 챔버를 대상으로 계단입력에 대한 동특성 파악 시험을 수행하고 PI 최적제어를 위한 튜닝기법을 연구하였다.

연구결과 열환경 챔버는 간단한 선형 1차 시스템으로 모델링이 가능하므로 반응지연시간의 존재를 전제조건으로 하는 기존의 공정제어 설계기

법과 달리 선형 PI 튜닝설계가 가능하였다. 비례이득을 제한하는 가장 큰 인자는 유량밸브나 펌프 등의 제한된 출력범위이므로 정상상태 근처에서 예상되는 오차범위에서 대하여 제어출력이 포화되지 않도록 비례이득을 최대한 크게 설정한다. 이때 적분시상수 T_I 는 피드백 루프의 감쇠비와 반응속도에 영향을 미치므로 오버슈트가 5%를 넘지 않는 감쇠비 $\zeta=0.7$ 근처로 설정하여 제어 반응속도를 주어진 비례이득 크기에서 최대가 되도록 설계한다.

후 기

본 연구는 한국에너지기술연구원(KIER)의 재

정지원을 받아 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. www.3sref.com.
2. LS Industrial Systems, 1999, Manual for LG PLC GLOFA-GM System.
3. www.intouch.com.
4. Corripio, A. B., 1990, Tuning of industrial control systems, An Independent Learning Module, Instrument Society of America, pp. 9-33.
5. Ogata, K., 1997, Modern Control Engineering, 3rd ed., Prentice-Hall International, Inc., pp. 154-155.