

오일쿨러의 고정밀 온도 제어를 위한 PI 및 피드포워드 제어기 설계 Design of PI and Feedforward Controller for Precise Temperature Control of Oil Cooler System

변종영 · 정석권

J. Y. Byun and S. K. Jeong

(접수일 : 2010년 8월 4일, 수정일 : 2010년 9월 24일, 채택확정 : 2010년 10월 12일)

Key Words : Oil Cooler(오일쿨러), Feedforward Control(피드포워드 제어), Capacity Control(용량제어), Superheat(과열도), Electronic Expansion Valve(전자팽창밸브), PI Control(PI 제어)

Abstract : This paper deals with design method of proportional-integral(PI) and feedforward controller for obtaining precise temperature and high energy efficiency of oil cooler system in machine tools. The compressor's speed and opening angle of an electronic expansion valve are controlled to keep reference value of temperature at oil outlet and superheat of an evaporator. Especially, the feedforward controller is added to suppress temperature fluctuation under abrupt disturbances. Through some experiments, the suggested method can control the target temperature within steady state error of $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ and maximum overshoot 0.2°C under abrupt disturbances.

1. 서 론

고정밀 공작기계에서는 공작물의 열 변형을 방지하기 위해 냉각기가 필수적으로 요구된다. 기존의 범용 냉각기는 주로 on-off 스위칭 방식으로 온도를 조절하였다¹⁾. 이 방식은 정교한 온도제어가 어렵고, 압축기의 빈번한 기동 및 정지 동작으로 인해 소비 전력 증가와 압축기의 수명 단축을 초래한다²⁾. 이러한 문제점을 해결하기 위한 방안으로 압축기의 용량 제어 방식^{3~9)} 및 핫가스 바이패스 방식^{10,11)}이 널리 사용되고 있다. 전자는 압축기 회전수뿐만 아니라 전자팽창밸브도 동시에 제어해야 하므로 2변수 제어시스템이다. 따라서 고정밀 제어 및 부분 부하 운전시 에너지 절약이 가능하지만, 제어기의 설계 및 구성이 어렵고 고가인 점이 단점으로 지적된다. 후자는 단일 제어 변수 시스템이므로 제어계의 설계 및 구성이 쉽고, 저가로 실현 가능하지만, 에너지 절약 효과가 없다는 점이 단점이다. 결국 사용자는 제어 방식 및 가격 성능 등을 종합적으로 검토하여 최적의 제어 방식을 선택하게 된다.

본 연구에서는 고정밀 온도제어 성능 및 에너지 절약이 가능한 압축기 가변속 제어 방법에 대해 검토한다. 이에 관한 기존의 연구로는 냉동사이클의 용량제어를 위한 실용적인 모델 구축에 관한 연구³⁾, 정밀 온도제어를 위한 다양한 제어기법에 대한 연구⁴⁾, 그리고 전자팽창밸브의 개도에 따른 수냉각기의 용량제어 특성⁵⁾ 등이 검토된 바 있다. 또한 백등은 산업용 수냉각기의 열부하 변화에 대응한 정밀 온도제어로 제어 정도를 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 까지 실현한 바 있다⁶⁾. 그러나 오일쿨러를 대상으로 최대 부하가 순간적으로 인가되는 급격한 외란(disturbance) 상태까지를 고려하여 정상상태(steady state) 온도 오차를 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 까지 고정밀로 실현한 연구는 찾아보기 힘들다.

공작물의 정밀도 유지를 위해서는 외란 유무에 관계없이 온도 오차를 일점 범위 이내로 유지하는 것이 요구된다. 이 문제를 해결하기 위해 본 논문에서는 PI(Proportional, Integral) 제어기를 기반으로 한 오일 입구 온도의 피드포워드 반영 방법을 제안한다.

공작기계에서의 이상적인 온도제어는 가공 대상인 공작물의 온도 변동을 일정하게 유지하는 것이지만, 이는 현실적으로 불가능하다. 따라서 본 논문에서는 오일쿨러의 출구 온도를 일정하게 조절하는 것을 제어 목표로 설정하였다. 또한 출구 온도 제어시 수반되

정석권(교신저자) : 부경대학교 냉동공조공학과
E-mail : skjeong@pknu.ac.kr, Tel. 051-629-6181
변종영 : 부경대학교 대학원 냉동공조공학과

는 과열도 변동을 억제, 최대 COP(Coefficient Of Performance)를 실현하는 운전 조건으로 제어하였다.

오일 출구 온도는 압축기의 회전수를 변화시켜 냉매의 질량유량을 가변하는 용량제어(capacity control) 방식으로 제어하였다. 또한 과열도는 전자 팽창밸브(Electronic Expansion Valve: EEV)의 개도(opening angle)를 제어, 증발기의 압력을 조절함으로써 달성하였다. 특히 본 논문에서 제안된 피드포워드 제어기는 오일쿨러의 증발기 입구 오일 온도를 측정하여 이를 PI 제어기의 출력인 조작량에 피드포워드로 반영, 외란의 영향을 최소화할 수 있도록 하였다.

PI 제어기 설계를 위해, 오일쿨러의 압축기 및 EEV 전달함수를 실험적인 방법으로 구하였다. 구해진 각 전달함수를 바탕으로 다양한 시뮬레이션을 통해 PI 제어기의 계인을 설계하였다. 이렇게 설계된 PI 제어기와 오일쿨러 입구 온도의 피드포워드 반영을 통해 순간 최대 부하가 걸리는 급격한 외란 하에서도 양호한 제어 성능이 얻어짐을 다양한 실험으로 확인하였다.

2. 압축기 회전수 및 EEV의 개도 제어 원리

Fig. 1은 공작기계를 포함한 오일쿨러 시스템의 개념도이다. 공작물의 가공 과정에서 발생한 열은 오일쿨러에서 냉각된 오일에 의해 흡수된다. 온도가 상승된 오일은 저장탱크와 펌프를 거쳐 다시 오일쿨러로 보내져 일정 온도로 재 냉각되는 순환 과정을 되풀이 하게 된다. 오일쿨러는 기본 냉동사이클로 구성되며 가변속 압축기와 EEV를 장착하고 있는 점이 주된 특징이다.

Fig. 2는 본 논문에서의 제어대상인 오일쿨러의 기본 구성을 나타낸 것이다.

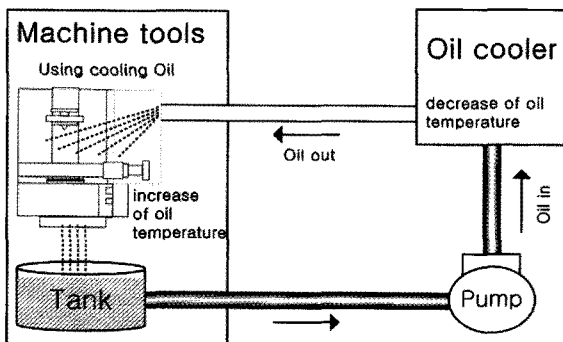


Fig. 1 Schematic diagram of oil cooler system

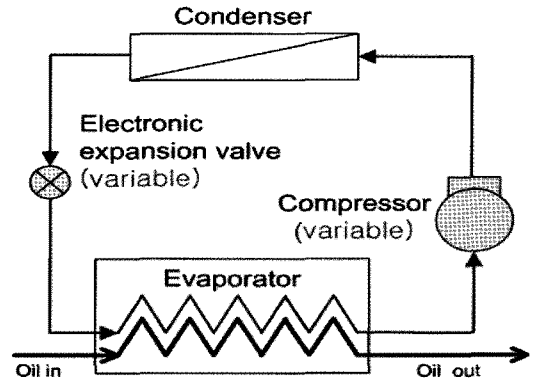


Fig. 2 Variable speed control of a compressor in oil cooler system

제어대상의 압축기는 3상 유도전동기에 의해 구동되는 로터리식, EEV는 스텝모터 구동 방식의 것으로 구성하였다.

오일쿨러 시스템에서 제어 변수는 오일쿨러의 출구 온도와 증발기의 과열도(superheat)이다. 이 값들을 제어하기 위한 조작량은 압축기의 회전수 및 EEV의 개도이다. 조작기(actuator)로는 유도전동기와 스텝모터, 이들의 드라이브는 인버터와 스텝모터 드라이브로 구성하였다. 인버터는 V/f=일정 제어 타입의 범용 오픈루프 방식이며, 온도 증·감 필요시, 냉매의 질량유량을 가변하기 위해 적절한 주파수를 콘트롤러로부터 지령받아 인버터를 통해 압축기의 속도를 가변하게 된다.

압축기의 회전수 N [rpm]는 극수 p , 주파수 f [Hz], 슬립 s 를 이용하면 식 (1)과 같다.

$$N = \frac{120f}{p}(1 - S) \quad (1)$$

일반적으로 s 는 거의 0에 가까우므로 $N \approx 120f/p$ 이다. 결국 회전수는 $N \approx Kf$ 로 주파수 지령에 비례하여 선형적으로 가변된다.

Fig. 3은 EEV의 스텝모터 펄스 수(횡축)에 따른 냉매의 질량 유량(종축)을 나타낸다.

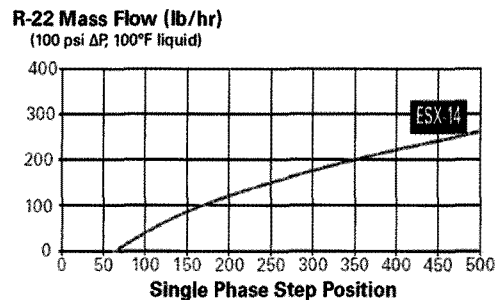


Fig. 3 Characteristic of EEV

3. 압축기 회전수 및 EEV의 개도 제어기 설계

3.1 압축기의 회전수 및 EEV 개도 제어기 설계

본 논문의 주된 제어변수인 오일쿨러의 출구온도와 과열도를 제어하기 위해 피드백 제어기를 설계한다. 제어기는 산업 현장에서 가장 널리 이용되고 있는 PI 제어 로직을 사용한다.

Fig. 4는 PI 피드백 제어 블록선도이다. 그림의 $G(s)$ 는 제어대상의 전달함수, $e(s)$ 는 편차, $u(s)$ 는 조작량을 각각 나타낸다. 편차 $e(s)$ 가 발생하면, 제어기 $C(s)$ 에서 PI 로직을 통해 이 에러 값을 0으로 하는 조작량 $u(s)$ 를 생성한다. 아래 첨자 c 와 e 는 압축기와 EEV를 각각 나타낸다.

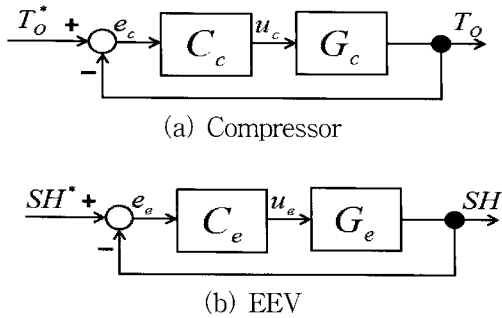


Fig. 4 Block diagram of PI feedback control

Fig. 4에서 제어 지령과 조작량은 압축기의 경우, 출구 온도 T_o^* 와 주파수 f , EEV의 경우는 과열도 SH^* 와 밸브 개도 VO 이다.

PI 로직에 의한 압축기 및 EEV의 조작량 $u_c(s)$, $u_e(s)$ 는 식 (2-1), (2-2)와 같이 둘 수 있다.

$$u_c(s) = \left\{ K_{pc} + \frac{K_{ic}}{s} \right\} e_c(s) \quad (2-1)$$

$$u_e(s) = \left\{ K_{pe} + \frac{K_{ie}}{s} \right\} e_e(s) \quad (2-2)$$

PI 제어기의 설계는 식 (2)의 비례계수 및 적분계수 K_p, K_i 를 제어계의 안정성과 주어진 설계사양을 만족하도록 결정하는 과정이다. 게인 결정은 제어대상의 수학적 모델이 가능할 경우, 근궤적법이나 특정 성능 지표에 관련한 수학적 고찰로부터 쉽게 구해진다. 수학적 모델을 얻기가 어려울 경우, 지글러-니콜스의 스텝응답법이나 한계감도법과 같은 실험 특성식에 근거한 게인 결정법이 주로 사용된다⁵⁾.

본 연구의 오일쿨러 시스템은 고유의 비선형 특성으로 인해 이론적 모델링이 쉽지 않다. 따라서 실험적으로 구한 실용적인 전달함수를 통해 다양한 시뮬레이션으로 PI 게인을 결정한다.

Table 1은 본 논문에서 제어대상으로 선정한 오일쿨러의 각 구성 부품의 사양을 보여준다.

Table 1 Specification of a test unit

Compressor	BH130X1C-20FZ(rotary type)
Condenser	Air-cooled fin and tube type
Evaporator	Bare tube coil type
EEV	ESX14(0~500step, 12V)
Inverter	SV022IG5A(30~90Hz)
Refrigerant	R-22
Oil	ISO VG2

Table 1과 같은 오일쿨러 시스템의 압축기와 EEV를 대상으로 전달함수 $G_c(s)$ 와 $G_e(s)$ 및 제어기의 게인을 구하는 방법에 대해 설명한다.

Fig. 5는 전달함수 $G_c(s)$ 를 구하기 위해 주파수 지령을 90Hz에서 30Hz로 가변시킨 경우의 오일 출구 온도를 구한 스텝응답의 한 예이다. 전달함수 식 (3)과 같이 구해진다.

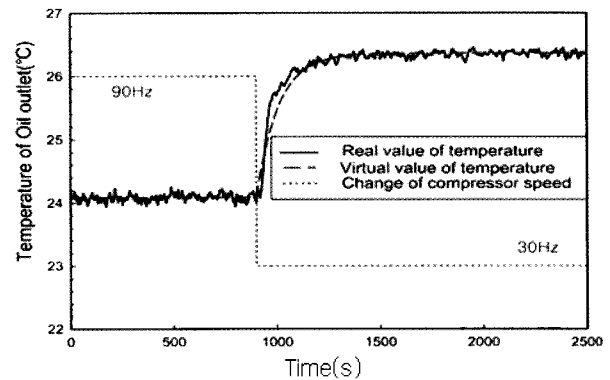


Fig. 5 Step response of the compressor

$$G_c(s) = \frac{-0.038}{109s + 1} \quad (3)$$

그래프에서 실선은 실험으로부터 얻은 실제 응답이며, 일점쇄선은 식 (3)으로부터 얻은 수치 시뮬레이션 응답이다. 압축기 회전수 제어기의 PI 게인값은 이 전달함수를 이용한 시뮬레이션을 통해 $K_{pc}=30, K_{ic}=0.3$ 으로 각각 구해졌다.

압축기의 회전수만을 제어할 경우, 증발기의 과열도 변동이 필연적으로 수반된다. 과열도가 0°C 이하이면 액냉매 유입으로 인한 압축기의 파손이 우려된다. 과열도가 지나치게 클 경우, COP가 작아질 뿐 아니라 압축기의 토출 온도가 높아지게 되는 부작용이 나타난다. 따라서 압축기의 회전수 제어시 과열도의 값도 일정하게 제어할 필요가 있으며 증발 압력 조절이 가능하도록 EEV의 개도를 제어함으로써 가능해진다.

Fig. 6은 EEV의 전달함수를 구하기 위해 스텝드라이브의 펄스 지령을 185스텝에서 165스텝으로 변화시킨 경우의 과열도를 구한 스텝응답의 한 예이다. 이로부터 전달함수를 구하면, 식 (4)와 같은 일정 부동작 시간(dead time)을 갖는 1차지연요소의 표준형이 구해진다.

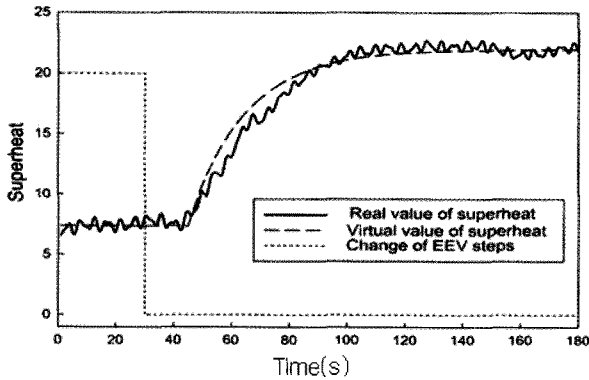


Fig. 6 Step response of the EEV

$$G_e(s) = \frac{-0.732}{19s + 1} e^{-15s} \quad (4)$$

이 전달함수를 이용하여 EEV의 PI 제어기 게인 값은 다양한 시뮬레이션을 통해 $K_{pe}=1.75$, $K_{ie}=0.06$ 으로 각각 구해졌다.

3.2 피드포워드 제어기 설계

정밀한 온도제어를 위해서는 급격한 외란 인가 시에도 요구되는 제어 정도를 만족하도록 과도 특성이 양호한 제어기를 설계해야 한다. 특히 공작기계에서는 아이들(idle) 운전 상태에서 공작물이 순간적으로 투입되는 시점에 급격한 최대 외란이 가해지는 운전 형태를 주기적으로 반복하게 되므로 이에 대한 검토와 대응이 필요하다.

식 (3)으로부터, 압축기의 회전수 변화로부터 오일쿨러의 출구 온도 응답에 이르는 시정수(time constant)가 매우 크다는 사실에 주목할 필요가 있

다. 과도응답 특성 개선을 위해서는 증발기로 유입되는 오일 온도를 검출하여 이를 피드포워드로 PI 제어기의 출력측 조작량에 반영하는 방법이 보다 효과적임을 알 수 있다. 이하에서는 압축기에 대해 이 피드포워드 제어기를 설계하는 방법에 관하여 상세히 기술한다.

Fig. 7은 피드포워드 제어용 블록선도이다. 증발기의 입구로부터 출구까지의 오일 온도 전달함수 $G_o(s)$ 를 이론적으로 구한 후, 압축기 전달함수의 역(inverse) 함수 $G_c^{-1}(s)$ 를 곱해 PI 제어기의 출력측으로 피드포워드 반영시킨다.

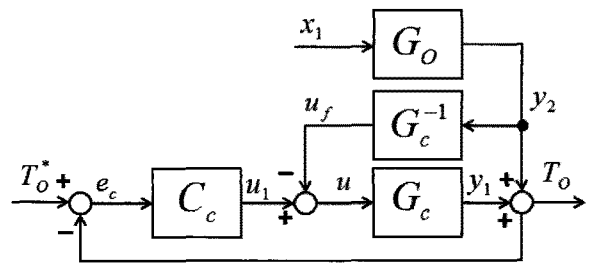


Fig. 7 Block diagram of feedforward control

증발기 입·출력 오일의 전달함수 $G_o(s)$ 의 모델링을 위해 오일 유량은 일정하며, 오일쿨러 주위의 열손실과 펌프의 열이 오일에 미치는 영향은 무시하고, 증발기 내부의 온도와 오일 출구 온도는 동일한 것으로 가정하였다.

증발기 유·출입 열량의 차는 증발기 내부의 열 변화량과 같으므로 이를 수식으로 표현하면 식 (5)와 같고, 이를 열량으로 환산하여 나타내면 식 (6)과 같다.

$$dE_i - dE_o = dE \quad (5)$$

$$cmx_1 - cm_y2 = cM \frac{dT}{dt} \quad (6)$$

여기서 c 는 비열, m 은 오일의 질량유량, M 은 증발기가 설치된 탱크 내부의 오일 질량, 그리고 E 는 열량, x_1 과 y_2 는 입력과 출력측 온도를 각각 나타낸다. 하첨자 i, o 는 입, 출력을 의미한다.

가정에 의해 증발기 내부의 온도와 오일 출구온도는 같으므로 식 (7)과 같이 유도되며, 이를 라플라스 변환(초기값=0)하면 식 (8)과 같다.

$$cmx_1 - cm_y2 = cM \frac{dy_2}{dt} \quad (7)$$

$$cmx_1(s) - cm_y2(s) = cMsy_2(s) \quad (8)$$

식 (8)로부터 증발기 입·출력 오일의 전달함수 $G_o(s)$ 는 식 (9)와 같이 표현된다.

$$G_o(s) = \frac{y_2(s)}{x_1(s)} = \frac{1}{Ms/\dot{m} + 1} \quad (9)$$

실 시스템에서 $M = 24.85\text{kg}$, 오일의 질량 유량 $\dot{m} = 0.228\text{kg/s}$ 이므로 오일의 전달함수는 식 (10)과 같이 근사적으로 구해진다. 결국, 입구 온도 x_1 이 측정되면 피드포워드로 반영되는 조작량은 식 (11)과 같이 구해진다. 이 때, 최종 조작량 $u(s)$ 는 $u(s) = u_1(s) - u_f(s)$ 로 된다.

$$G_o(s) \approx \frac{1}{109s + 1} \quad (10)$$

$$u_f(s) = G_o(s)G_c^{-1}(s)x_1(s) = -41.7x_1(s) \quad (11)$$

4. 실험 방법 및 실험 결과

4.1 실험 방법

Fig. 8은 실험장치의 구성도이며, Photo. 1은 실험에 사용한 실제 장치 사진을 각각 나타낸다.

실험장치는 제어대상인 냉동사이클과 제어장치인 랩뷰시스템(LabVIEW system), 인버터(inverter), 스텝모터 드라이브로 구성된다. 압축기는 범용 V/f = 일정 타입의 인버터로, EEV의 스텝모터는 아날로그 출력 모듈(PXI-6722)을 통해 스텝 드라이브의 출력으로 각각 구동되었다.

온도, 압력, 유량, 전력 정보는 아날로그 입력모듈(SCXI-1000)에 측정, 저장된다. 특히 동작기계와 공작물을 대신한 열부하로써 5kW의 용량을 갖는 전기히터를 사용하였다. 인버터는 가변 주파수 범위가 30~90Hz, 1.5kW 용량을 사용하였다. 온도센서는 열전대(T-type)를 사용하였다.

본 실험에서 주된 제어변수인 오일의 출구 온도 T_o^* 는 동작기계의 특성 및 오일의 물성값을 고려하여 25°C로 설정하였고, 이 값을 일정하게 유지하는 것을 제어 목표로 정하였다. 또한, 과열도의 목표값 SH^* 는 과열도와 COP와의 특성을 고려한 정특성 실험 결과들로부터 8°C로 설정하였다.

4.2 실험 결과 및 고찰

Fig. 9는 피드포워드 제어를 갖지 않는 PI 제어기에 2kW의 열부하만을 인가한 상태에서의 오일 쿨러의 출구 온도 및 증발기의 과열도 응답이다. 정

착시간이 길게 나타난 반면 정상상태 오차는 오일 출구 온도가 $\pm 0.1^\circ\text{C}$, 과열도가 $\pm 2^\circ\text{C}$ 로 각각 양호한 제어 결과를 나타내었다.

Fig. 10은 피드포워드 제어를 갖지 않는 상태에서 급격한 스텝 외란 인가시의 오일쿨러 출구 온도 및 증발기의 과열도 응답의 일예를 나타낸 것이다. 최대 과도오차(overshoot)는 오일 출구 온도가 0.6°C , 과열도가 12.5°C 로 각각 크게 나타났다.

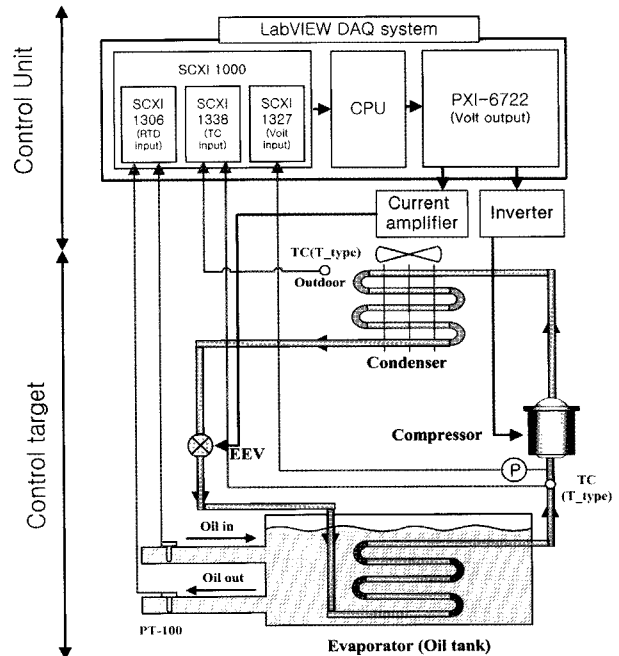


Fig. 8 Control system of an oil cooler

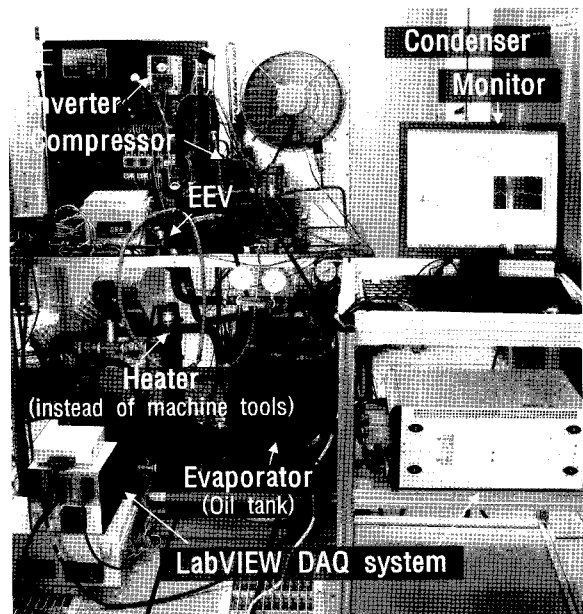


Photo. 1 Experimental system

과열도의 경우, 정특성 실험 결과로부터 목표값으로

설정된 8°C에 ±7°C 정도의 오차가 있어도 COP에는 그다지 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다. 그러나 오일 출구 온도의 경우는 과도오차를 최대한 줄일 필요가 있다. 따라서 압축기에 식 (11)의 피드포워드 제어기를 적용하였다.

Fig. 11은 압축기에는 PI 및 피드포워드 제어기를, 그리고 EEV에는 PI 제어기만을 적용한 경우, 급격한 외란 인가시의 오일쿨러의 출구 온도 및 과열도 응답을 나타낸 것이다.

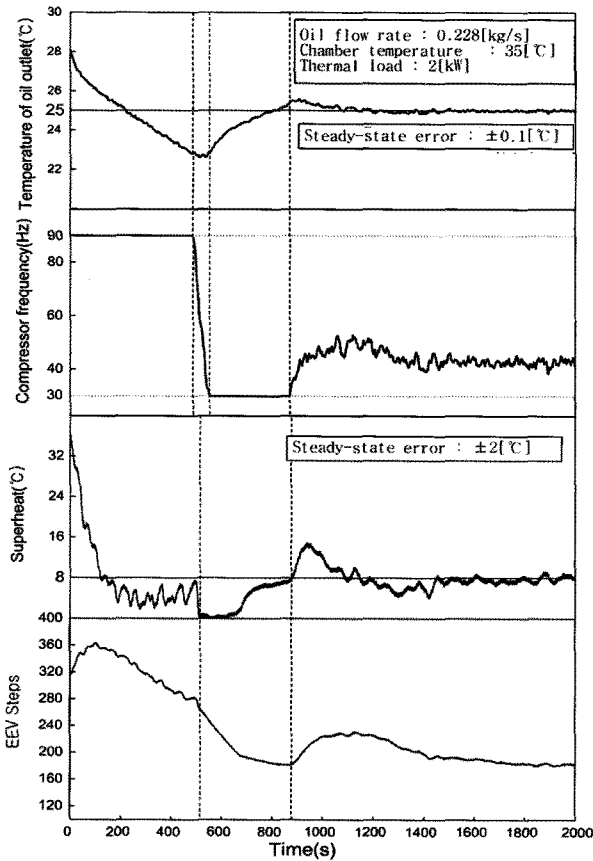


Fig. 9 Experimental results of PI control

예비 실험에서 피드포워드 조작량 반응률이 100%일 경우보다 75%일 경우의 응답이 양호하였으므로 이 값으로 최종 실험하였다.

Fig. 11로부터 급격한 외란 인가시에도 피드포워드 제어기를 갖는 PI 제어를 통해 오일쿨러의 출구 온도의 최대 과도오차를 0.2°C 이내로 억제할 수 있음을 확인하였다.

Fig. 11에서 과열도의 과도오차가 오일쿨러 출구 온도의 과도오차에 비해 상대적으로 더 큰 까닭은 크게 두 가지 원인이 복합적으로 작용한 것으로 생각된다. 하나는 압축기의 회전수 가변시 주파수 변화가 과열도에 영향을 미치는 간섭항에 기인한다^{3,4}.

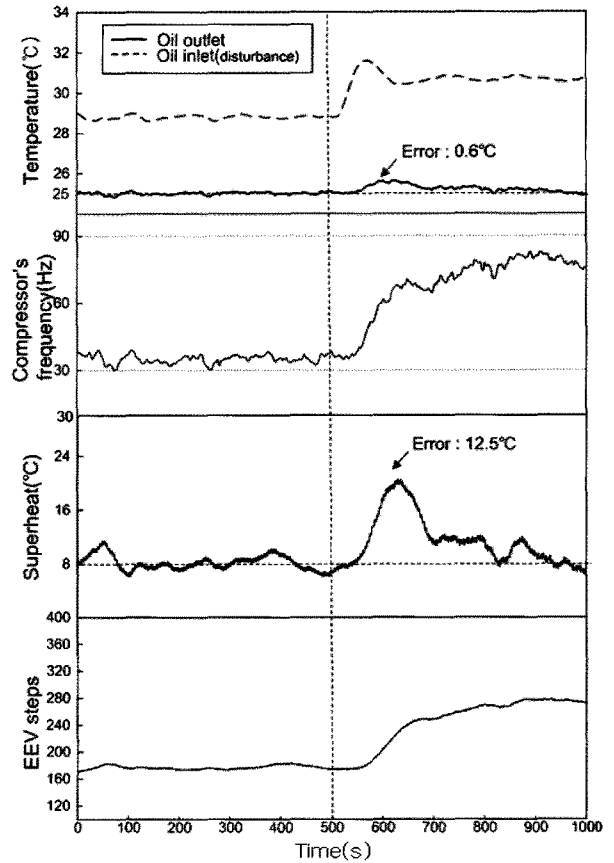


Fig. 10 PI control result under disturbance

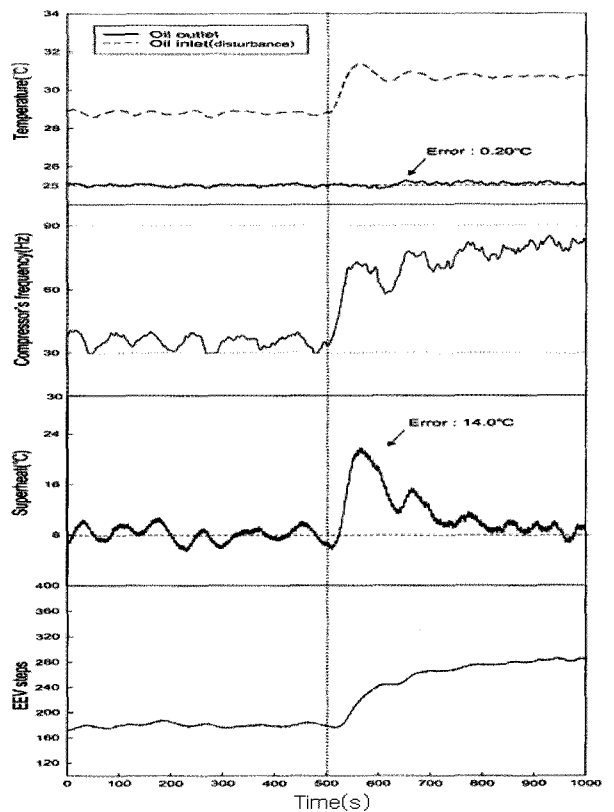


Fig. 11 PI and feedforward(75%) control responses under abrupt disturbance addition

다른 하나는 EEV의 전달함수인 식 (4)에서 알 수 있듯이 EEV가 갖는 큰 부동작 시간에 따른 제어 성능 악화에 기인한다. 전자의 경우는 과열도 제어기에 피드포워드 제어기를 부가함으로써 해결할 수 있을 것으로 생각된다. 즉, 주파수 변화가 과열도에 미치는 전달함수를 미리 구한 후, 압축기 제어 시 이 값을 과열도 제어기에 피드포워드로 보상함으로써 그 영향을 줄일 수 있다. 후자는 스미스(Smith) 예측제어기를 설계하면 그 영향을 크게 개선할 수 있을 것으로 생각된다.

본 논문에서는 제어의 우선 목표를 최대 부하와 같은 급격한 외란 인가 시 오일쿨러의 출구 온도를 정밀하게 제어하는 데 두었으므로 이 부분에 대한 더 이상의 고려는 하지 않았다. 뿐만 아니라, 과열도와 COP의 정특성 실험 결과로부터 과열도는 허용 오차 범위가 설정값으로부터 $\pm 7^{\circ}\text{C}$ 까지로 매우 크며, 짧은 시간의 과도오차는 COP에 그다지 큰 영향을 미치지 않는다는 사실도 고려하였다. 과열도 제어시의 정상상태 오차는 $\pm 2^{\circ}\text{C}$ 로 비교적 양호한 결과를 보였다.

5. 결 론

본 연구에서는 오일쿨러의 정밀 온도제어와 에너지 절약을 동시에 만족시키기 위한 압축기 회전수 및 EEV 개도 제어기 설계에 대해 검토하였다. PI 제어기 설계를 위해 전달함수는 실험적인 방법으로, PI 게인은 시뮬레이션을 통해 각각 구하였다. 특히 오일쿨러가 갖는 압축기 측의 긴 시정수로 인한 과도 응답 특성 악화 방지를 위해 피드포워드 제어를 부가하는 방법을 제시하였다. 실험 결과, 급격한 부하 변동시에도 오일 출구온도와 과열도의 정상상태 오차를 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 와 $\pm 2^{\circ}\text{C}$, 오일 출구 온도의 최대 과도오차를 0.2°C 로 정밀하게 제어할 수 있음을 보였다.

참고문헌

1. 이승우, 염한길, 2008, “공작기계 열 변형 최소화를 위한 열 변형 제어기 성능평가”, 한국공작기계학회 춘계학술대회 논문집, pp. 376~380.
2. 김순철, 홍대선, 정원지, 2004, “퍼지 적용 PID제어를 이용한 오일쿨러 시스템의 온도제어”, 한국공작기계학회논문집, Vol. 13, No. 4, pp. 87~94.

3. Hua Li, S. S. You, J. I. Yoon and S. K. Jeong, 2008, “An Empirical Model for Independent Control of Variable Speed Refrigeration System”, Applied Thermal Engineering, Vol. 28, pp. 1918~1924.
4. Hua Li, S. S. You and S. K. Jeong, 2008, “Feedforward Control of Capacity and Superheat for a Variable Speed Refrigeration System”, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 1067~1074.
5. 백승문, 문춘근, 김현우, 정석권, 윤정인, 2010, “전자팽창밸브 개도에 따른 가변속 수냉각기의 용량제어 특성”, 마린엔지니어링학회지, Vol. 34, No. 2, pp. 282~288.
6. 백승문, 최준혁, 변종영, 문춘근, 정석권, 윤정인, 2010, “산업용 냉각기의 열부하 변화에 대응한 정밀온도제어 특성”, 동력기계공학회지, Vol. 14, No. 2, pp. 34~39.
7. 양현석, 김환성, 김정훈, 김상봉, 김종수, 1993, “인버터를 이용한 냉동용 압축기의 용량 제어”, 대한설비학회 논문집, Vol. 5, No. 2, pp. 94~101.
8. 변종영, 주우진, 박진우, 윤정인, 정석권, 2010, “오일쿨러의 고정밀 온도제어를 위한 PI 및 예측제어기 설계”, 동력기계공학회춘계학술발표대회논문집, pp. 268~271.
9. 변종영, 주우진, 문춘근, 윤정인, 정석권, 2010, “압축기의 회전수 제어에 의한 산업용 냉각기의 온도제어”, 대한설비학회 하계학술대회논문집, pp. 1028~1033.
10. 이승우, 이창우, 박길중, 2007, “Hot Gas 방식의 Oil Cooler 성능평가기술”, 한국정밀공학회 춘계학술대회논문집, pp. 459~460.
11. Y. M. Jung, J. Y. Byun, J. I. Yoon and S. K. Jeong, 2009, “A Study on High Precision Temperature Control of an Oil Cooler for Machine Tools Using Hot-gas Bypass Method”, Journal of the Korean Marine Engineering, Vol. 33, No. 7, pp. 1003~1011.