

상태공간 모델링에 의한 공작기계용 수냉각기의 최적제어기 설계

정 석 권[†], 김 상 호^{*}

부경대학교 냉동공조공학과, *부경대학교 대학원 냉동공조공학과

Optimum Controller Design of a Water Cooler for Machine Tools Based on the State Space Model

Seok-Kwon Jeong[†], Sang-Ho Kim^{*}

Department of Refrigeration and Air-conditioning, Pukyong National University, Busan 608-739, Korea

*Graduate School of Refrigeration and Air-conditioning, Pukyong National University, Busan 608-739, Korea

(Received August 4, 2011; revision received October 19, 2011)

ABSTRACT: Typical temperature control methods of a cooler for machine tools are hot-gas bypass and compressor variable speed control. The hot-gas bypass system has been widely used to control the cooler temperature in many general industrial fields. On the contrary, the compressor variable speed control is focused on special fields such as aerospace and high precision machine tools which need high precision control. The variable speed control system usually has two control variables such as target temperature and superheat. In other words, the variable speed control system is basically multi-input multi-output(MIMO) system. In spite of MIMO system, the proportional integral derivative(PID) feedback control methodology that based on single-input single-output (SISO) system is generally used for designing the variable speed control system. Therefore, it is inevitable to describe transfer functions for dynamic behaviors of every controlled variables and decide the PID gains with tremendous iteration process. Moreover, the designed PID gains do not provide optimum system performances. To solve these problems, high performance controller design method based on a state space model is suggested in this paper. An optimum controller is designed to minimize both control errors and energy inputs. This method was more simple to describe dynamic behaviors and easier to design the cooler controller which is MIMO system.

Key words: Water cooler(수냉각기), Optimum control(최적제어), State space model(상태공간 모델), Compressor variable speed control(압축기 가변속 제어), Multi-input multi-output system(다입력 다출력 시스템), State variable(상태변수)

기 호 설 명

A, B, C	: 시스템 행렬	J	: 평가함수
		Q	: 제어오차 가중치 행렬
		R	: 입력 에너지 가중치 행렬
		r	: 지령값
		u	: 제어입력
		x	: 상태변수

[†] Corresponding author

Tel.: +82-51-629-6181; fax: +82-51-629-6181

E-mail address: skjeong@pknu.ac.kr

그리스 문자

ξ : 누적오차

하첨자

c : 압축기
 e : 제어오차
 m : 확대계
 v : 전자팽창밸브

1. 서론

최근 공작기계는 자동화와 더불어 고속화, 정밀화가 한층 요구되고 있다. 기계의 고속화는 공작물의 가공 부위에 열부하를 증가시키며, 이 열부하로 인한 열변형 때문에 공작물의 가공 정밀도가 떨어진다. 그러므로 공작기계의 정밀도를 향상시키기 위해 공작부위에 일정한 온도의 냉각수를 공급하는 냉각기가 사용되고 있으며, 이 냉각기의 제어를 위한 다양한 제어법들이 연구되고 있다.⁽¹⁻⁶⁾

정밀 공작기계용 냉각기의 대표적인 제어법으로는 핫가스 바이패스(Hot-gas Bypass; HB) 제어와 압축기 가변속(Compressor Variable Speed; CVS) 제어가 일반적이다.⁽²⁻¹⁰⁾ HB 제어 방식은 제어 구조가 간단하면서도 제어 정도가 높은 제어법이다.⁽¹⁻³⁾ 하지만 부분 부하시에도 압축기가 정속 운전되므로 에너지 절약은 어렵다. 이에 비해 CVS 제어 방식은 고정도의 온도 제어와 부분 부하시 에너지 절약이 동시에 가능한 고성능 제어법으로서 주목받고 있다. 하지만, 이 시스템은 냉각기의 출구 온도와 과열도를 동시에 제어해야 하므로 제어 구조가 HB 제어 방식보다 복잡하다.⁽⁴⁻¹⁰⁾ 즉, CVS 제어 방식은 제어 입력과 출력이 복수인 다입력, 다출력(Multi-input Multi-output; MIMO) 시스템이다.

복소 공간의 전달함수에 기반한 고전제어에서는 다변수 제어 시스템 설계시 각 제어변수에 대한 전달함수를 각각 구한 후, 원하는 설계 사양을 고려하여 제어변수별 제어기를 따로 설계하는 것이 일반적이다. 따라서 시스템의 동특성 표현과 제어기의 게인 결정 과정이 매우 번거롭다. 특히, 향후 냉동사이클의 고성능 제어를 위해 응축기 및 증발기의 팬 모터 제어까지를 고려할 경우, 최소 4개의 전달함수 표현과 12개의 게인을 결정해야 하므로 그 과정이 매우 복잡할 수밖에 없다. 또한, 이런 과정을

거쳐 설계된 PID 게인이 시스템의 최적 성능을 보장하지도 않는다. 그러므로 다변수 제어 시스템의 고성능 제어기 설계를 위해서는 상태공간 모델링에 기반한 현대제어 방식의 최적제어 적용이 바람직하다.

냉각기의 제어 방법으로는 크게 제어대상의 수학적 동특성 모델을 이용하는 방법과 모델을 이용하지 않는 두 가지 방법이 있다. 모델을 이용하는 경우는 복소 공간의 전달함수를 이용한 PID 제어 방법이 대표적이며, Li 등은 비간섭제어를 통해 가변속 압축기의 냉각기 출구측 온도와 과열도를 동시에 정밀하게 제어하는 방법을 제시한 바 있다.⁽⁷⁾ 이 방법은 우수한 제어 성능을 보장하지만, 전달함수에 기반한 고전제어를 이용함으로써 동특성 모델링과 PID 게인을 구하는 과정이 매우 번거롭다. 또한, Li 등은 퍼지 로직을 이용해 다변수 제어 시스템의 제어를 연구한 바 있다.⁽⁸⁾ 이는 수학적 모델을 이용하지 않는 방식으로 엔지니어의 숙련된 경험에 전적으로 의존하는 방식이다. 따라서 설계자의 숙련도에 따라 제어기의 성능이 달라지며, 최적제어 성능의 보장도 어렵다. 또한, 제어변수가 증가함에 따른 룰베이스와 데이터베이스의 증가로 설계의 번거로움을 피하기 어렵다. 한편 상태공간 모델링을 이용한 방법으로는 Park 등의 실내 온도 제어를 위한 상태궤환 제어기 개발에 관한 연구가 있다.⁽¹¹⁾ 이는 실내의 각 구간에 대한 온도 상태를 모델링한 연구로서 MIMO 시스템의 제어로 보기 어려우며, 최적제어 개념이 적용되지 않은 논문이다. 결국 냉각기를 대상으로한 다변수 제어 시스템의 최적제어 설계 예는 거의 없는 실정이다.

본 논문에서는 MIMO 시스템인 CVS 방식 냉각기의 최적제어기 설계를 위해 상태공간 모델링에 기반한 제어기 설계법을 제안한다. 제안하는 최적제어기 설계법은 냉각기 출구측의 정밀한 온도 제어 뿐만 아니라, 입력 에너지까지 최소화 할 수 있는 제어법이다. 이를 위해 먼저 냉각기의 시스템방정식을 유도한 후, 설정값에 추종하는 서보 시스템을 구성한다. 서보 시스템의 제어오차 및 입력 에너지로 표현되는 평가함수를 도입하여 이를 최소화하는 제어입력을 구한다. 최종적으로 실기 실험을 통해 제안된 설계법의 타당성을 검증한다.

2. 수냉각기의 상태방정식과 최적제어

2.1 수냉각기의 CVS 제어법

Fig. 1은 공작기계에 사용되는 수냉각기의 개념도

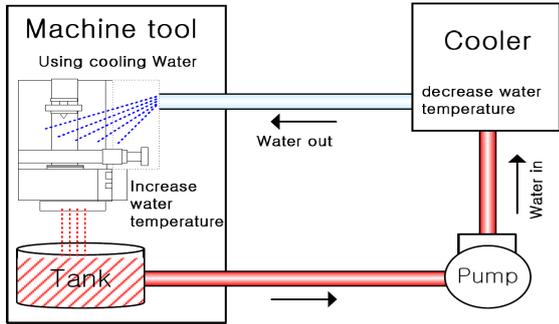


Fig. 1 Schematic diagram of a water cooler.

이다. 공작기계의 열부하를 제거하기 위해 냉각기로부터 냉각수가 공급된다. 열부하를 흡수하여 온도가 상승된 냉각수는 탱크로 회수되고 펌프를 통해 냉각기로 이송되어 냉동사이클에 의한 냉각 과정을 거쳐 재사용된다. 공작기계의 가공 정도 향상을 위해서는 냉각기 출구 측의 온도를 항상 일정하게 제어할 필요가 있다. CVS 시스템에서는 압축기의 회전수를 제어함으로써 냉매의 질량유량을 조절하여 냉각기의 출구 온도를 제어한다. 이때 과냉 또는 과열로 인한 냉각기의 고장, 또는 성능 저하를 방지하기 위해 전자팽창밸브(Electronic Expansion Valve; EEV)의 개도(opening angle)를 제어함으로써 과열도도 동시에 제어한다.

Fig. 2는 CVS 시스템의 개념도이다. 이 시스템의 출력인 제어변수는 냉각기 출구측의 수온 및 과열도이고, 제어입력인 조작변수는 압축기의 회전수 및 EEV의 개도이다. 즉, CVS 시스템은 다입력, 다출력 계로서 다변수 제어 시스템에 속한다.

2.2 CVS 냉각기의 상태 방정식

제어변수인 냉각기의 출구 온도와 과열도를 제어하기 위해 이 두 변수를 상태변수로 하는 상태방정식을 유도한다. 본 논문에서는 제어대상의 동특성

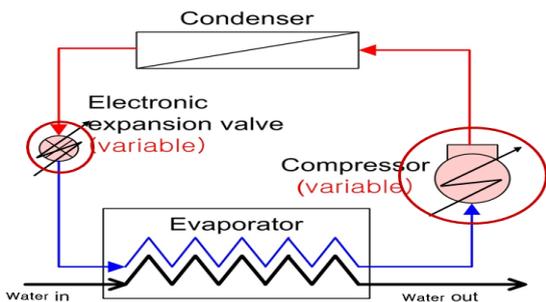


Fig. 2 Schematic diagram of CVS system.

을 기술하는 상태방정식과 출력방정식의 이론적인 유도보다는 제어를 설계하는 방법론에 주목한다. 따라서 제어대상의 시스템방정식은 실험을 통해 얻어진 실용적인 전달함수로부터 상태방정식(1)과 출력방정식(2)을 구한다.

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \tag{1}$$

$$y(t) = Cx(t) \tag{2}$$

여기서 $A(2 \times 2)$, $B(2 \times 2)$, $C(2 \times 2)$ 는 제어대상 시스템의 사양(dimension)으로부터 결정되는 고유한 상수 행렬이다. 식(1)은 압축기 회전수와 EEV 개도를 제어입력으로, 냉각기의 출구 수온 및 증발기 입·출구 온도차에 해당하는 과열도를 상태변수(state variable)로 하여 이들의 동특성을 나타내는 상태방정식이다. 또한, 식(2)는 식(1)의 상태변수에 의해 결정되는 최종 출력값을 나타내는 출력방정식이다. 식(2)의 출력값들은 기본적으로 식(1)의 입력 $u(t)$ 에 의해 결정되는 상태변수 $x(t)$ 와 행렬 C 의 곱으로 정해지며 우리가 주목하는 출력변수들의 값을 나타낸다. 여기서 주목할 것은 식(1)과 식(2)로 표현되는 시스템은 제어대상 자체이지 임의의 지령값에 추종하는 서보 시스템을 나타내고 있는 것은 아니라는 점이다. 그러므로 출력값이 지령값에 추종하는 서보 제어계를 구성하기 위해서는 Fig. 3과 같이 식(1)과 식(2)로 표현되는 점선 내부에 표시된 계의 외부에 적분기를 포함하는 서보 확대계를 구성할 필요가 있다.

Fig. 3에서 서보 확대계를 포함한 전체 계의 새로운 입력 $u(t)$ 는 식(3)과 같고, 지령값과 최종 출력값의 차인 제어오차는 식(4)와 같이 정의할 수 있다.

$$u(t) = -K_1x(t) + k_2\xi(t) \tag{3}$$

$$\dot{\xi}(t) = r(t) - y(t) \tag{4}$$

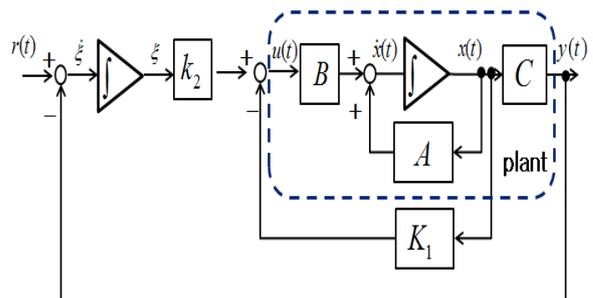


Fig. 3 Schematic diagram of servo system.

식(1)과 식(2) 그리고 식(3)과 식(4)를 하나의 행렬식으로 결합하면 식(5)와 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ \dot{\xi}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ -C & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(t) \\ \xi(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} u(t) + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} r(t) \quad (5)$$

임의의 시각 t 에서의 각 변수들 값과 정상상태(steady state)에서의 이들 값의 차인 제어오차는 식(6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}(t) - \dot{x}(\infty) \\ \dot{\xi}(t) - \dot{\xi}(\infty) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ -C & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(t) - x(\infty) \\ \xi(t) - \xi(\infty) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} [u(t) - u(\infty)] \quad (6)$$

각 변수들의 제어오차를 식(7)과 같이 정의하면 식(6)은 식(8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{cases} x_e(t) = x(t) - x(\infty) \\ \xi_e(t) = \xi(t) - \xi(\infty) \\ u_e(t) = u(t) - u(\infty) \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_e(t) \\ \dot{\xi}_e(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ -C & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_e(t) \\ \xi_e(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} [u_e(t)] \quad (8)$$

결국 식(8)은 식(7)의 제어오차를 새로운 상태변수와 입력변수로 갖는 서보 확대계를 포함한 전체 계의 상태방정식이다.

서보 확대계(이하 확대계)를 포함한 전체 계의 새로운 제어입력 $u_e(t)$ 는 Fig. 3에서 보듯이 식(9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$u_e(t) = -K_1 x_e(t) + k_2 \xi_e(t) \quad (9)$$

식(8)의 제어오차를 식(10)과 같이 정의하면, 식(8)과 식(9)는 각각 식(11)과 식(12)로 간결하게 나타낼 수 있다.

$$e(t) = \begin{bmatrix} x_e(t) \\ \xi_e(t) \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$\dot{e}(t) = A_m e(t) + B_m u_e(t) \quad (11)$$

$$u_e(t) = -K_m e(t) \quad (12)$$

여기서 A_m, B_m, K_m 은 다음과 같은 행렬이다.

$$A_m = \begin{bmatrix} A & 0 \\ -C & 0 \end{bmatrix}, B_m = \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix}, K_m = \begin{bmatrix} K_1 \\ -k_2 \end{bmatrix}^*$$

또한, 상첨자 기호 ‘*’는 전치(transpose)를 나타낸다. 식(12)를 식(11)에 대입하면 전체 제어오차에 관한 동차미분방정식(13)을 얻을 수 있다.

$$\dot{e}(t) = (A_m - B_m K_m) e(t) \quad (13)$$

식(13)으로부터 K_m 을 적절히 조절하면, 원하는 동특성을 갖는 서보 제어 시스템을 설계할 수 있음을 알 수 있다. 즉, 서보 시스템의 설계는 확대계의 조절기 $K_1 (K_{c1}, K_{v1})$ 과 서보게인 $k_2 (k_{c2}, k_{v2})$ 의 값을 적절히 결정하는 문제로 귀착된다.

2.3 최적제어기 설계

본 논문에서는 앞서 기술한 K_1, k_2 두 계인을 적절히 결정하기 위해 최적제어 설계법을 적용한다. 이 설계법은 제어오차 및 입력 에너지를 변수로 하는 평가함수 J 를 설정한 후, 이를 최소화 하도록 제어 계인을 설계하는 방법이다.

최적제어를 위한 평가함수 J 는 일반적으로 식(14)와 같이 정의한다.

$$J = \int_0^{\infty} (x^* Q x + u^* R u) dt \quad (14)$$

여기서 피적분항의 제1항은 제어오차, 제2항은 입력 에너지를 각각 나타낸다. 전체 계의 최적제어를 위한 평가함수 J_m 은 식(15)와 같이 된다.

$$J_m = \int_0^{\infty} (e^* Q_m e + u_e^* R_m u_e) dt \quad (15)$$

여기서 Q_m 과 R_m 은 각각 전체 계의 오차 추종 가중치와 에너지 입력 가중치 행렬로서 제어대상 시스템의 설계 요구 조건에 따라 달리 설정할 수 있다. 각 가중치는 시스템의 제어오차에 대한 요구 정도 및 투입 가능한 에너지 입력 한계를 고려하여 설계할 수 있으며, 이렇게 결정된 계인을 갖는 시스템은 제어오차와 에너지 투입에 관해 설정한 요구 조건을 최적으로 만족하는 시스템이 된다.

식(12)를 식(15)에 대입하면 식(16)을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}
 J_m &= \int_0^\infty (e^* Q_m e + e^* K_m^* R_m K_m e) dt \\
 &= \int_0^\infty e^* W_m e dt \tag{16}
 \end{aligned}$$

여기서 W_m 은 $W_m = Q_m + K_m^* R_m K_m$ 이다.

식(16)의 피적분항을 식(17)과 같이 정의하면, 식(13)으로부터 식(18)이 얻어진다.

$$e^* W_m e = - \frac{d}{dt} (e^* P e) \tag{17}$$

$$\begin{aligned}
 e^* W_m e &= - e^* [(A_m - B_m K_m)^* P \\
 &\quad + P(A_m - B_m K_m)] e \tag{18}
 \end{aligned}$$

여기서 P 는 양의 한정(positive-definite)인 Hermite 행렬 또는 실대칭행렬(real symmetric matrix)이며, $A_m - B_m K_m$ 이 안정행렬이라면 식(18)을 만족시키는 행렬 P 가 반드시 존재한다.⁽¹²⁾

식(16)으로 주어진 2차 최적제어 문제의 해를 구하는 과정은 다음과 같다. 우선, 양의 한정인 Hermite 행렬 또는 실대칭행렬인 R_m 을 선정하면, R_m 은 식(19)와 같이 쓸 수 있다.

$$R_m = T^* T \tag{19}$$

여기서 T 는 비특이행렬(non-singular matrix)이다. 식(19)를 식(18)에 대입하면 식(20)이 얻어진다.

$$\begin{aligned}
 (A_m - B_m K_m)^* P + P(A_m - B_m K_m) \\
 + Q_m + K_m^* T^* T K_m = 0 \tag{20}
 \end{aligned}$$

이를 다시 쓰면, 식(21)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 F^* F + A_m^* P + P A_m^* \\
 - P B_m R_m^{-1} B_m^* P + Q_m = 0 \tag{21}
 \end{aligned}$$

여기서 F 는 $F = T K_m - (T^*)^{-1} B_m^* P$ 이다. 식(15)에서 J_m 을 최소화시키기 위해서는 식(21)의 F 가 최소가 되어야 하며, 이 식은 음수가 아니므로 식(22)와 같이 될 때, 0이 되어 최소화 된다.⁽¹²⁾

$$T K_m = (T^*)^{-1} B_m^* P \tag{22}$$

즉, 최적제어를 달성하기 위한 게인행렬 K_m 은 식(23)과 같이 된다.

$$K_m = T^{-1} (T^*)^{-1} B_m^* P = R_m^{-1} B_m^* P \tag{23}$$

한편, 2차 최적제어 문제의 제어입력은 식(23)을 식(12)에 대입하여 식(24)와 같이 구해진다.

$$u_e(t) = - K_m e(t) = - R_m^{-1} B_m^* P e(t) \tag{24}$$

식(24)의 행렬 P 는 식(20) 또는 다음과 같은 축소된 리카티 방정식(Riccati equation)(25)를 만족하여야 한다.

$$A_m^* P + P A_m - P B_m R_m^{-1} B_m^* P + Q_m = 0 \tag{25}$$

결국 최적제어 설계를 위해 가중치 Q_m, R_m 을 설정하면 축소된 리카티 방정식(25)에서 P 를 구할 수 있고, 이를 식(23)에 대입하면 최적제어를 위한 게인행렬 K_m 을 구할 수 있다.

3. 실험장치 및 실험방법

Fig. 4는 실험장치의 구성도이며, Table 1과 Table 2

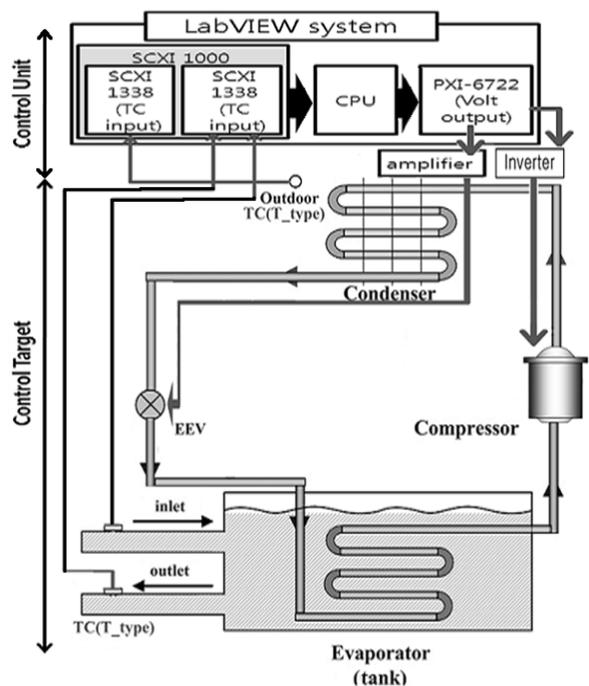


Fig. 4 Control system of a water cooler.

Table 1 Specifications of the test unit

Component	Note
Compressor	Rotary type, 1[HP]
Condenser	Air-cooled fin and tube type
Evaporator	Plate heat type exchanger
Refrigerant	R-22

Table 2 Experimental conditions

Item	Note
Water flow rate	22.5[l/min]
Ambient air temperature	30[°C]
Control period	1[sec]
Target temperature	25[°C]

는 실험장치의 구체적인 사양 및 실험 조건을 각각 나타낸다.

제어대상인 냉각기는 증발기, 압축기, 응축기와 EEV로 구성된다. 제어장치는 랩뷰(LabVIEW) 시스템, 조작기로는 인버터와 스텝모터 드라이브가 이용되었다. 랩뷰 시스템은 온도 센서인 T-type 열전대(thermocouple)로부터 온도 정보를 수집하고, 설계된 제어 로직에 따라 조작량을 계산하여 출력한다. 이때, 출력되는 제어 지령값은 압축기의 회전수 제어를 위한 인버터 주파수와 EEV의 개도 제어를 위한 펄스 스텝수이다. 냉각기의 운전 상태를 파악하기 위해 냉각기의 출구 및 시스템 각 주요 구성부의 온도, 압축기 회전수 및 EEV 개도 정보를 랩뷰 시스템을 통해 수집하였다. 공작기계의 열부하를 대신하기 위해 최대 3 kW 용량의 전기 히터를 실험 시스템에 부가적으로 설치하였고, 필요시 그 크기를 부하 제어기로 가변하였다. 또한 냉각기의 출구 온도 설정값은 공작기계용 냉각기의 특성을 고려하여 25°C로 정하였다. 과열도는 정특성 실험 결과를 토대로 9°C로 설정하였다.

설계된 제어칙의 타당성을 검증하기 위해 실험은 크게 두 가지로 구분, 정특성 및 동특성 실험을 실시하였다. 우선, 정특성 실험을 통해 과열도의 설정 근거 및 동특성 실험 결과의 타당성 근거를 확보하였고, 다음, 동특성 실험으로는 기동 특성, 부하 변경 실험을 통해 냉각기 출구 온도와 과열도가 정상상태 허용오차(냉각기 출구 온도 : ±0.1°C, 과열도 : ±1.5°C) 범위 이내에서 제어됨을 확인한다. 기동 특성 실험은 냉각기를 처음 기동하였을 때를 가정한 실험으로서, 시스템의 주변 온도가 공작기계 사용 외부의 온도

와 같은 30°C일 때를 초기 온도로 하여 온도 제어를 시작하였다. 부하 변경 실험은 공작기계의 가공작업의 진행에 따라 부하가 달라지는 상황을 고려한 실험으로, 전기히터를 임의의 시각에 2 kW에서 2.5 kW로 스텝상으로 변동시켜 실험하였다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 냉각기의 상태방정식과 제어기 게인 결정

시스템의 상태공간 모델은 스텝응답법 실험을 통해 얻어진 전달함수들로부터 구하였다. Fig. 5는 냉각기 출구 온도 및 과열도에 관한 전달함수를 구하기 위해, 다양한 열평형 조건 하에서 수차례 반복 실험한 결과들의 일레이다. 이 결과들로부터 식(26)과 식(27)을 얻었다. 실험으로 구한 전달함수 모델의 정확성을 확인하기 위해 시뮬레이션 한 결과를 이 그림에 함께 나타내었다.

$$G_c = \frac{\text{냉각기 출구 온도 변화량}}{\text{지령 주파수 변화량}} = \frac{-0.009}{23s + 1} \quad (26)$$

$$G_v = \frac{\text{과열도 변화량}}{\text{EEV 개도 변화량}} = \frac{-0.19}{7.5s + 1} \quad (27)$$

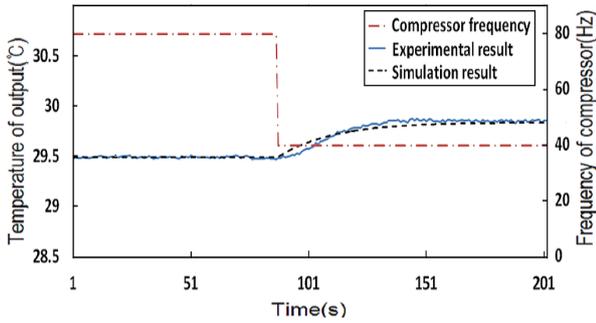
Fig. 5로부터 제어대상의 동특성이 전형적인 1차 지연요소이며, 실험으로 구한 실용적인 전달함수와 실제 응답이 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

한편, 식(26)과 식(27)은 환경 요인의 변화에 따라 모델링 오차(시정수 및 DC게인)를 포함할 수 있다. Fig. 6은 모델링 오차를 ±10%와 ±20%로 가정하여 시뮬레이션한 결과이다. 그림으로부터 모델링 오차는 과도상태에 미소한 영향을 미치지만 정상상태에서는 설계한 서보 제어계를 통해 거의 영향을 미치지 않음을 확인하였다.

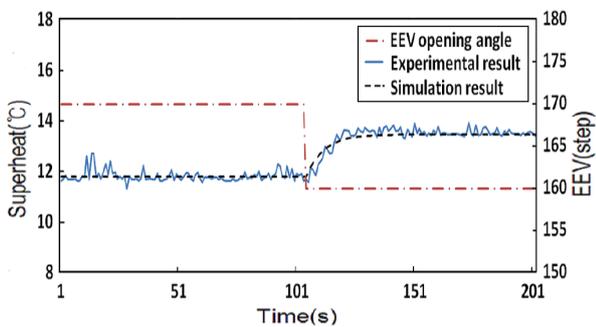
식(26), 식(27)의 전달함수로부터 구한 상태방정식(1)과 출력방정식(2)의 각 계수 행렬은 식(28)과 같다.

$$\begin{aligned} A &= \begin{pmatrix} -0.0435 & 0 \\ 0 & -0.1333 \end{pmatrix}, B = \begin{pmatrix} 10 \\ 0 \end{pmatrix} \\ C &= \begin{pmatrix} -0.0004 & 0 \\ 0 & -0.0253 \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (28)$$

본 논문의 제어 대상인 냉각기의 압축기는 입력 주파수가 최대 90 Hz, 최소 40 Hz, EEV 입력 펄스는 최대 480스텝, 최소 20스텝으로 각각 제한되어 있으

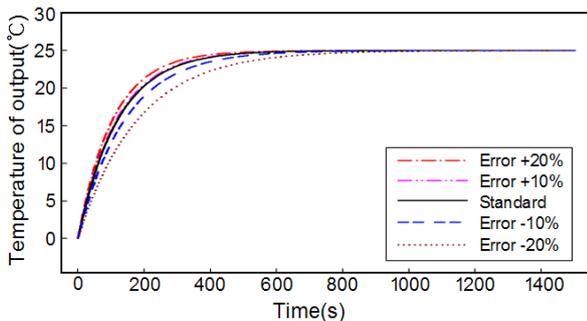


(a) Outlet temperature versus frequency

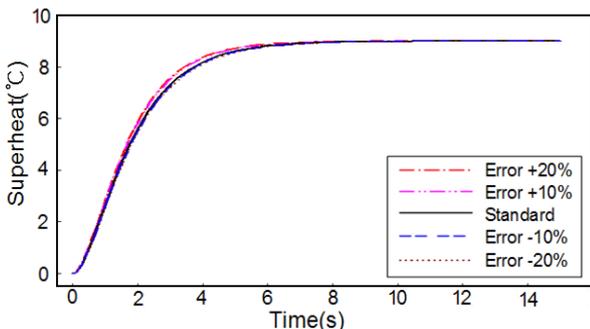


(b) Superheat versus opening angle of EEV

Fig. 5 Responses of outlet temperature and superheat to get the transfer function.



(a) Outlet temperature simulation



(b) Superheat simulation

Fig. 6 Simulation results for considering modeling error.

므로, 계인 설정시 이 한계값을 고려하여 설계하였다. 설정된 평가함수 J_m 을 최소로 하는 시스템의 최적 계인 값들은 $K_{c1} = 2.3$, $K_{v1} = 19$, $k_{c2} = 50$, $k_{v2} = 2$ 로 각각 나타났다.

또한, 시스템 기동 초기의 설정값과 출력값의 과도한 차로 인해 서보 확대계의 외부 적분기에서 적분누적현상을 일으킬 수 있다. 이를 방지하기 위해 제어 로직에 안티 와인드업(anti-wind up) 기능을 추가하였다.

4.2 실험결과 및 고찰

Fig. 7은 시스템의 최적 과열도 설정값을 찾기 위한 압축기 회전수별 과열도에 따른 냉각능력 정특성 실험 결과이다. 압축기 회전수(인버터 입력 주파수)가 변하더라도 과열도가 대략 9°C까지는 냉각능력의 감소가 거의 없음을 확인할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 과열도 지령값을 9°C로 설정하였다.

Fig. 8은 초기 정지 상태에서 기동을 결한 제어 지령값 추종 실험 결과이다. 2 kW의 부하 및 온도 30°C에서 제어를 시작하면 기동 초기에는 설정값과 현재값의 온도차가 매우 커서 Fig. 8(b)에서와 같이 최대 회전수인 90 Hz로 운전됨을 볼 수 있다. 출구 온도가 점차 낮아짐에 따라 압축기의 회전수가 점차 감소하면서 설정값 25°C에 수렴하도록 제어가 되고 있음을 Fig. 8(a)에서 볼 수 있다. 결과 분석을 통해 정상상태 오차는 냉각기 출구 온도가 $\pm 0.1^\circ\text{C}$, 과열도가 $\pm 1.5^\circ\text{C}$ 이내로 제어되고 있음을 알 수 있다.

Fig. 9는 열부하량을 2 kW에서 2.5 kW로 스텝상으로 변경했을 때의 실험 결과이다. 부하가 급격히 변경되더라도 정상상태에서 허용오차(냉각기 출구 $\pm 0.1^\circ\text{C}$, 과열도 $\pm 1.5^\circ\text{C}$) 범위 내에서 제어됨을 알 수 있다.

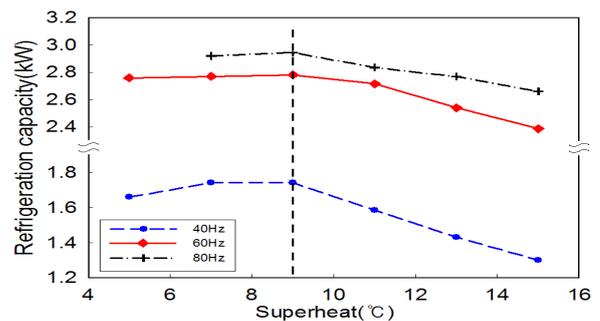
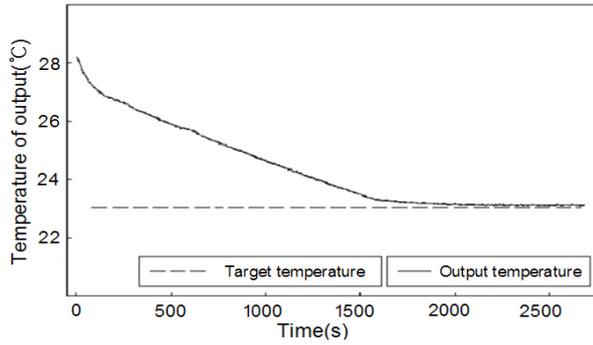
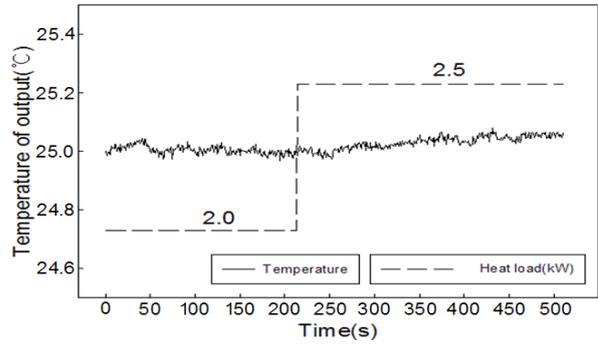


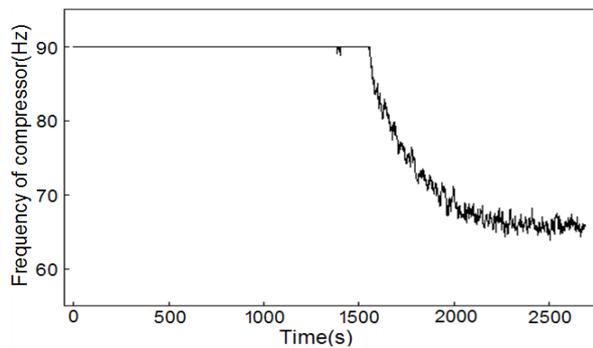
Fig. 7 Effect of superheat and compressor speed on refrigeration capacity.



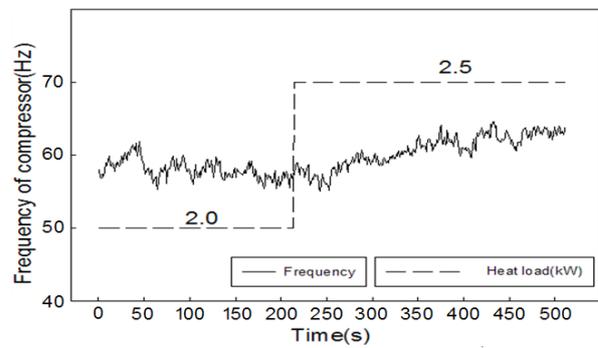
(a) Response of outlet temperature



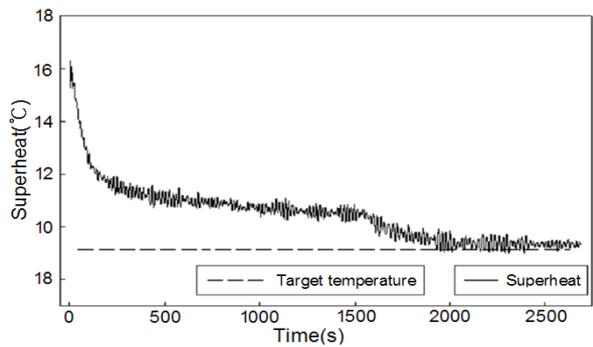
(a) Response of outlet temperature



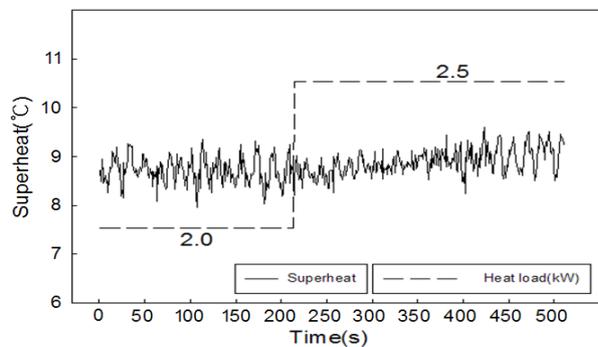
(b) Frequency reference



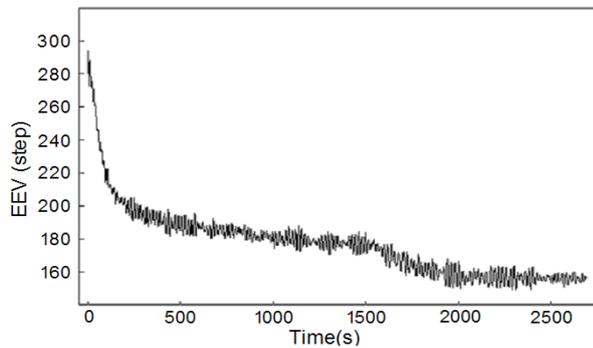
(b) Frequency reference



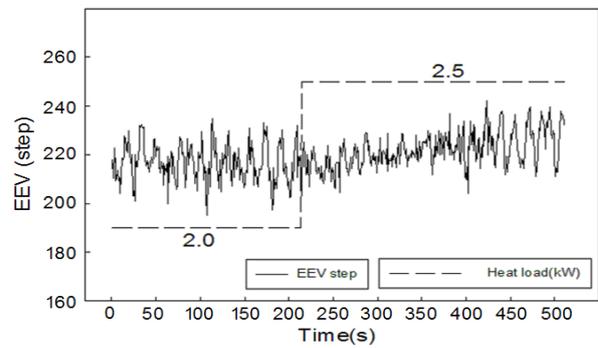
(c) Response of superheat



(c) Response of superheat



(d) Superheat reference



(d) Superheat reference

Fig. 8 Temperature control result of starting operation.

Fig. 9 Temperature control result under heat load variation.

5. 결 론

본 논문에서는 고정밀 공작기계용 냉각기의 최적 제어기 설계법을 제안하였다. 제안된 방법은 시스템의 동특성 표현 및 게인 결정의 번거로움을 줄이고, 제어변수 확장시의 유연성도 확보할 수 있는 상태공간 모델을 이용하여 설계하였다. 제어 지령값 추종 실험, 부하 변동 실험을 통해 설계된 최적제어기의 타당성을 검증하였다. 실험 결과 분석을 통해 설계된 제어기는 설계 목표값인 냉각기 출구 온도와 과열도의 정상상태 오차를 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$, $\pm 1.5^{\circ}\text{C}$ 이내로 각각 제어할 수 있음을 보였다. 또한, 제어 로직에 추가한 안티 와인드업 기능이 적분누적현상을 상당 부분 제거함으로써 초기 기동과 같은 과도시의 시스템 성능을 현저히 개선할 수 있음도 확인할 수 있었다.

후 기

이 논문은 2010학년도 부경대학교의 지원을 받아 수행된 연구임(PK-2010-075).

참고문헌

1. Lee, S. W., Yeom, H. K., and Park, K. J., 2009, Performance of Hot Gas Bypass Type Oil Cooler System, Journal of Korean Society for Precision Engineering, Vol. 26, No. 3, pp. 73-80.
2. Beak, S. M., Choi, J. H., Byun, J. Y., Moon, C. G., Lee, H. S., Jeong, S. K., and Yoon, J. I., 2009, Characteristics of Temperature Control by Hot-gas Bypass Flow Rate on Industrial Water Cooler, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 33, No. 8, pp. 1129-1136.
3. Jung, Y. M., Byun, J. Y., Yoon, J. I., and Jeong, S. K., 2009, A Study on High Precision Temperature Control of an Oil Cooler for Machine Tools Using Hot-gas Bypass Method, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 33, No. 7, pp. 1003-1011.
4. Beak, S. M., Moon, C. G., Yoon, J. I., Jeong, S. K., and Kim, E. P., 2011, The Characteristic of Capacity Control Using a Variable Speed Compressor in an Industrial Cooler, The Korean Society for Power System Engineering, Vol. 15, pp. 37-41.
5. Li, H., You, S. S., and Jeong, S. K., 2008, Feedforward Control of Capacity and Superheat for a Variable Speed Refrigeration System, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 1067-1074.
6. Beak, S. M., Moon, C. G., Kim, E. P., Jeong, S. K., and Yoon, J. I., 2011, The Characteristic Study of Capacity Control of an Industrial Cooler Using an Inverter Compressor with Varying the Ambient Temperatures, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 35, pp. 238-243.
7. Li, H., You, S. S., Yoon, J. I., and Jeong, S. K., 2008, An Empirical Model for Independent Control of Variable Speed Refrigeration System, Applied Thermal Engineering, Vol. 28, pp. 1918-1924.
8. Li, H. and Jeong, S. K., 2007, Design and Analysis of Fuzzy Control in a Variable Speed Refrigeration system, International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 15, No. 2, pp. 61-69.
9. Jeong, S. K., Byun, J. Y., Kim, S. H., and Yoon, J. I., 2011, Precise Temperature Control of Oil Cooler with Hot-gas Bypass Manner for Machine Tools Based on PI and Feedforward Control, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 23, No. 2, pp. 111-119.
10. Kim, S. H. and Jeong, S. K., 2011, High Performances Controller Design of a Cooler for Machine Tools Based on the State Space Model, Proceeding of SAREK, pp. 19-23.
11. Park, S. H. and Shin, S. C., 2001, A Study on the Development of the Zonal Division Model and the State Feedback Controller for the Temperature Control of the Indoor Zone Via VAV Unit, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 10, pp. 947-959.
12. Kang, C. G. et al., 2010, Modern control engineering, 5th Edition, Kyobo, p. 893.