

멀티형 공조/냉동시스템의 증발기 과열도 제어

김태섭* · 홍금식** · 손현철*

Evaporator Superheat Control of a Multi-type Air-conditioning/Refrigeration System

Tae-Sub Kim, Keum-Shik Hong and Hyun-Chul Sohn

Key Words : multi-type air-conditioning/refrigeration system(멀티형 공조/냉동 시스템), superheat(과열도), transfer function(전달함수), Stability criterion(안정성 판별법)

Abstract

This paper investigates the control problem of evaporator superheat, i.e., the difference between the temperature of the refrigerant at the entrance region of an evaporator and that at the exit region, for multi-type air-conditioning/refrigeration systems. Mathematical equations describing the characteristics of compressor, condenser, evaporator, and electronic expansion valve are first derived. Then, the transfer functions from the current input of the electronic expansion valve to wall temperatures of evaporator tube at two-phase region and superheated region, respectively, are derived. The stability and performance of the closed loop system with a PI controller are analyzed by Nyquist stability criterion. Simulation results are provided.

기호설명

A : 관의 단면적 [m^2] 또는 원주길이 [m]

C_w : 단위길이 당 열용량 [$kJ/m \cdot K$]

h : 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]

i : 엔탈피 [kJ/kg]

L : 길이 [m] (예 L_v : 과열영역의 길이)

m : 냉매질량유량 [kg/h]

Q : 전열량 [W]

T : 온도 [$^{\circ}C$]

ρ : 냉매밀도 [kg/m^3]

하첨자

i : 관내(inside)

in : 입구 또는 실내측

m : 평균(mean)

l : 과냉영역(subcooled region, liquid state)

o : 관외(outside)

out : 출구 또는 실외측

tp : 2상영역(two-phase region)

v : 과열영역(superheated region, vapor state)

w : 관벽(wall)

1. 서론

본 논문은 멀티형 공조/냉동시스템(이후 멀티형 시스템으로 약칭함)의 증발기 과열도 제어에 관한 연구이다. 증발기의 과열도란 증발기 출구측의 기체상태의 냉매온도와 과열시작점의 2상영역의 냉매온도의 차로써, 과열도가 7-9 $^{\circ}C$ 를 유지하는 것이 공조/냉동시스템의 효율면에서 좋은 것으로 알려져 있다⁽¹⁾.

본 논문에서는 다실(multiple rooms) 멀티형시스템의 운전조건에 따른 냉매유동특성 및 온도변화에 대한 실험데이터를 바탕으로 증발기의 수학적 모델을 제시하고, 냉매의 유량을 조절함으로써 증발기의 과열도를 제어하고자 한다. 공조/냉동시스템의 효율을 높이고, 과도기(transient period)를 최소화하기 위해 많은 시스템이 고려되고 있지만, 그 중에서도 증발기 과열도제어가 가장 중요하다.

* 부산대학교 대학원

** 회원, 부산대학교 기계공학부

Email : kshong@hyowon.pusan.ac.kr

TEL : (051) 510-2454 FAX : (051) 514-0685

특히, 증발기 과열도제어가 적절하지 못하면, 응축기의 응답도 좋지 못하게 된다⁽¹⁾. 압축기 및 증발기의 급격한 과열도 변화는 공조/냉동시스템을 불안정(헌팅 및 압축기의 파손)하게 한다. 현재 냉매 유량의 제어를 목적으로 사용되는 교축 팽창기구로서는 모세관, 온도식 팽창밸브, 전자식 팽창밸브 등이 있다. 증발기 출구의 과열도 제어를 위하여 종래에는 모세관 및 온도식 팽창밸브가 널리 사용되었으나, 열부하 변동이 심한 대형 공조/냉동시스템에 신속한 유량제어가 어려워, 효율적인 과열도 제어가 불가능하다.

본 논문에서는 실제 2실 멀티형시스템의 운전조건별로 증발기 관벽의 온도 측정을 통하여 냉매유동과 과열도의 특성을 분석한다. 이를 바탕으로 증발기의 수학적 제어모델을 제시한다. 온도 측정으로 분석된 문제점(액상영류등)을 개선하기 위하여 전자식 팽창밸브를 이용한다.

본 논문의 목적은 첫째로 관벽의 온도 측정을 통해 냉매의 유동특성과 과열시작점을 찾는 방법을 제시한다. 둘째로 증발기의 새로운 수학적 제어모델을 제시한다. 셋째로 PI제어기를 이용한 전자식 팽창밸브를 사용하여 증발기의 과열도 제어를 하고자 한다.

2. 멀티형시스템의 구성

본 논문에서 연구되는 멀티형시스템은 Fig. 1과 같이 한 대의 실외기와 다수의 실내기로 이루어져 있다. 냉매는 HCFC-22를 사용한다. 멀티형시스템의 주요구성기기는 압축기, 응축기, 증발기(n개), 팽창기구(n개)이다.

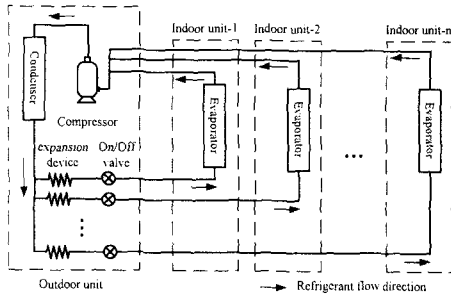


Fig. 1 Cycle diagram of the multi-type air-conditioning/refrigeration system.

3. 멀티형시스템의 모델링

3.1 압축기

압축기 내부의 냉매는 단상과열증기 상태로써 이상기체이고, 압축기의 실린더 내에서 냉매가 폴리트로프 변화(polytropic change)하는 것으로 가

정한다. 압축기에서 토출되는 냉매의 질량유량(\dot{m})와 실린더 내부의 폴리트로프 변화는 다음과 같다⁽²⁾.

$$\dot{m} = \frac{V}{R} \cdot \frac{P_{sui}}{T_{sui}} \cdot \eta_v \quad (1)$$

$$\eta_v = 0.96 \left[1 - 0.04 \left\{ \frac{P_{dis}}{P_{sui}} \right\}^{1/n} - 1 \right] \quad (2)$$

$$\frac{T_{dis}}{T_{sui}} = \left(\frac{P_{dis}}{P_{sui}} \right)^{(n-1)/n} \quad (3)$$

여기서 \dot{m} 은 냉매의 질량유량, V 는 압축기 내부의 체적, R 은 가스정수, T_{sui} 와 P_{sui} 은 압축기의 입구(suction)부의 온도와 압력, η_v 는 압축기의 체적효율, T_{dis} 와 P_{dis} 는 압축기의 출구(discharge)부의 온도 및 압력, 0.96과 0.04는 압축기의 누설수정계수 및 극간체적비로써 본 논문에서는 Domanski 및 McLinden⁽²⁾의 결과를 사용한다.

3.2 열교환기

열교환시 실외와 실내공기의 온도 및 풍량의 변화는 없다고 가정한다. 공기측의 대류 열전달률과 냉매측 열전달률은 각 영역에서 일정하고 2상영역의 건도분포와 단상의 냉매온도변화는 선형인 것으로 가정한다. 응축기는 과열영역·2상영역·과냉영역의 3부분으로 나누어 모델링하고, 증발기는 2상영역·과열영역의 2부분으로 나누어 모델링한다.

3.2.1 응축기

응축기의 과열영역의 냉매의 유동특성은 연속방정식, 에너지평형방정식, 그리고 열전달방정식을 이용하여 다음과 같이 3개의 상미분방정식으로 표현된다⁽⁵⁾.

$$\dot{m}_{v,in} - \dot{m}_{v,out} = A \left[\frac{d}{dt} (\rho_{v,m} L_v) - \rho_{v,out} \frac{dL_v}{dt} \right] \quad (4)$$

$$\dot{m}_{v,m} \dot{v}_{in} - \dot{m}_{v,out} \dot{v}_{out} - Q_v L_v = A \left[\frac{d}{dt} (\rho_{v,m} \dot{v}_m L_v) - \rho_{v,out} \dot{v}_{out} \frac{dL_v}{dt} \right] \quad (5)$$

$$C_w L_v \frac{dT_{v,w,m}}{dt} = h_v A_i L_v (T_{v,m} - T_{v,w,m}) - h_{v,air} A_o L_v (T_{v,w,m} - T_{out,air}) \quad (6)$$

여기서 $\dot{m}_{v,in}$ 과 $\dot{m}_{v,out}$ 은 응축기 과열영역(vapor state) 입구 및 출구측의 질량유량, A 는 응축기관의 단면적, $\rho_{v,m}$ 는 과열영역의 평균 냉매밀도, $\rho_{v,out}$ 는 과열영역 출구 냉매밀도, L_v 는 과열영역의 길이, \dot{v}_{in} 와 \dot{v}_{out} 는 과열영역 입구 및 출구측의 엔탈피(enthalpy), \dot{v}_m 는 과열영역의 평균 엔탈피, C_w 는 단위길이 당 열용량, h_v 및 $h_{v,air}$ 는 과열영역의 열전달계수 및 공기측 열전달계수, A_i 와 A_o 는 관의 내부 원주의 길이 및 관 외부 원주의 길이, $T_{v,w,m}$ 와 $T_{v,out}$ 는 과열영역에서 관벽의

평균온도 및 출구의 냉매온도, $T_{out,air}$ 는 실외측 공기의 온도이다. (5)의 좌변 세 번째 항에 나타나는 Q_v 는 냉매와 관벽의 온도차에 따른 열량으로써 $Q_v = h_p A_i (T_{v,m} - T_{v,w,m})$ 이다. 위의 (4)-(6)들은 2상 영역과 과냉영역도 각 영역의 열전달계수를 이용하여 동일한 형태로 표시될 수 있다.

3.2.2 증발기

증발기의 2상영역은 응축기와 마찬가지로 3개의 상미분방정식으로 표현된다⁽⁵⁾.

$$\dot{m}_{ip,in} - \dot{m}_{ip,out} = A \left[\frac{dL_{ip}}{dt} (\rho_{ip,m} L_{ip}) - \rho_{ip,out} \frac{dL_{ip}}{dt} \right] \quad (7)$$

$$\dot{m}_{ip,in} i_{ip,m} - \dot{m}_{ip,out} i_{ip,out} + Q_{ip} L_{ip} = A \left[\frac{d}{dt} (\rho_{ip,m} i_{ip,m} L_{ip}) - \rho_{ip,out} i_{ip,out} \frac{dL_{ip}}{dt} \right] \quad (8)$$

$$C_w L_{ip} \frac{dT_{ip,w,m}}{dt} = h_{p,air} A_o L_{ip} (T_{ip,air} - T_{ip,w,m}) - h_p A_i L_{ip} (T_{ip,w,m} - T_{ip,m}) \quad (9)$$

여기서 $\dot{m}_{ip,in}$ 와 $\dot{m}_{ip,out}$ 는 증발기 2상영역 입구 및 출구측의 질량유량, $\rho_{ip,m}$ 는 2상영역의 평균 냉매 밀도, $\rho_{ip,out}$ 는 2상영역 출구 냉매밀도, L_{ip} 는 2상영역의 길이, $i_{ip,m}$ 와 $i_{ip,out}$ 는 2상영역 입구 및 출구측의 엔탈피, $Q_{ip} = h_p A_i (T_{ip,w,m} - T_{ip,m})$, $i_{ip,m}$ 는 2상영역의 평균 엔탈피, h_p 와 $h_{p,air}$ 는 2상영역의 열전달계수 및 공기측 열전달계수, $T_{ip,w,m}$ 는 2상영역에서 관벽의 평균온도, $T_{ip,air}$ 는 실내측 공기 온도를 나타낸다. 증발기의 과열영역도 2상영역과 동일한 형태로 표시될 수 있다.

3.3 전자식 팽창밸브

시스템이 정상상태인 경우, 전자식 팽창밸브의 냉매유량 $\dot{m}_{ip,in}$ 은 아래와 같다⁽⁴⁾.

$$D_v = -\frac{1}{\tau} D_v + C_4 u \quad (10)$$

$$\dot{m}_{ip,in} = C_r d_s \pi \sin r_{ip} \sqrt{2g \cdot \rho_m (P_{in} - P_{out})} D_v \quad (11)$$

여기서 D_v 는 밸브의 변위, τ 는 시정수, C_1 는 상수, 유량계수 $C_r = 0.02\sqrt{\rho_m} + 0.63v_{out}$, u 는 전류, d_s 는 밸브의 노즐 구경, a_{ip} 는 밸브의 선단 각 반경, g 는 중력 가속도, P_{in} , P_{out} 는 팽창밸브의 입구 및 출구 압력, ρ_m 는 팽창밸브의 입구 냉매 밀도, v_{out} 는 팽창밸브의 출구 냉매의 비체적을 나타낸다.

4. 증발기의 과열도 제어

본 논문에서는 증발기에서의 과열도가 일정하게 유지될 때 최적의 냉방효율을 얻을 수 있다⁽¹⁾

는 가정아래, 증발기 및 전자식 팽창밸브를 플랜트(제어대상)로 한 과열도 제어를 시도한다.

4.1 정상상태에서의 증발기 전달특성

과열도란 증발기 출구측의 기체상태의 냉매온도와 과열시작점의 2상영역의 냉매온도의 차로써, 과열도가 7-9 °C 를 유지하는 것이 효율면에서 최적인 것으로 알려져 있다⁽¹⁾. 본 논문에서는 기준과열도를 8 °C 로 정한다. 또한, 제어입력은 팽창밸브에 가해지는 전류입력이며 제어를 목적으로 측정량은 증발기 입구 및 출구측 관벽에 부착된 온도이다. 3.2.2절에서 유도된 2상영역(혹은 과열영역)의 관벽의 온도를 나타내는 (9)을 살펴보면, 관벽의 온도는 냉매의 온도 $T_{ip,m}$ 에 따라 변하며 대기온도 $T_{m,air}$ 가 외란으로 작용하고 있음을 알 수 있다. 팽창밸브에 가해지는 전류량은 밸브의 변위를 (10)와 같이 결정하고, 밸브의 개폐는 냉매의 질량유량을 (11)과 같이 결정한다. 이제, 냉매의 질량유량과 관벽의 온도사이의 관계를 알면 제어입력으로부터 관벽의 온도(측정값)으로의 전달특성을 파악할 수 있다.

4.1.1 2상영역

(7)의 $\dot{m}_{ip,out}$ 을 (8)에 대입하면 다음의 관계식이 얻어진다.

$$\dot{m}_{ip,in} (i_{ip,out} - i_{ip,in}) = h_p A_i L_{ip} (T_{ip,w,m} - T_{ip,m}) + A [\rho_{ip,m} \dot{m}_{ip,out} - \rho_{ip,m} \dot{m}_{ip,m}] \frac{dL_{ip}}{dt} + A \cdot i_{ip,out} L_{ip} \frac{d\rho_{ip,m}}{dt} - A \cdot L_{ip} \frac{d}{dt} (\rho_{ip,m} i_{ip,m}) \quad (12)$$

정상상태에서 냉매의 밀도변화 및 2상영역구간의 길이변화를 무시할 수 있다고 가정하면, 즉 $d(\rho_{ip,m})/dt = 0$, $d(\rho_{ip,m} i_{ip,m})/dt = 0$, $dL_{ip}/dt = 0$ 을 가정하면, (12)는

$$\dot{m}_{ip,in} (i_{ip,out} - i_{ip,in}) = h_p A_i L_{ip} (T_{ip,w,m} - T_{ip,m}) \quad (13)$$

이 된다. 또한 정상상태에서 관벽의 온도변화를 무시할 수 있다고 가정하면, 즉 $d(T_{ip,w,m})/dt = 0$ 을 가정하면, (9)로부터 냉매의 온도와 관벽의 온도사이에는 다음의 관계가 성립한다.

$$T_{ip,w,m} = \frac{h_p A_i}{h_p A_i + h_{p,air} A_o} T_{ip,m} + \frac{h_{p,air} A_o}{h_p A_i + h_{p,air} A_o} T_{m,air} \quad (14)$$

(14)를 (13)에 대입하여, 냉매의 질량유량과 냉매의 온도사이의 관계식을 유도하면

$$T_{ip,w,m} = -\frac{(i_{ip,out} - i_{ip,in}) (h_p A_i + h_{p,air} A_o)}{h_p h_{p,air} A_i A_o L_{ip}} \dot{m}_{ip,in} + T_{m,air} \quad (15)$$

이 된다.

이제, 3.3 절의 전자식 팽창밸브의 동특성 관계식 (10)-(11)으로부터 전류입력 u 로부터 냉매의 질량유량 $\dot{m}_{ip,in}$ 으로 전달특성은 다음과 같다.

$$\dot{m}_{ip,in} = C_p d_s \pi \sin r_{ip} \sqrt{2g \cdot \rho_{in} (P_{in} - P_{out})} \frac{\tau C_1}{\tau s + 1} u = \frac{k_v}{\tau s + 1} u \quad (16)$$

여기서 $k_v = C_p d_s \pi \sin r_{ip} \sqrt{2g \cdot \rho_{in} (P_{in} - P_{out})} \tau C_1$ 이므로 본 논문에서는 실험을 통하여 구한 값 $k_v \approx 0.069$ 를 사용한다⁽⁴⁾. $T_{ip,m}$ 으로부터 $T_{ip,w,m}$ 으로의 전달특성은 (9)를 Laplace 변환하면 다음과 같다.

$$T_{ip,w,m} = \frac{h_{ip} A_i}{C_w s + (h_{p,air} A_o + h_{p} A_i)} T_{ip,m} + \frac{h_{p,air} A_o}{C_w s + (h_{p,air} A_o + h_{p} A_i)} T_{m,air} \quad (17)$$

이제 (15) 및 (16)을 (17)에 대입하여, 전류입력 u 로부터 관벽의 온도로의 전달함수를 구하면 다음과 같다.

$$T_{ip,w,m} = -e^{-15s} \left\{ \frac{(i_{p,out} - i_{p,in}) / (h_{p,air} A_o L_{ip})}{(C_w s + h_{p,air} A_o + h_{p} A_i) / (h_{p,air} A_o + h_{p} A_i)} \right\} \times \frac{k_v}{\tau s + 1} u + \frac{h_{p,air} A_o}{C_w s + h_{p,air} A_o + h_{p} A_i} T_{m,air} \quad (18)$$

$$\equiv -e^{-15s} G_{ip} \frac{k_v}{\tau s + 1} u + G_{ip,air} T_{m,air}$$

본 논문에서는 $G_{ip} = 0.29 / (14s + 1)$, $G_{ip,air} = 1 / (14s + 1)$ 을 가정한다. 주목할 것은 (15) 및 (16)을 (17)에 단순히 대입하는 것 외에 e^{-15s} 이 추가되었는데 이는 냉매의 수송지연으로써 팽창밸브의 개폐로부터 냉매가 배관을 따라 온도센서가 부착된 지점까지 도달하는 시간이다. 본 논문에서는 Yasuda의 실험결과를 이용하기로 한다⁽¹⁾.

4.1.2 과열영역

2상영역과 동일한 방법으로 전류입력 u 로부터 관벽의 온도로의 전달함수를 구하면 다음과 같다.

$$T_{v,w,out} = -e^{-20s} \left\{ \frac{2(i_{v,out} - i_{v,in}) / (h_{v,air} A_o L_v)}{(C_w s + h_{v,air} A_o + h_v A_i) / (h_{v,air} A_o + h_v A_i)} \right\} \frac{k_v}{\tau s + 1} u + \left\{ \frac{h_{v,air} A_o + h_v A_i}{C_w s + h_{v,air} A_o + h_v A_i} \frac{h_{p,air} A_o + h_p A_i}{C_w s + h_{p,air} A_o + h_p A_i} \right\} T_{m,air} \quad (19)$$

$$\equiv -e^{-20s} G_v \frac{k_v}{\tau s + 1} u + G_{v,air} T_{m,air}$$

본 논문에서는 $G_v = 3.551 / (18.7s + 1) - 0.29 / (14s + 1)$, $G_{v,air} = 2 / (18.7s + 1) - 1 / (14s + 1)$ 을 가정한다.

4.2 제어기 설계

Fig. 2는 본 논문에서 제안된 멀티형시스템의 과열도 제어 블록선도를 나타내고 있다. 본 논문에서 사용한 PI제어기는 증발기 입구 및 출구측의 관벽의 온도를 감지하는 온도센서로부터 과열도 신호를 되먹임하여 밸브의 변위를 전자식 팽창밸브에 전달한다. 압축기의 회전수 및 응축기의 부하는 일정하며, 증발기에 유입되는 공기의 온도변화가 증발기의 과열도를 설정 값으로부터 변동시키는 외란으로 작용한다.

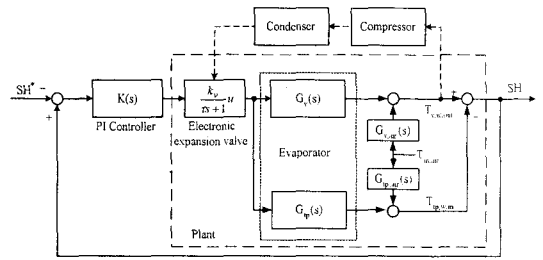


Fig. 2 Block diagram for evaporator superheat control.

증발기의 과열도 SH (superheat)는 2상영역 관벽의 평균온도($T_{ip,w,m}$)와 과열시작점온도(T_{start})가 같다고 가정하면 다음과 같이 계산된다^(1,4).

$$SH \equiv T_{v,w,out} - T_{start} = T_{v,w,out} - T_{ip,w,m} \quad (20)$$

4.2.1 개루프 전달특성

Fig. 2의 블록선도에서 $K(s) = 1$ 이라 가정하고 개루프 전달함수를 유도하면 아래와 같다.

$$SH(s) = \left(e^{-20s} G_v(s) - e^{-15s} G_{ip}(s) \right) \frac{k_v}{\tau s + 1} SH^*(s) + (G_{v,air}(s) - G_{ip,air}(s)) T_{m,air}(s) \quad (21)$$

실내 공기온도 $T_{m,air}$ 에 대한 과열도 SH 으로의 전달특성은 시간이 지나면서 지수적으로 0에 수렴하므로 초기의 일정한 실내 공기온도는 정상상태에서의 개루프 응답에는 아무런 영향을 미치지 못한다. (21)에서 일정한 기준입력 SH^* 에 대한 과열도 SH 으로의 정상상태오차는 아래와 같다.

$$\lim_{s \rightarrow 0} e_o \equiv \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot (SH - SH^*)$$

$$= \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot \left((e^{-20s} G_v(s) - e^{-15s} G_{ip}(s)) \frac{k_v}{\tau s + 1} - 1 \right) \cdot \frac{8}{s} \quad (22)$$

$$= 8 \left[(G_v(0) - G_{ip}(0)) k_v - 1 \right] = -6.36$$

여기서 일정한 기준입력 SH^* 에 대한 정상상태오차를 없게 하기 위해 비례 제어기($K(s) = K_p$)가 추가되면 (22)는 아래와 같이 전개된다.

$$\lim_{s \rightarrow 0} e_o = (G_v(0) - G_{ip}(0)) K_p k_v - 1 = 0 \quad (23)$$

그러므로 $K_p = 4.88$ 로 설정하면 실내 공기온도와 일정한 기준입력에 대한 개루프의 정상상태오차는 존재하지 않는다. 그러나 모델링이 불확실하면 $G_v(0)$, $G_{ip}(0)$ 의 값이 정확하지 않아 개루프 시스템은 불안정해질 수 있으므로 증발기 입구와 출구측의 온도를 되먹임하는 폐루프 시스템으로 구성되어야 한다.

4.2.2 폐루프 전달특성

Fig. 2에서 시스템의 폐루프 전달함수를 유도하면 아래와 같다.

$$SH(s) = -\frac{G_p(s)K(s)}{1+G_p(s)K(s)}SH^*(s) + \frac{G_{v,air}(s)-G_{p,air}(s)}{1+G_p(s)K(s)}T_{in,air}(s) \quad (24)$$

여기서 $G_p(s) \equiv (e^{-20s}G_v(s) - e^{-15s}G_{ip}(s))\frac{k_v}{s+1}$ 이다.

(24)에서 $K(s) = K_p$ 일 때 실내 공기온도와 일정한 기준입력 SH^* 에 대한 정상상태오차는 아래와 같다.

$$\lim_{s \rightarrow 0} e_{ss} \equiv \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot (SH - SH^*) = \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot \left[\frac{1}{1+G_p(s)K_p} SH^*(s) + \frac{G_{v,air}(s)-G_{p,air}(s)}{1+G_p(s)K_p} T_{in,air}(s) \right] \quad (25)$$

실내 공기온도 $T_{in,air}$ 에 대한 과열도 SH 으로의 전달특성은 개루프 전달특성처럼 시간이 지나면서 지수적으로 0에 수렴한다. 또한 (25)에서 일정한 기준입력 SH^* 에 대한 과열도 SH 으로의 정상상태오차는 다음과 같다.

$$e_{ss} \equiv \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot (SH^* - SH) = \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot \frac{-1}{1+k_v K_p (G_v(0) - G_{ip}(0))} \cdot SH^* = \frac{-8}{1+2.971 \cdot k_v K_p} \quad (26)$$

(26)에서 비례제어계인 K_p 가 증가함에 따라 정상상태오차 e_{ss} 는 0으로 수렴하게 되나, 큰 제어량이 필요할 뿐만 아니라 플랜트에 심한 진동을 발생시킨다. 그러므로 일정한 기준입력에 대한 정상상태오차를 없애기 위해서 제어기는 적분요소를 포함해야 하며 아래와 같이 설계한다.

$$K(s) = K_p + \frac{K_i}{s} \quad (27)$$

4.2.3 안정성(Stability)

폐루프 시스템의 안정성을 조사하기 위해 (24)의 폐루프 전달함수의 특성방정식으로부터 극점을 조사해야 한다. 그러나 시간지연이 존재하여 특성방정식의 근을 구하는 것은 상당히 어려우므로 Routh 안정성 판별법이나 근궤적법으로 안정성을 판별하는 것은 적합하지 못하다. Nyquist 안정성 판별법은 특성방정식의 근을 직접 구하지 않아도 되므로 이 방법으로 폐루프 시스템의 안정성을 판별하기로 한다. Nyquist 안정성 판별법으로 (27)의 비례제어계인 $K_p = 4.88$ 으로 고정하고 적분제어계인 K_i 를 변화시키면서 이에 대한 Nyquist 안정성을 판별한다.

$$G_o(s) \equiv K_i \left(\frac{1+K_p/K_i}{s} \right) (e^{-20s}G_v(s) - e^{-15s}G_{ip}(s)) \frac{k_v}{s+1} \quad (28)$$

Fig. 3에서 시스템은 시간지연 요소를 가지므로 원점 근방에서 나선형 모양의 응답을 나타내며 적분제어계인 K_i 가 증가함에 따라 시스템은 점점 불

안정해지고 K_i 가 0.4에서 임계점 $(-1+j0)$ 을 통과하므로 이보다 작은 값으로 K_i 를 선정해야 한다.

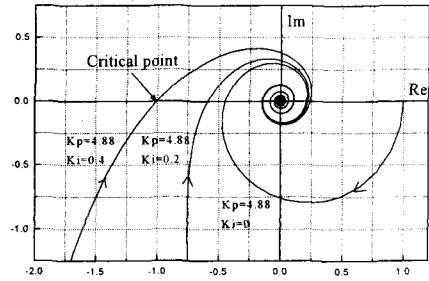


Fig. 3 Nyquist plot of the multi-type air-conditioning/refrigeration system.

Fig. 7은 $K_p = 4.88$, $K_i = 0.2$ 일때의 과열도 특성을 보여주고 있다. Fig. 7에서 약 50초 이후에서는 기준입력 $SH^* = 8^\circ\text{C}$ 에 잘 수렴함을 알 수 있다.

5. 실험 및 시뮬레이션

열교환기의 열전달 성능은 2상영역의 길이에 의존한다. 이것은 효율적인 열전달이 냉매가 기화되는 지역에서 발생하기 때문이다. 반면에 경로에서 과열된 기체는 거의 열전달을 일으키지 않으므로 높은 성능 수준을 얻기 위해서는 과열영역의 길이가 적정해야 한다^(1,5).

5.1 실험 장치 및 결과

본 논문의 실험에는 실제 모세관을 이용한 2실 멀티형시스템을 사용하였다. 실험장치는 Fig. 4과 같이 구성하였다. 본 논문은 에어컨 및 열 펌프에 대한 기준 시험조건(KS)으로서 표준 멀티(multi)실에서 실험하였다. 냉매의 경로에 따라 증발기관의 표면에 일정한 간격으로 열전대를 부착하여 측정하였다.

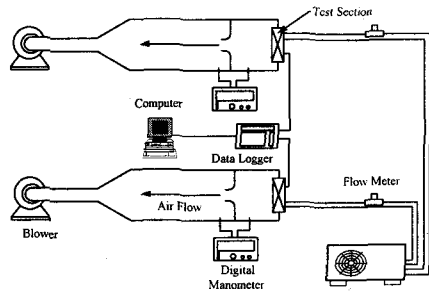


Fig. 4 Experimental apparatus.

Fig. 5의 결과는 동시 운전 시에 측정된 증발기의 관벽의 온도 분포이다. 온도 분포를 통해서 알 수 있듯이 두 영역이 존재함을 알 수 있다. 한 영역은 온도의 변화가 거의 없는 액상과 기상이 공존하는 2상영역이고, 다른 영역은 온도가 급격하

게 증가하여 기상만이 존재하는 과열영역이다. 냉매의 온도가 급격하게 변화하는 지점이 2상영역에서 기상으로 변화는 과열시작지점을 알 수 있다. 과열도는 7-9 °C 이며 증발기의 전체 냉각관 길이의 약 90-95% 지점에서 과열 현상이 발생되었다. Fig. 6의 결과는 단독 운전 시에 측정된 증발기의 관벽의 온도 분포이다. 온도의 분포를 통해서 알 수 있듯이 증발기의 전체 냉각관 길이의 약 95% 이상 지점에서 거의 과열 현상이 발생하지 않는다. 과열도는 3-4 °C 이므로 압축기 흡입부에 액냉매가 흡입되는 액상역류(liquid back)가 발생했다.

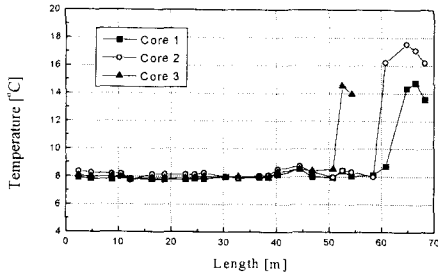


Fig. 5 Temperature distribution on the evaporator: simultaneous operation.

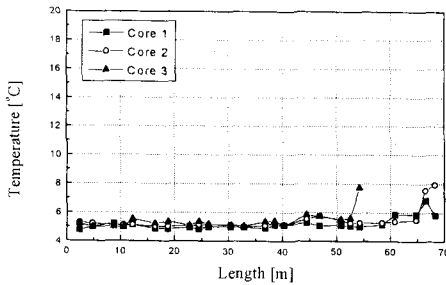


Fig. 6 Temperature distribution on the evaporator: single operation.

5.2 시뮬레이션

3절과 4절에서 구한 멀티형시스템의 각 부분 모델과 증발기의 수학적 제어모델을 이용하여 블록선도를 구하고, 증발기의 과열도 제어를 시뮬레이션으로 구현하였다. 본 논문의 시뮬레이션은 액상역류에 의해 문제가 되는 단독 운전의 경우 수행한다. 단독 운전 시 발생한 액상역류가 전자식 팽창밸브를 이용하면 개선됨을 Fig. 7의 결과에 나타나 있다.

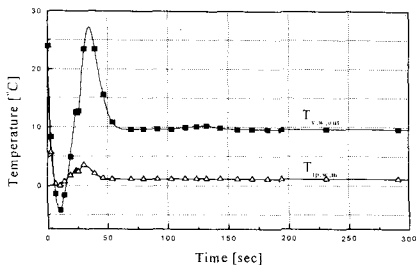


Fig. 7 Simulation results of PI controller of evaporator

superheat using EEV ($K_p=4.88$, $K_i=0.2$).

본 논문의 시뮬레이션 결과가 참고문헌 5의 단일공조/냉동시스템의 전자식 팽창밸브를 이용한 실제 실험결과와 동일한 경향을 나타내므로 본 논문의 시뮬레이션은 신뢰할 수 있다. 전자식 팽창밸브의 변위는 증발기의 과열도를 되먹임하여 PI제어를 통해 구현하였다. Fig. 6의 결과에서 알 수 있듯이 모세관을 이용한 단독 운전 시의 과열도는 3-4 °C 이므로 액상역류가 발생한다. 그러나 Fig. 7의 결과에서 전자식 팽창밸브를 이용한 과열도는 8 °C 이므로 액상역류가 발생하지 않음을 알 수 있다. 그러므로 멀티형시스템의 단독운전 시의 상변화의 부재에 따른 액상역류는 PI제어기를 이용하여 전자식 팽창밸브의 변위를 제어함으로써 액상역류를 막을 수 있다.

6. 결론

본 논문에서는 멀티형시스템의 증발기의 냉매유동특성 및 과열도 제어에 관한 연구를 수행하였다. 증발기의 관벽 온도 분포로서 액상과 기상이 공존하는 2상영역과 기상만이 존재하는 과열영역을 확인하였다. 또한 증발기의 과열시작점을 파악하는 방법을 제시하였다. 냉매유동특성을 파악하여 증발기를 2상영역과 과열영역으로 나눈 새로운 증발기의 수학적 제어모델을 제시하였다. 수학적 제어모델에 근거한 증발기의 과열도를 PI제어기를 이용하여 제어하였다. 본 논문은 실제 멀티형시스템의 최적설계에 기여하고자 하였다.

참고문헌

- (1) Yasuda, H., 1986, "Evaporator superheat control," *Trans. of the Japanese Association of Refrigeration (in Japanese)*, Vol. 61, No. 701, pp. 147-156.
- (2) Domanski, P. A., McLinden, M. O., 1992, "A simplified simulation for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures," *Int. J. Refrigeration*, Vol. 15, No. 2, pp. 81-88.
- (3) Yasuda, H., Yanagisawa, T. and Izushi, M., 1994, "A dynamic model of a vapor compression refrigeration cycle," *Trans. of the Japanese Association of Refrigeration (in Japanese)*, Vol. 11, No. 3, pp. 263-275.
- (4) Toyonaka, J., 1985, *Automation and Control Instrument of Refrigeration (second edition)*, Japanese Association of Refrigeration, pp. 1-42.
- (5) Tassou, S. A., Al-Nizari, H. O., 1993, "Investigation of the effects of thermostatic and electronic expansion valves on the steady-state and transient performance of commercial chillers," *Int. J. Refrigeration*, Vol. 16, No. 1, pp. 49-56.