

공조기 제어를 위한 응축기의 동특성 해석

Analysis of Dynamic Characteristics on Condenser for the Control of Air Conditioning Systems

김 재 들*, 윤 정 인*,樋口 金次郎**
 J. D. Kim, J. I. Yoon, K. Higuchi

Key words : Condenser(응축기), Block diagram(블록선도), Dynamic characteristics(동특성), Frequency response(주파수 응답), Mathematical model(수학적 모델), Static characteristics(정특성), Transfer function(전달함수)

Abstract

The dynamic characteristics of a condenser are numerically studied for the control of air-conditioning systems. The important factors, such as the refrigerant flow rate and refrigerant temperature, air velocity and air temperature at the condenser inlet, are incorporated into the analysis. This study was focused on the analysis of dynamic responses by transfer function method in the condenser. Block diagrams were made through analytic transfer function, and dynamic responses are evaluated on Bode diagrams in the frequency response. These results may be used for determining an optimum design parameters in an actual component and total systems. Also, the mathematical models, frequency response and steady state response may be used to increase understanding, to obtain useful information for its commercialization, to evaluate the hardware and the optimum design parameters, the design control system and to determine the best controller setting for the refrigeration and air conditioning systems.

기 호 설 명

A	: 면적(m ²)	H	: 엔탈피(J/kg)
A _i	: 관내 원주길이(m)	K	: 단위 길이당 열통과 계수(W/m·K)
A _o	: 관외 원주길이(m)	L	: 길이(m)
C _m	: 단위 길이당의 열용량(J/kg·K)	l	: 무차원 길이
c _p	: 정압비열(J/kg·K)	M	: 냉매유량(kg/s)
		m	: 미소 냉매유량 변화(kg/s)
		Q	: 유입 열에너지(W)
		s	: 라플라스 연산자
		Total	: 전체
		t	: 시간(sec)

* 부경대학교 냉동공학과

** 東京農工大學

v	: 미소 풍속변화(m/s)
α	: 평균 열전달 계수($W/m^2 \cdot K$)
θ	: 온도($^{\circ}C$)
ρ	: 밀도(kg/m^3)
θ	: 미소 온도변화($^{\circ}C$)

상첨자

—	: 하첨자에 표시된 구간의 적분 평균값
*	: 무차원 위치

하첨자

0	: 평형상태
1~9	: 영역표시
a	: 공기
U-Bend	: 밴드
L	: 응축완료점 및 과냉각 액영역
m	: 관벽
r	: 냉매
s	: 과열증기영역
shm	: 내분 평균온도
sT	: 응축개시점 이동영역
T	: 2상응축영역

1. 서 론

제어 기술의 발전은 일부 가공분야의 자동화 뿐만 아니라 공장 전체를 자동화하는 시대를 낳았고, 최근에는 인텔리전트 빌딩 등 자동제어의 기본적인 이론 자체는 변화가 없지만 적용면에서는 많은 변화를 가져왔다. 특히 최근 들어 급속한 발전을 하고 있는 냉동·공조분야에서도 70년대 이후 컴퓨터가 이용되면서부터 냉동 사이클의 각 요소에 있어서도 고도의 전기·전자제어가 반드시 필요하게 되었다. 그러나 냉동·공조장치의 최적 제어를 위한 제어 시스템 설계를 위해서는 각 구성 요소의 정적인 특성(static characteristics)을 먼저 파악하고, 동적인 특성(dynamic characteristics)을 파악한 후, 각 요소가 결합된 시스템 전체의 동적특성을 파악하여야 한다. 이들이 실현이나 수치해석에 의

해 정확히 파악되므로서 동적으로도 충분히 만족할 수 있는 제어 시스템의 설계가 가능하게 된다.^{1~3)} 냉동 사이클의 기본적인 응답특성을 조사하는 방법 으로서는 전달함수(transfer function)를 이용하여 현재 존재하는 제어대상의 특성을 조사하고, 그 다음 제어대상에 적절한 제어 시스템을 구성하여 콘트롤러의 기능을 설계하는 것이 일반적이라 할 수 있다.⁴⁾ 냉동 사이클에서는 사이클 구성 요소로서 증발기, 응축기, 압축기, 팽창밸브 등이 있으며, 이들은 어느 것이나 다중 입·출력(multi input-output)요소이다. 또한, 이들 각 요소들은 배관으로 결합되어 있고, 구성 요소들은 서로 간에 영향을 미치고 있으므로 냉매 계통의 동작은 극히 복잡하다. 특히, 열교환기인 증발기나 응축기는 상변화에 따른 열 및 물질 이동이 동시에 발생하여 천이점의 위치, 내외면 열전달률, 전열관의 열용량, 사이클 구성요소내에서 냉매의 상태, 각 구성요소들이 서로간에 미치는 영향 등 그 동적인 특성이 매우 다양하다. 따라서, 이들에 대한 동적인 특성파악이 대단히 어렵고 복잡하여 이 분야에 대한 상세한 연구는 아직도 미흡한 실정으로 이에 대한 연구가 절실히 요구되고 있다.^{5~6)}

따라서, 본 연구에서는 냉동·공조장치의 제어 시스템 설계를 위한 전체 시스템의 동적특성 파악에 앞서 장치 구성 요소 중의 하나인 응축기를 대상으로 각종 외란 즉, 냉매 유량 및 유입온도, 공기 풍속 및 유입온도 등이 변화할 경우를 대상으로 전달 함수법에 의하여 응축기의 동적인 특성을 파악하였다.

2. 동특성 모델

압축기에서 토출된 과열증기 상태의 냉매는 응축기로 유입되어 과냉각 액의 상태로 유출된다. 이 과정에서 냉매는 항상 온도가 변화되며, 냉매측 열전달률도 입구 조건에 따라 변화하고, 관벽의 온도도 냉매의 상태변화에 따라 변화하고 있다. 이와 같은 이유 때문에 지금까지 응축기의 동적 특성을 제어공학적으로 해석하기 위한 기초방정식의 선형화와 전달함수의 도출이 매우 복잡하고 곤란하였다. 본 연구에서는 일반적으로 가정용 룸 에어컨

등에 사용되고 있는 플레이트 핀 코일형 공냉식 응축기를 대상으로 해석하였으며, 실제 기기에 적용시키기 위하여 설계사양 및 작동조건은 제작회사의 자료를 참고하였다. Fig.1은 공냉응축기의 모델을, Table 1은 정특성 및 동특성 해석에 사용된 응축기의 설계사양 및 작동조건을 나타낸 것이다.

응축기의 동특성을 파악하기 위해서는 동일사양의 응축기에 대한 입구에서 출구까지의 냉매 상태

Table 1 Specifications and operating conditions

Items	Features	
	Dynamic conditions	Static conditions
Fin area	38.1mm × 232mm × 301ea (6.707ea/cm)	38.1mm × 231mm × 301ea (6.707ea/cm)
Length of condensing tube	length of included bend : 12.978m	length of included bend : 12.978m
Diameter	I.D. : 9.39mm, O.D. : 10.11mm	I.D. : 9.39mm, O.D. : 10.11mm
Condensing temperature	49°C	49°C
Condensing pressure	1955kPa	1955kPa
Air velocity	0.8~1.2m/s	1.09m/s
Refrigerant flow rate	0.011~0.015kg/s	0.0134kg/s
Air temperature	27~30°C	30°C
Refrigerant	R-22	R-22

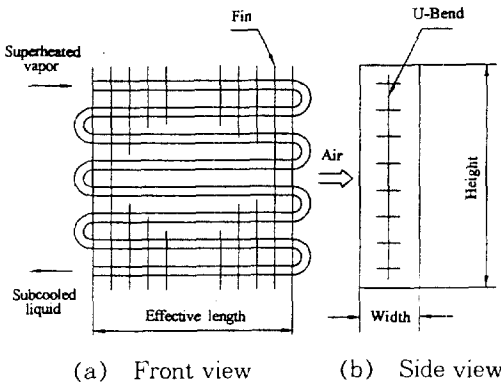


Fig.1 Model of air cooled condenser

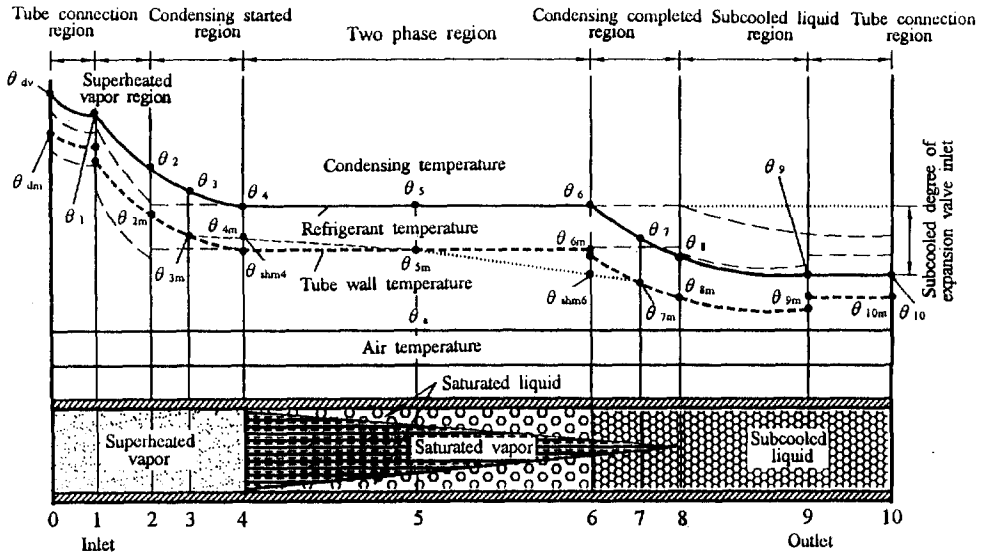


Fig.2 Model of temperature distribution of refrigerant and tube wall for analysis of dynamic characteristics in the condenser

량과 열전달률, 관벽온도 등에 대한 정적인 특성을 충분히 파악할 필요가 있다. 이것은 실험이나 수치해석에 의해 구할 수 있으며, 본 연구에서는 Nozu^{7~9)} 등이 제안한 공냉 응축기의 전열면적 계산법에 의하여 응축기의 정특성 자료를 수치해석에 의하여 구하고, 이것을 동특성 해석 자료로 이용하였다.

Fig.2는 정특성 해석에서 얻어진 자료로부터 냉매온도, 관벽온도 및 압력 분포 등을 참조하여 동특성 해석을 위한 냉매 상태량, 냉매 및 관벽온도 분포 모델을 나타낸 것이다. Fig.2의 경계 1에서 2를 과열증기 영역, 경계 2에서 4를 응축개시점 이동영역, 경계 4에서 6까지를 2상응축영역, 경계 6에서 경계 8을 응축완료점 이동영역, 경계 8에서 9까지를 과냉각 액영역으로 가정하였다. 이와 같이 모델화를 할 때, 냉매의 열열량은 정특성 계산 결과와 동특성 분포모델 사이에 모순이 없어야 한다. 따라서, 정특성 계산 결과와 동특성 분포모델의 전열량이 일치하도록 각 영역마다 열통과율을 구하고, 그것으로부터 냉매측 평균 열전달률을 구하였다.

2.1 모델화를 위한 가정

응축기의 동특성 해석에 적용된 가정중 몇가지를 예로 들면 다음과 같다.

- (1) 공기측 평균 열전달률은 습도의 영향을 받지 않는 대류 열전달률로 가정한다.
- (2) 2상영역에서 냉매는 응축개시점에서 응축완료점까지 선형의 건도분포를 가지며, 이 영역에서 냉매는 항상 포화상태이다.
- (3) 관축방향의 열전도와 매체의 혼합은 고려하지 않는다.
- (4) 과열증기영역, 응축완료점 이동영역, 과냉각 액영역은 영역길이가 2상영역에 비하여 극히 짧기 때문에 관내의 압력강하는 생략한다.
- (5) 2상영역에서 각종 외란의 미소 변동에 따른 압력변화와 온도변화는 동일하며, 각각 선형관계에 있다.

2.2 동특성 해석을 위한 기초방정식

동특성 해석을 위한 기초방정식은 본 해석에 적

용된 가정들과 동특성 해석 모델을 기초로 연속의 식, 냉매와 관벽의 열에너지 평형식 및 열전달식 등을 이용하였다.

과열증기 영역은 응축기 입구의 경계 1과 출구의 경계 2를 검사체적으로 고려하여 냉매와 관벽의 온도분포에 따른 기초방정식을 세우면 다음과 같다.

$$M_1 - M_2 = 0 \tag{1}$$

$$A\rho_{12}c_{p12}\frac{\partial\theta_2^*}{\partial t} = -\frac{M_1c_{p12}}{L_{12}}\frac{\partial\theta_2^*}{\partial z^*} - \alpha_s A_s(\theta_2^* - \theta_{2m}^*) \tag{2}$$

$$C_m\frac{\partial\theta_{2m}^*}{\partial t} = \alpha_s A_s(\theta_2^* - \theta_{2m}^*) - \alpha_a A_a(\theta_{2m}^* - \theta_a) \tag{3}$$

응축개시점 이동영역은 길이가 짧고, 입구측 경계 2와 출구측 경계 4를 가변 검사체적으로 고려하여, 경계 2와 경계 4의 중간점을 경계 3으로 한다. 또한, 영역내에서 냉매의 열물성치와 관벽의 온도분포는 모두 선형인 것으로 가정한다. 이러한 가정을 기초로 과열증기 영역과 동일한 방법으로 기초방정식을 세우면 다음과 같다.

$$M_2 - M_4 = A\left[\frac{d}{dt}(\rho_3 L_{24}) - \rho_4 \frac{dL_{24}}{dt}\right] \tag{4}$$

$$M_2 H_2 - M_4 H_4 - Q_{24} = A\left[\frac{d}{dt}(\rho_3 H_3 L_{24}) - \rho_4 H_4 \frac{dL_{24}}{dt}\right] \tag{5}$$

$$C_m L_{24} \frac{d\theta_{3m}}{dt} = \alpha_{s7} A_s L_{24}(\theta_3 - \theta_{3m}) - \alpha_a A_s L_{24}(\theta_{3m} - \theta_a) \tag{6}$$

여기서, 식 (5)의 좌변 제 3항 Q_{24} 는 이 영역의 검사체적 내에 존재하는 냉매에서 관벽으로 유출하는 열에너지를 나타낸 것으로서 식 (7)과 같다.

$$Q_{24} = \alpha_{s7} A_s L_{24}(\theta_3 - \theta_{3m}) + C_m(\theta_{3m} - \theta_{shm})\frac{dL_{24}}{dt} \tag{7}$$

2상 응축영역은 입구측의 경계 4와 출구측의 경

계 6을 가변 검사체적으로 하고, 경계 4와 경계 6의 중간점을 경계 5로 하여, 냉매의 열물성치와 관벽의 온도분포에 다른 기초방정식을 세우면 아래와 같다.

$$M_4 - M_6 = A \left[\frac{d}{dt} (\bar{\rho}_5 L_{46}) - \rho_4 \frac{dL_{24}}{dt} + \rho_6 \frac{dL_{68}}{dt} \right] \quad (8)$$

$$M_4 H_4 - M_6 H_6 - Q_{46} = A \left[\frac{d}{dt} (\bar{\rho}_5 H_5 L_{46}) + \rho_4 H_4 \frac{dL_{24}}{dt} + \rho_6 H_6 \frac{dL_{68}}{dt} \right] \quad (9)$$

$$C_m L_{46} \frac{d\Theta_{5m}}{dt} = \alpha_7 A_1 L_{46} (\Theta_5 - \Theta_{5m}) - \alpha_a A_0 L_{46} (\Theta_{5m} - \Theta_a) \quad (10)$$

여기서, 식 (9)의 좌변 제 3항 Q_{46} 은 식 (11)과 같다.

$$Q_{46} = \alpha_{17} A_1 L_{46} (\Theta_5 - \Theta_{3m}) + C_m (\Theta_{sh4} - \Theta_{5m}) \frac{dL_{24}}{dt} - C_m (\Theta_{5m} - \Theta_{sh6}) \frac{dL_{68}}{dt} \quad (11)$$

응축 완료점 이동영역은 길이가 짧고, 입구측 경계 6과 출구측 경계 8을 가변 검사체적으로 고려하고, 경계 6과 경계 8의 중간점을 경계 7로 하여 동일한 방법으로 기초방정식을 세우면 아래의 식과 같다.

$$M_6 - M_8 = A \left[\frac{d}{dt} (\bar{\rho}_7 L_{68}) - \rho_6 \frac{dL_{68}}{dt} \right] \quad (12)$$

$$M_6 H_6 - M_8 H_8 - Q_{68} = A \left[\frac{d}{dt} (\bar{\rho}_7 H_7 L_{68}) - \rho_6 H_6 \frac{dL_{68}}{dt} \right] \quad (13)$$

$$C_m L_{68} \frac{d\Theta_{7m}}{dt} = \alpha_1 A_1 L_{68} (\Theta_7 - \Theta_{7m}) - \alpha_a A_0 L_{68} (\Theta_{7m} - \Theta_a) \quad (14)$$

여기서, 식 (13)의 좌변 제 3항 Q_{68} 은 식 (15)와 같다.

$$Q_{68} = \alpha_1 A_1 L_{68} (\Theta_7 - \Theta_{7m}) - C_m (\Theta_{sh6} - \Theta_{7m}) \frac{dL_{68}}{dt} \quad (15)$$

과냉각 액영역은 입구측 경계 8과 출구측 경계

9를 검사체적으로 고려하여 기초방정식을 세우면 아래와 같다.

$$M_8 - M_9 = 0 \quad (16)$$

$$A \bar{\rho}_{89} c_p \bar{\rho}_{89} \frac{\partial \Theta_9^*}{\partial t} = - \frac{M_8 c_p \bar{\rho}_{89}}{L_{89}} \frac{\partial \Theta_2^*}{\partial t} - \alpha_1 A_i (\Theta_9^* - \Theta_{9m}^*) \quad (17)$$

$$C_m \frac{\partial \Theta_{9m}^*}{\partial t} = \alpha_1 A_i (\Theta_9^* - \Theta_{9m}^*) - \alpha_a A_o (\Theta_{9m}^* - \Theta_a) \quad (18)$$

2.3 동특성 기초방정식의 조합과 선형화

각 영역에서 냉매 연속의 식, 냉매와 관벽의 열에너지 평형식 및 열전달식을 조합하여, 각 변동량 (Y)를 정상의 평형상태에서 평형량 (Y_0)와 변동분 (y)의 합 즉, ($Y = Y_0 + y$)형으로 나타낸다. 그리고 응축기의 동작을 정상의 평형상태에서 미소변동으로 고려하여, 고차의 미소량을 생략하여 선형화하였다.

과열증기 영역은 기초방정식인 냉매와 관벽의 열에너지 평형식 (2)와 (3)을 선형화 하기 위하여 각 변동량을 평형상태량과 변동분의 합으로 표시하여 Taylor 전개를 이용하여 식을 변형시킨다. 또한 고차의 미소항을 생략하고, 평형상태에서 과열증기 영역내 무차원 위치 l_2^* 에 관한 상미분방정식을 구할 수 있다. 그리고 경계조건 $l_2^* = 0$ 에서 $\Theta_{20}^* = \Theta_{10}$ 을 이용하면 냉매온도 (θ_1), 공기온도 (θ_2) 및 공기풍속 (v_a)이 변화할 경우, 과열증기 영역내 선형화된 냉매 및 관벽의 열에너지 평형식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial \theta_2^*}{\partial t_2^*} + \frac{A \bar{\rho}_{120} L_{120}}{M_{90}} \frac{\partial \theta_2^*}{\partial t} + \frac{\alpha_{a0} A_i' L_{120}}{M_{90} c_{p120}} \theta_2^* = \frac{\alpha_{a0} A_i' L_{120}}{M_{90} c_{p120}} \theta_{2m}^* \quad (19)$$

$$\frac{C_m}{\alpha_{a0} A_i^* + \alpha_{a0} A_o^*} \frac{\partial \theta_{2m}^*}{\partial t} + \theta_{2m}^* = \frac{\alpha_{a0} A_i^*}{\alpha_{a0} A_i^* + \alpha_{a0} A_o^*} \theta_2^* + \frac{\alpha_{a0} A_o^*}{\alpha_{a0} A_i^* + \alpha_{a0} A_o^*} \theta_a - \frac{A_o^* (\Theta_{2m0} - \Theta_{a0})}{\alpha_{a0} A_i^* + \alpha_{a0} A_o^*} \frac{\Delta \alpha_a}{\alpha_a} \quad (20)$$

또한, 응축기 입구의 냉매유량(m_1)이 변화할 경우 이 영역내 선형화된 냉매와 관벽의 열에너지 평형식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \theta_2^*}{\partial t} + \bar{\tau}_{a10} \frac{\partial \theta_2^*}{\partial t} + \frac{\alpha_{10}}{\gamma_{a10}} (\theta_2^* - \theta_{2m}^*) \\ = -\alpha_{10} \left(\frac{\Delta \alpha_i}{\alpha_{10}} - \frac{\Delta \gamma_{a1}}{\gamma_{a10}} \right) (\Theta_{10} - \Theta_{a0}) e^{-\alpha_{10} t} \end{aligned} \quad (21)$$

$$\theta_{2m}^* + \bar{\tau}_{w10} \frac{\partial \theta_{2m}^*}{\partial t} = \gamma_{b10} \theta_2^* - \Delta \gamma_{a1} (\Theta_{10} - \Theta_{a0}) e^{-\alpha_{10} t} \quad (22)$$

여기서, 각 계수들은 다음 식과 같다.

$$\alpha_i = \frac{\alpha_s A_i^* \alpha_a A_o^* L_{12}}{\alpha_s A_i^* + \alpha_a A_o^* M_1 c_{p12}}, \quad \gamma_{a1} = \frac{\alpha_a A_o^*}{\alpha_s A_i^* + \alpha_a A_o^*}$$

$$\gamma_{b1} = 1 - \gamma_{a1} \frac{\alpha_s A_i^*}{\alpha_s A_i^* + \alpha_a A_o^*},$$

$$C_1 = \alpha_i \frac{\gamma_{b1}}{\gamma_{a1}} = \frac{\alpha_s A_i^*}{\alpha_s A_i^* + \alpha_a A_o^*}$$

$$\tau_{w1} = \frac{C_m}{\alpha_s A_i^* + \alpha_a A_o^*}, \quad \tau_{a1} = \frac{A \rho_{12} L_{12} + l_{12} h_{a12}}{M_1}$$

응축개시점 이동영역의 기초방정식은 냉매의 열에너지 평형식 (5)에, 냉매 연속식의 식 (4)와 (7)을 대입하고, 각 변동량을 평형상태량과 변동량의 합으로 나타내어 과열영역과 동일한 방법으로 선형화하면, 선형화된 냉매와 관벽의 열에너지 평형식의 유도가 가능하다.

그리고 2상응축영역의 기초방정식은 냉매의 열에너지 평형식 (9)에 냉매의 연속식의 식(8)과 (11)을 대입하고, 관벽의 열에너지 평형식과 각 변동량을 평형 상태량과 변동분의 합으로 표시하여 동일한 방법으로 선형화하면, 이 영역에서 냉매와 관벽의 열에너지 평형식의 유도가 가능하다.

또한, 응축완료점 이동영역 및 과냉각 액영역도 위에서와 동일한 방법으로 선형화 하면, 냉매와 관벽의 열에너지 평형식의 유도가 가능하다.

2.4 각 영역의 동특성 전달함수 및 블록선도

각 영역에서의 기초 방정식을 조합하여 선형화하고, 이것을 라플라스(Laplace)변환하면 각종 외란

입력에 대하여 전달함수를 구할 수 있다. 그리고, 이들 전달함수를 블록선도화하면 각각의 외란 및 이들 외란들이 동시에 작용할 경우에 있어서도 제어공학적으로 응축기의 동특성을 해석할 수 있다.

과열 증기영역에서 각종 외란이 작용할 경우 출구 냉매온도(θ_2)의 응답을 나타내는 전달함수는 식 (19)과 (21)을 라플라스 변환하여 구하면 아래의 식과 같다.

$$\begin{aligned} \theta_2(s) = \theta_1(s) e^{-s \tau_1} + \frac{\alpha_{10} [1 - e^{-s \tau_1}]}{(1 + \tau_{w10} s) f_1(s)} \theta_a(s) \\ \frac{\beta_{10}}{\gamma_{a10}} \frac{\alpha_{10} [1 - e^{-s \tau_1}]}{(1 + \tau_{w10} s) f_1(s)} \Delta \alpha_a(s) \end{aligned} \quad (23)$$

$$\begin{aligned} \theta_2(s) = -\mu \alpha_i (1 - \eta_{10}) \frac{1 - e^{-h_1(s)}}{h_1(s) + \alpha_{10}} \\ \frac{1 + (1 - \mu A c_{10}) \tau_{w10} s (\Theta_{10} - \Theta_{a0})}{(1 + \tau_{w10} s) M_{90}} m_1(s) \end{aligned} \quad (24)$$

여기서, $f_1(s) = \tau_{a10} s + \alpha_{10} + c_{10} [\tau_{w10} s / (1 + \tau_{w10} s)]$, $h_1(s) = \tau_{a10} s + c_{10} [\tau_{w10} s / (1 + \tau_{w10} s)]$ 를 나타내고, τ 는 시간 지연요소를 나타낸다.

동일한 방법으로 응축 개시점 이동영역, 2상응축영역, 응축완료점 이동영역 및 과냉각 액영역에서도 각 영역에서의 선형화된 냉매의 열에너지 평형식과 관벽의 열에너지 평형식에 계인정수 및 시정수를 정의하고 라플라스 변환하여 조합하면 전달함수의 도출이 가능하다. 그리고, 응축개시점 및 2상응축영역의 경우는 응축압력 변화에 따른 응축온도의 변화와 냉매의 수송지연에 따른 시간 지연 요소의 전달함수를 포함하여 계산하였다.

각 영역에서의 동특성 해석을 위한 블록선도는 각종 외란 입력에 대하여 각 영역에서 도출된 전달함수를 조합하면 블록선도의 작성이 가능하다. 본 연구에서는 과열증기 영역의 경우, 각종 외란 입력에 대하여 출구온도의 응답을, 응축개시점 이동영역 및 2상응축영역은 각 영역의 길이가 받는 응답을, 응축 완료점 이동영역 및 과냉각 액영역은 출구부분의 온도가 받는 응답을 각각 나타내었다.

3. 동특성 응답 결과 및 고찰

3.1 과열증기 영역

본 연구에서는 각종 외란 입력에 대한 동특성의 결과를 주파수 응답법(frequency response method)에 의해 보오드 선도상(Bode diagram)에서 게인(gain) 및 위상(phase)값으로 평가하였다. 주파수 응답이란 정현파 입력(sinusoidal input)에 대한 시스템의 정상상태 응답을 의미하는 것으로 입력의 크기는 일정하게 하고, 주파수를 변화시키면서 시스템의 정상상태 반응을 주파수 ω 에 대한 입력과 출력의 비로 나타낸 것을 보오드 선도라 한다. 따라서, 어떤 선형 시스템에 진폭이 a 이고, 주파수가 ω 인 $a \sin \omega t$ 의 입력이 작용할 때, 그 시스템의 응답(출력)은 진폭 b , 주파수 ω , 위상각 ϕ 를 갖는 $b \sin(\omega t + \phi)$ 로 나타나게 된다. 여기서 입력과 출력의 진폭 비 즉, b/a 및 위상각 ϕ 가 주파수 ω 에 따라 변화하게 되는데 이때, $M(\omega) = b/a$ 를 게인, $\phi(\omega)$ 를 위상이라 정의한다. 따라서, 본 논문에서는 실질적으로 응축기의 능력에 많은 영향을 미치고 있는 외란들을 대상으로 넓은 주파수 범위에서 각 영역 출구부분의 온도나 길이 등의 응답특성을 평가하였다.

Fig.3은 각종 외란 즉, 응축기 입구의 냉매유량(m_r) 및 냉매온도(θ_a), 유입공기 온도(θ_a) 및 풍속(v_a)이 변화할 경우 출구온도(θ_2)의 응답을 나타낸 블록선도이며, Fig.4는 각 외란들에 대한 출구온도의 응답을 주파수 응답법에 의해 보오드 선

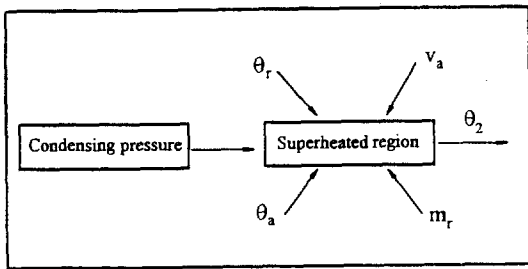
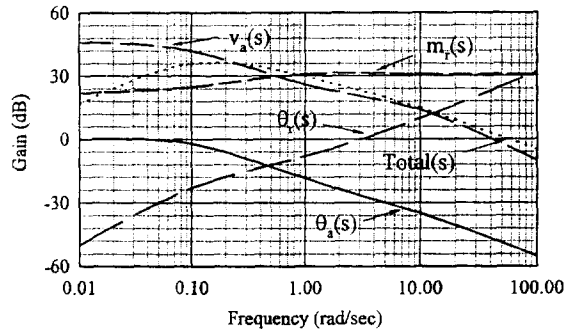
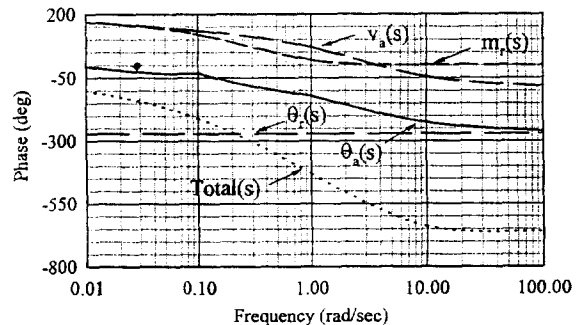


Fig.3 Block diagram of superheated vapor region

도상에 나타낸 것이다. Fig.4(a)의 게인 선도의 경우, 저주파수 대역에서는 공기 풍속의 변화가 출구 온도에 가장 큰 영향을 미치는 것으로 나타났으며, 냉매유량의 변화는 전체 주파수 대역에서 거의 일정한 것으로 나타났다. 이것은 이 영역에서 냉매의 상태가 과열증기 상태이므로 냉매측 및 공기측의 평균 열전달률에 큰 영향을 미치지 못하기 때문인 것으로 생각된다. 그리고 각종 외란이 동시에 작용할 경우는 주파수 1×10^{-1} (rad/sec)에서 가장 높은 게인 값을 나타내었다. Fig.4(b)의 위상 선도에서는 공기풍속 및 냉매유량 변화의 경우에는 공기 온도 및 냉매온도 변화에 비하여 전체 주파수 범위에서 위상지연이 작게 나타났으며, 고주파 대역으로 갈수록 위상지연은 크게 나타났다. 그리고 입구 냉매 온도변화의 경우는 전 주파수 대역에서 일정한 위상값을 나타내었다. 이상의 결과에서 과열증



(a) Response of gain



(b) Response of phase

Fig.4 Responses of outlet temperature(θ_2) in the superheated vapor region

기 영역의 출구점 온도가 받는 응답은 일정 주기내에서 주파수 변화가 낮은 경우, 즉 응축기에 작용하는 외란들이 일정 주기내에서 천천히 변화하여 입력될 경우는 일반적으로 높은 게인값을 나타내고, 위상값도 크게 나타난다는 것을 알 수 있다.

3.2 응축 개시점 이동영역

Fig.5는 과열증기 영역에서와 동일한 외란들이 작용할 경우, 응축개시점 이동영역의 길이(l_{24})의 응답을 나타낸 블록선도이며, Fig.6은 이 영역의 길이가 받는 응답특성을 주파수 응답법에 의하여 보오드 선도상에 나타낸 것이다. 이 영역에서 냉매 온도 및 유량의 변화는 거의 동일한 게인값을 나타내며, 고주파수 대역으로 갈수록 게인값은 증가하는 경향을 나타내고 있다. 이것은 이 영역의 경우 냉매유량 및 온도변화에 따라 장치의 응축온도가 변화하게 되므로, 이들에 따른 영향으로 생각된다. 또한, 공기 풍속 변화는 주파수 0.1~10(rad/sec) 범위에서 가장 높은 게인특성을 나타내고 있다. Fig.6(b)의 위상선도에서는 고주파 대역으로 갈수록 위상 지연은 증가하였으며, 정량적으로는 약간의 차이를 나타내지만, 정성적으로는 거의 동일한 위상값을 나타내고 있다.

3.3 2상응축 영역

Fig.7은 2상응축 영역의 길이(l_{46})의 응답을 나타내는 블록선도이며, Fig.8은 이 영역의 길이가 받는 주파수 응답특성을 나타낸 것이다. 이 영역에서는 각 외란변화에 따라 응축온도의 변동이 영역

의 길이에 영향을 미치게된다. 또한, 앞 영역들에서 시정수 및 시간 지연요소가 영향을 미치게되므로 이들의 영향에 의하여 길이가 받는 응답특성이 결정되는 것으로 생각된다. 그리고, 이 영역은 응축완료점 이동영역의 길이가 받는 응답에 비해 게

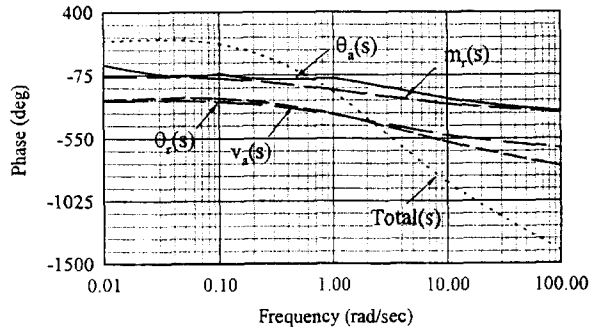
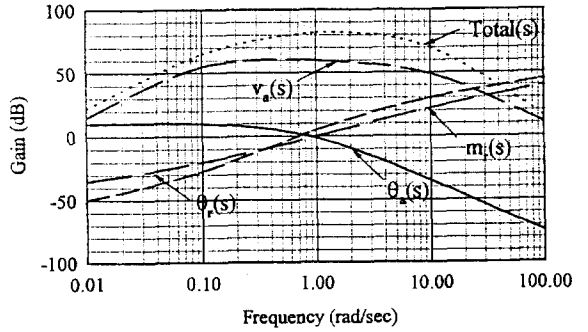


Fig.6 Responses of length(l_{24}) in condensing started region

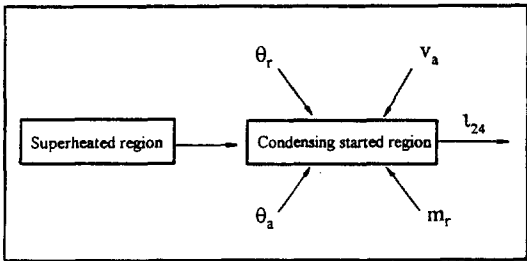


Fig.5 Block diagram of condensing started region

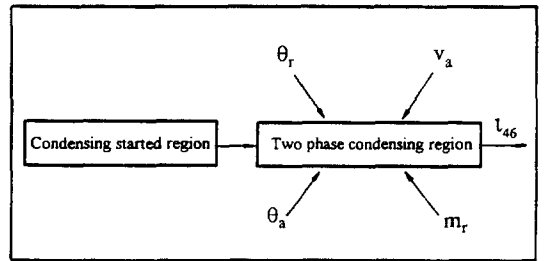
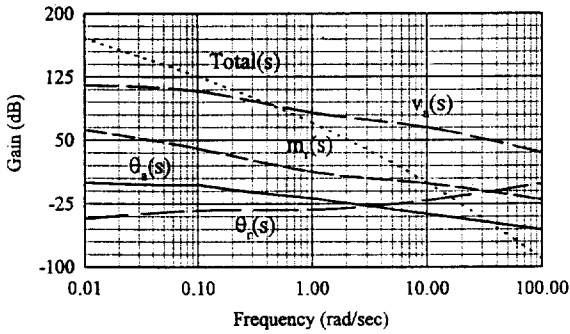
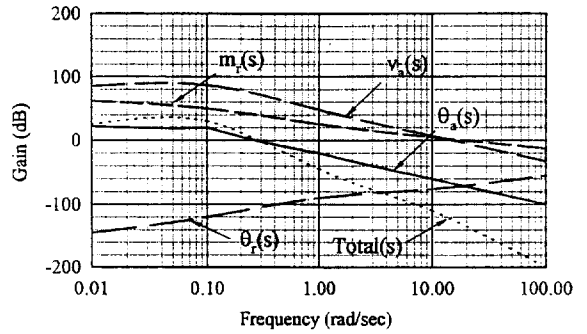


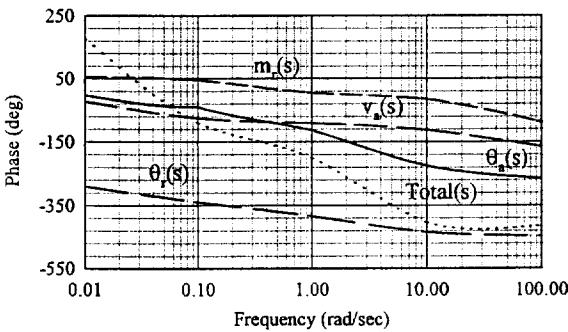
Fig.7 Block diagram of two phase condensing region



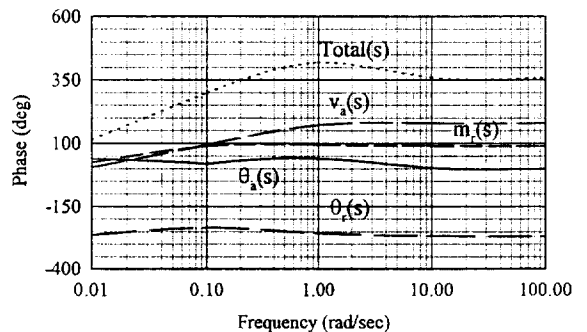
(a) Response of gain



(a) Response of gain



(b) Response of phase



(b) Response of phase

Fig.8 Responses of length(l_{46}) in two phase condensing region

Fig.9 Responses of outlet temperature(θ_8) in condensing completed region

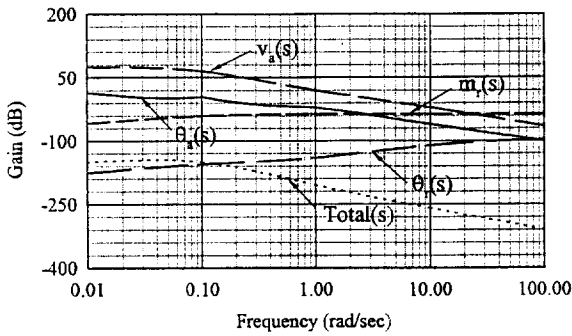
인 및 위상값의 변화는 적었다. 이것은 이 영역에서 냉매의 상태가 포화상태이며, 각종 외란입력에 대하여 냉매측 및 공기측의 평균열전달률이 적은 영향을 받기 때문이다. 따라서, 계인정수, 시정수 및 시간 지연요소의 영향이 적게 나타났다고 생각된다.

3.4 응축완료점 및 과냉각 액영역

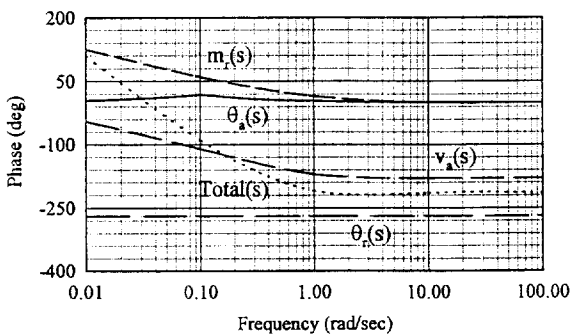
Fig.9는 앞의 각 영역들에서와 동일한 외란들이 작용할 경우 출구온도(θ_8)의 응답을 나타낸 것이다. Fig.9(a)의 계인 선도에서 냉매온도의 변화는 다른 외란들에 비해 고주파수 대역으로 이동할수록 증가하는 경향을 나타내고 있다. 이것은 냉매의 온도가 변화함에 따라 응축온도가 변화하고, 따라서 냉매측 및 공기측의 평균 열전달률이 영향을 받는 것으로 생각된다. 그리고 (b)의 위상선도에서는

고주파수 대역으로 이동할수록 위상지연 값은 거의 일정한 경향을 나타내고 있다. 이것은 이 영역의 경우, 응축이 완료되는 영역으로서 일정 주기내에서 각종 외란들의 주파수 변화에는 크게 영향을 받지 않는다는 것을 의미한다.

Fig.10은 동일한 외란들이 작용할 경우 과냉각 액단상 영역의 출구온도(θ_9) 응답특성을 나타낸 것이다. Fig.10(a)의 계인선도에서 저주파수 대역에서는 각종 외란들에 대한 계인값은 정량적으로는 다소 차이를 나타내지만, 고주파수 대역으로 갈수록 계인값의 차는 작게 나타나고 있다. 또한, 각종 외란들이 동시에 작용할 경우에 있어서도 값의 차이는 다른 영역들에 비하여 작게 나타나고 있다. 그리고, Fig.10(b)의 위상 선도에서도 저주파수 대역에서는 지연값의 기울기가 크지만, 고주파수 대역으로 이동할수록 일정한 경향을 나타내고 있



(a) Response of gain



(b) Response of phase

Fig.10 Responses of outlet temperature(θ_9) in subcooled liquid region

다. 이것은 이 영역에서의 열교환은 현열 교환으로서 상대적으로 냉매측 및 공기측의 평균 열전달률이 차이가 나고, 이들이 계인정수, 시정수 및 낭비 시간 요소에 영향을 미치기 때문으로 생각된다.

4. 결 론

공조기 제어를 위하여 실제 응축기에 작용하는 각종 외란들에 대하여 주파수 응답법에 의해 동특성을 파악한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 동특성 계산 결과로부터 응축기의 동특성 해석 모델을 제시하여 각 영역에서 기초 방정식을 유도하고, 선형화 및 라플라스 변환을 통하여 전달함수의 도출이 가능하였다.

2) 각종 외란들에 대하여 도출된 전달함수를 실제 기기에 적용할 수 있도록 블록선도화하여 각각

의 외란들 뿐만아니라 각종 외란들이 동시에 작용할 경우에 있어서도 응축기의 동적인 응답특성을 주파수 응답법에 의해 파악할 수 있었다.

3) 응축기의 동특성 파악을 통해 냉동·공조 시스템의 각종 외란에 따른 최적 설계 및 제어 시스템 설계나 해석의 기초 자료를 제공하였다.

4) 본 연구의 결과는 응축기 전체 및 냉동·공조기 전체의 동특성 해석을 위한 기초적 자료 뿐만 아니라 기본 설계에도 활용될 수 있으리라 생각한다.

본 연구에서는 지금까지 연구가 거의 수행되지 않았던 냉동·공조 시스템의 동특성 평가중 응축기 부분에 초점을 맞추어 시스템의 성능에 실질적으로 많은 영향을 미치고 있는 냉매유량 및 온도, 공기 온도 및 풍속을 각각 또는 이들이 동시에 작용할 경우에 대하여 그 영향을 정성적 및 정량적으로 검토하였다. 따라서 본 연구의 결과들은 실제 설치조건 및 환경조건들에 대하여 많은 영향을 받는 냉동·공조시스템의 정적 및 동적인 기초 설계자료 뿐만 아니라 전체 시스템에 대한 동적특성 파악과 제어 시스템 설계를 위한 기초자료로 활용될 수 있으리라 생각된다.

참 고 문 헌

- Higuchi, K., 1986, "Evaporator Control Systems", Japanese Association of Refrigeration, Vol. 61, No. 701, pp. 1~8, (in Japanese).
- Yasuda, H., 1992, "Development of Refrigeration Cycle Model by Transfer Function Method", Proceedings of 1992 JAR Annual Conference, pp. 101~104, (in Japanese).
- Hamilton, J.F., Miller, J. L., 1990, "A Simulation Program for Modeling an Air-Conditioning System", ASHRAE Trans., Vol. 96, Part 1, pp. 213~221.
- Ono, T., Sun, J., 1993, "On the Method of Linear System Identification Considering the Dynamics of Measuring Devices", Trans. of the Society of Instrument and Control Engi-

- neers, Vol. 29, No. 10, pp. 1141~1146.
5. James, R. W., 1986, "Dynamic Analysis of Refrigeration Systems", Australian Refrigeration Air Conditioning and Heating, pp. 31~38.
 6. Matsuoka, F., 1989, "Refrigeration Cycle of Transient Refrigerant Distribution", Proceedings of the 23th Japanese Joint Conference on Air-conditioning and Refrigeration, pp. 29~32, (in Japanese).
 7. Nozu, S., 1982, "Calculation Method for the Tube Length and Pressure Drop of Air-Cooled Condensers", Japanese Association of Refrigeration, Vol. 57, No. 660, pp. 41~53, (in Japanese).
 8. Nozu, S., 1983, "Expressions for Mean Condensing Heat Transfer Coefficient and Friction Factor for Air-Cooled Condensers", Japanese Association of Refrigeration, Vol. 58, No. 627, pp. 1~9, (in Japanese).
 9. Byon, S. S., Oh, H. G., Kim, J. D., 1995, "Analysis of Static Characteristics in Superheated Vapor Area on Air-Cooled Condenser", Proceedings of 1995 KSME and SAREK Conference, pp. 95~100.