

2005年 8月
碩士學位論文

NH₃ 냉동장치의 과열도 변화에 따른
성능 특성에 관한 연구

朝鮮大學校 大學院

機械工學科

全 相 信

NH₃ 냉동장치의 과열도 변화에 따른 성능 특성에 관한 연구

A Study on the Performance Characteristics of
Superheating of Suction Vapor in NH₃ Refrigeration
System

2005年 8月 日

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

全 相 信

NH₃ 냉동장치의 과열도 변화에 따른 성능 특성에 관한 연구

指導教授 河 鉦 男

이 論文을 工學碩士學位 論文으로 提出함.

2005年 4月 日

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

全 相 信

全相信의 碩士學位論文을 認准함

委員長 朝鮮大學校 教授 工學博士 金 炳 哲

委 員 朝鮮大學校 教授 工學博士 金 鍾 一

委 員 朝鮮大學校 教授 工學博士 河 鈺 男

2005年 5月 日

朝鮮大學校 大學院

목 차

Nomenclatures	iii
List of Tables	iv
List of Figures	v
List of Photographs	vii
Abstract	viii
제 1 장 서론	1
제 2 장 관련이론	4
2.1 냉매의 특성	4
2.2 암모니아 냉매의 특성	8
2.3 냉동사이클 해석	10
2.3.1 이론 냉동사이클	10
2.3.2 실제 냉동사이클	12
제 3 장 실험장치	15
3.1 열교환기의 구조 및 특징	20
3.1.1 Shell & Disk Type 열교환기	21
제 4 장 실험방법	24
4.1 응축기 냉각수 온도와 응축압력	24
4.2 증발기 냉수 유량 조절	25
4.3 과열도 제어	25
4.4 소요동력	25

4.5 냉동 압축기 운전	26
4.5 계측기 및 데이터 정리	26
제 5 장 실험결과 및 고찰	28
5.1 냉매 질량유량과 증발압력	28
5.2 응축기 냉각수 질량유량과 출구온도	32
5.3 응축기 방열량과 소요동력	46
5.4 증발기 냉수 출구온도와 흡열량	49
5.5 성능계수	52
제 6 장 결 론	54
참고문헌	55

Nomenclatures

P_c	:	Condensing Pressure [bar]
P_e	:	Evaporating Pressure [bar]
P_{sat}	:	Saturated Pressure [bar]
Q_e	:	Heat Capacity of Evaporation [kW]
Q_c	:	Heat Capacity of Condenser [kW]
\dot{m}_r	:	Refrigerant Mass Flow Rate [kg/h]
\dot{m}_{cw}	:	Cooling Water Mass Flow Rate of Condenser Outlet [kg/h]
T_{cw}	:	Cooling Water Temperature of Condenser Outlet [°C]
T_{ch}	:	Chilled Water Temperature of Evaporator Outlet [°C]
h	:	Enthalpy [$kcal/kg$]
v	:	Specific Volume [m^3/kg]
η_v	:	Volumetric Efficiency
TC	:	Temperature of Condensing [°C]
TE	:	Temperature of Evaporating [°C]
COP	:	Coefficient of Performance
GWP	:	Global Warming Potential
ODP	:	Ozone Depletion Potential

List of Tables

Table 1 Characteristics of refrigerant	2
Table 2 Comparison chart for heat exchanger	3
Table 3 Recommended properties of an refrigerant	6
Table 4 The effect of the refrigerants on the environment	7
Table 5 General data of Ammonia compared with R22	9
Table 6 Equipment specification of NH ₃ refrigeration system for experimental	17
Table 7 Experimental condition	27

List of Figures

Fig. 1 P-h Diagrams of the theoretical and actual refrigeration cycles	14
Fig. 2 Schematic diagrams of the experimental apparatus	19
Fig. 3 Details of flow direction in the Shell & Disk type heat exchanger	22
Fig. 4 Shell & Disk type plate	23
Fig. 5 The relations of \dot{m}_r and Degree of Superheat at each Condenser Pressure	30
Fig. 6 The relations of P_e and Degree of Superheat at each Condenser Pressure	31
Fig. 7 The relations of Condenser Pressure and \dot{m}_{cw} , T_{cw} at Degree of Superheat 0°C	33
Fig. 8 The relations of Condenser Pressure and \dot{m}_{cw} , T_{cw} at Degree of Superheat 1°C	34
Fig. 9 The relations of Condenser Pressure and \dot{m}_{cw} , T_{cw} at Degree of Superheat 2°C	35
Fig. 10 The relations of Condenser Pressure and \dot{m}_{cw} , T_{cw} at Degree of Superheat 3°C	36
Fig. 11 The relations of Condenser Pressure and \dot{m}_{cw} , T_{cw} at Degree of Superheat 4°C	37
Fig. 12 The relations of Condenser Pressure and \dot{m}_{cw} , T_{cw} at Degree of Superheat 5°C	38
Fig. 13 The relations of Condenser Pressure and \dot{m}_{cw} , T_{cw} at Degree of Superheat 6°C	39

Fig. 14 The relations of Condenser Pressure and \dot{m}_{cw} , T_{cw} at Degree of Superheat 7°C	40
Fig. 15 The relations of Condenser Pressure and \dot{m}_{cw} , T_{cw} at Degree of Superheat 8°C	41
Fig. 16 The relations of Condenser Pressure and \dot{m}_{cw} , T_{cw} at Degree of Superheat 9°C	42
Fig. 17 The relations of Condenser Pressure and \dot{m}_{cw} , T_{cw} at Degree of Superheat 10°C	43
Fig. 18 The relations of \dot{m}_{cw} and Degree of Superheat at each Condenser Pressure	44
Fig. 19 The relations of T_{cw} and Degree of Superheat at each Condenser Pressure	45
Fig. 20 The relations of Q_c , and Degree of Superheat at each Condenser Pressure	47
Fig. 21 The relations of Power and Degree of Superheat at each Condenser Pressure	48
Fig. 22 The relations of T_{ch} and Degree of Superheat at each Condenser Pressure	50
Fig. 23 The relations of Q_e and Degree of Superheat at each Condenser Pressure	51
Fig. 24 The relations of COP and Degree of Superheat at each Condenser Pressure	53

List of Photographs

Photo. 1 Photograph of the experimental apparatus	18
---	----

ABSTRACT

The Study on Performance Characteristics of Superheating the Suction Vapor in NH₃ Refrigeration System Using Optimum Heat Exchanger

Jeon, Sang-Sin

Advisor : Prof. Ha, Ok-Nam, Ph.D.

Department of Mechanical Engineering

Graduate School of Chosun University

Recently, due to the environment problem such as depletion of ozone and global warming, using of refrigerants has been restricted in the field of industry around world. In this aspect of environmental problems, the best solution is to use the natural refrigerant in the world such as ammonia of mineral compounds and propane, propylene of HC(hydrocarbon). Among them, ammonia can be used in the wide temperature range and it has quite good merits as a refrigerant due to a great COP and heat transfer rate, moreover high critical pressure and high critical temperature. But also it has the characteristic of toxicity, inflammability and explosiveness. Therefore, in this study, we will find the most suitable operating condition of Shell & Disk type heat exchanger with ammonia as refrigerant and prove the superiority of Shell & Disk type heat exchanger that

has not been used in field of refrigeration and air-conditioning.

The result of performance characteristic test according to condensing pressure and superheat temperature is as following.

1. As the degree of superheat was raised at each uniformity condensing pressure condition, the mass flow rate of refrigerant was decreased due to lowering of evaporative pressure, lowering of equilibrium temperature and increase of specific volume at both Shell & Tube type and Shell & Disk type heat exchanger. Also we found that as the condensing pressure was raised at each uniformity degree of superheat condition, the mass flow rate of refrigerant was decreased due to increase of compression ratio and lowering of volume efficiency.
2. At each uniformity condensing pressure condition, Shell & Disk type heat exchanger had slight change in a capacity of evaporator and capacity of evaporator was decreased according as condensing pressure and degree of superheat were getting higher.
3. At Shell & Disk type heat exchanger, the mass flow rate of refrigerant was decreased according as condensing pressure and degree of superheat were getting higher. As the result, compression ratio and required power were getting higher and the energy loss was incurred.
4. In case of Shell & Disk type heat exchanger, the highest COP was appeared when the degree of superheat 0°C and With 10°C of superheat temperature, COP was 37.1%~37.4%. It showed the most decrease.
5. As a result of study, It revealed that Shell & Disk type heat exchanger was applicable to the ammonia refrigeration system, it seemed possible to have some

economic profit and to solve the environment problem because refrigerant was charged less than Shell & Tube type heat exchanger and refrigerator can be installed in limited area.

제 1 장 서 론

최근에 세계적으로 큰 문제가 되고 있는 오존파괴와 지구온난화의 환경문제로 인해 산업용 냉동장치의 냉매로 사용된 R-11, R-12, R-502등 특정 프레온계 물질은 1996년 1월 1일 기준으로 생산이 전면적으로 금지되었다. 또한, HCFC계 냉매도 지구환경을 파괴시키는 물질로 분류되어 생산 및 사용에 대한 규제를 하고 있다.

이에 따라, HCFC계 대체 냉매로서 HFC계 냉매가 개발되어 상용화되고 있지만 열전달율이 낮고 냉동유 선정과 재료선택에 까다로움이 있다. 특히, 지구온난화지수(Global Warming Potential, GWP)가 높아 환경문제의 관점에서 이들 냉매의 사용은 바람직하지 않다. 이러한 환경문제 측면에서 가장 적합한 해결책은 지구상에 존재하는 무기화합물인 암모니아, 탄화수소계인 프로판, 프로필렌 등의 천연냉매를 이용하는 것이다. 이들 냉매는 공정 중 쉽게 얻을 수 있고 구입하기가 쉬우며 가격이 저렴하며 특히, 환경친화적인 특성을 가지고 있다.^{1~4)}

그 중에서도 암모니아 냉매는 Table 1에서와 같이 넓은 온도 범위에서 많이 사용되고 있으며 COP 및 열전달이 좋으며 임계온도 및 임계압력이 높아 냉매로서 우수한 특성을 가지고 있지만 독성과 가연성, 폭발성을 갖고 있다는 단점이 있다.^{5,6)}

냉동장치의 열교환기는 Table 2에서와 같이 여러 종류가 있지만, 그 중에서 암모니아 냉동장치에 대부분 적용되고 있는 열교환기는 Shell & Tube Type의 응축기와 만액식 증발기가 사용되고 있다. 하지만 Shell & Tube Type 열교환기는 중량이 무거우며 장치의 대형화로 인하여 설치공간이 넓어지고 장치의 부식으로 인한 냉매의 누설과 장치 중에 냉매의 충전량이 많다는 문제점을 가지고 있다.

따라서, 본 연구에서는 이러한 문제점을 해결할 수 있는 방법으로 장치 내의 냉매량을 최소화하고 냉매의 누설이 적고 초소형 경량인 Shell & Disk Type의 고밀도 열교환기의 응축압력과 과열도 변화에 대한 성능 특성을 통하여 최적 운전 조건과 아직까지 국내 산업현장에서 냉동, 공조용으로 실용화되지 않고 있는 Shell & Disk Type의 고밀도 열교환기의 우수성을 입증하는 연구를 하고자 한다.

Table 1 Characteristics of refrigerant

Refrigerant		Natural Refrigerant		HFC Refrigerant		HCFC Refrigerant	
		R717 Ammonia	R290 Propane	R134a	R404A	R22	R502
ODP		0	0	0	0	0.055	0.33
GWP		0	3	1300	3300	1700	5600
ASHRAE SAFTY GROUP		B2	A3	A1	A1/A1	A1	A1
TC/TE 40/0°C	$q_e(\text{kcal/m}^3)$	884	664	495	800	795	748
	Power(kcal/m^3)	153	123	90	159	143	149
	COP	5.78	5.40	5.51	5.03	5.55	5.01
TC/TE 40/-20°C	$q_e(\text{kcal/m}^3)$	401	322	213	368	383	353
	Power(kcal/m^3)	122	107	69	134	121	128
	COP	3.28	3.02	3.09	2.75	3.17	2.76
$P_{\text{sat}}(\text{bar})$	-40	0.72	1.11	0.51	1.35	1.05	1.30
	-20	1.90	2.44	1.32	3.06	2.45	2.90
	0	4.29	4.74	2.92	6.07	4.98	5.70
	20	8.57	8.38	5.71	10.91	9.10	10.18
	40	15.54	13.72	10.17	18.16	15.37	16.87

The theoretical refrigeration cycle and saturated properties are based on the NIST REFPROP ver. 6.0.

Table 2 Comparison chart for heat exchanger

Item	Type Unit	Shell & Tube Type	Fin Tube Type	Plate Type	Brazed Type	Shell & Disk Type
Weight	kg	1000	700	500	300	200
Volume	m ³	1.0	1.0	0.4	0.2	0.2
Manufacture		Welding, M/C, Bearing, D/R, Rolling. etc	Welding, M/C, Bearing, D/R, Rolling. etc	Pressing Cutting	Pressing Cutting Copper Brazing	Pressing Welding
Application		Liq : Liq Gas : Liq Gas : Gas	Gas : Liq Gas : Gas	Liq : Liq Steam : Liq	Liq : Liq Gas : Liq	Liq : Liq Gas : Liq Gas : Gas
Max Press.	bar	1000	50	16	25	100
Max Temp.	°C	1000/-320	400/-320	180/-25	230/-160	450/-196
Heat transfer	—	Tube	Tube & Fin	Corrogation Plate	Corrogation Plate	Corrogation Plate
K volume	kcal/m ² h °C	200-1500	15-800	Max 6000	Max 6000	Max 6000
Cost	%	100	80	40	35	30
Maintenance	%	100	80	50	Impossible	30

제 2 장 관련이론

2.1 냉매의 특성

냉동기에서 저열원으로부터 열을 흡수하여 고열원으로 운반 및 방출하는 작동유체를 냉매라 하며, 냉매는 열을 흡수하기 위해 증발하고 열을 방출하기 위해서는 응축하는 상변화 과정을 갖으며, 액체와 기체상태에서 상변화를 반복적으로 행함으로써 그 목적을 수행할 수 있다.

냉매는 종류에 따라 임계온도, 응고점 및 증발열 등 물리적 특성이 다르지만 냉동기의 성적계수를 높일 수 있는 냉매가 좋은 냉매이며, 성적계수가 높아도 인체나 다른 물질에 해를 끼친다면 좋은 냉매라 할 수 없으므로 냉동기의 냉매는 효율적이고 경제적이며 신뢰할만한 작동조건을 유지하기 위하여 여러가지 요구조건들을 만족해야 하며 냉매로서 갖추어야 할 가장 중요한 특성은 냉동시스템 내에서의 화학적 안정성이다. 만일 냉매가 분해되거나 다른 물질과 반응해서 서로 다른 특성을 갖는 화학물질을 형성한다면 냉매의 본래 특성을 사용할 수가 없게 된다.

따라서 Table 3과 같은 조건들이 충족되어야 하는데 실제 사용되는 냉매는 이와 같은 조건을 모두 만족시키지는 못하며, 현재까지 사용해온 CFC계열의 냉매가 많은 조건을 충족시킨다고 할 수 있었다. 하지만 CFC는 너무 높은 화학적 안정성으로 인해 대기 중에 유출되면 쉽게 분해되지 않고 오존과 반응하여 오존층을 파괴하는 물질로 오히려 규제대상이 되었다.^{7,8)}

따라서 이를 개선하기 위해 CFC의 염소원자를 수소원자로 치환시켜 오존층파괴를 감소시키는 CFC와 유사한 물성을 가진 HCFC 및 HFC계열의 냉매로 대체하였다. HCFC 물질은 냉동시스템 내에서 안정된 상태를 유지하며 그 안에 포함된 수소원자에 의해 대기 중에서의 수명이 짧아 오존층 붕괴 정도는 CFC에 비하면 매우 작다. 하지만, 환경문제를 염두에 두고 열역학적 관점에서 가장 중요하게 다루

어야할 인자는 냉동효율인 냉동기의 성능계수이며, 환경문제가 대두되면서 냉매가 반드시 갖추어야할 조건이 추가되었는데, 오존파괴지수는 0이어야하며, 지구온난화 지수는 가능한 작아야 한다는 것이다. Table 4에서는 각종 냉매가 환경에 미치는 영향을 나타내었다.

Table 3 Recommended properties of an refrigerant

Necessary	<ul style="list-style-type: none">- stability- safety (non-flammable non-toxic, environmentally benign)- excellent thermodynamic properties
Desirable for machinery reliability	<ul style="list-style-type: none">- lubricant solubility- low moisture solubility- material compatibility- good transport properties- high dielectric strength
Desirable to facilitate application	<ul style="list-style-type: none">- amenable to recycling- ease of leak detection- easy recharging- low cost

Table 4 The effect of the refrigerants on the environment

Refrigerant		ODP	GWP
CFC Refrigerants	CFC-11	1.0	4000
	CFC-12	1.0	85000
	CFC-13	1.0	11700
	R502	0.33	5600
HCFC Refrigerants	HCFC-22	0.055	1700
	HCFC-123	0.02	93
	HCFC-124	0.022	480
	HCFC-142b	0.065	2000
HFC Refrigerants	HFC-22	0	650
	HFC-125	0	1300
	HFC-134a	0	1300
	HFC-143a	0	3800
	HFC-152a	0	140
	R404A	0	3300
	R407A	0	1500
	R410A	0	1700
	R507A	0	3300
Natural Refrigerants	Ammonia	0	0
	Propane	0	0

2.2 암모니아 냉매의 특성

어떠한 휘발성 물질이라도 원하는 증발온도에서 액체로 존재하면 냉매로 사용이 가능하나 실제로는 독성, 가연성, 화학적 안정성, 가격 등에 의하여 제약을 받는다. 인체에 영향을 미치는 독성 정도를 TWA(Time weight average concentration)와 STEL(Short term exposure limit)로 나타내는데, TWA는 매일 8시간, STEL은 한번에 15분 동안의 노출 허용 농도를 나타낸다. 암모니아는 TWA와 STEL의 값이 커서 인체에는 위험한 물질이다.^{9,10)}

암모니아는 표준 대기압과 기온에서 무색의 가스로 존재하며 화학적으로 한 개의 질소와 세 개의 수소로 구성되어 공기보다 가볍다. 물에 쉽게 용해되는 성질을 갖고 있어 암모니아는 1:1의 비율로 물에 용해될 수 있다. Table 4는 R22와 비교한 암모니아의 물성치이다. 이 표에 따르면 암모니아는 인체에 대한 독성이 있지만 환경에는 무해하고 냉매로서 우수한 성질을 갖고 있음을 알 수 있다. 암모니아의 냉매로서의 장단점은 아래와 같다.

장점

- 임계압이 높아 넓은 온도범위에서 사용 가능하다.
- 증발 잠열이 크고 열전달 성능이 우수하다.
- 분자량이 작아 교축 손실이 작다.
- 냉동유로 광유를 사용할 수 있다.
- 물이 침투해도 큰 문제를 일으키지 않는다.
- 값이 저렴하다.

단점

- 작동 압력이 높다.
- 동 또는 동합금 재질을 사용할 수 없다.
- 비열비가 커서 과열도가 크다.
- 독성과 가연성이 있다.

Table 5 General data of Ammonia compared with R22

Characteristics	Ammonia	R22
Chemical composition	NH ₃	CHClF ₂
Molecular Weight (kg/kmol)	17.03	86.48
Ozone depletion potential	0	0
Global warming potential(100 years)	0	1700
Normal boiling point at 1.013 bar (°C)	-33.3	-40.8
Critical pressure (bar)	113.3	49.9
Critical temperature (°C)	132.3	96.2
Enthalpy of evaporation at 0°C (kJ/kg)	1261.7	204.9
Specific heat of sat. liq. at 0°C (kJ/kgK)	4.62	1.17
Specific heat of sat. vap. at 0°C (kJ/kgK)	2.66	0.74
Thermal conductivity of sat. liq. at 0°C (W/m K)	0.520	0.096
Thermal conductivity of sat. vap. at 0°C (W/m K)	0.022	0.010
Dynamic viscosity of sat. liq. at 0°C (10 ⁻⁶ Pa · s)	175.8	210.1
Dynamic viscosity of sat. vap. at 0°C (10 ⁻⁶ Pa · s)	9.09	11.8
Density of sat. liq. at 0°C (kg/m ³)	638.6	1281.8
Volume of sat. vap. at 0°C (m ³ /kg)	0.289	0.047
Flammable or explosive?	Yes	No
Toxic/irritating decomposition	No	Yes
Approximate relative price	0.2	1

2.3 냉동사이클 해석

2.3.1 이론 냉동사이클

암모니아 냉동장치의 작동상황을 묘사하는 사이클은 증기압축 냉동사이클로서, 증기압축 냉동사이클의 이론 냉동사이클은 다음의 가정을 포함한다 (1)압축기 및 팽창밸브를 지날 때 이외에는 압력 변화가 없다. (2)응축기, 중간냉각기 및 증발기 이외의 장소에서 열의 교환은 없다. (3)압축 및 팽창과정은 각각 등엔트로피 변화 및 등엔탈피 변화이다.

이론 냉동사이클의 P-h선도는 Fig. 1에 나타내었으며, 사이클의 각 과정은 다음과 같다.

1 → 2 과정 : 압축기에서의 단열압축과정이다

(이론 소요동력 W_c)

$$W_c = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (1)$$

(순환냉매질량유량 \dot{m}_r)

$$\dot{m}_r = (n_v D) / v_1 \quad (2)$$

여기서, D 는 압축기이론압축체적, v_1 은 압축기입구 비체적, n_v 는 체적효율을 나타낸다.

2 → 3 과정 : 응축기에서의 정압열방출 과정이다

(방열량 Q_c)

$$Q_c = Q_e + W_c \quad (3a)$$

$$\doteq \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (3b)$$

$$\doteq C_p \dot{m}_{cw} (\Theta_2 - \Theta_1) \quad (3c)$$

$$\doteq KF\Delta t_m \quad (3d)$$

여기서, C_p 는 냉각수의 정압비열, \dot{m}_{cw} 는 냉각수 질량유량, Θ_1, Θ_2 는 냉각수 입·출구 온도, K 는 열관류율, F 는 전열면적, Δt_m 은 냉매와 냉각수와의 평균온도차이다.

3→4 과정 : 팽창밸브에서의 교축팽창과정으로 $h_3 = h_4$, $s_3 < s_4$ 이 성립하며 단열비가역 과정이다.

4→1 과정 : 증발기에서의 정압열흡수 과정이다.

(흡열량 Q_e)

$$Q_e = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (4a)$$

$$\doteq C_p \dot{m}_{ew} (\Theta_4 - \Theta_3) \quad (4b)$$

$$\doteq KF\Delta t_m \quad (4c)$$

여기서 C_p 는 냉수의 정압비열, \dot{m}_{ew} 는 냉수 질량유량, Θ_3, Θ_4 는 냉수 입·출구 온도, K 는 열관류율, F 는 전열면적, Δt_m 은 냉매와 냉수와의 평균온도차이다.

$h_1 - h_4$ 는 냉동효과 (RE : Refrigerating Effect)라 하고, 시스템의 성능을 나타내는 성능계수(Coefficient of Performance)는 다음과 같이 정의한다.

$$COP = \frac{Q_e}{W_c} \quad (5)$$

여기서, W_c 는 압축기의 소요동력이며, Q_e 는 증발기 흡열량이다.

2.3.2 실제 냉동사이클

실제 냉동기에 있어서는 냉매가 배관계통이나 각 장치 내를 흐를 때의 유동저항에 의하여 압력이 강하하며 외계로부터의 열침입이나 압축기에서의 마찰손실 등으로 실제 냉동사이클과 다소 다르다. Fig. 1에 P-h선도를 나타내었으며, 사이클의 각 과정은 다음과 같다.

A→B 과정 : 압축기가 냉매를 흡입하는 과정으로서 냉매는 고온실린더로부터 열을 받아 엔탈피가 증가한다.

B→D 과정 : 압축과정으로서 이론적으로는 등엔트로피 압축으로 취급되는 과정이나 실제 과정에 있어서는 실린더 벽과 냉매와의 사이에 열의 교환이 있으며 또, 마찰에 의해 발생한 열도 가해지므로 등엔트로피 변화와 다소 다른 상태가 된다.

D→E 과정 : 냉매가 압축기의 토출밸브를 통과하는 과정으로서 토출밸브의 저항에 의해서 냉매의 압력이 강하한다.

E→F 과정 : 압축기에서 응축기까지의 냉매 수송 과정으로서 관내의 저항에 의해 냉매의 압력은 약간 강하하며 또, 관벽을 통해서 외기 중으로 방열함으로서 온도도 강하한다.

G→H 과정 : 응축기에서 냉동실까지의 냉매 수송 과정으로서 냉각수의 온도가 낮고 응축기 출구에서의 냉매액의 온도가 대기온도보다 낮을 때는 수송 중에 냉매는 흡열해서 엔탈피가 증가한다. 또한, 수송관의 저항에 의해 냉매의 압력은 강하한다.

H→I 과정 : 냉동실 내의 냉매 수송 과정으로서 일반적으로 냉매의 온도보다 냉동실의 온도 쪽이 낮으므로 냉매는 냉각되어 엔탈피가 감소한다. 또한, 수송관의 저항에 의해서 압력도 강하한다.

I→J 과정 : 고압 냉매액이 팽창밸브에서 저압의 증발기로 유출해서 팽창하는 과

정이다. 이론상으로는 $h_j = h_i$ 로 취급되지만 실제 과정에 있어서는 냉매는 방열하므로 $h_j > h_i$ 가 된다.

J→K 과정 : 냉매가 증발기 내에서 증발하는 과정으로서 흡열작용을 한다.

K→L 과정 : 증발기 출구에서 냉동실 벽까지의 냉매가스 수송 과정으로서 냉매는 냉동실에서 흡열하고 관의 저항에 의해서 압력은 강하한다.

L→M 과정 : 냉동실 벽에서 압축기 입구까지의 냉매 수송 과정으로서 냉매는 대기에서 흡열함과 동시에 압력은 강하한다.

M→A 과정 : 냉매가 압축기의 흡입밸브를 통과하는 과정으로서 흡입밸브의 저항에 의해서 압력이 강하한다.

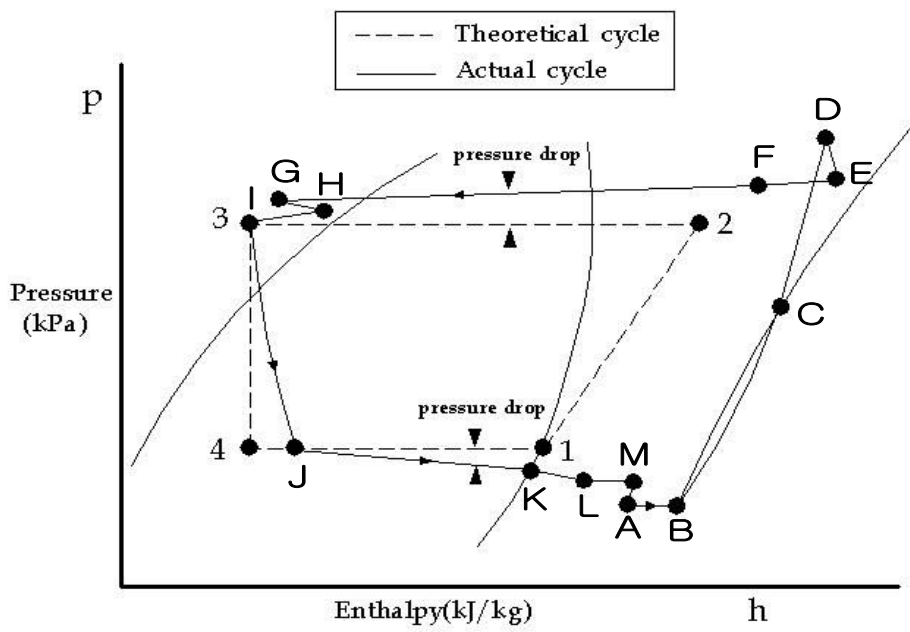


Fig. 1 P- *h* Diagrams of the theoretical and actual refrigeration cycles

제 3 장 실험장치

Fig. 2은 응축압력에 따른 과열도 변화에 대한 냉동장치의 성능 특성 연구를 위한 실험장치의 개략도를 나타내고 있다.

본 실험장치는 암모니아를 작동유체로 사용하였으며 장치는 Table 5에서와 같이 압축기, 응축기, 수액기, 향온조, 팽창장치 및 기타 부속기기로 구성하였다. 시스템의 흐름은 작동유체인 액체 암모니아를 증발기에서 증발시켜 피냉각체인 냉수를 냉각시키고, 기화된 암모니아 기체는 압축기에서 고온, 고압의 암모니아 기체로 압축되며, 압축된 암모니아 기체는 유분리기에서 오일과 분리된다. 분리된 고온, 고압의 암모니아 기체는 응축기에서 냉각수와 열교환되어 고온, 고압의 액체 암모니아로 상변화된다. 응축기에서 상변화된 고온, 고압의 액체 암모니아는 팽창밸브를 통과하면서 저온, 저압의 액체 암모니아를 증발기로 보내는 사이클로 구성되어져 있다.¹¹⁾

장치계 내의 압력손실을 최소화할 수 있도록 충분히 고려하여 실험장치를 제작하였고, 장치의 저압부는 외부온도에 의한 영향을 받지 않도록 KS규격에 의하여 단열 시공을 하였다. 시스템 내의 작동유체의 상변화를 측정하기 위해 시스템 내에 압력계, 온도계, 질량유량계, 과열도 제어기, 압력조정밸브, 파워미터를 설치하였으며, 계측기의 오차범위(온도 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$, 압력 ± 0.1 bar, 질량유량 $\pm 0.1\%$, 소요동력 $\pm 0.1\%$)이내에서 관리할 수 있도록 실험실내에 향온향습기를 설치하였다. 압축기는 일정한 부하에서 실험할 수 있도록 스크류 개방형 압축기를 사용하였으며, 부하를 일정하게 유지시키기 위해 슬라이드변을 고정하였다.

응축기와 증발기는 Shell & Disk Type 열교환기를 사용하였으며, 상변화용 유체(냉각수, 냉수)는 물을 사용하였다. 상변화용 유체 온도를 일정하게 유지시키기 위해 1 kW의 히터와 3-way 유량조절변을 설치하여 온도 제어기에 의해 자동 제어할 수 있도록 향온조를 설치하였다.

증발기 측의 냉수 질량유량을 일정하게 유지시키기 위해 인버터 순환펌프와 유량조절 제어밸브를 설치하였다.

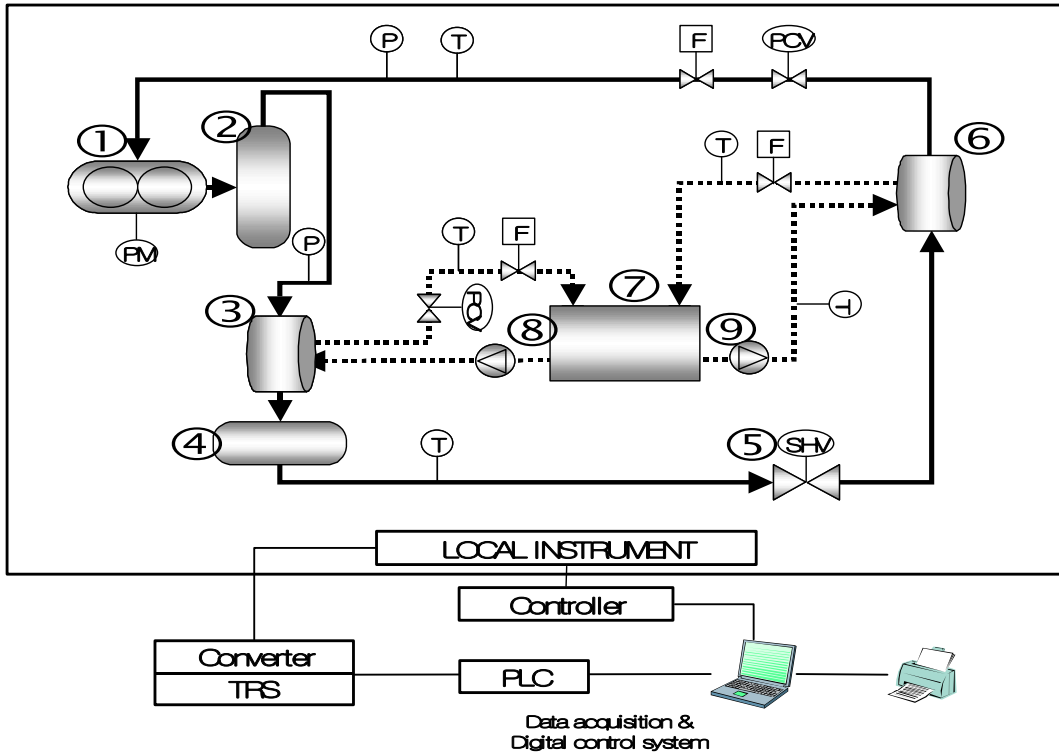
과열도 제어는 수동식 팽창밸브와 증발기 출구에 취부된 각각의 센서로부터 흡입온도와 흡입압력에 따라 과열도를 계산하여 설정값이 되도록 valve 개도를 PID 제어에 의해 자동 조절하는 전자식 팽창밸브를 사용하였다.¹²⁾ 응축압력 제어는 응축기 상부의 압력센서의 입력값을 받아 설정압력에 따른 응축기 냉각수 유량을 자동으로 조절할 수 있도록 유량 조정변을 설치하였고, 응축기 측의 냉각수 질량유량을 측정할 수 있도록 질량유량계를 설치하였다. 냉매 측의 질량유량을 측정하기 위하여 수액기와 증발기 출구 측에 각각 질량유량계를 설치하였다.

Table 6 Equipment specification of NH₃ refrigeration system for experimental

EQUIPMENT	MODEL & TYPE	SPECIFICATION
Compressor	Screw / Open	118 m ³ /h
Main moter	TEFC	15 kW
Oil cooler	Shell & Disk	4.6 m ²
Condenser	Shell & Disk	2.2 m ²
Evaporator with knock out drum	Shell & Disk	1.6 m ²
Bath tank	Rectangle	1 m ³



Photo. 1 Photograph of the experimental apparatus



- ① : Compressor ② : Oil separator ③ : Shell & Disk Type Condenser
 ④ : Receiver ⑤ : Expansion valve ⑥ : Shell & Disk Type Evaporator
 ⑦ : Constant temperature bath ⑧, ⑨ : Circulation pump
- P : Pressure sensor T : Temperature sensor
 PCV : Pressure control valve SHV : Superheat controller
 F : Mass flow meter PM : Power meter
 — : Refrigerant : Cooling & Chilled water

Fig. 2 Schematic diagrams of the experimental apparatus

3.1 열교환기의 구조 및 특성

냉동 시스템에서 열에너지의 이동은 시스템 내에서 항상 이루어지고 있는 필수적인 요소이다. 양유체간에 열에너지를 전도와 대류로서 이동시키는 기기를 열교환기라 하며 열 이동에는 액체와 액체, 기체와 기체, 혹은 기체와 액체 상호의 열교환에 의해 가열되거나 혹은 냉각됨으로서 단순히 현열(Sensible heat)의 수행만이 행하여져서 온도의 상승 또는 하강이 생기는 경우와 온도의 변화 혹은 압력의 변화와 동시에 응축, 증발이라는 상(Phase)변화를 동반하는 경우가 있는데, 이를 냉동 시스템 내에서는 열교환기의 형태로서 응축기와 증발기가 행하고 있다. 본 연구에서 적용된 열교환기로서의 응축기, 증발기의 구조와 특성은 다음과 같다.

3.1.1 Shell & Disk Type 열교환기의 구조 및 특성

Shell & Disk Type 열교환기의 전열판은 기존의 판형열교환기와 다른 형상인 원형 형태의 구조로서 전열판을 용접하여 고온·고압에 견딜 수 있도록 되어있다. 이러한 구조는 Fig. 3과 같이 Shell Side 안쪽으로 원형의 얇고 주름진 여러 장의 전열 판으로 구성된다. 전열 판을 겹친 후 두 판의 Port사이를 용접한다. 이렇게 용접된 Port Hole사이로 제1유로가 형성되며 용접된 각 쌍의 판을 적층하여 최외각부를 용접하여 Shell Side로 제2유로가 형성되도록 하여 조립하였다. 이러한 구조는 전열 판 사이에 Gasket을 사용하지 않으므로 고온(450℃까지)·고압(100 bar까지)에 견딜 수 있는 구조로 되어있다. 유체의 흐름은 셸 사이드와 Port holes사이드로 2개의 유체가 흐를 수 있는 유로가 형성되며, 유체가 고온·고압에 누설되지 않도록 씰링해 주는 역할을 한다. 이러한 유로를 통하여 2개의 유체가 대향류를 이루며 통과하게 되면 강한 난류에 의한 와류현상으로 급속하게 열교환이 이루어지게 된다. Fig. 7는 Shell & Disk Type 열교환기의 유체 흐름 방향을 나타내는 개략도이고, Fig. 8은 Shell & Disk Type 열교환기에 사용되는 전열판을 나타내고 있다. 본 실험에 적용된 Shell & Disk Type 열교환기는 Fig. 7에서 보는 바와 같이 응축기로서 적용될 때는 열교환기 내의 유체의 흐름은 A Side에 냉각수가 B Side에는 고온·고압의 냉매 가스가 흐르는 구조로 되어 있으며 증발기로 적용될 때는 A Side에 냉수가 흐르고, B Side에는 액체냉매와 냉수가 열교환하여 상(Phase)을 변화시켜 증발잠열을 이용하는 구조로 되어 있다.^{13~15)}

다음은 본 실험에 사용된 Shell & Disk Type의 열교환기의 특징이다.

- (1) 구조가 간단하며 소형경량이다.
- (2) 다른 열교환기에 비해 열전달계수가 높다.
- (3) 부식으로 인한 누설이 적다.
- (4) 온도 근접성이 우수하다.
- (5) 오염계수값이 적다.
- (6) 유체의 보유량이 적다.
- (7) 사용압력, 온도범위가 넓다.

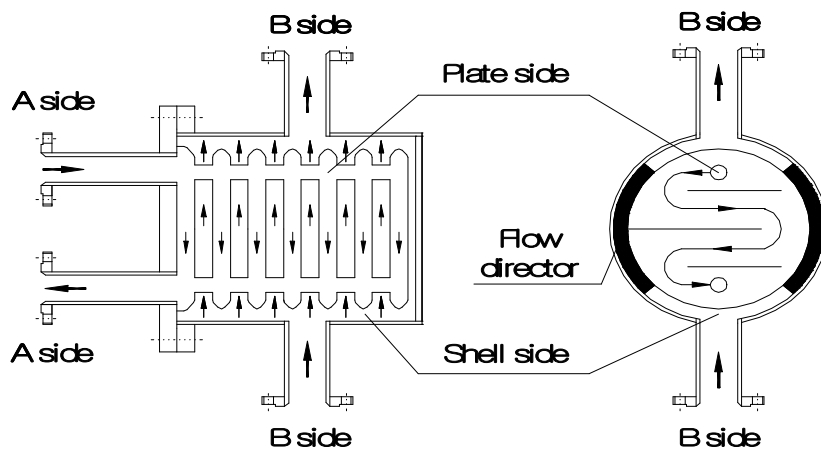
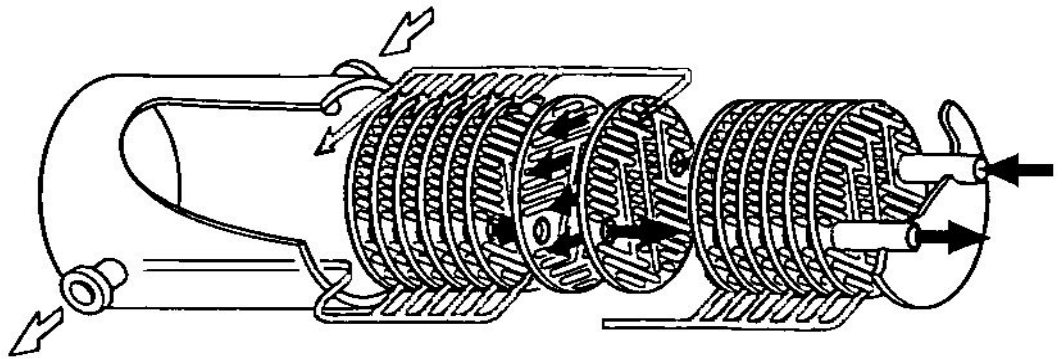


Fig. 3 Details of flow direction in the Shell & Disk Type heat exchanger



Fig. 4 Shell & Disk Type Plate

제 4 장 실험방법

본 실험에 사용된 냉동시스템은 실제 산업현장에서 상용화되고 있는 시스템을 적용하여 설계, 제작하였으며, 냉동 시스템을 설치한 후 장치내의 누설 여부를 확인하기 위하여 질소가스를 장치 내에 18 kg/cm^2 압력으로 충전한 후 장치의 연결 접합부에 비눗물을 뿌려 누설여부를 확인하였고 또한, 24시간 방치하여 압력변화가 없는 것을 확인한 후 누설시험을 완료하였다. 압력시험 후 장치 내의 질소가스는 대기 중으로 퍼지하고 장치 내의 압력이 대기압 상태일 때 진공 펌프를 이용하여 장치 내의 불응축 가스를 제거하였다. 다음으로 장치 내의 압력을 진공 400 mmHg 상태에서 10시간 방치한 후 압력의 변화가 없는 것을 확인한 후 냉동유와 냉매를 충전하였다. 실험에 사용된 작동유체인 암모니아는 미국 Solkatrionic Chemical 사의 제품으로서 순도는 99.999%이며 냉동유는 미네럴 광유계 ISO VG 46을 사용하였다. 실험 데이터 값은 외부 환경 조건의 영향을 받지 않도록 실험실 내에 항온항습기를 가동하였다. 실험장치의 가동 전 암모니아의 누설이 없는지 유황 시험지로 확인한 후, Table 7과 같은 조건으로 열교환기의 타입별로 분류하여 실험하였다.

4.1 응축기 냉각수 온도와 응축압력

응축기 냉각수 온도를 일정하게 유지하기 위하여 장치의 실험가동 전 상시 항온조 내의 냉각수 온도를 온도조절기에 의하여 일정하게 유지시켰으며 응축기의 압력은 응축기 상부측 압력 센서로부터 자동 압력 조절기에 의해 응축기 냉각수 출구측 유량을 조절한 후 정상적 실험조건에 도달하면 수동으로 유량개도를 일정하게 유지시켰다. 응축압력은 15.0 bar에서 16.0 bar까지 0.5 bar 씩 단계별로 실시하였다.

4.2 증발기 냉수 유량 조절

증발기 내에 흐르는 냉수 질량유량을 일정하게 유지시키기 위하여 냉동 압축기 가동 전 증발기측 냉수 순환펌프를 가동하여 증발기 냉수 출구측 질량유량계에 지시되고 있는 질량유량값을 보면서 설정 냉수 질량유량에 근접될 수 있도록 증발기 냉수 출구측 밸브의 유량 개도를 조절하여 냉각수 질량유량을 일정하게 유지시켰다.

4.3 과열도 제어

증발기 출구 상부측의 냉매 증기의 온도와 압력을 검지하여 암모니아 포화압력에 따른 포화 증기 온도차를 과열도로 측정하였다. 과열도는 각각의 설정 응축압력에 따라 0~10℃까지 1℃ 간격으로 단계적으로 실시하였으며 냉매 증기의 온도와 압력차를 줄이기 위하여 과열도 변화시 30분간 예비 운전으로 동일 과열도를 유지시켰다. 과열도 제어는 초기 운전시 전자식 자동 냉매 유량조절변을 사용하여 설정값에 도달시킨 후, 수동식 유량조절변을 사용하여 일정한 과열도를 유지시켰다.

4.4 소요동력

소요동력 데이터 값의 정확성을 확인하기 위하여 System의 예비 운전 중에 Computer 상의 Digital 값과 실제 모터 부하에 따른 전류와 전압의 측정치에 따른 계산값이 일치하는지 여부를 측정 장비와 디지털 계기를 이용하여 확인하였다.

측정 장비에 의한 확인 방법은 전류측정장비(Hook meter)로 각 상(R,S,T)의 전류를 측정하여 평균값을 계산하고, 각 상의 전압은 Tester기로 측정한 후 평균값을 계산하여 전력값을 산출하였다. 디지털 계기에 의한 방법은 계기로 인입되는

Analog 신호를 전류 Tester기로 측정한 후 Analog 값과 Digital 수치가 일치하는지를 확인하였다.

4.5 냉동 압축기 운전

응축압력, 증발기 냉수 질량유량, 냉각수 온도, 냉수 온도를 Table 6 실험조건과 같이 일정하게 유지시키기 위하여 압축기를 가동하여 서서히 단계적으로 압축기 부하량을 수동 조절하였으며, 설정 부하량에 도달하면 1시간 예비운전을 실시한 후 본 실험을 수행하였다.

4.6 계측기 및 데이터 정리

장치의 운전에 앞서 장치에 부착된 각각의 계측기의 값과 통신으로 송신된 계측값의 오차 여부를 확인하기 위하여 표준 계측 장비에 의하여 오차를 교정한 후 실험을 실시하였다. 냉매의 질량유량측정은 수액기 출구측과 증발기 출구측 두 곳에 Oval제 볼텍스 Type 유량계를 설치하였으며 이상기체 방정식에 의한 연산식으로 유량을 측정하였다. 냉각수와 냉수의 질량유량 측정은 응축기 냉각수 출구측과 증발기 냉수 출구측에 보정된 체적 유량계를 사용하여 측정하였다. 냉매의 압력은 증발기 출구측과 응축기 상부측에 고정도 스마트 타입 하니웰 제품을 사용하여 응축압력과 증발압력을 측정하고, 냉매의 온도와 냉각수, 냉수 온도 측정은 T-Type 열전대 및 Thermo Couple을 사용하였다. 장치 내의 모든 계측신호는 Data Acquisition System에 의해 2초 간격으로 측정되어 Computer 화면에 표시 및 열정산 프로그램에 의해 계산 저장되었다. 실험의 정확성을 도모하기 위하여 모든 작업은 Computer를 이용하여 분석하였고 실험은 3회 반복하였다.

Table 7 Experimental condition

Parameter		Experimental condition
Refrigerant	Working fluid	NH ₃ (R-717)
	Charge Rate(kg)	85 / 35
	Condensing press.(bar)	15.0 ~ 16.0
	Superheating(℃)	0 ~ 10
Bath temp.(℃)		28
Ambient temp.(℃)		24
Chilled water flow rate(kg/h)		6800
Cooling & Chilled water		Demineralized

제 5 장 실험결과 및 고찰

5.1 냉매 질량유량과 증발압력

Fig. 5, 6은 응축압력이 15bar, 15.5bar, 16bar 일 때 각각의 응축압력에 따라 과열도를 0~10°C까지 변화 시켰을 때 냉매 질량유량과 증발압력을 나타낸 실험 결과 선도이다.

Fig. 5에서 보는 바와 같이 냉매 질량유량은 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 전체적으로 감소하는 결과를 나타내고 있다.

동일 과열도에서 응축압력이 증가하였을 때는 응축압력이 증가함에 따라 압축기의 압축비가 증가하게 되고 단위 시간 내 압축기에서 배출되는 냉매증기의 체적이 감소하여 체적효율이 감소하게 된다. 그러므로 응축압력이 상승하면 체적 효율이 저하함에 따라 냉매 질량유량은 감소하게 된다.

Fig. 6의 증발압력은 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 전체적으로 감소하는 결과를 나타내고 있다. 이는 Fig. 5에서 보는 바와 같이 과열도와 응축압력이 증가할수록 냉매 질량유량이 감소하기 때문에 압축기의 체적효율이 저하되고 증발기 측의 평형온도가 낮아졌기 때문이다. 따라서 증발압력과 냉매 질량유량은 비례 관계가 있음을 알 수 있었다.

동일 응축압력에서 과열도가 증가할 때는 증발기에서 증발되는 냉매증기의 비체적이 증가함에 따라 밀도는 감소하게 되어 압축기에 흡입되는 체적 효율은 저하하게 된다. 그러므로 과열도가 증가함에 따라 냉매 질량유량은 감소하게 된다.

과열도 0°C 조건일 때 냉매질량과 증발압력이 가장 높은 원인은 Shell & Disk Type 열교환기는 판형상의 구조로 냉매와 냉수가 열전달을 이루는 간격이 좁고 조밀하여 단위체적당 전열면적이 극대화되고 2개의 유체가 강한 난류에 의한 와류현상으로 급속하게 열교환이 이루어지게 된다. 그리고, Shell & Disk Type 열교환기

에서는 낮은 레이놀드 수에서도 난류를 형성하여 Shell & Tube Type 열교환기에서 요구되는 층류보다 열교환 면에서 우수성을 갖게 되어 비등은 평형온도 상에서 발생하게 된다. 따라서 Shell & Disk Type 열교환기에서는 과열도가 낮아질수록 냉매질량유량과 증발압력은 순차적으로 증가하는 결과를 보이고 있다.

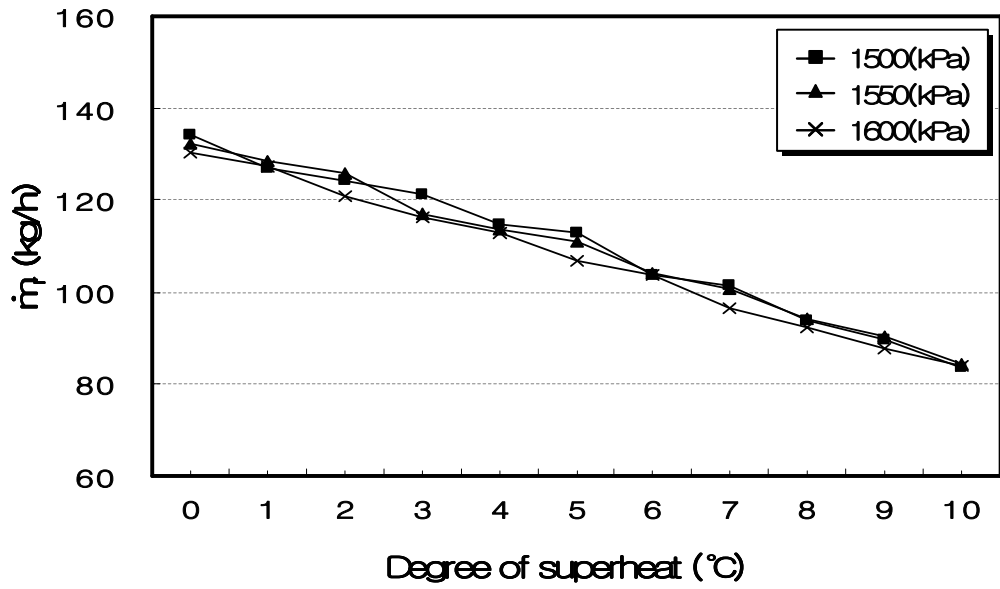


Fig. 5 The relations of suction mass flow rate and degree of superheat at each condenser pressure.

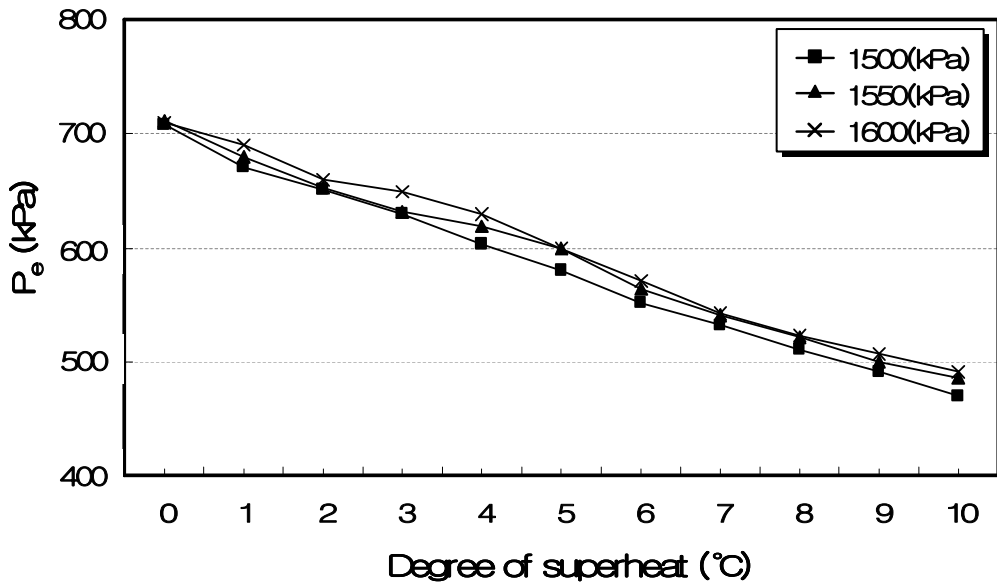


Fig. 6 The relations of evaporating pressure and degree of superheat at each condenser pressure.

5.2 응축기 냉각수 질량유량과 출구온도

Fig. 7~19은 응축압력이 15bar, 15.5bar, 16bar 일 때 각각의 응축압력에 따라 과열도를 0~10℃까지 변화시켜 보았을 때 응축기 냉각수 질량유량과 출구온도를 나타낸 실험 결과 선도이다.

냉각수 유량과 출구온도의 관계는 냉각수량이 증가하면 냉각수 출구온도가 낮아지며 반대로 냉각수 유량이 감소하면 냉각수 출구온도는 높아지는 상반관계를 갖고 있음을 알 수 있다. 이는 응축기의 방출면적(냉각면적)의 크기와 관계가 있는 것을 보여주고 있다.

Fig. 5의 냉각수 질량유량은 과열도가 높고 응축압력이 높을수록 전체적으로 감소하였으며, 응축기 냉각수 출구온도는 과열도가 높고 응축압력이 높을수록 증가하였다. 이는 냉매의 질량유량이 증가함에 따라 냉각수 질량유량도 증가하였기 때문이다.

응축압력 16.0 bar에서는 냉각수 유량과 출구온도는 과열도를 변화하여도 큰 차이가 없었고, Fig. 7~11의 응축압력 15.0 bar와 15.5 bar, 과열도 0℃~4℃ 범위에서는 응축압력이 낮을수록 응축기 냉각수 질량 유량 증가폭이 컸지만 Fig. 12~17의 과열도 5℃~10℃ 범위에서는 응축압력이 낮아져도 응축기 냉각수 질량유량 증가폭은 적음을 알았다. 이는 과열도가 높아짐에 따라 압축기에서 배출된 냉매증기의 엔탈피가 증가하기 때문에 냉각수 질량 유량 증가폭이 커야 하지만 0℃~4℃ 범위보다 적은 원인은 응축기의 열저항 면적이 넓고 과열도가 증가함에 따라 Fig. 5에서 살펴본 바와 같이 냉매 질량유량이 감소하기 때문에 응축기에서 처리할 열 부하가 감소하여 냉각수 질량유량 증가폭은 감소하게 된 것으로 생각된다.

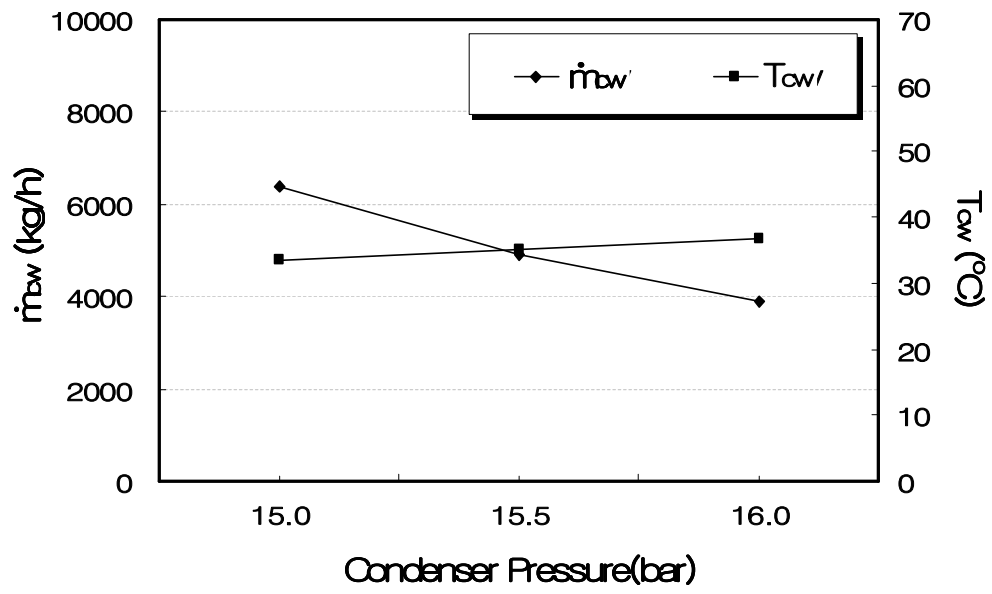


Fig. 7 The relations of Condenser Pressure and \dot{m}_{cw} , T_{cw} at Degree of Superheat 0°C

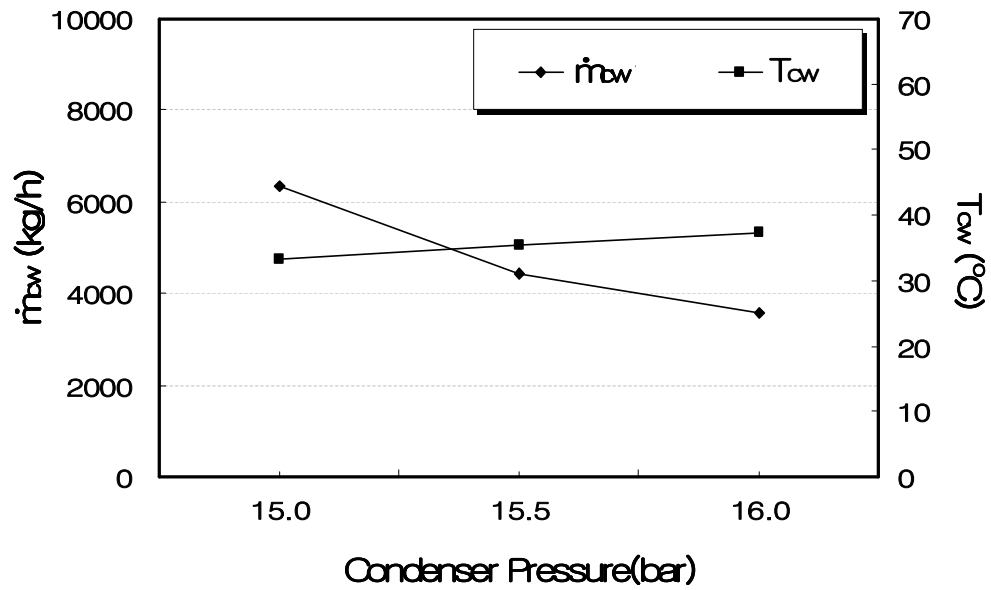


Fig. 8 The relations of Condenser Pressure and \dot{m}_{cw} , T_{cw} at Degree of Superheat 1°C

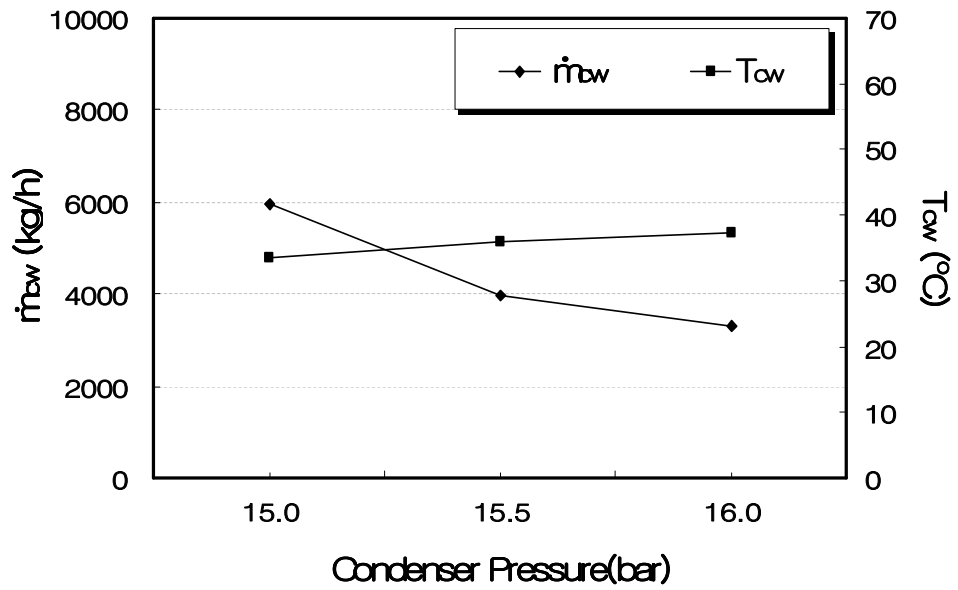


Fig. 9 The relations of Condenser Pressure and \dot{m}_{cw} , T_{cw} at Degree of Superheat 2°C

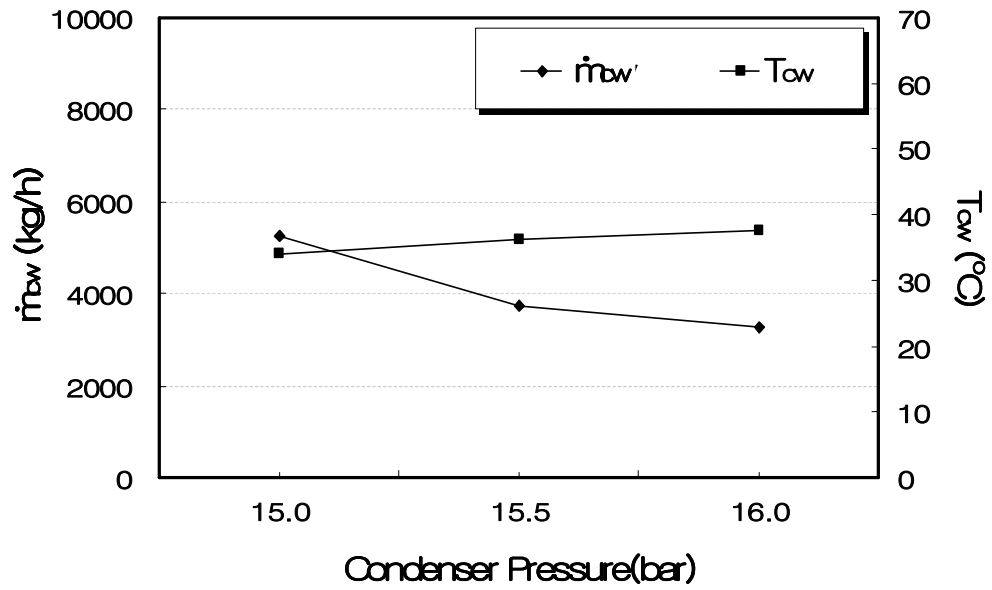


Fig. 10 The relations of Condenser Pressure and \dot{m}_{cw} , T_{cw} at Degree of Superheat 3°C

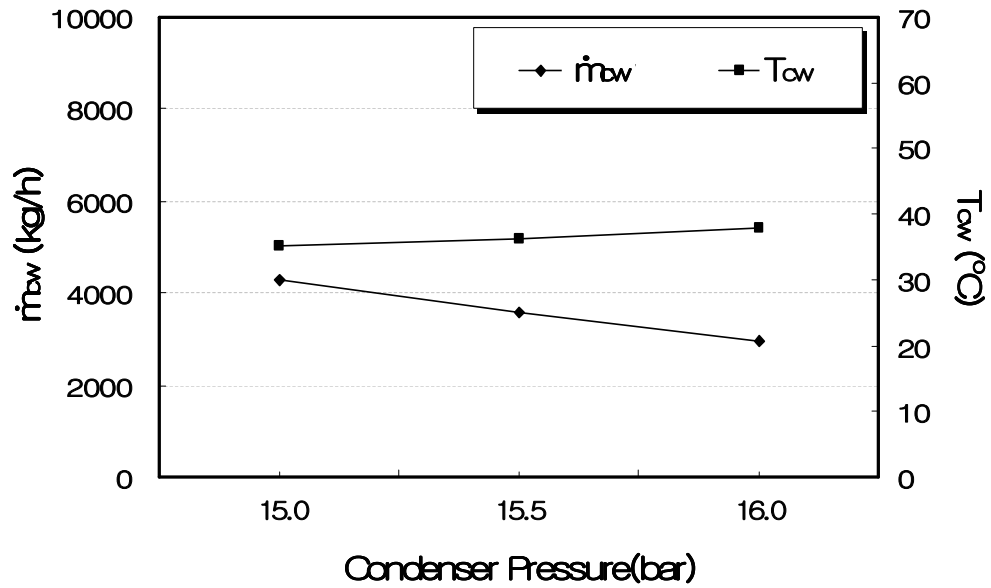


Fig. 11 The relations of Condenser Pressure and \dot{m}_{cw} , T_{cw} at Degree of Superheat 4°C

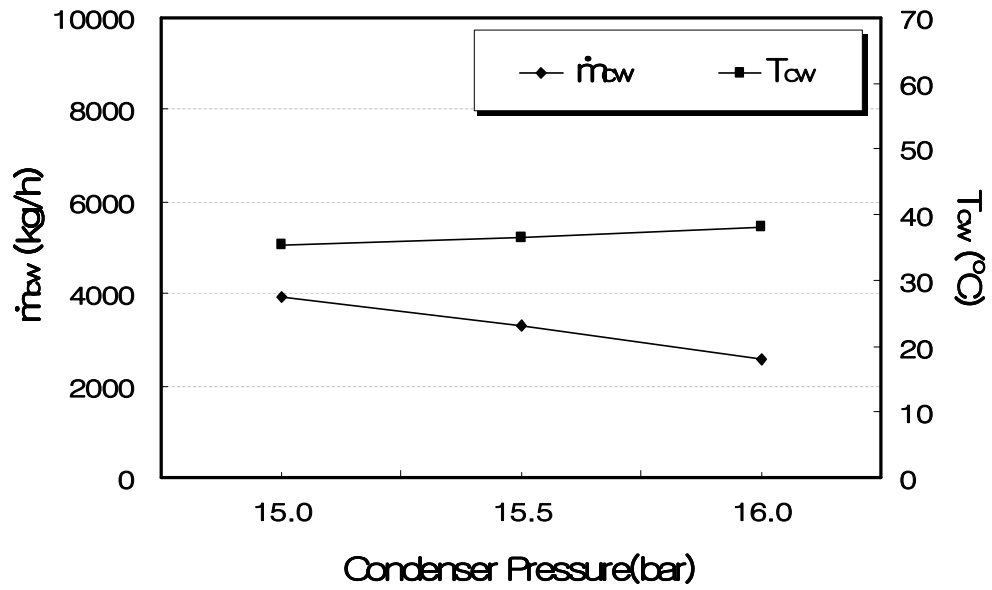


Fig. 12 The relations of Condenser Pressure and \dot{m}_{cw} , T_{cw} at Degree of Superheat 5°C

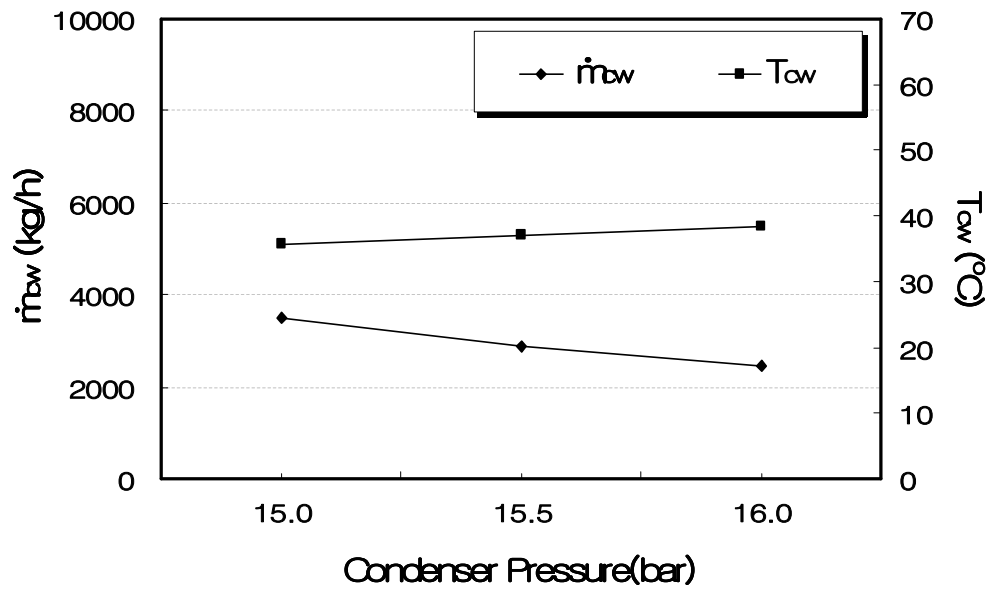


Fig. 13 The relations of Condenser Pressure and \dot{m}_{cw} , T_{cw} at Degree of Superheat 6°C

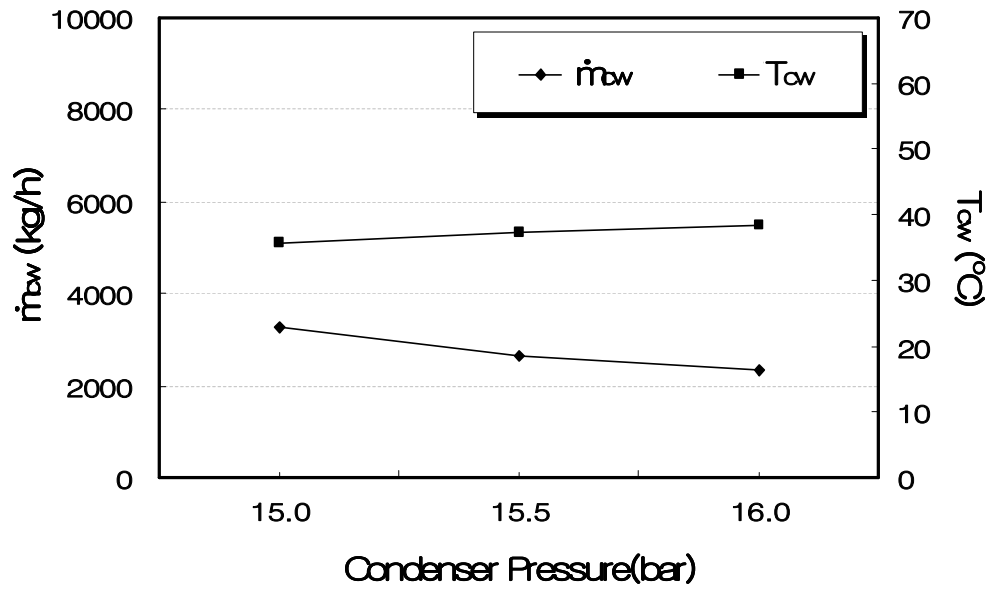


Fig. 14 The relations of Condenser Pressure and \dot{m}_{cw} , T_{cw} at Degree of Superheat 7°C

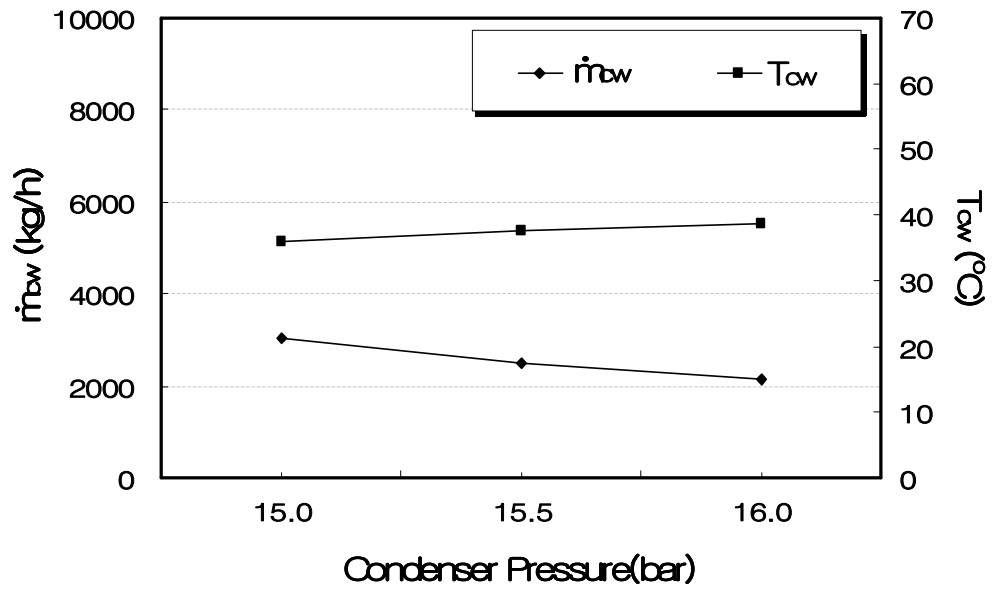


Fig. 15 The relations of Condenser Pressure and \dot{m}_{cw} , T_{cw} at Degree of Superheat 8°C

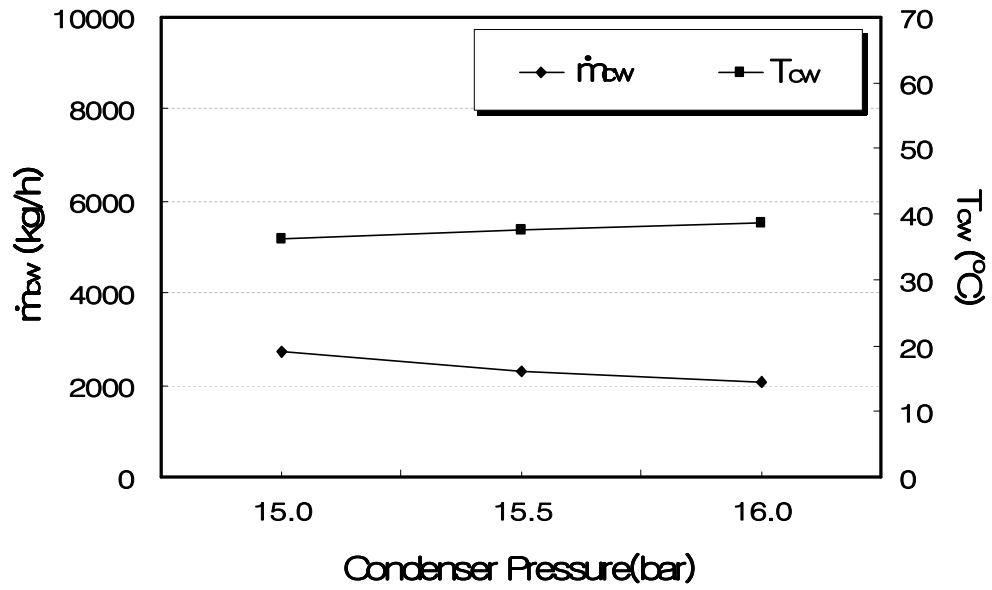


Fig. 16 The relations of Condenser Pressure and \dot{m}_{cw} , T_{cw} at Degree of Superheat 9°C

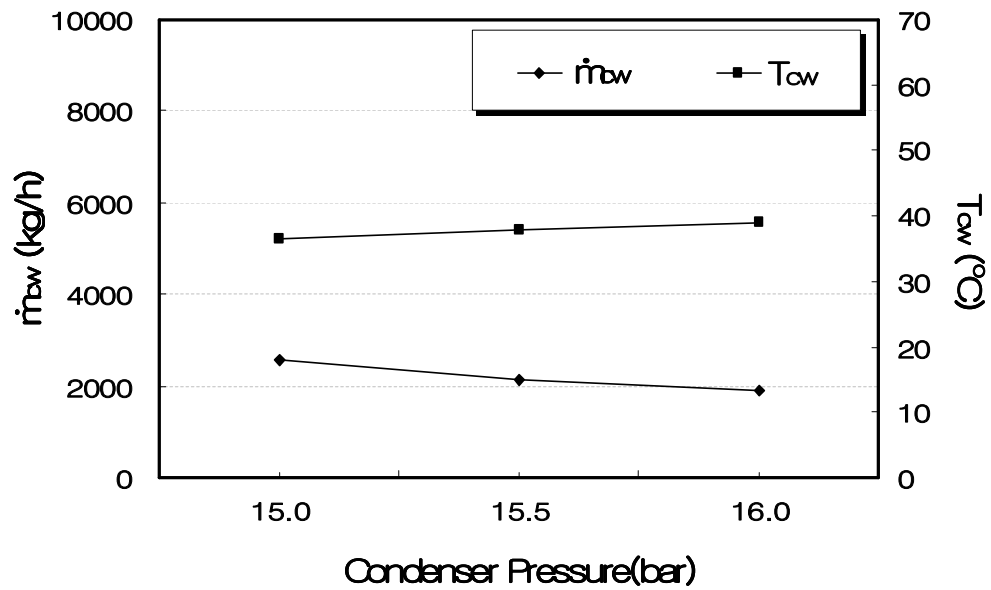


Fig. 17 The relations of Condenser Pressure and \dot{m}_{cw} , T_{cw} at Degree of Superheat 10°C

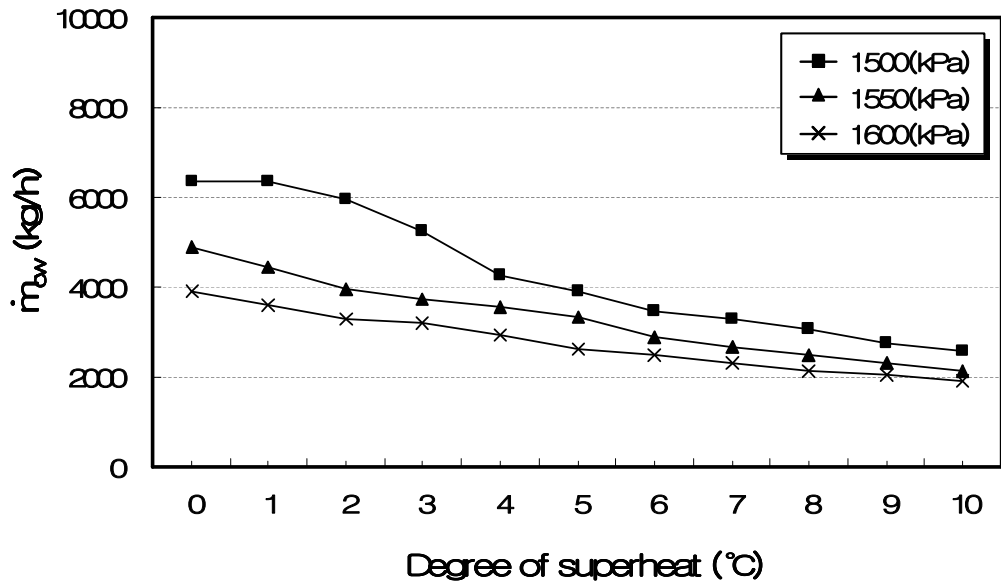


Fig. 18 The relations of cooling water mass flow rate and degree of superheat at each condenser pressure.

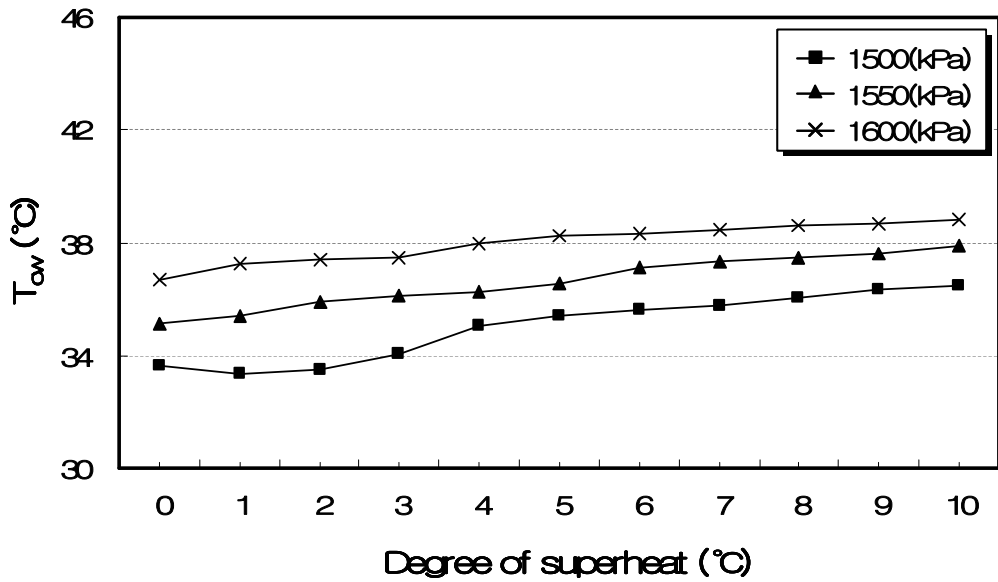


Fig. 19 The relations of cooling water outlet temperature and degree of superheat at each condenser pressure.

5.3 응축기 방열량과 소요동력

Fig. 20, 21는 응축압력이 15bar, 15.5bar, 16bar 일 때 각각의 응축압력에 따라 과열도를 0~10℃까지 변화 시켰을 때 응축기 방열량과 소요동력을 나타낸 실험 결과 선도이다.

Fig. 20의 응축기 방열량은 응축기 냉각수 질량유량과 출구온도에 의해 측정된 값으로서 Fig. 5의 냉각수 질량유량변화와 관계함을 나타내고 있다. 동일 과열도에서 응축압력이 낮을수록 응축기 방열량은 전체적으로 증가하였다. 이는 응축압력이 낮을수록 압축기의 체적효율이 상승하고 냉매 질량유량이 증가하기 때문이다.

동일 응축압력에서 과열도가 높아질 때는 응축기 방열량은 감소하는 결과를 보이고 있다. 이는 과열도가 높아짐에 따라 압축기에서 배출된 냉매증기 온도가 높아져 냉매증기의 엔탈피가 증가하므로 단위 시간당 응축기에서 제거할 현열 부하량이 증가하여 응축기 방열량은 증가하지만 이는 시스템 내에 항상 일정한 양의 냉매가 유동한다는 것을 가정했을 때의 결과값이다. 하지만, Fig. 5에서 보는 바와 같이 과열도가 높아짐에 따라 냉매 질량유량이 감소하기 때문에 응축기 방열량은 감소함을 나타내었다.

동일 응축압력에서 과열도가 높을수록 증발기에서 증발하는 냉매 질량유량이 감소하게 되며 증발압력이 감소하기 때문에 평행온도가 낮아져 비체적은 커지게 되며 압축기에 유입되는 냉매증기의 체적유량은 저하되어 소요동력은 증가하게 되지만, 소요동력의 증가폭은 냉매 질량유량 감소폭에 비하여 적음을 나타내었다.

이는 과열도가 높을수록 압축기에서 방출되는 냉매증기의 엔탈피가 증가되고 압축기의 소요동력이 증가하므로 소요동력의 증가는 냉매 질량유량 감소에 비해 적음을 알 수 있다.

또한, 동일 과열도에서 응축압력을 변화시켰을 때를 살펴보면 Fig. 21에서 보는 바와 같이 응축압력이 증가할수록 압축비가 증가하게 되어 소요동력은 증가함을 나타내었다.

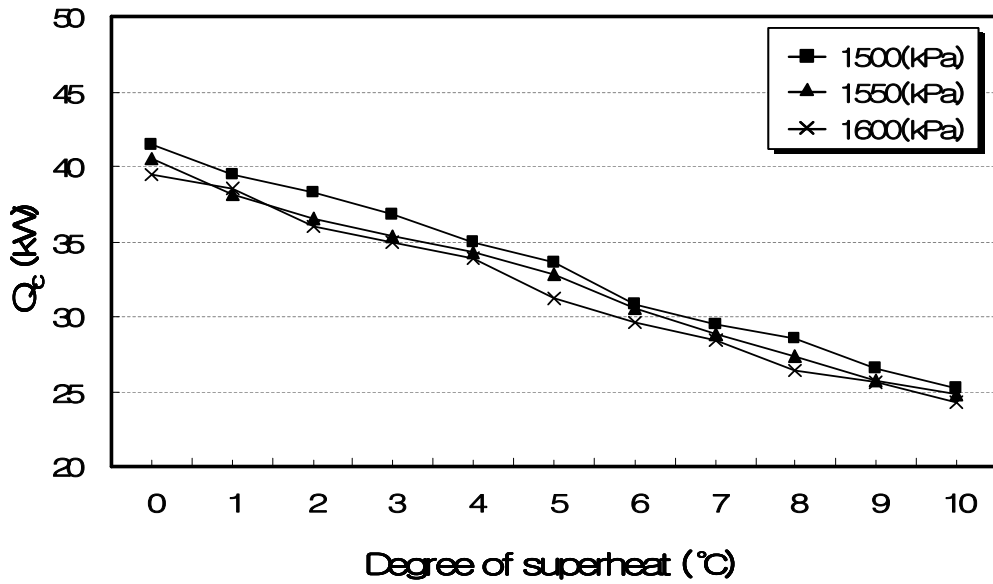


Fig. 20 The relations of heat capacity of condenser and degree of superheat at each condenser pressure.

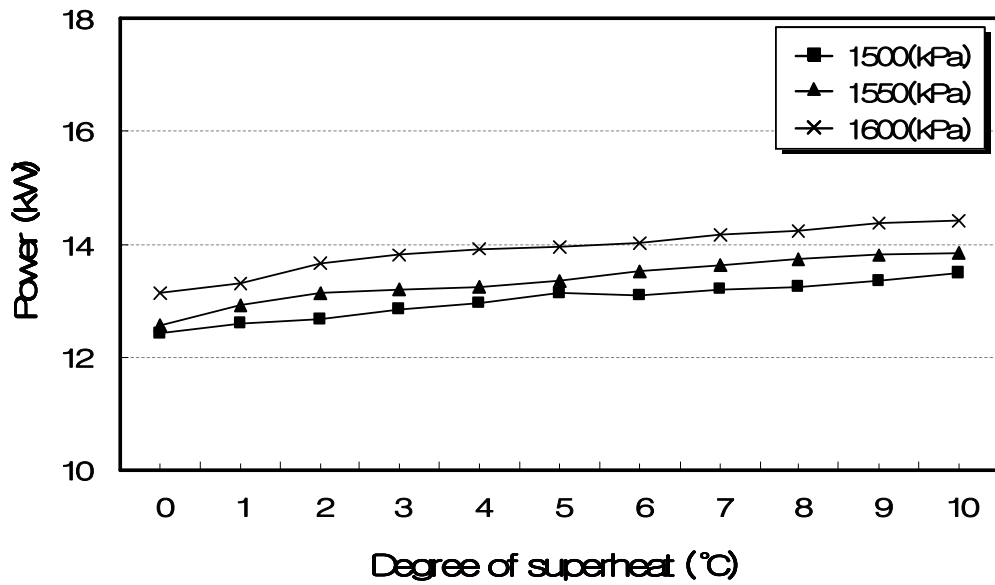


Fig. 21 The relations of power and degree of superheat at each condenser pressure.

5.4 증발기 냉수 출구온도와 흡열량

Fig. 22, 23은 응축압력이 15bar, 15.5bar, 16bar 일 때 각각의 응축압력에 따라 과열도를 0~10℃까지 변화 시켰을 때 증발기 냉수 출구온도와 흡열량을 나타낸 실험 결과 선도이다.

증발기 흡열량은 냉수 질량유량과 증발기 냉수 출구온도에 의해 계산된 값으로서 본 실험에서는 냉수 질량유량을 일정하게 제어했기 했기 때문에 냉수 출구온도와 상반 관계를 갖는다.

동일 응축압력에서 과열도가 높아질 때는 Fig. 23에서 보는 바와 같이 증발기 흡열량이 감소하였다. 이는 Fig. 5에서 보는 바와 같이 과열도가 높아짐에 따라 냉매 질량유량이 감소하여 증발기 냉수 입·출구 온도차가 감소하였기 때문이다.

동일 과열도에서 응축압력이 증가할수록 Fig. 5의 냉매 질량유량은 응축압력이 증가함에 따라 전체적으로 감소하였지만 변화폭은 미소하였다. Shell & Disk Type 열교환기의 감소폭이 미소한 원인으로는 응축압력이 높아짐에 따라 실제 냉동효과가 감소하므로 증발기 흡열량은 따라서 감소하게 되는데 감소의 차는 아주 미소하고 응축압력이 높을수록 응축기 출구 측 냉매액 온도가 높아지지만 Shell & Disk Type 열교환기에서는 응축기 출구 측 냉매액 온도차가 아주 미소한 것으로 생각된다. 따라서 응축기 출구 측 냉매액 엔탈피 차가 미소하여 냉수 출구온도와 증발기 흡열량의 변화가 미소함을 나타내었다. 응축기 출구 측 냉매액 온도차가 미소한 결과는 압축기에서 배출된 냉매증기가 응축기에서 상변화 후 열교환 길이가 길어짐에 따라 응축기 출구 측 냉매액은 과냉각되어 응축기 냉각수 입구온도와 근접하였기 때문이라고 생각된다.

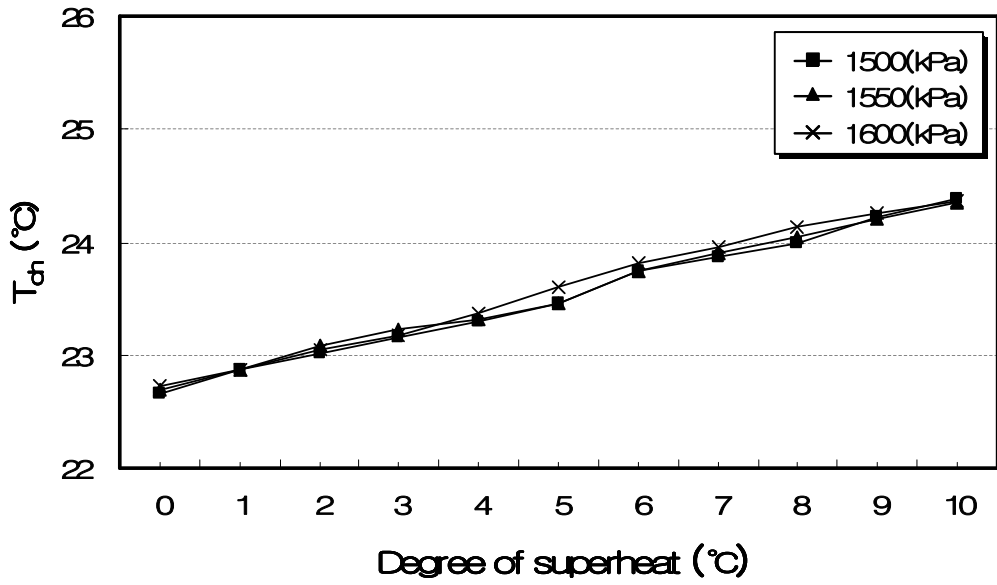


Fig. 22 The relations of chilled water outlet temperature and degree of superheat at each condenser pressure.

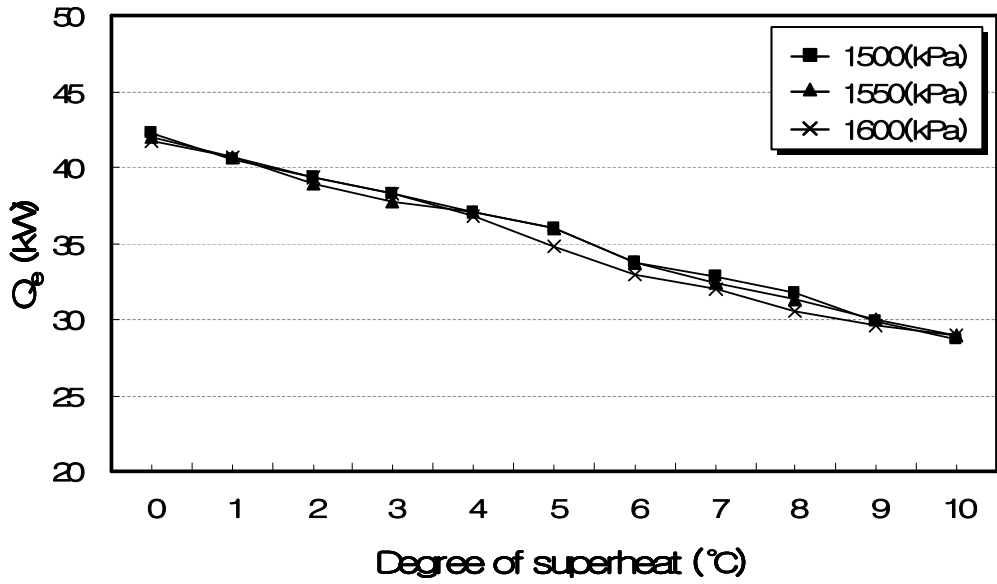


Fig. 23 The relations of heat capacity of evaporator and degree of superheat at each condenser pressure.

5.5 성능계수

Fig. 24는 응축압력이 15bar, 15.5bar, 16bar 일 때 각각의 응축압력에 따라 과열도를 0~10℃까지 변화 시켰을 때 성능계수를 나타낸 결과 선도이다.

COP는 증발기 흡열량과 소요동력과의 비이다. 동일 응축압력에서 과열도가 높아질 때는 COP가 전체적으로 감소하는 결과를 나타내었다. 이는 Fig. 23에서 보는 바와 같이 과열도가 높아짐에 따라 Fig. 5의 냉매 질량유량이 감소하여 증발기 냉수 입·출구 온도차가 감소해서 증발기 흡열량은 감소한 원인과 Fig. 21에서 보는 바와 같이 증발기에서 증발하는 냉매 질량유량이 감소하고, 증발압력이 감소하기 때문에 평행온도가 낮아져 비체적이 커지게 되고 체적효율은 저하되어 소요동력은 증가한 것이 원인이다.

동일 과열도에서 응축압력이 높아짐에 따라 COP는 감소하였다. 이는 Fig 23에서 보는 바와 같이 증발기 흡열량은 미소하지만 감소하고, Fig. 5에서 보는 바와 같이 응축압력 변화는 증발압력에 주는 영향이 미소하기 때문에 응축압력이 증가할수록 압축비는 증가하여 소요동력은 증가하기 때문이다.

각 응축압력 조건에서 COP는 과열도 0℃에서 가장 높게 나타났으며, COP가 가장 낮은 10℃에 비해 각 응축압력 조건에 따라 37.1~37.4% 높게 나타났다.

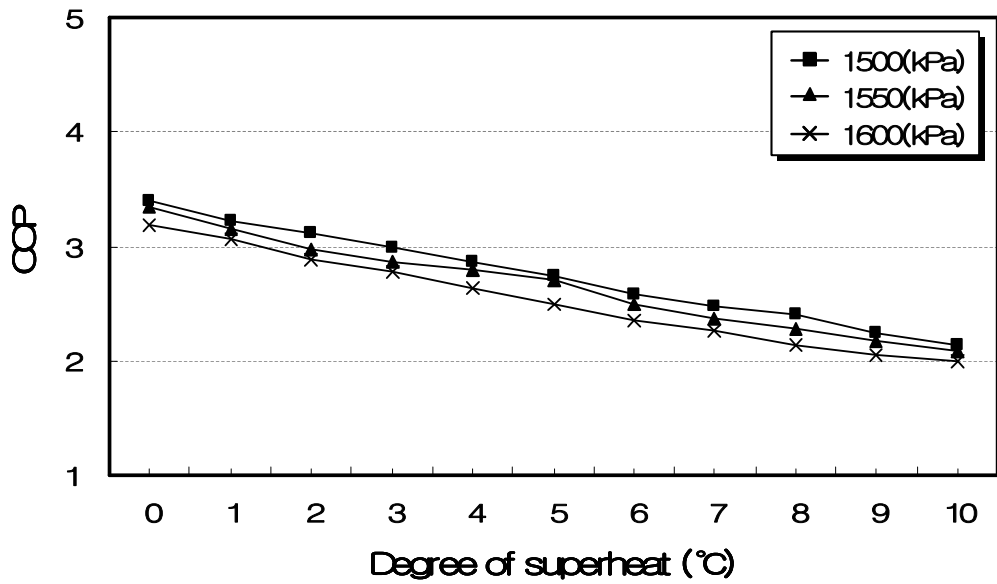


Fig. 24 The relations of COP and degree of superheat at each condenser pressure.

제 6 장 결 론

장치 내의 냉매 충전량과 설치 면적을 최소화한 Shell & Disk Type 열교환기를 암모니아 냉동 시스템에 적용하여 응축압력과 과열도 변화에 따른 성능 특성 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 동일 응축압력에서 과열도가 높아짐에 따라 증발압력이 저하하여 평형온도가 낮아지고 냉매증기의 비체적이 커지게 되어 냉매 질량유량이 감소함을 알았으며, 동일 과열도에서는 응축압력이 높아짐에 따라 압축비가 증가하여 체적 효율의 저하로 인해 냉매 질량유량이 감소함을 알았다.
2. 각각의 응축압력 조건에 따라 증발기 흡열량의 변화폭이 미소함을 알았고, 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 감소함을 알 수 있었다.
3. 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 증발기에 유입되는 냉매 질량유량이 감소하여 압축비가 커지므로 소요동력이 증가하여 COP가 감소하므로 에너지 손실이 많아짐을 알 수 있었다.
4. 각 응축압력에 따라 과열도 0℃에서 COP가 가장 높게 나타났으며, COP가 가장 낮은 10℃에 비해 각 응축압력 조건에 따라 37.1~37.4% 높게 나타났다.

References

- 1) E. I. du Pont de Nemours & Co. Ltd.. *Du Pont Alternative Refrigerants, Applications Testing of HCFC-123 and HFC-134a*, Technical Report, 1989.
- 2) Soloman, S. Wuebbles, D.. *ODPs, GWPs, and Future Chlorine/Bromine Loading, Scientific Assessment of Ozone Depletion*, 1994, pp.131~136.
- 3) Fischer, S. et al.. “Energy and Global Warming Impact of CFC Alternative Technologies.” AFEAS and DOE, 1991.
- 4) Fischer, S. J. Tomlinson and P. Hughes.. “Energy and Gloval Warming Impacts of Not-in kind and next Generation CFC and HCFC Alternatives” AREAS and DOE, December 1994.
- 5) Mclinden, M.. Klein, S.. lemmin, E.. and Peskin, A.. *NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures(REFP.)* Version 6.0: National Institute of Standards and Technology, 1998.
- 6) *Effect of Ammonia Refrig.*, Res. Found. Inform. Bull., Washington D.C. 1979, p.4.
- 7) Altunin, V. V. et al.. *Thermophysical Properties of Freons, Methane Series, Part 2, National Standard Reference Data Service of the USSR : A Series of Property Tables.*, Vol. 9: Hemisphere Pub. Corp., 1987, pp.70.
- 8) *Thermophysical Properties of Refrigerant* New York: ASHRAE, 1976.
- 9) FuKushima, M. and N. Watanabe. Preprint of the 54th Annual Meeting of Japan Society of Chemical Engineers, 1989, p.210.
- 10) JSME. “Thermophysical Properties of Fluids, Japan Soc. of Mech. Engrs.” JSME Data Book:326, 1982.
- 11) Yun, J. I.. *Refrigerating Engineering*, Seoul: Munundang, 1998, pp.29~30.
- 12) Higuchi, K.. Electronic expansion valve and control, *Refrigeration*, Vol. 61, 1986, pp.45~52.

- 13) 『열교환기 설계 기술』, ITEC, 1991, pp.1~10.
- 14) 『Y. S. Kim. Disk Shell Type 열교환기 개발 보고서』, 산업자원부, 에너지 자원 기술 개발사업 최종 보고서, 2002.
- 15) H. S. Ryu., and J. S. Yun. “Application of plate heat exchangers in HVAC system and air-conditioning system.” 『공기조화·냉동공학회지』 27: 218~231, 1988.