

## 熱펌프시스템에서 各種 設計因子들에 따른 凝縮器의 最的 設計에 관한 研究

A Study on the Optimization of Condenser according to Design  
Factors in Heat Pump System

이 영 수\*, 김 남 국\*\*  
Lee Y. S., Kim N. K.

### ABSTRACT

This study optimized the condenser dimension of heat pump system with the heat sources which are solar irradiation and ambient air. At first, the author selected the principal design factors influencing the performance of heat pump system. And the author considered the variation of condenser dimension according to the variation of the selected design factors, that is, ambient air temperature, condenser temperature, degree of superheating, degree of sub-cooling and irradiation.

As a result this study, among refrigerants R12, R22 and R500, refrigerant R22 has more heating output than R12 and R500, and the coefficient of performance on this heat pump system is not greatly influenced by the degree of superheating and degree of subcooling. The ambient air temperature is below 5°C at balance point and the optimal tube length of condenser dimension is about 3.8 m. Also the author gained the optimal design diagram for the optimization of condenser dimension according to various design factors.

### NOMENCLATURE

Ac	: Heat transfer area of condenser (m <sup>2</sup> )	Cp	: Specific heat at constant pressure (KJ/kg K)
Ah	: Heat transfer area of condenser per unit length (m <sup>2</sup> /m)	F	: Correction factor
Asc	: Area of solar collector (m <sup>2</sup> )	f	: Friction factor
Cl	: Clearance volume	H	: Heat capacity (w/°C)
		h	: Heat transfer coefficient (w/m <sup>2</sup> °C)
		I	: Solar irradiation (w/m <sup>2</sup> )
		K	: Thermal conductivity of air (w/

\* 정회원, 한국동력자원연구소

\*\* 만도기계, 기술연구소

	m <sup>°C</sup> )
Lc	: Condenser tube length (m)
LMTD	: Logarithmic mean temperature difference (°C)
m	: Mass flow rate (kg/hr)
Nu	: Nusselt number
n	: Ratio of specific heats of the refrigerant vapor
Pr	: Prandtl number
P	: Pressure (kPa)
Qcond	: Heating output (kw)
Re	: Reynolds number
St	: Stanton number
T	: Temperature (°C)
U	: Overall heat transfer coefficient (w/m <sup>2</sup> °C)
V	: Rate of volumetric displacement (m <sup>3</sup> /s)
v	: Refrigerant specific volume at compressor inlet (m <sup>3</sup> /kg)
z	: Solar-air abscissa parameter as defined by equation 3

**Greek symbols**

η	: Efficiency or Effectiveness
ρ	: Density (kg/m <sup>3</sup> )
μ	: Viscosity (kg/m.s)
Δ	: Difference

**Subscripts**

a	: air
ar	: air-to-refrigerant
c	: condensation
e	: evaporation
g	: gaseous phase
hex	: heat exchanger
i	: inlet
l	: liquid phase
o	: outlet
osa	: zero temperature difference
r	: refgierant or ratio
room	: indoor
sa	: solar-air

v	: actual volumetric
vi	: ideal volumetric
8,9	: points as defined by Fig.2

**1. 서 론**

에너지 문제는 산업발전에 의한 에너지 소비의 급격한 증가와 자원의 고갈로 인하여 심각하게 대두되었으며 이 문제를 해결하기 위하여 여러 분야에서 많은 연구들이 이루어지고 있다. 특히 1973년의 에너지 파동 이후 세계 각국은 새로운 에너지의 개발과 에너지 이용방법의 개선에 대하여 많은 관심을 기울이고 있다. 특히 열펌프는 에너지를 효율적으로 사용하고 저온의 열원으로부터 유용한 에너지를 얻기 위한 한 방법으로 이에 대한 사용 및 연구가 급격히 증가하고 있다.

열펌프의 기본개념은 저온의 열원으로부터 열을 얻어 고온의 열에너지를 얻는 장치로서, 열펌프의 기본원리는 1824년 Carnot에 의해 처음으로 제안되었다. 1852년 Kelvin<sup>1)</sup>은 냉동장치가 가열을 위해 유효하게 이용될 수 있음을 지적하고, 저열원과 고열원을 공기로 한 공기-공기 열펌프를 제안하였다. 1927년 Holdane<sup>2)</sup>은 열펌프를 처음으로 제작하였는데, 이 장치는 외기를 열원으로 하여 난방에 이용하였다. 그 후 다양한 작동유체와 열원을 고려한 연구가 활발히 진행되었는데, Gutierrez<sup>3)</sup>는 열펌프사이클에 대한 개념적 해석을 하였고, Watson<sup>4)</sup>은 물을 열원으로 하는 열펌프의 성능에 관하여 연구하였다. 또한 Mitchell<sup>5)</sup>은 태양열을 열원으로 하는 열펌프를 연구하였으며, Etlison<sup>6)</sup>과 Krakow<sup>7)</sup> 등은 컴퓨터 시뮬레이션에 의하여 열펌프의 성능을 예측하였다.

현재 이용가능한 열원으로는 공기, 물, 태양열과 지열 등이 있는데 그 중 가장 일반적으로 사용되고 있는 공기가 이상적인 열원이기는 하지만, 대기온도가 낮아짐에 따라 증발기 표면에 성애가 끼는 문제 및 동일한 열량을 흡열하기 위하여는 증발기 크기를 더 크게 해야 하는 문제가 있다. 이러한 문제들을 해결

하는 방법들 중에서 태양열을 보조열원으로 이용하는 방법이 보편적으로 사용되고 있다. 이에 대한 연구로서 Chester<sup>8)</sup>는 외기가 증발부로 들어가기 전에 예열하는 방법을 제안하였고, O'Dell<sup>9)</sup>은 냉매를 집열기의 집열매체로 이용하는 방법을 제안하였다. 그러나 기존의 연구들은 각종 열원에 대한 열펌프의 성능을 고찰한 것이 대부분으로서 각종 설계인자들에 따른 응축기크기에 대한 연구는 미비한 실정이다.

본 연구에서는 태양열과 외기를 열원으로 하는 열펌프의 설계인자 즉 외기온도, 응축온도, 과열도, 과냉각도 및 일사량의 변화에 따른 열펌프의 성능을 분석하였으며 기존의 실험결과와 비교함으로써 설정된 모델의 타당성을 검토하였고, 설계인자들에 따른 응축기의 최적크기를 선도로써 제시하였다.

## 2. 이론해석

### 2-1 시뮬레이션 모델링

Fig.1은 본 연구에서 사용한 시뮬레이션 모델이다. 그 구성은 압축기, 증발기, 응축기, 팽창밸브 및 압축기 입, 출구의 냉매를 각각 과열, 과냉시키는 두 개의 열교환기로 구성되어 있다. Fig.2는 본 연구에서 해석한 사이클로 몇 가지 가정을 근거로 실제사이클에 근사한 모델을 설정하고 이 모델을 해석하여 열펌프의 성능을 예측하고 응축기크기를 최적설계하였다.

본 연구에서 적용한 가정은 다음과 같다.

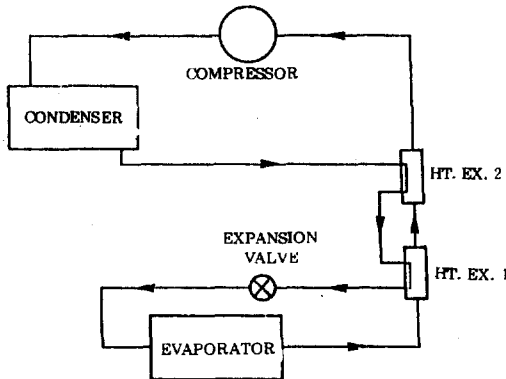


Fig.1 Schematic Diagram of Heat Pump System

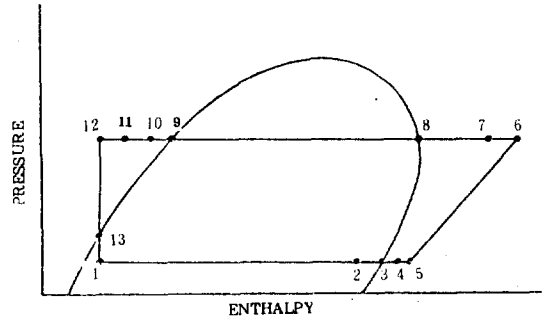


Fig.2 Cycle of Heat Pump System

- ① 압축기의 압축과정은 등엔트로피과정이다.
- ② 압축기 입구의 냉매는 과열증기이다.
- ③ 열교환기로부터의 열손실은 무시한다.
- ④ 관내의 압력손실은 무시한다.

### 2-2 증발기, 압축기 및 열교환기 해석

본 연구에서는 증발기로서 태양에너지와 외기를 열원으로 하는 Fig.3과 같은 태양열 집열기를 사용하였다. 이러한 집열기의 집열 성능은 Krakow와 Lin<sup>10)</sup>에 의하여 실험되었으며 집열기 성능에 대한 식은 다음과 같다.

$$Q_{sar} = \eta_{sa} \cdot I \cdot A_{sc} \dots\dots\dots (1)$$

$$\eta_{sa} = \eta_{osa} + \eta_{ar} \cdot Z \dots\dots\dots (2)$$

$$Z = H \cdot (T_a - T_e) / (I \cdot A_{sc}) \dots\dots\dots (3)$$

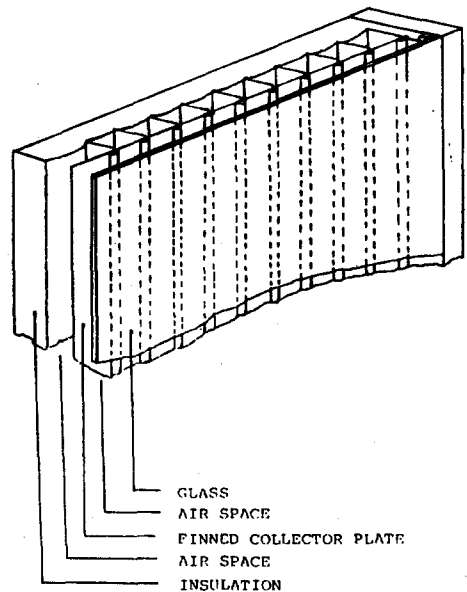


Fig.3 Schematic Diagram of Solar/Air Collector

여기서,  $\eta_{osa}=0.386$ .  $\eta_{ar}=0.340$ 이다.

태양열 집열기는 일사량  $I$ 가 작거나, 없는 경우 외기만을 열원으로 하는 증발기로서 작용한다. 이때 외기로부터 냉매로의 열전달량은,

$$Q_{ar} = \eta_{ar} \cdot H \cdot (T_a - T_e) \dots \dots \dots (4)$$

로 표시된다.

Fig.1에서 열교환기 1, 2는 증발기로부터 증발되어 나온 냉매증기를 압축기로 들어가기 전에 가열하여 과열상태로 만들어 주는 역할을 한다.

열교환기의 성능을 지배하는 식은 다음과 같다.

$$\eta_{hex} = \frac{\Delta T_a}{T_{i,1} - T_{i,g}} \dots \dots \dots (5)$$

여기서 열교환기로 들어가는 냉매가 습증기라면 액체의 열용량이 작아지므로  $\Delta T_a$ 는,

$$\Delta T_a = T_{i,1} - T_{o,1} \dots \dots \dots (6)$$

로 표시되고 열교환기로 들어가는 냉매가 건증기라면 증기의 열용량이 작으므로

$$\Delta T_a = T_{o,v} - T_{i,g} \dots \dots \dots (7)$$

로 표시된다.

압축기의 압축과정을 등엔트로피과정으로 생각하면 압축기의 이상체적효율은,

$$\eta_{vi} = 1 + CL - CL \cdot (P_c / P_e)^{1/n} \dots \dots \dots (8)$$

로 표시되고, 냉매의 질량유량은,

$$m_r = \eta_v \cdot V / v \dots \dots \dots (9)$$

로 표시된다.

### 2-3 응축기크기의 결정

응축기는 여러가지 형태가 있으나 본 연구에서는 소형 공기조화기에 주로 쓰이는 Fig.4와 같은 형태를 선정하였다.<sup>11)</sup> Fig.4에는 레이놀즈수에 따라  $f$  및  $StPr^{2/3}$ 의 값이 나타내어져 있는데 이들 사이의 상호관계를 구하면,

$$StPr^{2/3} = 0.171785 Re^{-0.4035} \dots \dots \dots (10)$$

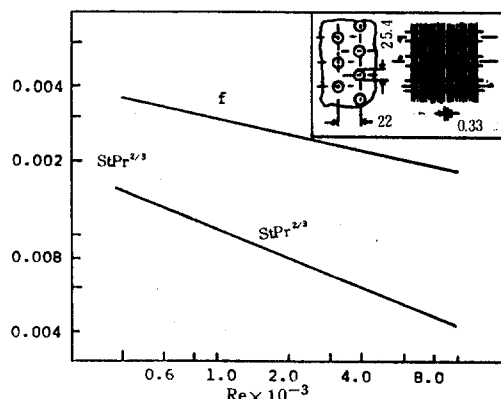
$$f = 0.126706 Re^{-0.2111} \dots \dots \dots (11)$$

로 표시된다.

$$여기서 St = \frac{h_a}{\rho_a \cdot u \cdot C_{p,a}} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr}, Pr = \frac{\mu_a \cdot C_{p,a}}{k}$$

이다.

따라서 식 (10), (11)로부터 공기측 열전달계수를 구할 수 있다.



tube outside diameter = 10.21 mm  
 fin pitch = 8.0 per 25.4 mm  
 flow passage hydraulic diameter,  $4r_h = 3.63$  mm  
 fin thickness = 0.33 mm  
 free-flow area/frontal area,  $s = 0.534$   
 heat transfer area/total volume,  $a = 54.6 m^2/m^3$   
 fin area/total area = 0.913

Fig.4 Finned circular tubes, surface 8.0-3/8T (Data of Trance Company)

응축기관내의 열전달계수를 결정하기 위하여 Traviss<sup>12)</sup> 등이 제시한 식 (12)~(17)의 실험식을 사용하였다. 응축기의 경우에는 Fig.2에서와 같이 과열영역(6~8), 2상영역(8~9) 및 과냉영역(9~12)의 3부분으로 나누어진다. 그러나 응축기의 경우 2상의 영역이 대부분을 차지하므로 열전달계수는 2상영역에서의 값을 대표적으로 취하였다.

Traviss 등이 제시한 식은 다음과 같다.

$$0.1 \leq FXTT < 1 \text{ 일 때}$$

$$\frac{Nu \cdot F_2}{Pr_1 \cdot Re_1 \cdot 0.9} = FXTT \dots \dots \dots (12)$$

$$1 \leq FXTT < 15 \text{ 일 때}$$

$$\frac{Nu \cdot F_2}{Pr_1 \cdot Re_1 \cdot 0.9} = FXTT^{1.15} \dots \dots \dots (13)$$

여기서 FXTT는,

$$F_{XTT} = 0.15(XTT^{-1} + 2.85^{-0.476}) \dots (14)$$

로 표시되고,  $F_2$  는,

$$Re_1 < 50$$

$$F_2 = 0.707 Pr_1 Re_1^{0.5} \dots (15)$$

$$50 < Re_1 < 1.125$$

$$F_2 = 5Pr_1 + 5\{1 + Pr_1(0.0963 Re_1^{0.585} - 1)\} \dots (16)$$

$$Re_1 > 1.125$$

$$F_2 = 5Pr_1 + 5\ln(1 + 5Pr_1) + 2.5\ln(0.00313 Re_1^{0.812}) \dots (17)$$

로 표시된다.

응축기의 열교환기는 대향류모델을 취하면 대수평균온도차는 다음과 같이 구해진다.

$$LMTD = \frac{T_{o,a} - T_{i,a}}{\ln\left(\frac{T_{o,r} - T_{i,a}}{T_{o,r} - T_{o,a}}\right)} \dots (18)$$

공기 출구온도  $T_{o,a}$  는 다음과 같이 구해진다.

$$T_{o,a} = T_{i,a} + \frac{Q_{cond}}{P_a \cdot C_{p,a} \cdot m_a} \dots (19)$$

여기서  $Q_{cond} = m_a \cdot (h_8 - h_9)$ ,  $T_{i,a} = T_{room}$  이다. 또한 LMTD를 사용한 열전달방정식은,

$$Q_{cond} = U \cdot A_c \cdot F \cdot (LMTD) \dots (20)$$

로 표시된다.

여기서  $F$  는 응축과 같이 상변화가 일어나는 경우에 냉매는 일정한 온도를 유지하므로 1 이 된다.<sup>13)</sup>

그러므로 응축기의 열교환면적은,

$$A_c = \frac{m_a \cdot (h_8 - h_9)}{U \cdot LMTD} \dots (21)$$

로 표시되고, 응축기의 관길이는,

$$L_c = \frac{m_a \cdot (h_8 - h_9)}{A_h \cdot U \cdot LMTD} \dots (22)$$

로 표시된다.

### 3. 수치해석

Fig.5는 본 프로그램의 유효도를 나타낸 것이다. 수치해석은 열펌프시스템 성능관계식(식 20, 21, 22) 등을 이용하여 계산하였으며, 증발온도의 값은 처음에는 근사치를 가정하고 입

력한 후, 부프로그램 사이클을 이용하여 Fig. 2의 각 점들에서의 상대치들과 증발열량을 계산하였다. 부프로그램 SOLAR는 집열기 성능에 대한 식들을 이용하여 또 다른 증발열량을 계산한다. 이 두 개의 증발열량이 지정된 허용오차내에 있지 않으면 새로운 증발온도의 값이 증발열량을 근거로 가정되어 계산과정이 반복된다. 증발열량이 허용오차내에 있으면 응

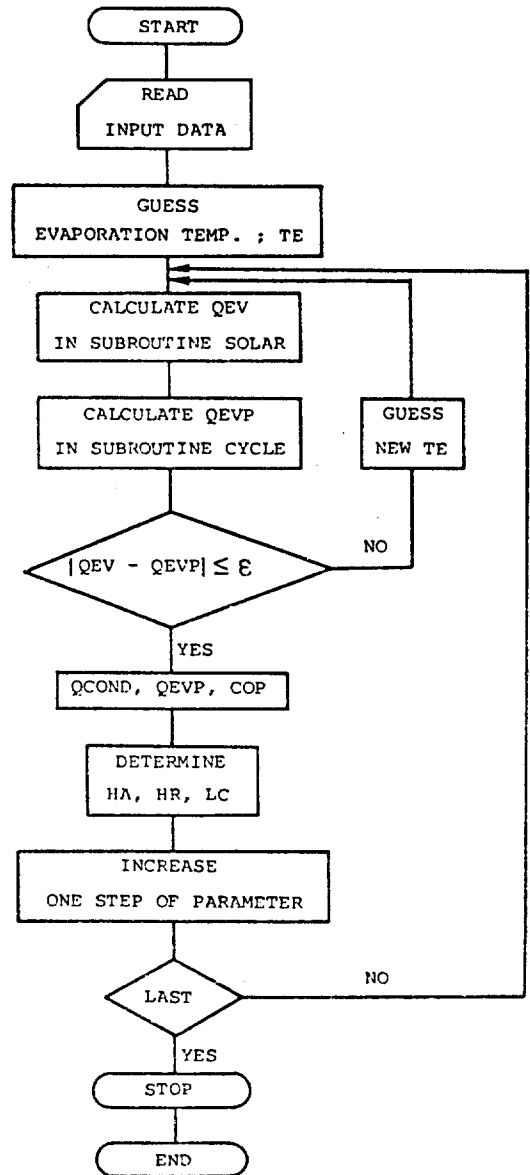


Fig.5 Flow Chart

축열량, 압축기 소비동력과 성적계수를 계산하고 이를 근거로 공기측 열전달계수, 관측 열전달계수 및 응축기 관길이를 계산한다. 새로운 설계인자들이 가정되어 위의 과정이 반복된다.

Table 1은 본 프로그램을 수행하는데 필요한 각종 매체변수들을 나타낸 것이다.

Table 1. Parameters of the simulation on the heat pump system

Heat Source	Ambient air temperature	-10~10°C
	Solar irradiation	0~2,700 W/m <sup>2</sup>
Heat Sink	Indoor temperature	21°C
	Rate of displacement	8.6m <sup>3</sup> /hr
	Isentropic efficiency	0.670
	Clearance volume ratio	0.010
Compressor	Volumetric efficiency ratio	0.480
	Temperature	35~50°C
	Degree of subcooling	0°C
Condenser	Degree of superheating	3°C
	Frontal Area	0.18m <sup>2</sup>
	Effectiveness of heat exchanger 1	0.770
Heat Exchanger	Effectiveness of heat exchanger 2 - entering vapor dry	0.050
	Effectiveness of heat exchanger 2 - entering vapor wet	0.270
	Orifice	Number
Diameter		0.0005m
Discharge coefficient		0.200

4. 결과 및 고찰

4-1 이론치와 실험치의 비교

본 연구에 채택된 모델의 타당성을 검토하

기 위하여 기존의 실험결과와 본 모델의 이론 계산값을 비교하였다.

Fig.6은 압축식 열펌프의 실제 성적계수에 대하여 한국동력자원연구소<sup>16)</sup>에서 실험한 결과와 본 모델의 이론값의 비교로 그 경향이 비교적 잘 일치하였다.

Fig. 7은 증발기의 증발열량에 대하여 Krakow<sup>10)</sup>가 실험한 결과와 본 모델의 이론값의 비교로 그 경향이 비교적 잘 일치하였다.

그러므로 본 연구의 모델은 타당성이 있다고 생각된다.

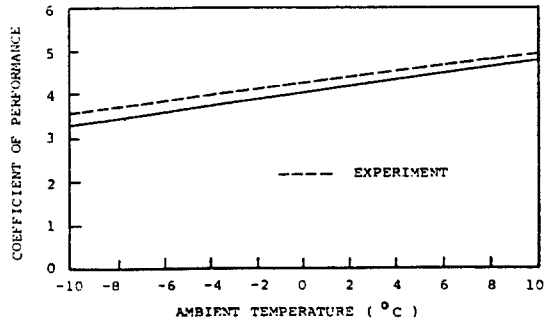


Fig.6 Comparison of COP between Computed Result and Experimental Data (R22)

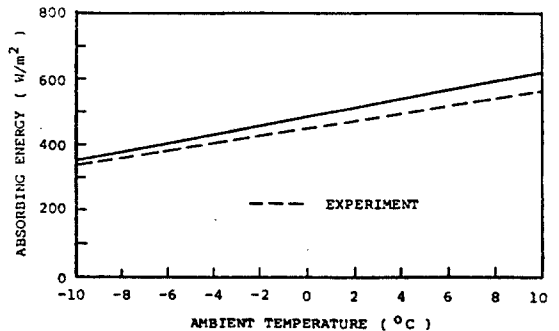


Fig.7 Comparison of Absorbing Energy between Computed Result and Experimental Data (R21)

4-2 열펌프 설계인자들에 따른 응축기 크기의 최적선도

Fig.8은 응축온도가 40°C이고 일사량이 0 W/m<sup>2</sup>일때 과냉각도에 따른 성적계수의 변화를 나타낸 그래프이다. 이 그림에서 성적계수는 과냉각도가 증가함에 따라 증가하지만 그

증가량은 작음을 알 수 있다. 즉 과냉각도는 열펌프의 성적계수에 큰 영향을 끼치지 못함을 알 수 있다. 본 연구에서는 과냉각도를 0 °C로 놓았다.

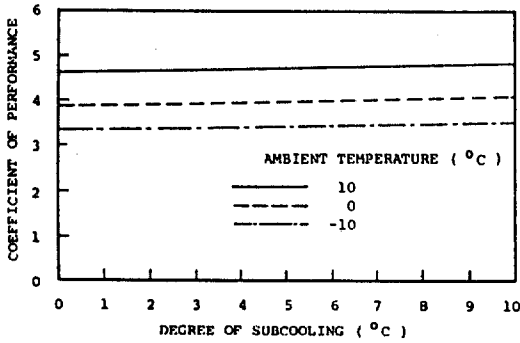


Fig. 8 Variations of COP according to Degree of Subcooling (R22)

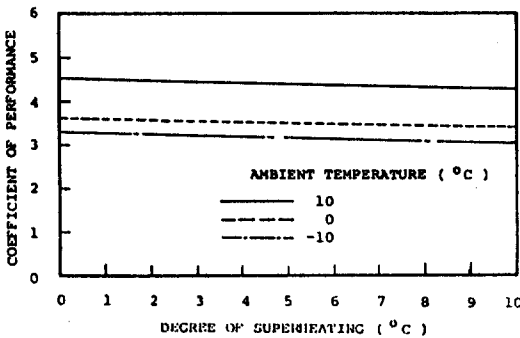


Fig. 9 Variations of COP according to Degree of Superheating (R22)

Fig. 9는 Fig. 8과 동일한 조건하에서 과열도의 변화에 따른 성적계수의 변화를 나타낸 그래프이다. 이 그래프에서 성적계수는 과열도가 증가함에 따라 완만하게 감소함을 보여주고 있다. 이것은 과열도의 증가에 따른 응축기의 응축열량의 증가분에 비하여 압축기 동력의 증가분이 더 크기 때문이다. 이들 그래프는 과열도도 과냉각도와 같이 열펌프의 성적계수에 큰 영향을 미치지 못함을 알 수 있다. 본 연구에서는 과열도를 3°C로 놓았다.

Fig. 10은 외기온도가 -10°C에서 10°C까지 변화할 때 R12, R22, R500에 따른 응축기의 열량을 나타낸 그래프이다. 이 그래프에서 각 냉매는 외기온도가 상승함에 따라 응축열량이

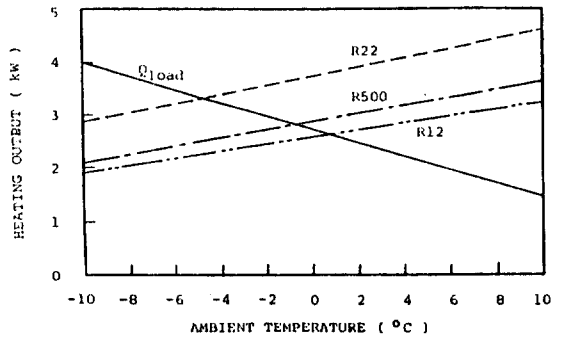


Fig. 10 Variations of Heating Output according to Various Refrigerants

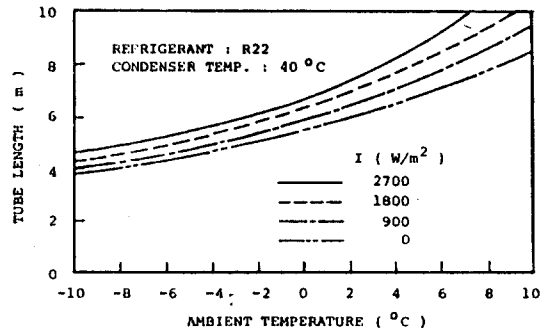


Fig. 11 Variations of Condenser Tube Length according to Solar Irradiation

증가됨을 보여주고 있다. 특히 R22는 다른 냉매에 비하여 응축기의 발열량이 현저하게 높은 경향을 나타내었다. 따라서 본 연구에서는 R22를 사용하는 열펌프 시스템을 고려한다.  $Q_{load}$ 선분과 R22를 나타내는 점선이 교차하는 점이 가열부하와 열량이 일치하는 평형점 (Balance point)이다. Fig. 10에서 평형점의 외기온도는 -5°C이며, 이 온도가 설계시 외기온도의 최저값이 된다.

Fig. 11은 R22를 사용하는 열펌프에서 일사량을 0~2,700 W/m²까지 변화시킬 때 응축기 관길이의 변화를 나타낸 그래프이다. 이 그래프를 보면 일사량이 증가함에 따라 응축기 관길이도 증가함을 나타낸다. 따라서 본 연구의 기준이 되는 일사량은 2,700 W/m²임을 알 수 있다.

Fig. 12는 위의 결과에 따라 일사량을 2,700 W/m²으로 놓고 응축온도를 40°C에서 50°C까

지 변화시킬 때 응축기 관길이의 변화를 나타낸 것이다. 응축온도가 40°C일 때 외기온도가 상승하면 응축기의 관길이는 응축온도가 45°C, 50°C일 때 보다 그 증가량이 훨씬 크다. 이상에서 살펴 본 바와 같이 응축온도를 40°C에서 50°C까지 변화시켜서 응축기의 관길이를 비교한 결과 응축온도가 40°C일 경우에는 외기온도가 상승함에 따라 관길이가 Fig. 12에서 보는 바와 같이 급격히 증가하므로 40°C 이하로 설계하는 것은 바람직하지 못한 것으로 생각된다. 따라서 본 연구에서는 응축온도의 설계하한값을 40°C로 한다.

Fig. 13은 일사량이 2,700 W/m<sup>2</sup>로 놓고 응축온도를 35°C에서 50°C까지 변화시킬 때 성적계수의 변화를 나타낸 것이다. 외기온도가 증가하면 성적계수도 증가하지만 응축온도가 증가하면 감소하는 것을 알 수 있다. 즉 응축온도와 외기온도는 서로 상반되는 관계를 가지므로 요구되는 성적계수를 얻기 위한 각 응축온도에 대한 외기온도가 결정된다.

Fig. 8에서 Fig. 13까지의 결과를 한 그래프로 나타내면 Fig. 14와 같이 응축기 관길이에 대한 최적설계선도를 얻는다. 이 그래프에서 보면 외기온도가 -5°C이상, 일사량이 2,700 W/m<sup>2</sup>일 때 R22를 사용하는 열펌프의 성적계수가 3.5이상이기 위한 응축기의 최적크기는 약 3.8m 이상의 관길이를 가져야만 한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 14는 Fig. 10의 가열부하를 변화시켜 얻은 각각의 평형점에서의 외기온도값과 목적하는 성적계수와 응축온도를 대입하면 다른 설계조건에 대한 응축기의 최적크기 즉 관길이를 구할 수 있는 최적설계선도이다.

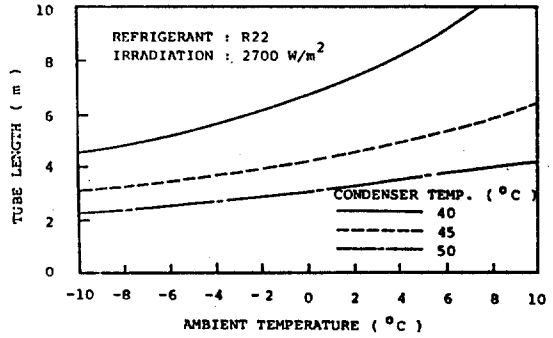


Fig. 12 Variations of Condenser Tube Length according to Condenser Temperature

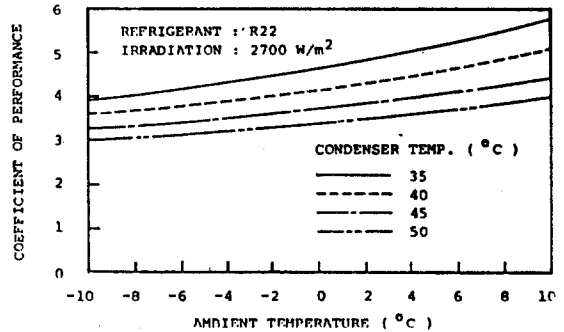


Fig. 13 Variations of COP according to Condenser Temperature

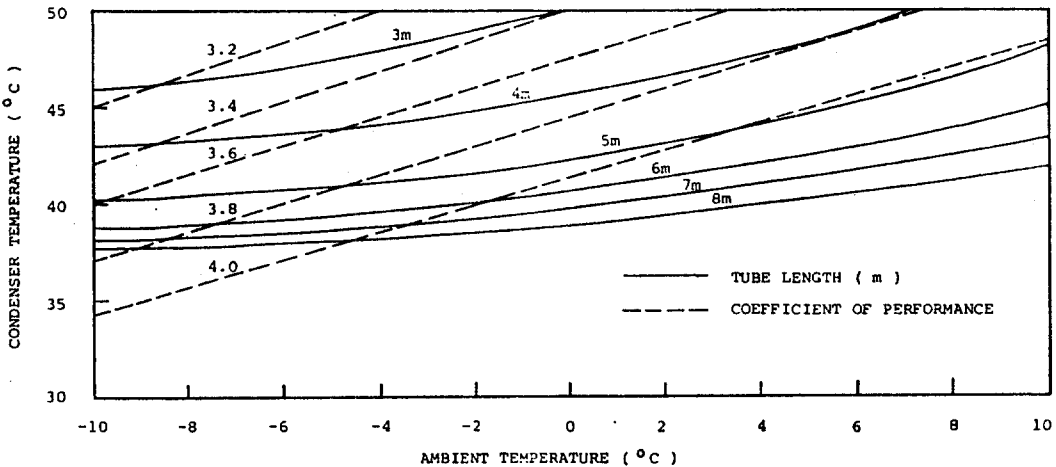


Fig. 14 Diagram for the Optimization of Condenser Tube Length



## 5. 결 론

본 연구에서는 열펌프 시스템의 각종 설계 인자 즉 외기온도, 응축온도, 과냉각도, 과열도 및 일사량의 변화에 따른 열펌프 시스템의 성능과 응축기크기를 최적설계한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 본 연구에서 채택된 모델의 성적계수와 증발열량은 기존의 실험치와 비교할 때 그 경향이 비교적 잘 일치하므로 이 모델은 타당성이 있다.

2. 응축온도가 40°C 이하인 경우 외기온도가 올라가면 응축기의 관길이는 급격히 증가하므로 응축기의 설계시 응축온도는 40°C 이상으로 하는 것이 바람직하다.

3. 본 모델에서 가열부하량을 외기온도 -10°C일 때 4 kw, 외기온도 21°C일 때 0 kw로 할 때 평형점에서의 외기온도는 -5°C이고 성적계수가 3.5이상이기 위한 응축기의 최적크기 즉 관길이는 3.8 m이다.

4. 본 연구에서 구한 응축기크기에 대한 최적설계선도는 다른 열펌프 시스템에 대한 기초적인 설계자료를 제시하여 준다.

## 참 고 문 헌

1. D.A. Reay and D.B. MacMichael, "Heat Pumps, Theory, Design and Applications", Pergamon Press, Oxford, pp.302, 1979.
2. J.T. McMullan and R. Morgan, *Heat Pumps*, Adam Hilger Ltd., Bristol, pp.1-3, 1981.
3. M.J. Cho, Y.J. Park, K.W. Lee and Y.S. Lee, "An Experimental Study on the Performance of a Residential Water Source Heat Pump", 대한기계학회 춘계 학술대회 초록집, pp. 726-731, 1987.
4. A.G. Gutierrez, S.A.K. El-Meniawy, F.A. Watson and F.A. Holland, "A Study of the Operating Characteristics of a Water-Water Heat Pump System using R12", *Indian Engineer*, Vol.21, No.4, pp.2-15, 1979.
5. J.S. Mitchell and T.E. Audit, "Performance of Combined Solar Heat Pump System", *Solar Energy*, Vol.22, pp.125-135, 1979.
6. R.D. Ellison, F.A. Creswick and W.L. Jackson, "Heat Pump Modeling: A Progress Report", Proceedings of the Fourth Annual Heat Pump Technology Conference, Oklahoma State University, Stillwater, Oklahoma, April 9-10, 1979.
7. K.L. Krahaw and S. Lin, "A Computer Model for the Simulation of Multiple Source Heat Pump Performance", *ASHRAE Trans.*, Vol.89, Part 2A, pp.590-616, 1983.
8. H.L. von Cube and F. Steimle, *Heat Pump Technology*, Butterworths, pp.52-93, 1981.
9. M.P. O'Dell, J.W. Mitchell and W.A. Beckman, "Design Method and Performance of Heat Pumps with Refrigerant-Filled Solar Collectors", *J. of Solar Energy Engineering*, pp.203-210, 1981.
10. K.L. Krakow and S. Lin, "Combined Solar and Air Source Collector Evaporators", *ASHRAE Trans.*, Vol.92, Part 1A, pp.474-485, 1986.
11. W.M. Kays and A.L. London, *Compact Heat Exchangers*, McGraw-Hill, pp.224, 1964.
12. W.M. Rohsenow, J.P. Hartnett and E.N. Ganic, *Handbook of Heat Transfer Fundamentals*, McGraw-Hill, Chapter 11, 1985.
13. J.P. Holman, *Heat Transfer*, International Student Edition, pp.385-424, 1976.
14. M.Y. Cho, Y.T. Park and K.W. Lee, "A Study on the Utilization Technology of the Waste Heat Recovery Systems", Korea Institute of Energy and Resources, 1984.
15. G.T. Kartsounes and R.A. Erth, "Computer Calculation of the Thermodynamic

Properties of Refrigerants 12, 22, and 502”, *ASHRAE Trans.*, Vol.77, Part 2, pp.88-103, 1971.

16. M.J. Cho, K.W. Lee and K.B. Cha “A

Study on the Domestic Application of Heat Pump”, Korea Institute of Energy and Resources, 1981.