

# 냉·온열 동시 제조시스템의 성능분석(I)-Simulation

박성룡\*·박준택\*·안영훈\*\*

## Performance Analysis of Simultaneous Heating & Cooling Water Making System(I)-Simulation

Seong-Ryong Park\*, Jun-Tack Park\* and Young-Hun An\*\*

**Key Words:** Refrigerant(냉매), Simultaneous heating & cooling water making system(냉·온열 동시 제조시스템), Heat pump(열펌프).

### Abstract

In this study, the performance of the simultaneous heating & cooling water making system using R134a was investigated by simulation. The most important effect upon heating COP was intermediate pressure depending on input water temperature. With the input water temperature of 10°C and 20°C, optimum intermediate pressure were 923 and 1040kPa, respectively. At that optimum intermediate pressure, the maximum heating COP of the system operated between 0°C evaporating temperature and 70°C condensing temperature were 4.15 and 3.83. With installation of the subcoolers in high or low pressure section, the system COP was increased by reducing the refrigerant mass flow rate. Under the optimum pressure and 10°C input water temperature, it was found that heating COP was maximized when the low-subcooler and high-subcooler capacity rate were taken by 14% and 13%, respectively.

	기호설명	exp	expansion valve
P	pressure	l	low
T	temperature	h	high
X	quality	comp	compressor
h	enthalpy	i	in
s	entropy	o	out
W	power	s	isentropic
$\dot{m}$	mass flow rate		
	Subscripts		
cond	condenser		
evap	evaporator		
imhx	intermediate heat exchanger		
lsc	low subcooler		
hsc	high subcooler		

### 1. 서론

국내에 보급되어 있는 열펌프는 대체적으로 냉동기의 형식으로 널리 분포되어 있으며, 열원의 경우도 공기열원이 대부분이고 수열원인 경우는 온도의 승온이 매우 낮은 상태, 즉 배출온도가 40°C의 공기온도이거나 35°C의 수열원이어서 사용이 가능하지 않아 대부분 버려지고 있는 실정이며, 실제 열원으로 사용하기 위해서는 보일러를 사용하여 재가열함으로써 에너지원으로써 사용

\* 한국에너지기술연구원(KIER)  
 \*\* 충남대학교 기계설계공학과 대학원

되는 실정이다.

한편 문화생활의 발달로 하절기에도 온수의 필요성이 대두되고 있고 냉열의 사용이 지속적으로 증가되고 있어 국가 전력수급계획의 한 방법으로 심야전력의 권장되고 있는 바, 전력부하의 이동이 가능한 빙축열의 이용이 빠르게 보급되어 가고 있는 추세이다. 이에 냉열의 생산 시 발생하는 온공기 또는 온열을 사용할 수 있는 시스템의 개발을 통하여 에너지를 효율적으로 이용코자 하는 연구의 필요성이 대두되었다.

이에 따라 본 연구는 환경친화적인 냉매를 적용하는 축열식 냉동시스템의 냉열생산 시 발생하는 배열을 이용하여 온열을 얻을 수 있는 열펌프 시스템의 제작, 개발을 위한 전 단계로서 고효율의 사이클 해석프로그램을 개발하고, 열펌프 시스템의 설계에 필요한 유용한 도구 및 실험조건 등을 제공함을 목적으로 한다.

## 2. 시스템 개발

### 2.1 해석대상 및 모델

일반적으로 열원공급 온도가 매우 낮은 경우, 고온의 열을 얻기 위하여는 열펌프의 온도상승 (temperature lift)이 매우 커지게 됨으로, 열펌프는 주로 2원 냉동사이클(two-stage cascade refrigeration cycle)을 이용하여 왔으며, 보통 고단 및 저단측 냉매로 서로 다른 종류의 냉매를 사용하는 경우가 매우 많고, 또한 사용할 수 있는 냉매의 종류가 한정되어 있으며, 장치 기후변화협약에 저축되는 냉매 등이 많다. 또한 중간열교환기에서의 열교환 방식에 의하여 시스템이 효율이 크게 영향을 받고 있는 상태이다. Fig. 1은 2원 냉동사이클에서의 문제점을 보완하여 냉열 및 온열을 동시에 발생시키기 위한 2단 승온장치이다. 고단측 압축기에서 압축된 고온 고압의 냉매는 응축기에서 응축된 후 고단측의 subcooler와 팽창장치를 통해서 기액상태로 중간열교환기에 들어 가게 된다. 원리상으로는 기액분리의 역할을 담당하는 중간열교환기에서는 저단측의 압축기에서 토출된 냉매와 고단측의 팽창장치로 부터의 냉매가 혼합된 후, 액체상태의 냉매는 저단측의 subcooler로 공급되고 포화증기상태의 냉매는 고단측의 압축기에 공급되게 된다. 저단측의 subcooler에 공급된

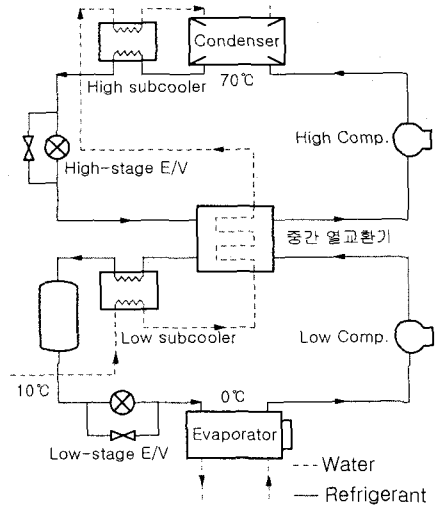


Fig. 1 Schematic diagram of two-stage simultaneous heating & cooling water making system

냉매는 팽창장치를 거친 후 증발기에서 증발하여 저단측의 압축기에 공급되는 사이클을 형성한다.

본 연구의 사용냉매는 현재까지 환경친화적인 냉매로 구분되는 R134a를 사용하였고, 시스템의 용량은 냉열용량기준 3RT로 설정하였다.

### 2.2 이론 해석

각 장치의 연결관 및 열교환기에서는 실제로 압력손실과 에너지손실이 발생하나 모든장치를 실제로 단열처리 하고 있기 때문에 에너지손실은 무시하였고, 각 장치에서의 압력손실이 실제 시스템의 성능해석에 미치는 영향이 적어 이를 무시하였다.

#### 2.2.1 압축기

본 시스템의 경우 응축 및 증발온도는 냉열 및 온열을 동시에 제조하는 시스템이므로 증발온도를 0°C, 응축온도를 70°C로 고정하였다. 이때의 포화압력은 온도와 건도의 함수이며, 응축기 및 증발기의 출구냉매는 포화상태에서 과냉·과열도를 각각 2°C, 5°C로 설정하였다.

$$P_{sat, cond} = f(T_{cond}, X_i) \quad (2-1)$$

$$P_{sat, evap} = f(T_{evap}, X_v) \quad (2-2)$$

압축기 입구의 엔탈피와 엔트로피는 식(2-3)과 (2-4)로부터 구해진다.

$$h_{comp, i} = f(P_{evap, o}, T_{evap, o}) \quad (2-3)$$

$$s_{comp, i} = f(P_{evap, o}, h_{comp, i}) \quad (2-4)$$

압축기 출구의 엔탈피는 엔트로피 압축의 경우에 식(2-5)과 같이 나타낼 수 있다.

$$h_{s, comp, o} = f(P_{cond, i}, s_{comp, i}) \quad (2-5)$$

따라서 압축기가 등엔트로피 압축을 할 경우의 압축기에 소비되는 에너지는 식(2-6)와 같으며, 실제 압축기에 소비된 에너지는 압축기의 열효율 (compressor thermal efficiency,  $\eta_{comp}$ )을 가정하여 식(2-7)로부터 구할 수 있다. 실제 압축기의 효율은 60~70% 정도이나 이 수치는 압력 및 온도에 따라 변화하기 때문에 이번 모사실험에서는 최저 값인 60%를 적용하였다.

$$W_{s, comp} = \dot{m} \times (h_{s, comp, o} - h_{comp, i}) \quad (2-6)$$

$$W_{comp} = \frac{W_{s, comp}}{\eta_{comp}} \quad (2-7)$$

압축기 출구의 냉매의 엔탈피는 압축기에서의 에너지 평형으로부터 식(2-8)과 같다.

$$h_{comp, o} = h_{comp, i} + \frac{W_{comp}}{\dot{m}} \quad (2-8)$$

### 2.2.2 열교환기

응축기 및 증발기 등의 열교환기는 대수평균 온도차법(logarithmic mean temperature difference method, LMTD)을 사용하여 열교환기의 성능을 계산한다.

중간열교환기에서의 열량은 압축부와 팽창부의 에너지 평형인 식 (2-9)으로부터 계산한다.

$$Q_{imix} = \dot{m}_l (h_{lcomp, o} - h_{lexp, i}) - \dot{m}_h (h_{hcomp, i} - h_{hexp, o}) \quad (2-9)$$

## 2.3 해석 도구 및 방법

본 연구의 시스템 성능해석 프로그램은 열역학적 관계식을 기초로 하여 열평형 시스템의 에너지평형(energy balance)과 질량평형(mass balance)식을 유도하여 상용의 방정식 해석프로그램(EES)을 사용하여 해를 구하였다.

이 시스템의 해석에 있어서 가장 중요한 부분은 중간압력에 대한 영향이다. 중간압력의 크기에 따라서 저·고단의 전력 소비량과 증발기 이외의 각 열교환기의 크기가 좌우되며 이는 시스템의 성능계수(COP<sub>h</sub>)와 직결된다. 따라서 일정크기의 입수온도와 임의의 중간압력을 선정하여 그에 따른 최적 COP<sub>h</sub>, 전력소비량, 각 열교환기의 용량비(Capacity) 등을 산출하고 다시 중간압력을 변화시켜가며 반복계산을 한 후, 산출된 데이터에서 최적의 중간압력을 구하여 이 때 각 열교환기의 용량비를 선정하였다. 또한 입수온도의 변화에 따른 전체 시스템의 성능평가도 함께 수행하였다.

## 3. 해석결과 및 고찰

### 3.1 중간압력의 변화에 따른 영향

Fig. 2~4는 subcooler를 장착하지 않고 입수온도를 10℃로 고정하였을 때, 중간압력 변화에 따른 각 변수들의 영향을 나타낸 것이다. Fig.2를 살펴보면 920~930kPa 부근에서 최대 COP<sub>h</sub>를 나타내고 있음을 알 수 있다. 이는 압력의 변화에 따라 저단 및 고단측의 전력소비량이 변화하기

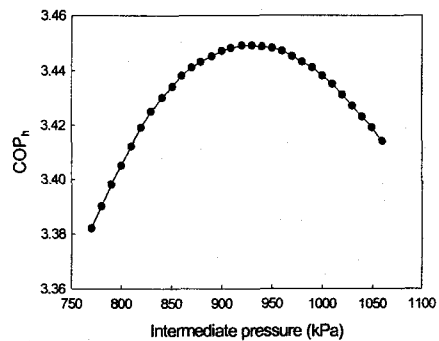


Fig. 2 The variation of COP<sub>h</sub> depending on intermediate pressure

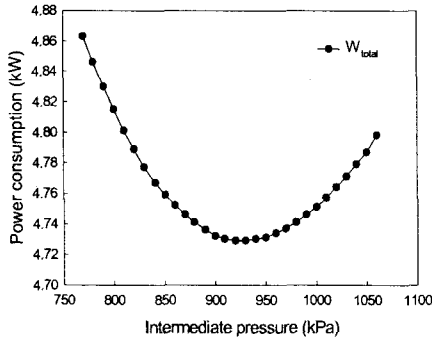


Fig. 3 The variation of total power consumption depending on intermediate pressure

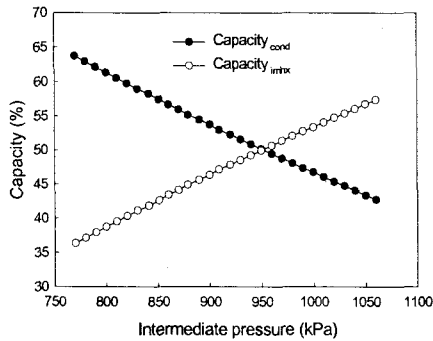


Fig. 4 Optimum capacity of the condenser & intermediate heat exchanger depending on intermediate pressure

때문인데 이는 압력상승에 의해 저단측 전력소비가 서서히 증가하는 반면, 고단측 전력소비는 고단측에 비해 급격히 감소하다가 서서히 감소하는 경향을 보이기 때문이다. 총 전력소비량은 Fig. 3에 나타내고 있는데 그림에서 보듯이 920~930kPa 부근에서 최소값을 보이고 있다. 이는 Fig. 2에서 최대 COPh를 보이는 것과 잘 일치하고 있으며 저단측의 전력소비량에 크게 좌우됨을 알 수 있다. Fig. 4는 중간압력에 따른 응축기와 중간열교환기의 용량비를 나타내었다. 중간압력이 920~930kPa 부근에서 중간열교환기의 용량비가 약 48%를 담당하고 있음을 알 수 있다. 이는 응축부 즉, 고온부가 52%, 저온부가 48%의 용량비일 때 최대 COPh가 산출됨을 의미한다.

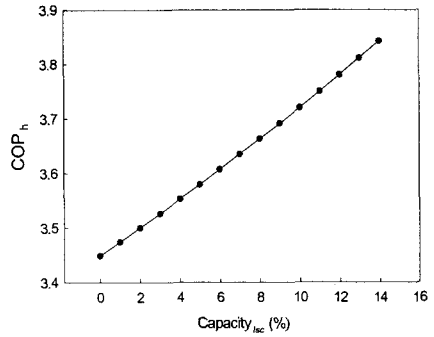


Fig. 5 The variation of COP<sub>h</sub> depending on low-subcooler capacity rate

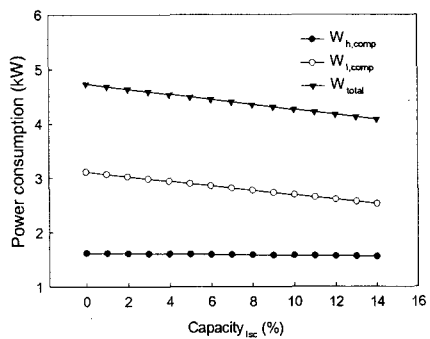


Fig. 6 The variation of power consumption depending on low-subcooler capacity rate

### 3.3 Subcooler의 용량변화에 따른 영향

Subcooler의 용량비에 대한 영향은 앞서 입수온도가 10℃일 때 계산된 최적 중간압력(923kPa)을 기준으로 저단측과 고단측의 용량비가 각각 48%, 52%인 최적의 조건에서 살펴보았다.

#### 3.3.1 Low-subcooler

고단측 subcooler를 배제했을 경우엔 응축기가 52%의 용량비를 모두 담당하게 된다. 이 때 low-subcooler의 용량비가 변화함에 따라 시스템 전체의 COP<sub>h</sub>는 선형적으로 증가하는 경향을 볼 수 있다(참조 Fig. 5). 그 이유는 subcooler가 냉매의 과냉도를 높여주어 시스템 전체의 엔탈피 변화량이 커지게 됨으로써 저단측에서의 냉매순환

유량이 상대적으로 줄어들었기 때문이다. Fig. 6은 low-subcooler의 용량비에 따른 전력량의 변화를 나타내고 있는데 고단축 전력소비는 일정한 반면 저단축 전력소비가 선형적으로 감소하고 있음을 알 수 있다. 최대 용량비는 약 14%로써 만약 14%보다 클 경우에는 LMTD법에 위배되기 때문에 실질적인 열교환이 이루어지지 않는다.

### 3.3.2 High-subcooler

이번에는 저단축의 최적 용량비(중간열교환기 34%, low-subcooler 14%)내에서 high-subcooler의 용량비에 따른 영향을 살펴보았다. 이 또한 high-subcooler의 용량비가 커짐에 따라 COP<sub>h</sub>가 선형적으로 증가함을 나타내고 있다(참조 Fig. 7). 최대 COP<sub>h</sub>를 나타내는 high-subcooler의 용량비는 약 13%이며 그 보다 클 경우에는 LMTD법에 위배된다. 냉매순환 유량은 저단축 subcooler에 의한

영향과는 반대인 고단축이 감소하기 때문에 저단축 전력소비량은 일정한 반면, 고단축 전력소비량이 줄어들었음을 알 수 있다(참조 Fig. 8).

### 3.4 전체 시스템 성능변화

Fig. 9~10은 본 시스템을 최적화 하였을 때의 P-h 선도와 T-s 선도를 각각 나타내었다. Subcooler의 영향에 의해 성능곡선은 화살표방향으로 이동되었음을 알 수 있다. Table 1에는 계절별 입수온도의 변화에 따른 최적 중간압력과 열교환기의 용량비, COP<sub>h</sub> 등을 나타내었다. 하절기의 경우 입수온도가 높아지면 최적 중간압력이 동반상승하게 된다. 응축 및 증발온도는 동절기와 동일하므로 저단축의 압력비가 고단축의 압력비보다 상대적으로 커짐에 따라 저단축의 전력소비 증가량이 고단축의 전력소비 감소량보다 크기 때문에

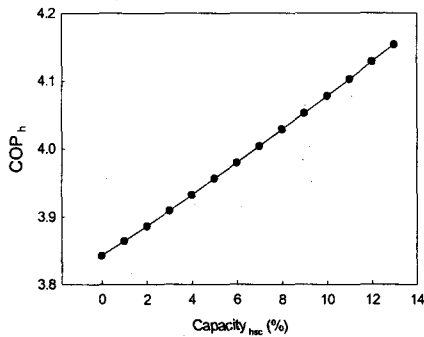


Fig. 7 The variation of COP<sub>h</sub> depending on high-subcooler capacity rate

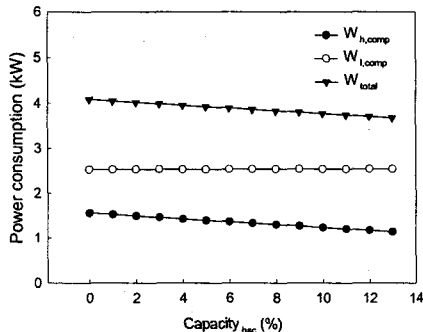


Fig. 8 The variation of power consumption depending on high-subcooler capacity rate

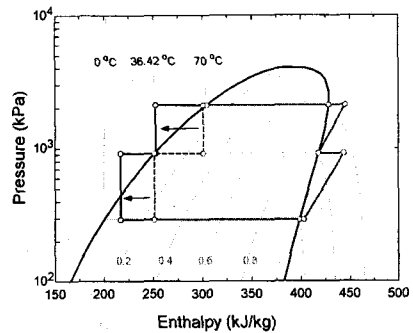


Fig. 9 P-h diagram of the system

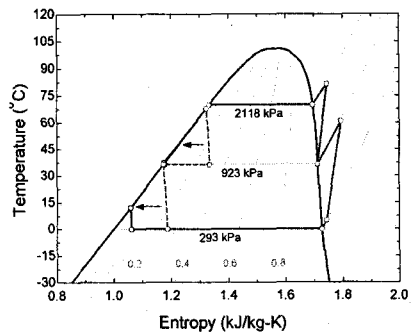


Fig. 10 T-s diagram of the system

Table 1 Optimum system conditions depending on input water temperature variation

		단위	동절기	하절기
입수온도		(°C)	10	20
응축온도		(°C)	70	70
증발온도		(°C)	0	0
중간온도		(°C)	36.42	40.83
중간압력		(kPa)	923	1040
열교환기 용량	응축기	(%)	39	41.8
		(kW)	5.949	6.550
	High subcooler	(%)	13	12
		(kW)	1.983	1.880
	중간 열교환기	(%)	34	34.2
		(kW)	5.186	5.359
	Low subcooler	(%)	14	12
		(kW)	2.136	1.880
증발기		(kW)	11.58	11.58
냉매 유량	고단	(kg/s)	0.0411	0.0459
	저단	(kg/s)	0.0622	0.0667
전력	고단	(kW)	1.1351	1.0790
	저단	(kW)	2.5375	3.0102
COP <sub>h</sub>			4.1535	3.8322

전체 COP<sub>h</sub>는 감소하고 있음을 알 수 있다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 냉·온열 동시제조 2단 압축 승온시스템의 모사실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 시스템의 성능은 입수온도의 변화에 따른 중간압력의 영향에 큰 영향을 받는다. 입수온도가 10°C인 경우 923kPa, 20°C인 경우 1040kPa에서 최대의 난방 COP를 나타냈다.

2) 고단 및 저단측에 subcooler를 설치한 경우는 subcooler를 설치하지 않고 단순하게 응축기 및 중간열교환기에 의하여 난방용량을 담당하는 경우보다 순환냉매의 양을 적게 함으로써 전체 COP<sub>h</sub>에 긍정적인 영향을 미치지만, subcooler의 크기는 LMTD에 의하여 영향을 받는 바, 열교환기의 최적화가 시스템 효율에 중요하다.

3) 응축온도와 증발온도가 일정할 때, 입수온도가 증가함에 따라 최적 중간압력도 함께 상승하

게 되어 총 전력 소비량중 저단측의 전력 소비량이 상대적으로 커지게 됨으로 전체 COP<sub>h</sub>는 감소하는 결과를 나타냈다.

#### 참고문헌

- (1) 박성룡 외 4인, 2000, "저온수열원이용 열펌프 시스템의 전처리 및 성능분석", 대한기계학회 춘계논문집(B), pp.258~236.
- (2) 박성룡, 1999, "부하대응형 냉방시스템 개발연구(I)", KIER-992304.
- (3) Monifa Fela Wright, 2000, "Plate fin and tube condenser performance and design for refrigerant R-410a air conditioner", Georgia Institute of Technology.
- (4) S.A. Klein and F.L. Alvarado, "Engineering Equation Solver, EES", professional ver. 6.028, <http://www.fchart.com>
- (5) M.O McLinden, S.A. Klein, E.W. Lemmon, A.P. Peskin, "Refrigerant properties, REFPROP", ver. 6.01, National Institute of Standards and Technology(NIST), <http://www.nist.gov>