

[논문] 한국태양에너지학회 논문집

*Journal of the Korean Solar Energy Society*

Vol. 27, No. 4, 2007

# 물-물 열펌프시스템에 관한 열역학 제1 및 제2 법칙 해석

이세균\*, 우정선\*\*, 노정근\*\*\*

\*충북대학교 기계공학과(leesk@chungbuk.ac.kr), \*\*한국에너지기술연구원(jswoo@kier.re.kr),

\*\*\*충북대학교 (jeonguen@chungbuk.ac.kr)

## First and Second Law Analysis of Water-to-Water Heat Pump System

Lee, Se-Kyoun\*, Woo, Joung-Son\*\*, Ro, Jeong-Geun\*\*\*

\*Dept. of Mechanical Eng., Chungbuk National University(leesk@chungbuk.ac.kr),

\*\* Korea Institute of Energy Research(jswoo@kier.re.kr),

\*\*\*Chungbuk National University(jeonguen@chungbuk.ac.kr)

### Abstract

Thermodynamic analysis of water-to-water heat pump system based on the first and second law of thermodynamics is carried out in this study. This analysis shows the distribution of irreversibilities throughout the system components and informs us of a potential improvements with the temperature condition changes. Source water temperature( $T_A$ ), utilization water temperature( $T_D$ ) and temperature differences ( $\Delta T_{AB}$ ,  $\Delta T_{CD}$ ) are important factors to affect system performances such as component irreversibilities, exergetic efficiency and COPH. Advantages and disadvantages with these factors are discussed. Second law optimization phenomena with  $T_A$  and  $\Delta T_{AB}$  are also indicated.

Keywords : 성능계수(COPH), 열펌프(Heat Pump), 비가역손실(Irreversibility), 엑서지효율(Exergetic efficiency)

접수일자 : 2007년 10월 29일, 심사완료일자:2007년 11월 30일

교신저자 : 이세균(leesk@chungbuk.ac.kr)

**기 호 설 명**

COPH	: 난방성능계수
$C_w$	: 물의 비열(kJ/kg · K)
$\dot{E}X_i$	: 엑서지 입력(kJ/s)
$\dot{E}X_o$	: 엑서지 출력(kJ/s)
$ex_f$	: 유동엑서지(kJ/kg)
h	: 엔탈피(kJ/kg)
$\dot{I}$	: 비가역손실률(kJ/s)
i	: 비가역손실(kJ/kg)
i%	: 비가역손실백분률(%)
$\dot{m}_R$	: 냉매유량(kg/s)
$\dot{m}_w$	: 물유량(kg/s)
P	: 압력(kPa)
s	: 엔트로피(kJ/kg · K)
T	: 온도(K)
$\gamma$	: 유량비
$\eta$	: 단열압축효율
$\Phi$	: 엑서지효율

**하 첨 자**

con	: 응축기
eva	: 증발기
exp	: 팽창밸브
mc	: 모터-압축기유닛
o	: 사상태
w	: 물

**1. 서 론**

열펌프는 공기열원이 가장 일반적이거나 국내의 기후여건이 공기열원에 적절하지 않아 크게 활성화 되지는 못하고 있다. 즉, 동절 혹한기에는 열펌프의 성능이 감소될 뿐 아니라 증발기 착상문제 등이 자주 발생되어 그 성능이 대폭 감소하기 때문이다. 따라서 하천수, 해수, 오수 등 각종 지표

수를 열원으로 활용하는 방안, 지열과 태양열 장치 등에서 생산되는 저온수를 이용하는 방안 등의 수열원 방식이 최근 들어 많이 적용되고 있다. 따라서 물-물 방식의 열펌프 가동은 온수 및 급탕 수요가 많은 국내 여건상 앞으로 그 수요가 더욱 확대될 것이 예상된다.

열펌프의 성능은 일반적으로 COPH(Coefficient of Performance in Heating)로 이해되고 있으나 COPH란 입, 출력 에너지의 양적인 비만을 고려하는 즉, 열역학 제1법칙에 기반을 둔 개념이다. 실제로 열펌프는 몇 가지 부품이 유기적으로 연결되어 기능을 하는 장치로서 각 부품의 성능을 올바르게 파악하려면 열역학 제2법칙에 의한 비가역 해석, 또는 엑서지 해석을 수행하여야 한다.

Reistad<sup>(1)</sup>에 의하여 공기-공기 방식 열펌프의 엑서지 해석이 이루어진 이래로 열펌프 시스템에 관한 제2법칙 해석이 여러 연구자들에 의하여 이루어졌다.<sup>(2-4)</sup> 그러나 이러한 연구들은 대부분 특정 열펌프 시스템의 특정 운전조건 하에서 이루어졌으며 관련 요인들의 변화에 따른 열펌프의 성능 향상 방안을 종합적으로 제시하지는 못하고 있다. 이러한 관점에서 이세균<sup>(5)</sup> 등은 공기-물 방식의 열펌프에 관하여 시스템 각 부분에서 발생하는 비가역손실 및 그 변화경향을 정량적으로 파악하는 연구를 수행한 바 있다.

본 연구에서는 최근 국내에서 활성화 되고 있는 물-물 방식의 열펌프 성능에 관하여 COPH 해석 뿐 아니라 시스템을 이루는 주요부품에 관한 비가역손실 해석, 엑서지 해석 등을 함께 수행하고 관련 요인들의 변화에 따른 성능변화 경향도 함께 검토하여 종합적인 성능향상 방안을 제시하고자 한다.

**2. 물-물 열펌프 시스템**

그림 1에서는 본 연구의 대상이 되는 물-물 열펌프 시스템의 개략도를 보이고 있다. 그림에서 보

면 증발기 입구(위치 A)에서 온도  $T_A$ , 질량유량  $\dot{m}_{w, eva}$ 의 열원수가 유입되어 온도  $T_B$ 로 강하된 후 증발기 출구(위치 B)로 유출되며, 여기서 유출된 물은 사상태(온도  $T_o$ )로 버려진다. 응축기에서는 입구(위치 C)에서 온도  $T_C$ , 질량유량  $\dot{m}_{w, con}$ 의 사용수가 유입되어 온도  $T_D$ 로 상승된 후 출구(위치 D)로 유출되어 사용시스템으로 보내어 진다. 사용냉매는  $R_{22}$ 이고 냉매유량은  $\dot{m}_R$ 이며 그림의 1, 2, 3, 4는 각각 시스템 주요부품의 입, 출구 냉매상태를 나타낸다.

이 시스템의 작동에 관하여 다음의 가정을 적용한다.

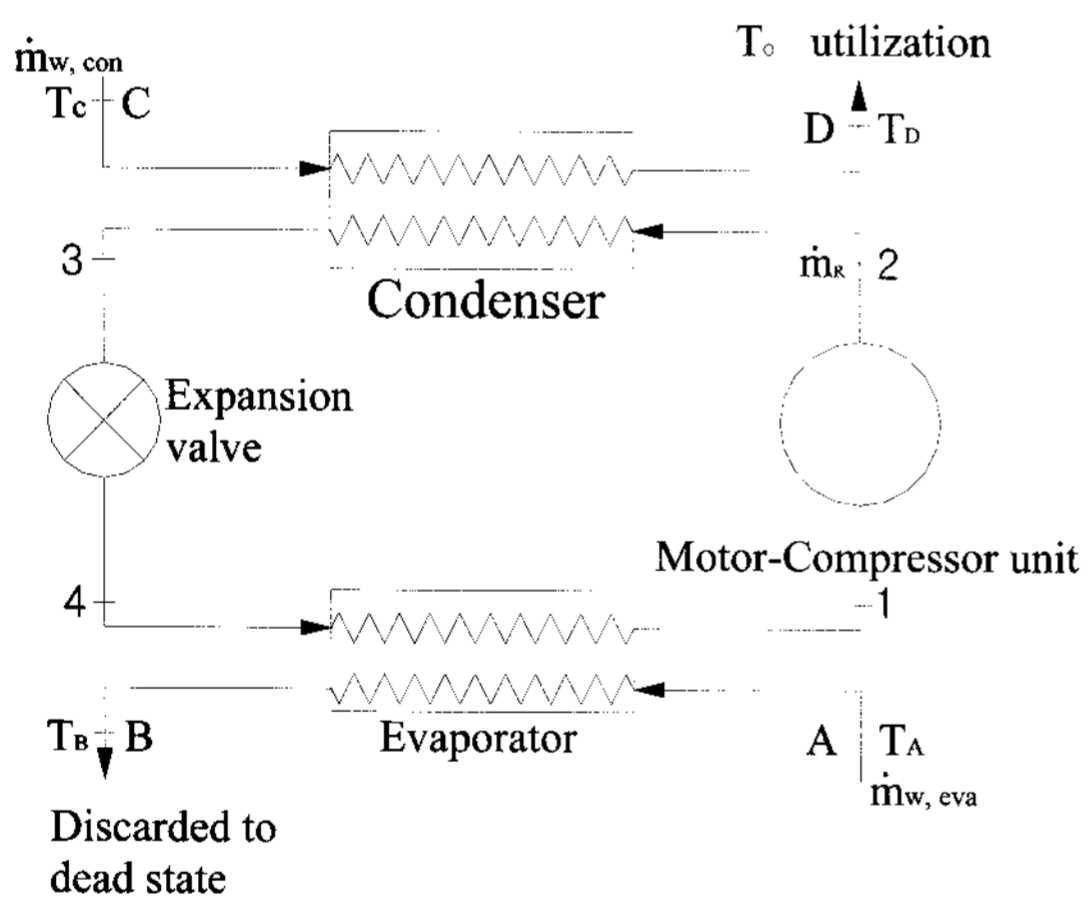


그림 1. 물-물 열펌프시스템의 개략도

- (1) 압력강하는 팽창밸브에서만 일어나며 그 외 부분의 압력손실은 무시한다.
- (2) 증발기와 응축기에서는 각각 과열, 과냉 없이 포화상태로 유출된다.
- (3) 모터-압축기 유닛은 단열상태로 작동되며 기타부분에서도 외부와의 열전달은 무시한다.

본 연구에서는 이와 같이 단순한 작동상태를 가

정하고, 관로 등에서 발생하는 작은 변화 등은 전체 성능에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 간주하여 무시하므로써 주요구성 요소인 4개의 주요 부품들(모터-압축기 유닛, 응축기, 팽창밸브, 증발기)에 관한 주요 비가역손실 및 이들의 변화경향과 전체적인 주요 성능향상 방안 등을 검토하고자 한다.

위와 같은 열펌프 사이클을 p-h 선도 상에 표시하면 그림 2와 같은 가장 기본적인 선도가 된다. 또한 본 연구의 기본 도구가 되는 검사체적에 관한 정상상태 엑서지식은 다음과 같다.<sup>(6)</sup>

$$\sum_j (1 - T_o/T_j) \dot{Q}_j - \dot{W}_{cv} = \sum_e \dot{m}_e ex_{fe} - \sum_i \dot{m}_i ex_{fi} + \dot{I}_{cv} \quad (1)$$

식 (1)의 하첨자 e는 출구, i는 입구이며  $\dot{I}_{cv}$ 는 검사체적 내에서 발생하는 비가역 손실률,  $ex_f$ 는

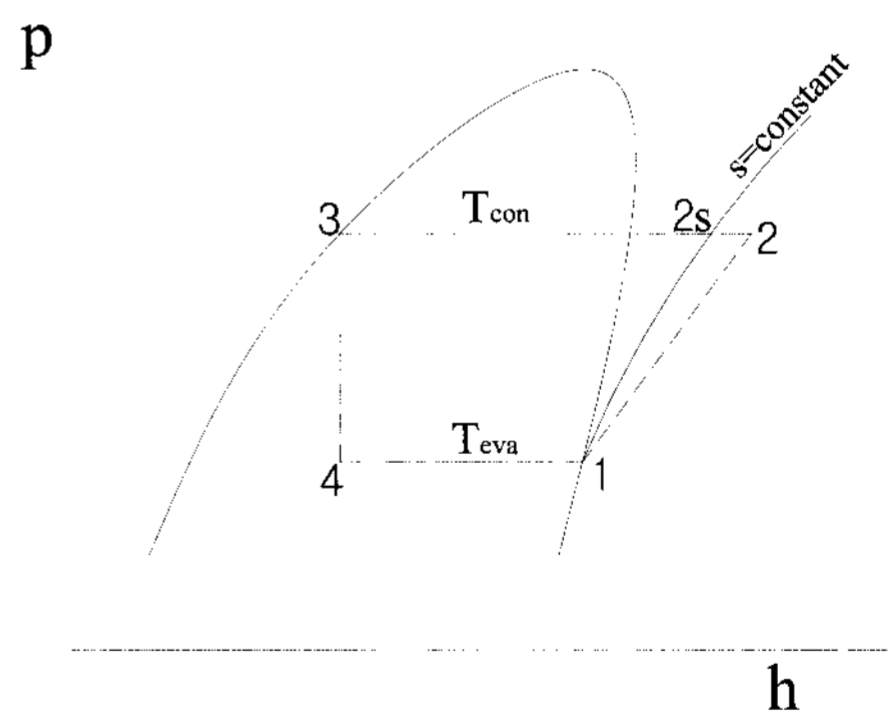


그림 2. 열펌프 사이클의 p-h 선도

표 1. 시스템 파라미터들의 기본값

$T_D$	$\Delta T_{AB}$	$\Delta T_{CD}$	$\Delta T_{eva}$
323 K	4 K	10 K	8 K
$\Delta T_{con}$	$T_o$	$P_o$	$\eta_{mc}$
4 K	290 K	101.3 kPa	60%

다음과 같이 표현되는 유동엑서지이다.

$$ex_f = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (2)$$

이 식에서  $h$ ,  $T$ ,  $s$ 는 각각 엔탈피, 온도, 엔트로피이며 하첨자  $o$ 는 사상태를 나타낸다.

표 1에서는 본 연구에 필요한 주요 파라미터들의 기본값을 배정하고 있다. 여기서

$$\Delta T_{AB} = T_A - T_B \quad (3)$$

$$\Delta T_{CD} = T_D - T_C \quad (4)$$

$$\Delta T_{eva} = T_B - T_{eva} \quad (5)$$

$$\Delta T_{con} = T_{con} - T_D \quad (6)$$

를 나타낸다. 또한 표 1의  $T_o$ ,  $P_o$ 는 각각 사상태의 온도와 압력,  $\eta_{mc}$ 는 모터-압축기의 단열압축효율이다. 표 1의 값들은 현재 사용되고 있는 물-물 열펌프 시스템(Model:NGW-H050H1, 뉴그린테크)의 성능<sup>(7)</sup>을 참고하여 정하였고, 물-물 열펌프 시스템은 연중 사용될 수 있는 점을 고려하여 사상태 온도  $T_o$ 는 연중 평균온도에 가깝게 정하였다.

표 2. 그림 1의 각 상태에 따른 상태량

( $T_A = T_o$ 인 경우, 표1기준)

State	T (K)	P (MPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.k)	ex <sub>f</sub> (kJ/kg)
1	278.0	0.581	251.7	0.9200	46.6
2	371.6	2.119	305.9	0.9804	83.3
3	327.0	2.119	113.3	0.3994	59.2
4	278.0	0.581	113.3	0.4221	52.6
Dead state	290.0	0.1013	268.8	1.1398	0

표 2에서는 열원 온도  $T_A$ 가  $T_o$ 와 같을 경우에 표 1의 기본조건 하에서 그림 1의 각 상태별로  $R_{22}$

의 상태량 값을 계산하여 나타내었다. 표 2에서  $h_2$ 의 값은  $\eta_{mc}$ 를 이용하여 다음과 같이 구한다.

$$h_2 - h_1 = (h_{2s} - h_1) / (\eta_{mc} / 100) \quad (7)$$

식 (7)의  $h_{2s}$ 는 등엔트로피 압축시의 엔트로피 값이다.

### 3. 비가역손실 해석

#### 3.1 모터-압축기 유닛(motor-compressor unit)

모터-압축기 유닛에 공급된 엑서지(전기에너지 형태로 공급된 압축일)는 냉매의 엑서지 증가와 내부의 비가역손실로 전환된다. 따라서 모터-압축기 유닛의 냉매 단위질량당 발생하는 비가역손실

$i_{mc} (= \dot{I}_{mc} / \dot{m}_R)$ 는 다음식으로 표현된다.

$$i_{mc} = (h_2 - h_1) - (ex_{f2} - ex_{f1}) \quad (8)$$

#### 3.2 응축기(condenser)

응축기에서는 냉매로부터 온수로 열전달이 이루어지며 여기서 발생하는 냉매 단위질량당 비가역손실  $i_{con}$ 은

$$i_{con} = (ex_{f2} - ex_{f3}) - \frac{\dot{m}_{w,con}}{\dot{m}_R} (ex_{fwD} - ex_{fwC}) \quad (9)$$

여기서  $ex_{fw}$ 는 물의 유동엑서지이며 물과 냉매의 유량비인  $\dot{m}_{w,con} / \dot{m}_R$ 은 다음식으로 구할 수 있다.

$$\dot{m}_R (h_2 - h_3) = \dot{m}_{w,con} C_w \Delta T_{CD} \quad (10)$$

식 (10)에서  $C_w$ 는 물의 비열이다.

### 3.3 팽창밸브(expansion valve)

팽창밸브에서는 엑서지 파괴만이 발생되며 따라서 냉매 단위질량당 비가역손실  $i_{exp}$  은

$$i_{exp} = ex_{f\beta} - ex_{f\alpha} \quad (11)$$

### 3.4 증발기(evaporator)

증발기에서는 온도  $T_A$  의 열원수가 온도  $T_B$  로 강하되면서 열에너지를 냉매에 전달하여 냉매의 엑서지를 변화시킨다. 여기서 온도가  $T_B$  로 강하된 열원수는 그대로 사상태로 방출되므로 이 상태의 엑서지는 전부 비가역손실이 된다. 온도  $T_B$  의 온수가 사상태로 방출되는 과정의 손실은 엄밀히 말하면 증발기 외부에서 발생하는 것이나 여기서는 편의상 증발기 손실로 포함시켰다. 따라서 증발기의 냉매 단위질량당 비가역손실  $i_{eva}$  는

$$i_{eva} = ex_{f\beta} - ex_{f\alpha} + \frac{\dot{m}_{w,eva}}{\dot{m}_R} ex_{fwA} \quad (12)$$

여기서 열원수와 냉매의 유량비인  $\dot{m}_{w,eva}/\dot{m}_R$  은 다음 식으로 구할 수 있다.

$$\dot{m}_{w,eva} C_w \Delta T_{AB} = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad (13)$$

### 3.5 입력 및 출력 엑서지

입력 엑서지는 압축기 구동에 소요되는 압축일과 온도  $T_A$  인 열원수 엑서지의 합이 된다. 따라서 입력 엑서지  $\dot{E}X_i$  을 냉매 단위질량당에 관하여 나타내면

$$\frac{\dot{E}X_i}{\dot{m}_R} = (h_2 - h_1) + \frac{\dot{m}_{w,eva}}{\dot{m}_R} ex_{fwA} \quad (14)$$

식 (14)에서 유량비인  $\dot{m}_{w,eva}/\dot{m}_R$  은 식 (13) 으로부터 구할 수 있다.

응축기에서 발생하는 엑서지 증가가 출력엑서지  $\dot{E}X_o$  가 되며 출력엑서지를 냉매 단위질량당으로 표시하면 다음과 같다.

$$\frac{\dot{E}X_o}{\dot{m}_R} = \frac{\dot{m}_{w,con}}{\dot{m}_R} (ex_{fwD} - ex_{fwC}) \quad (15)$$

여기서 유량비인  $\dot{m}_{w,con}/\dot{m}_R$  은 식 (10) 으로부터 구할 수 있다.

## 4. 시스템 성능

본 연구에서 시스템의 주요성능을 나타내는 파라미터로는 각 부품들의 비가역손실 외에 엑서지 효율  $\Phi$  와 성능계수인 COPH가 있다. 엑서지 효율  $\Phi$  는 엑서지 출력과 엑서지 입력의 비로서 다음과 같이 표현된다.

$$\Phi = \frac{\dot{E}X_o}{\dot{E}X_i} \times 100 \quad (16)$$

여기서  $\dot{E}X_o$  와  $\dot{E}X_i$  는 각각 식 (14) 와 식 (15) 에서 구한다.

성능계수 COPH는 다음식과 같다.

$$COPH = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (17)$$

또한 유량비  $\gamma$  를 주요성능 지표중 하나로 채택하였다. 여기서  $\gamma$  는 증발기 열원수와 응축기 생산수의 질량유량 비를 나타내며 다음 식으로 구할 수 있다.

$$\gamma = \frac{\dot{m}_{w,eva}}{\dot{m}_{w,con}} = \left( \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_3} \right) \left( \frac{T_D - T_C}{T_A - T_B} \right) \quad (18)$$

열원수의 양이 충분하다면  $\gamma$ 의 의미는 적으나 열원수량이 제한되어 있을 경우  $\gamma$ 가 지나치게 높은 것은 바람직하지 않으며 따라서  $\gamma$ 는 열원수 절약의 특성을 보이는 지표가 된다.

표 3. 각 부품별 비가역손실 및 시스템 성능

(작동조건 : 표 1)

Component	Irreversibilities	
	$i$ (kJ/kg)	$i\%$ (% of $EX_i/m_R$ )
Motor-Compressor unit	17.5	32.3
Condenser	7.2	13.3
Expansion valve	6.6	12.2
Evaporator	6.0	11.0
Performance		
COPH = 3.56, $\Phi = 31.3\%$ , $\gamma = 1.8$		

증발기를 통과하는 열원수로 하천수, 오수 기타 여러 가지 지표수를 이용할 수 있다. 이 경우 열원 온도가 사상태 온도인 주위온도보다 과히 높지 않거나 또는 다소 낮은 경우도 있을 수 있다. 그러나 지열 또는 태양열 장치 등으로부터 취득되는 온수 등을 열원수로 할 경우 열원 온도는 주위온도보다 높은 것이 일반적이다. 따라서 본 연구에서는 열원 온도를 2종류로 구별하여  $T_A = T_o$ 인 경우와  $T_A > T_o$ 인 경우를 각각 논하고자 한다.

#### 4.1 $T_A = T_o$ 인 경우

이 경우는 열원수의 엑서지가 영이 되며 따라서 시스템의 입력엑서지는 압축일 뿐이다. 표 2에서는  $T_A = T_o$ 인 경우 표 1의 값들을 기준으로 그림 1의 각 상태에 따른 상태량 값들을 계산하여 나타내었다. 표 2의 값들과 식 (8) ~ (18)을 이용하여 계산한 냉매 단위질량당 부품별 비가역손실  $i$ 와  $i$ 의 엑서지 입력에 대한 백분율인  $i\%$ , COPH와  $\Phi$  그리고  $\gamma$ 가 정리되어 표 3에 나타나 있다.

표 3에서 보면 COPH=3.56으로 이것은 투입된 전기에너지의 3.56배에 달하는 에너지가 사용 시스템으로 전달된 것을 의미하며 따라서 에너지의 양적인 관점에서 볼 때 상당한 이득을 얻은 것으로 나타난다. 그러나 동일한 내용을 제2법칙의 관점에서 본다면  $\Phi = 31.3\%$ 로서 투입엑서지 중 약 70%가 시스템 내부에서 소멸된 것으로 나타났다. 여기서 소멸된 70%가 각각 어느 부품에서 얼마나 소멸되었는가를 비가역손실 해석을 통하여 알 수 있으며 이것은 표의  $i\%$ 로부터 읽을 수 있다. 표 3에서 보면 엑서지 입력의 약 32%가 모터-압축기 유닛에서 소멸되며 나머지 부품에서는 약 11 ~ 13%씩 비교적 고르게 분산되어 소멸된다. 또  $\gamma = 1.8$ 로 열원수 사용량도 적당한 것을 알 수 있다.

표 4. 시스템 성능에 관한  $T_D$ 의 영향

(작동조건 :  $T_D$ 를 제외한 표 1 기준)

$T_D$ (K) parameter	323	318	313
$i\%_{mc}$	32.34	32.97	33.68
$i\%_{con}$	13.25	14.34	15.68
$i\%_{exp}$	12.15	10.91	9.69
$i\%_{eva}$	10.99	12.73	14.92
$\Phi(\%)$	31.28	29.05	26.03
COPH	3.56	3.96	4.46
$\gamma$	1.80	1.87	1.94

모터-압축기 유닛의 성능은 단열압축효율  $\eta_{mc}$ 에 좌우된다. 가장 많은 손실이 모터-압축기 유닛에서 발생되지만 모터와 압축기의 효율의 곱으로 나타나는  $\eta_{mc}$ 의 값은 고효율 모터와 고효율 압축기의 제작기술에 관계된 것으로 표 1에서 기준한  $\eta_{mc} = 60\%$ 는 이미 상당히 향상된 성능이며 그 개선의 여지도 많지 않다. 모터-압축기 유닛을 제외한 기타 부품에서 나타나는 비가역손실은 주로 온도차에 따른 열전달과 팽창밸브에서의 불구속

팽창의 결과이다. 실제로 모터나 압축기의 성능향상 보다는 열전달 계수 또는 전열면적을 증가시켜 온도차를 줄이는 것이 훨씬 더 용이하다.

따라서 시스템 성능에 다소의 변화를 줄 수 있는 요소가 표 1의  $T_D$ ,  $\Delta T_{AB}$ ,  $\Delta T_{CD}$ 이다.

열펌프는 일반적으로 적용온도가 저온일수록 효과적인 것으로 알려져 있으며 따라서 열펌프의 성능에 큰 영향을 주는 요인이 사용온도  $T_D$ 이다. 표 4에서는  $T_D$ 를 변화시켜가면서 열펌프의 성능변화를 검토하여 보았다. 표에서는 부품별  $i\%$ 와  $\Phi$ , COPH 그리고  $\gamma$ 를 나타내었다. 또한 표의 제목에서 지정한  $T_D$ 를 제외한 기타 작동조건은 표 1을 기준으로 하였다. 여기서 하첨자 mc는 모터-압축기 유닛, con은 응축기, exp는 팽창밸브 그리고 eva는 증발기를 나타낸다. 사용온도인  $T_D$ 의 감소에 따라 제1법칙 해석인 COPH에서는 성능이 증가하는 반면 제2법칙 해석에서는 성능이 감소하고 있다. 이것은 제2법칙 해석에서는 온도에 따른 출력엑서지를 고려하지만 COPH에서는 에너지의 양만을 고려하기 때문인것으로 본 연구의 검토 범위에서 보면 평균 성능변화는 온도 감소 1K당  $\Phi$ 에서 약 0.5% 감소, COPH에서 약 0.09 증가하는 것으로 나타났다.

표 5. 시스템 성능에 관한  $\Delta T_{AB}$  의 영향

(작동조건 :  $\Delta T_{AB}$  를 제외한 표 1 기준)

$\Delta T_{AB}$ (K)	2	4	6
parameter			
$i\%_{mc}$	32.4	32.3	32.1
$i\%_{con}$	13.5	13.3	13.1
$i\%_{exp}$	11.9	12.2	12.5
$i\%_{eva}$	9.6	11.0	12.3
$\Phi(\%)$	32.7	31.3	30.1
COPH	3.7	3.6	3.4
$\gamma$	3.7	1.8	1.2

표 5에서는 증발기내의 열원수 온도강하  $\Delta T_{AB}$

의 변화에 따른 성능변화를 검토하였다. 증발기내에서는  $\Delta T_{AB}$ 를 증가시키면 열전달에 의한 비가역손실이 증가되며 증발온도는 강하되어 제2법칙 성능뿐 아니라 제1법칙 성능도 감소된다. 따라서  $\Delta T_{AB}$ 는 적을수록 열역학적 성능은 증가하나 이에 따른 유량비  $\gamma$  또한 증가되므로 열원수량이 풍부하지 못할 경우 적절한  $\Delta T_{AB}$ 의 선정이 바람직하다.

표 6에서는 응축기내의 사용수의 온도변화인  $\Delta T_{CD}$ 의 변화에 따른 성능변화를 검토하였다. 표에서와 같이 다른 조건의 변화없이  $\Delta T_{CD}$ 만 증가할 경우 응축기내의 열전달에 따른 비가역손실이 증가되어 제2법칙 효율  $\Phi$ 는 감소하나 에너지의 양만을 고려한 COPH에서는 변화가 없는 것으로 나타났다.

표 6. 시스템 성능에 관한  $\Delta T_{CD}$  의 영향

(작동조건 :  $\Delta T_{CD}$  를 제외한 표 1 기준)

$\Delta T_{CD}$ (K)	10	15	20
parameter			
$i\%_{mc}$	32.3	32.3	32.3
$i\%_{con}$	13.3	15.8	18.5
$i\%_{exp}$	12.2	12.2	12.2
$i\%_{eva}$	11.0	11.0	11.0
$\Phi(\%)$	31.3	28.7	26.0
COPH	3.6	3.6	3.6
$\gamma$	1.8	2.7	3.6

표 7. 시스템 성능에 관한  $T_A$  의 영향

(작동조건 : 표 1 기준)

$T_A$ (K)	295	300	305
parameter			
$i\%_{mc}$	31.7	28.8	23.9
$i\%_{con}$	13.4	12.8	11.5
$i\%_{exp}$	11.1	9.3	7.1
$i\%_{eva}$	10.1	14.8	24.9
$\Phi(\%)$	33.8	34.3	32.6
COPH	3.96	4.47	5.15
$\gamma$	1.87	1.94	2.01

### 4.2 $T_A > T_o$ 인 경우

열원수가 태양열, 지열 또는 산업용 고온폐수 등으로부터 공급될 경우 일반적으로 열원수온도  $T_A$ 는  $T_o$ 보다 높다고 볼 수 있다. 이 경우에 열원수의 엑서지는 영이 아니며 따라서 열역학적 해석에서 열원수의 가치를 고려해주는 것이 타당하다. 즉, 식 (12)와 식 (14)에서  $ex_{fwA}$ 는  $T_A$ 에 따른 값을 갖게 되는 것이다.

표 7에서는 열원수 온도  $T_A$ 를 변화시켜가며 시스템의 성능을 검토하였다. 열원수의 온도가 증가하면 전반적으로 성능은 증가하며 특히 COPH의 증가는 괄목할 만 하다. 그러나 증발기에서는 열원수의 사용 후 남아있는 엑서지가 버려지므로 비가역손실이 다소 증가하는 것으로 나타났다.

여기서 흥미있는 것은 엑서지효율  $\Phi$ 는 열원온도에 따라 최적값을 갖는다는 사실이다. 표에서 보면  $\Phi$ 의 값이  $T_A$ 에 따라 증가하다가 다시 감소한다. 이것은  $\Phi$ 를 최대로 하는  $T_A$ 의 최적값이 295K~305K 사이에서 존재함을 의미한다. 이와 같은  $\Phi$ 의 최적화 현상은 표 8에서도 나타난다.

표 8. 시스템 성능에 관한  $\Delta T_{AB}$  의 영향

(작동조건 :  $T_A = 300$  K, 기타작동조건:  $\Delta T_{AB}$  를 제외한 표 1 기준)

$\Delta T_{AB}$ (K)	2	4	6
parameter			
$i\%_{mc}$	25.3	28.8	30.2
$i\%_{con}$	11.5	12.8	13.1
$i\%_{exp}$	7.8	9.3	10.0
$i\%_{eva}$	23.8	14.8	12.5
$\Phi(\%)$	31.6	34.3	34.2
COPH	4.71	4.47	4.24
$\gamma$	3.94	1.94	1.27

표 8에서는 열원수의 온도변화  $\Delta T_{AB}$ 에 따른 시스템 성능변화를 나타내었다. 여기서는  $\Delta T_{AB}$

를 증가시킴에 따라 증발기의 비가역손실이 크게 감소하는데 이것은 열전달에 따른 비가역손실은 증가하나 사용하지 않고 버리는 엑서지가 크게 감소하기 때문이다. (실제로 버리는 손실은 증발기외 부에서 발생되나 여기서는 편의상 증발기손실로 포함시켰음은 위에서 설명한 바 있다.) 여기서도  $\Phi$ 의 변화를 보면  $\Delta T_{AB}$ 에 따른  $\Phi$ 의 최적값이 존재함을 알 수 있다. 즉,  $\Delta T_{AB}$ 가 증가하면 위에서 설명한 바와 같이  $i\%_{eva}$ 는 감소하나 증발온도 강하에 따라 그 외의 모든 비가역손실이 증가하므로 이 과정에서  $\Phi$ 의 최적값이 존재하게 되는 것이다. COPH의 개념에서는 열원수의 가치를 고려하지 않기 때문에  $\Delta T_{AB}$ 의 증가에 따라 COPH는 단순히 감소해 나가며  $\gamma$ 의 경우도  $\Delta T_{AB}$ 의 증가에 따라 크게 감소한다.

이와 같이  $T_A$ 와  $\Delta T_{AB}$ 에 따른 제2법칙 최적화현상은 매우 흥미있는 사실이나 이에 관한 구체적인 해석은 본 연구의 범위를 벗어나는 것으로서 상세한 내용은 관련연구<sup>(4)</sup>로 미루기로 한다.

### 5. 결론

본 연구를 통하여 투입된 엑서지의 약 70%가 시스템 내에서 소멸되며 이 중 약 30% 이상이 모터-압축기 유닛에서 이루어지고 나머지 소멸은 기타 부품에서 비교적 균일하게 이루어짐을 알았다. (본 연구에서는 온수의 다양한 사용 방법을 고려하여 사용시스템을 구체적으로 지정하지 않았으나 사용시스템에서 소멸되는 엑서지까지 고려한다면 엑서지 소멸은 훨씬 더 증가할 것이다.) 이와 같은 소멸을 비가역손실이라 부르며 비가역손실의 감소는 바로 열펌프의 성능향상으로 이어진다.

열펌프의 성능향상은 모터-압축기의 성능향상, 그리고 기타 부품의 열전달 성능향상에 따른 온도 변화에 주로 기인된다. 모터-압축기의 경우 본 연



구에서 사용한  $\eta_{mc} = 60\%$ 는 이미 상당히 향상된 성능이며 그 개선의 여지도 많지 않다. 따라서 본 연구에서는 주로 온도변화에 관심을 두고 해석하였다.

열펌프의 성능에 많은 영향을 미치는 요인이 사용온도( $T_D$ )와 열원온도( $T_A$ )이다. 사용온도의 경우 본 연구의 조사범위 내에서 보면 온도 1K 감소당 COPH는 대략 0.09정도 대폭 증가된다. 이것은 공기열원의 결과(5)와 비교할 때 2배 가까운 수치로 물-물 방식의 경우  $T_D$ 의 영향이 훨씬 더 큼을 알 수 있다. 그러나 제2법칙의 관점에서 보면  $\Phi$ 의 값은 다소 낮아진다.

열원온도  $T_A$ 에 따른 시스템의 성능변화는 매우 크다. 본 연구의 조사범위 내에서 보면 1K 증가당 COPH는 대략 0.12 수준으로 증가하는 것으로 나타났다. 그러나  $\Phi$ 의 경우에는  $T_A$ 에 따른 최적값이 나타남을 확인할 수 있었다.

열원수 온도강하인  $\Delta T_{AB}$ 도 시스템 성능에 큰 영향을 미치는 요인이 되며 이 값이 증가하면 시스템 성능은 전반적으로 감소한다. 다만  $\Delta T_{AB}$ 는 유량비  $\gamma$ 와 밀접한 관계가 있어 열원수가 충분치 못할 경우에는  $\Delta T_{AB}$ 에 관한 적절한 선택이 필요하다. 또한 여기서도  $T_A > T_o$ 인 경우 제2법칙의 관점에서 최적  $\Delta T_{AB}$ 가 존재함을 확인할 수 있었다.

## 후 기

이 논문은 2006학년도 충북대학교 학술연구지

원사업의 연구비지원에 의하여 연구되었음.

## 참 고 문 헌

1. Reistad, G. M., 1973, "Availability Analysis of the Heating Process and a Heat Pump System", Symposium Paper, ASHRAE Annual Meeting.
2. Akau, R. L. and Schoenhals, R. J., 1980, "The Second Law Efficiency of a Heat Pump System", Energy, Vol. 5, pp. 853 ~ 863.
3. Liang, H. and Kuehn, T., 1991, "Irreversibility Analysis of a Water-to-Water Mechanical Compression Heat Pump", Energy, Vol. 16, No. 6, pp. 883 ~ 896.
4. Kim, K. H., Woo, J. S. and Lee, S. K., 2003, "Second Law Optimization of Water-to-Water Heat Pump System", KSME International Journal, Vol. 17, No. 1, pp. 122 ~ 128.
5. 이세균, 우정선, 노정근, 2006, "공기-물 열펌프 시스템의 비가역손실 해석", 한국태양에너지학회 논문집, Vol. 26, No. 3, pp. 71-78.
6. Moran, M. J. and Shapiro, H. N., 2000, Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 4th ed., John Wiley&Sons, pp. 313 ~ 359.
7. 성능시험 결과보고서 (수열원 열펌프, NGW-H050H1), 2005, 충북대학교 산업과학기술연구소.