

[논문] 한국태양에너지학회 논문집
Journal of the Korean Solar Energy Society
Vol. 26, No. 3, 2006

공기-물 열펌프 시스템의 비가역손실 해석

이세균*, 우정선**, 노정근***

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

Irreversibility Analysis of an Air-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 irreversibility analysis of an air-to-water heat pump system is analyzed in this study. This analysis shows the distribution of irreversibilities(true losses in thermodynamic sense) through the system components and informs us of a potential improvements with the irreversibility factor decreases. The results show that the largest irreversibilities occur in the motor-compressor unit. The remaining irreversibilities are distributed relatively uniformly through the other parts including utilization system. The increase of performance can be attained through either the improvement of adiabatic efficiency of motor-compressor unit(η_{mc}) or the reduction of temperature difference(ΔT). With the decrease of utilization temperature(T_u) COPH also increases but the exergetic efficiency decreases. The increase of COPH of about 0.05 can be accomplished with 1K decrease of ΔT or T_u .

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

기호 설명

	C_w	: 물의 비열 [kJ/kg.K]
	ex_f	: 유동엑서지 [kJ/kg]
COPH : 난방성능계수	h	: 엔탈피 [kJ/kg]

- I : 비가역손실율 [kJ/sec]
- i : 단위질량당 비가역손실 [kJ/kg]
- $i\%$: 비가역손실 백분율 [%]
- \dot{m} : 냉매의 질량유량 [kg/sec]
- \dot{m}_w : 온수의 질량유량 [kg/sec]
- s : 엔트로피 [kJ/kg.K]
- T : 온도 [K]
- \dot{w} : 동력 [kW]
- η_{mc} : 모터-압축기의 단열압축효율 [%]
- ϕ : 엑서지 효율 [%]

하 첨 자

- c : 응축기
- e : 증발기
- exp : 팽창기구
- f : 환
- mc : 모터-압축기유닛
- o : 사상태
- u : 사용시스템
- w : 물
- tot : 전체

1. 서 론

열펌프는 에너지의 저온도 이용시 유용한 에너지 전환장치이며 적절한 조건하에서는 상당한 에너지 절약효과를 보일 수 있다. 특히 공기-물 방식의 열펌프는 온수 및 급탕 수요가 많은 국내의 설비여건으로 볼 때 앞으로 그 수요가 보다 더 확대 될 것으로 예상된다.

열펌프의 성능은 일반적으로 COPH(Coefficient of Performance in Heating)로 이해하고 있으나 이 개념만으로는 열펌프의 성능을 올바르게 파악하기에 부족하다. COPH란 입, 출력 에너지의 양적인 비만을 고려하는, 즉, 열역학 제1법칙의 관점에서 보는 개념이나 실제 열펌프는 여러 부품의 유기적 연결로 이루어져 기능을 하는 장치로서 각 부품내

에서 발생하는 손실을 제대로 파악하려면 이러한 제1법칙 개념만으로는 불가능하며 여기서는 열역학 제2법칙에 의한 엑서지 또는 비가역손실 해석이 필요하게 된다.

공기-공기 방식의 열펌프에 관한 엑서지 해석이 Reistad⁽¹⁾에 의하여 이루어진 이래 물-물 또는 물-공기 방식의 열펌프에 관한 제2법칙 해석^(2~4)이 여러 연구자들에 의하여 이루어져 왔다. 그러나 이 연구들은 대부분 특정 열펌프 시스템의 특정 운전 조건 하에서 비가역 손실의 분포가 부품별로 어떻게 발생되고 있는가에 주로 관심을 갖고 이루어진 연구들이며 관련된 파라미터들의 변화에 따른 열펌프의 성능향상 방안을 종합적으로 제시하지는 못하고 있다. 따라서 본 연구에서는 최근 국내에서 많이 활용되고 있는 공기-물 방식의 열펌프를 대상으로 선정하여 관련된 파라미터들을 변화시켜가며 시스템 각 부분에서 발생하는 비가역 손실을 해석하고 그 결과를 비교 검토함으로써 성능 감소의 원인을 정량적으로 파악하고 성능향상 방안을 제시하고자 한다.

2. 열펌프 시스템

그림 1에서는 본 연구에서 대상으로 하는 열펌프 시스템에 관한 개략도를 보이고 있으며 이 그림은 온수의 사용시스템(utilization system)까지 포함하고 있다. 이 시스템은 응축기에서 온도 T_{w2} , 유량 \dot{m}_w 의 온수를 생산하여 사용시스템으로 유입시키며 사용시스템에서는 온도가 T_{w1} 으로 강하된 후 다시 응축기로 보내진다. 사용시스템에서는 온수로부터 받은 열에너지를 사용온도 T_u 를 유지하는데 사용하고 있다. 여기서 사용온도 T_u 는 난방 공간의 온도, 급탕탱크 온도 또는 열펌프의 적용이 가능한 모든 공정의 온도를 대표한다. 사용냉매는 R-22이고 냉매 유량은 \dot{m} 이며 증발기에서는 온도 T_o 인 주위 공기로부터 열을 취득하고 여기서

공기의 유동은 환에 의하여 이루어진다. 또한 냉매의 증발온도는 T_e , 응축온도는 T_c 로 표기한다.

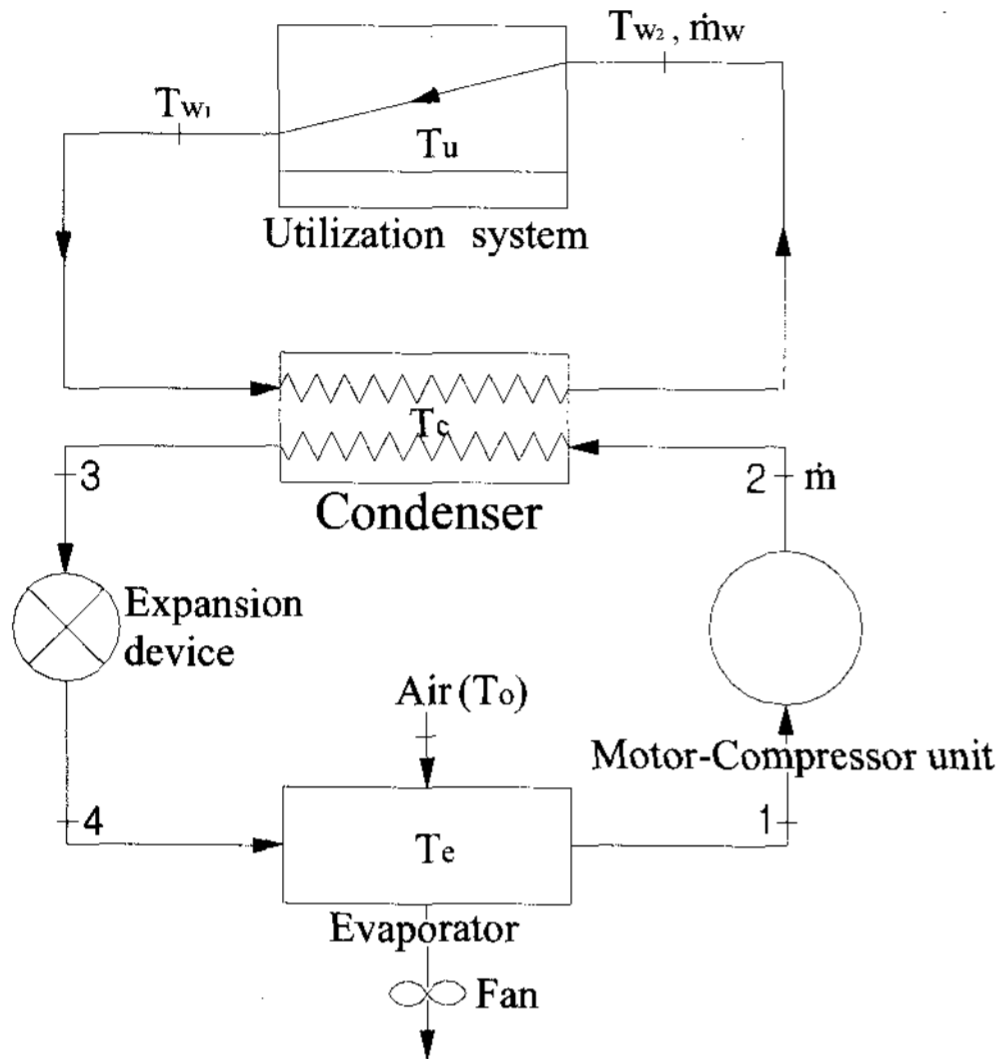


그림 1. 물-공기 열펌프시스템의 개략도

이 시스템 작동에 관하여 다음의 가정을 적용한다.

- (1) 압력강하는 팽창기구에서만 일어나며 그 외 부분의 압력손실은 무시한다.
- (2) 증발기와 응축기에서는 각각 과냉, 과열 없이 포화상태로 유출된다.
- (3) 모터-압축기 유닛은 단열상태로 작동되며 기타 부분에서도 외부로의 열손실은 없다.
- (4) 증발기의 환동력은 증발열량의 5%이다.
- (5) 증발기에서 착상은 발생되지 않는다.

위와 같이 작동하는 열펌프 사이클을 $p-h$ 선도상에 표시하면 그림 2와 같은 가장 기본적인 선도가 된다. 이상과 같은 작동조건 하에서 본 연구의 기본 도구가 되는 검사체적에 관한 정상상태 에너지 식은 다음과 같다⁽⁵⁾.

$$\sum_j (1 - T_o/T_j) \dot{Q}_j - \dot{W}_{cv}$$

$$= \sum_e \dot{m}_e ex_{fe} - \sum_i \dot{m}_i ex_{fi} + \dot{I}_{cv} \quad (1)$$

위 식에서 하첨자 e 는 출구, i 는 입구를 나타낸다. 또한 \dot{I}_{cv} 는 검사체적내의 비가역 손실을 의미하며 ex_f 는 유동엑서지(flow exergy)로서 다음식으로 표현된다.

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

이 식에서 h_o, T_o, s_o 는 각각 사상태(dead state)에서의 엔탈피, 온도, 엔트로피이다.

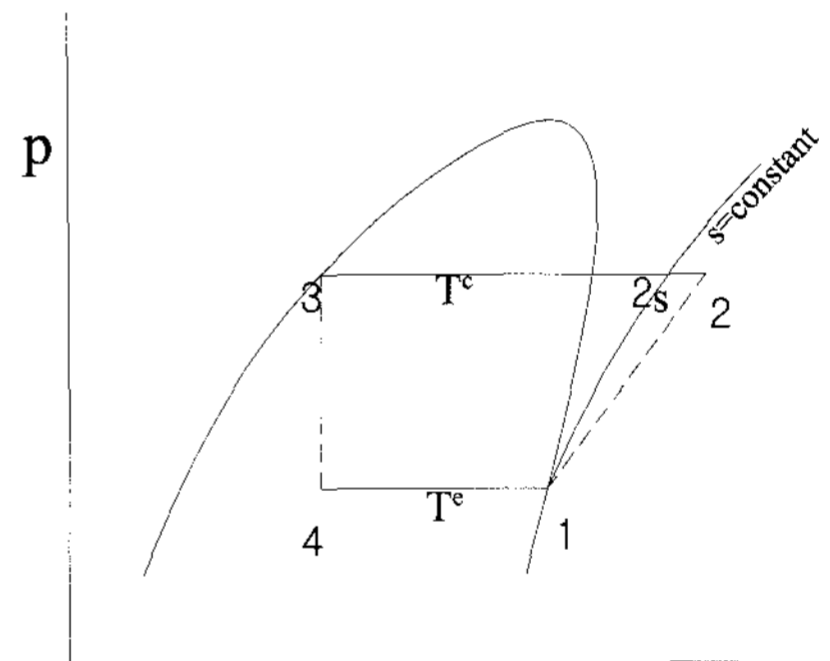


그림 2. 열펌프 사이클의 p-h 선도

표 1. 시스템 파라미터들의 기본값

T_u	ΔT_u	ΔT_w	ΔT_c
303.15 K	10 K	10 K	4 K
ΔT_e	T_o	P_o	η_{mc}
15 K	290 K	101.3 kPa	60%

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

$$\Delta T_u = T_{w1} - T_u \quad (3)$$

$$\Delta T_w = T_{w2} - T_{w1} \quad (4)$$

$$\Delta T_c = T_c - T_{w2} \quad (5)$$

$$\Delta T_e = T_o - T_e \quad (6)$$

를 나타낸다. 또한 표 1에서 T_o, p_o 는 각각 사상태의 온도와 압력, η_{mc} 는 모터-압축기 유닛의 단열압축효율이다. 표 1의 열펌프에 관한 파라미터의 값들은 현재 유통되고 있는 공기-물 열펌프 시스템(Model : NGAW-HC012H1, 뉴그린테크)의 성능을 기준으로 정하였고, 공기-물 열펌프 시스템은 연중 사용되고 있는 점을 고려하여 상태 온도 T_o 는 연중 평균 온도에 가깝게 정하였다.

표 2. 그림 1의 각 상태에 따른 상태량 (표 1 기준)

State	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.k)	ex _f (kJ/kg)
1	275.0	528.3	250.6	0.9242	44.3
2	375.3	2126.0	309.1	0.9888	84.1
3	327.2	2126.0	113.5	0.4	59.2
4	275.0	528.3	113.5	0.4256	51.8
Dead state	290.0	101.3	268.8	1.1398	0

표 1의 기본조건하에 그림 1의 각 상태별로 R_{22} 의 상태량 값을 계산하여 표 2에 나타내었다. 표 2의 h_2 의 값은 η_{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 압축으로부터 얻을 수 있는 엔탈피 값이다.

3. 비가역손실 해석

3.1 모터-압축기 유닛(motor-compressor unit)

모터-압축기 유닛에 압축일로 공급된 엑서지는

냉매의 엑서지 증가와 내부의 비가역손실로 전환된다. 여기서 압축일은 전기에너지의 형태로 공급된다. 따라서 모터-압축기 유닛의 비가역손실을 I_{mc} 는 식 (1)로부터 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{I_{mc}}{\dot{m}} = (h_2 - h_1) - (ex_{f2} - ex_{f1}) \quad (8)$$

3.2 응축기(condenser)

응축기에서는 냉매로부터 온수로 열전달이 이루어지며 응축기내의 비가역손실을 I_c 는

$$\frac{I_c}{\dot{m}} = (ex_{f2} - ex_{f3}) - \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}} (ex_{fw2} - ex_{fw1}) \quad (9)$$

여기서 ex_{fw} 는 온수의 유동엑서지이며 물과 냉매의 유량비인 \dot{m}_w / \dot{m} 은 다음 식으로부터 구할 수 있다.

$$\dot{m}(h_2 - h_3) = \dot{m}_w c_w \Delta T_w \quad (10)$$

식 (10)에서 c_w 는 물의 비열이다.

3.3 팽창기구(expansion device)

팽창기구에서는 엑서지 파괴만이 발생되며 따라서 팽창기구의 비가역손실을 I_{exp} 는

$$\frac{I_{exp}}{\dot{m}} = ex_{f3} - ex_{f4} \quad (11)$$

3.4 증발기(evaporator)

증발기는 사상태인 외부공기로부터 열에너지를 흡수하고 외부공기는 다시 사상태로 방출되므로 증발기 입, 출구의 냉매 엑서지 차이는 전부 비가역손실이 된다. 따라서 증발기의 비가역손실 I_e 는

$$\frac{I_e}{\dot{m}} = ex_{f4} - ex_{f1} \quad (12)$$

3.5 팬(fan)

증발기 열전달의 5%로 가정한 팬 동력은 전부 비가역손실이 되며 따라서 팬의 비가역손실 I_f 는

$$\frac{I_f}{\dot{m}} = 0.05(h_4 - h_3) \quad (13)$$

3.6 사용시스템(utilization system)

사용시스템에서 온수로부터 전달된 엑서지는 사용온도 T_u 의 엑서지로 전환되므로 사용시스템의 비가역손실 I_u 는

$$\frac{I_u}{\dot{m}} = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}} \left[(ex_{fw2} - ex_{fw1}) - c_w \Delta T_w \left(1 - \frac{T_u}{T_o}\right) \right] \quad (14)$$

3.7 총동력

총동력 \dot{w}_{tot} 는 모터-압축기 유닛의 동력 \dot{w}_{mc} 와 팬동력 \dot{w}_f 의 합으로 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\dot{w}_{tot}}{\dot{m}} = (h_2 - h_1) + 0.05(h_1 - h_4) \quad (15)$$

4. 시스템의 성능

본 연구에서는 엑서지 효율 ϕ 와 성능계수 COPH로 열펌프 시스템의 성능을 나타내고자 하며 ϕ 와 COPH는 각각 다음과 같이 표현된다.

$$\phi = \frac{(h_2 - h_3)(1 - T_o/T_u)}{W_{tot}/\dot{m}} \times 100 \quad (16)$$

$$COPH = \frac{h_2 - h_3}{W_{tot}/\dot{m}} \quad (17)$$

여기서 ϕ 는 %로 표현되며 ϕ 와 COPH는 다음

의 관계를 갖는다.

$$\phi = COPH(1 - T_o/T_u) \times 100 \quad (18)$$

표 1의 값들을 기준으로 그림 1의 각 상태에 따른 상태량값이 계산되어 표 2에 나타나 있다. 표 2의 값들과 식 (8)-(14)를 이용하여 계산한 냉매 단위질량당 부품별 비가역손실 i 와 i 의 총동력에 대한 백분율 $i\%$, 식 (16)과 (17)에 의하여 계산한 ϕ 와 COPH가 표 3에 정리되어 있다.

표 3에서 열펌프의 성능을 보면 COPH = 2.99로 투입된 전기에너지의 약 3배에 달하는 에너지가 사용시스템으로 전달된 것으로 나타나며 따라서 에너지를 양적인 관점에서만 볼 때 상당한 이득을 얻은 것으로 보인다. 그러나 동일한 현상에 대한 제2법칙 성능인 ϕ 는 13%밖에 되지 않는다. 즉, 투입된 엑서지 중 87%가 소멸되고 13%만이 최종 사용시스템에 전달된 것이다. 여기서 소멸된 87%의 엑서지가 각각 어느 부품에서 얼마나 소멸되었는가를 계산하는 것이 비가역손실 해석이며 이것은 표의 $i\%$ 로부터 읽을 수 있다. 표 3에서 보면 모터-압축기 유닛에서는 투입된 엑서지의 약 30%가 소멸되며 나머지 부품에서 약 10~12%씩 비교적 고르게 분산되어 소멸된다.

표 3. 각 부품별 비가역손실 및 시스템 성능
(작동조건 : 표 1)

Component	Irreversibility	
	i(kJ/kg)	i% (% of W_{tot}/\dot{m})
Motor-Compressor unit	18.7	28.7
Condenser	7.6	11.6
Expansion device	7.4	11.4
Evaporator	7.5	11.4
Fan	6.9	10.5
Utilization System	8.8	13.5
<u>Performance</u>		
COPH = 2.99, ϕ = 13.0%		

모터-압축기 유닛의 성능은 단열압축효율 η_{mc} 에 좌우되며 따라서 η_{mc} 의 값이 열펌프 성능에 매우 큰 영향을 미침을 알 수 있다. 그러나 모터와 압축기효율의 곱으로 표현되는 η_{mc} 의 값은 고효율 모터와 고효율 압축기의 제작기술에 관계되는 것으로 표 1에서 기준한 $\eta_{mc}=60\%$ 는 이미 상당히 향상된 성능이며 그 개선의 여지가 많지 않다. 모터-압축기 유닛을 제외한 기타 부품에서 나타나는 비가역손실은 주로 온도차에 따른 열전달과 불구속 팽창의 결과이다. 여기서 온도차는 표 1의 ΔT_u , ΔT_w , ΔT_e 이며(응축기의 온도차 $\Delta T_c=4K$ 는 판형열교환기에 의하여 이미 상당히 향상된 결과이므로 여기서는 논의 하지 않는다.) 사용온도 T_u 또한 사용시스템의 비가역손실에 영향을 주는 주요 요인이 된다.

표 4. 부품별 비가역손실에 관한 η_{mc} 의 영향
(작동조건 : η_{mc} 를 제외한 표 1 기준)

η_{mc}	50	60	70
parameter			
$i\%_{mc}$	35.8	28.7	21.4
$i\%_c$	12.2	11.6	11.4
$i\%_{exp}$	9.6	11.4	13.0
$i\%_e$	9.7	11.4	13.1
$i\%_f$	8.9	10.5	12.0
$i\%_u$	12.1	13.5	14.8
$\Phi(\%)$	11.7	13.0	14.25
COPH	2.69	2.99	3.29

4.1 단열압축효율의 영향

표 4에서는 표 1 기준의 작동조건에서 η_{mc} 만을 변화시켜 가면서 시스템 성능을 검토하였다. 여기서의 하첨자 mc, c, exp, e, f, u 는 각각 모터-압축기 유닛, 응축기, 팽창기구, 증발기, 핸 그리고 사용시스템을 의미한다. 이 표에서 보면 한 부품내의 비가역 요인을 변화시켰다고 하여 그 영향이 그 부품내로 한정되는 것은 아님을 알 수 있

다. 즉, 열펌프 시스템의 각 부품들은 서로 유기적으로 연결되어 있어 한 부품내의 비가역요인의 변화는 그 부품에서 가장 큰 영향을 미치게 되나 기타 부품의 성능에도 어느 정도의 영향을 주는 것으로 나타났다. 즉, 이 표에서 보면 η_{mc} 의 증가는 모터-압축기 유닛의 비가역손실을 대폭 감소시키나 기타 부품에도 영향을 주며 따라서 응축기를 제외한 기타 부품에서 다소 손실을 증가시키는 것으로 나타났다. 여기서 η_{mc} 1% 증가당 COPH는 약 0.03 증가해 나가고 있으며 Φ 는 식 (18)의 관계에 의하여 COPH와 함께 증가한다.

4.2 온도차에 따른 비가역손실의 변화

모터나 압축기의 성능향상 보다는 열전달계수

표 5. 부품별 비가역손실 백분율 및 시스템 성능에 관한 ΔT_u 의 영향(작동조건 : ΔT_u 를 제외한 표 1 기준)

ΔT_u	15	10	5
parameter			
$i\%_{mc}$	28.5	28.7	28.8
$i\%_c$	11.1	11.6	12.3
$i\%_{exp}$	12.7	11.4	10.0
$i\%_e$	10.2	11.4	13.0
$i\%_f$	9.3	10.5	11.9
$i\%_u$	16.3	13.5	9.9
$\Phi(\%)$	12.0	13.0	14.1
COPH	2.76	2.99	3.26

표 6. 부품별 비가역손실 백분율 및 시스템 성능에 관한 ΔT_w 의 영향(작동조건 : ΔT_w 를 제외한 표 1 기준)

ΔT_w	15	10	5
parameter			
$i\%_{mc}$	28.5	28.7	28.8
$i\%_c$	13.0	11.6	9.9
$i\%_{exp}$	12.7	11.4	10.0
$i\%_e$	10.2	11.4	13.0
$i\%_f$	9.3	10.5	11.9
$i\%_u$	14.4	13.5	12.3
$\Phi(\%)$	12.0	13.0	14.1
COPH	2.76	2.99	3.26

또는 전열면적을 증가시켜 온도차를 줄이는 것이 실제로 훨씬 더 용이하다. 표 5에서는 ΔT_u 를 제외한 표 1의 작동조건을 기준으로 하되 ΔT_u 를 15K, 10K, 5K로 변화시키며 이에 따른 부품별 비가역손실 백분율 $i\%$ 를 나타내었다. 표에서 보면 ΔT_u 의 감소에 따라 사용시스템 내에서 생성

표 7. 부품별 비가역손실 백분율 및 시스템 성능에 관한 ΔT_e 의 영향(작동조건 : ΔT_e 를 제외한 표 1 기준)

parameter \ ΔT_e	20	15	10
$i\%_{mc}$	28.7	28.7	28.6
$i\%_c$	11.6	11.6	11.8
$i\%_{exp}$	12.2	11.4	10.5
$i\%_e$	13.8	11.4	8.4
$i\%_f$	9.3	10.5	11.9
$i\%_u$	12.5	13.5	14.7
$\phi(\%)$	12.0	13.0	14.1
COPH	2.77	2.99	3.26

되는 손실이 가장 많이 감소되며 기타 부품에서도 다소의 증감효과는 있는 것으로 보인다. 표 6에서는 ΔT_w 를 변화시켜 보았으며 이에 따른 주요 영향은 응축기에서 나타나고 표 7로부터는 ΔT_e 의 영향을 증발기에서 주로 받고 있음을 알 수 있다.

표 5~7을 통하여 보면 온도차를 줄임에 따라 전반적인 비가역손실은 감소되며 엑서지효율과 COPH는 향상됨을 알 수 있다. 더욱이 흥미로운 것은 각 온도차에 따른 부품별 손실 분포는 달라지나 전체적인 성능변화는 ϕ 와 COPH에서 동일하게 나타난다는 점이다. 본 연구에서 조사된 범위 내에서 보면 온도차 1K 감소에 따른 성능증가는 대략 ϕ 에서 0.21%, COPH에서 0.05로 나타났다.

4.3 사용온도의 영향

표 8에서는 사용온도에 따른 비가역손실 및 시스템 성능을 검토하였다. 표에서 보는 바와 같이 사용온도의 변화는 사용시스템의 비가역손실에서 가장 큰 영향을 나타내나 기타 부품에서도 어느정도 영향을 주는 것으로 나타났다. 단 여기서 주의할 점은 사용온도의 영향이 ϕ 와 COPH에서 서로 반대로 나타났다는 점이다. 즉, T_u 를 감소시키면 ϕ 는 감소하나 COPH는 증가한다. 이것은 ϕ 에서는 에너지의 질이 고려되나 COPH에서는 에너지의 양만이 고려되기 때문이다. 즉, COPH에만 관심을 갖는다면 열펌프는 저온도 응용분야일수록 더욱 유리하다는 것을 알 수 있으며 여기서도 사용온도 1K 감소당 COPH 증가는 0.05로 나타났다.

표 8. 부품별 비가역손실 백분율 및 시스템 성능에 관한 T_u 의 영향(작동조건 : T_u 를 제외한 표 1 기준)

parameter \ T_u	308.15	303.15	298.15
$i\%_{mc}$	28.5	28.7	28.8
$i\%_c$	11.1	11.6	12.3
$i\%_{exp}$	12.7	11.4	10.0
$i\%_e$	10.2	11.4	13.0
$i\%_f$	9.3	10.5	11.9
$i\%_u$	12.1	13.5	15.1
$\phi(\%)$	16.3	13.0	8.9
COPH	2.76	2.99	3.26

5. 결 론

본 연구를 통하여 열펌프에 투입된 동력의 약 86~88%가 시스템 내에서 소멸됨을 알았다. 이 중 약 30%의 소멸은 모터-압축기 유닛에서 이루어지며 나머지 소멸은 기타 부품에서 비교적 균일하게

분산된다. 이와 같은 소멸을 비가역손실이라 하며 이러한 비가역손실을 감소시키기 위해서는 비가역이 되는 요인을 감소시켜야 한다. 즉, 모터-압축기의 성능을 향상시키거나 또는 열전달에 따른 온도차를 감소시키는 것이다. 본 연구의 조사범위 내에서 보면 COPH값의 향상은 η_{mc} 1% 증가시 0.03, 또는 온도차 1K 감소시 0.05 수준으로 이루어진다. 여기서 온도차는 증발기, 응축기, 사용 시스템 내에서 발생하는 ΔT_e , ΔT_w , ΔT_u 를 의미한다. 또한 엑서지효율은 COPH와 비례하여 식 (17)에 따라 이루어진다.

일반적으로 열펌프의 활용도는 사용온도가 낮을수록 유리한 것으로 인식되고 있다. 이러한 인식은 COPH의 관점에서는 올바른 견해이나 엑서지효율 면에서 보면 그 반대가 됨을 본 연구결과를 보여준다. 또한 여기서도 사용온도 1K 감소에 따라 COPH는 0.05 증가하는 것으로 나타났다.

후 기

이 논문은 2005년도 충북대학교 학술연구 지원사업의 연구비 지원에 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. Moran, M. J. and Shapiro, H. N., 2000, Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 4th ed., John Wiley & Sons, pp. 313~359.