

동특성을 고려한 열펌프의 엑서지 해석

Exergy analysis of heat pump in consideration of its dynamic response

장 기 태*, 남 관 우*, 정 상 권**
K. T. Jang, K. W. Nam, S. Jeong

Key words : Exergy(엑서지), Dynamic response(동특성), Heat pump(열펌프)

Abstract

A multi-type heat pump controls the mass flow rate of the working fluid to cope with variable heat loads when it is under dynamic load condition. This paper describes the exergy analysis associated with the dynamic response of heat pump. First, a basic heat pump cycle is examined at steady state to show the general trends of exergy changes in each process of the cycle. Entropy generation issue in the exchangers is discussed to optimize the heat pump cycle. Second, the performance of the inverter-driven heat pump is compared to that of the conventional one when the heat load is variable. Third, the exergy destruction rate associated with the ON/OFF operations of the heat pump is calculated by simulating the thermodynamic states of the condenser and the evaporator. The inefficiency of the ON/OFF operation during the transient period is quantitatively revealed by the exergy analysis.

1. 서 론

최근 복합 중·소형 건물의 냉·난방을 위해서 열펌프(heat pump)를 이용한 공조 시스템에 대한 관심이 커지고 있다. 열펌프는 하나의 기계장치로 냉방과 난방 부하를 모두 담당할 수 있고, 냉매가 공조를 목적으로 하는 실내 공기와 상대적으로 작은 온도차를 갖고 직접 열교환을 할 수 있기 때문에, 열교환기에서의 엔트로피 생성(entropy generation)이 적고 전체 에너지 효율이 높은 장점이 있다.⁽¹⁾

열역학적 관점에서 본 열펌프는 압축기, 응축기, 팽창기, 증발기로 구성되는 냉동기를 작동 온도 범위만 변이시켜 난방이 요구되는 조건에서 온도가 낮은 외부로부터 열을 흡수하여 목적하는 실내로 방출하도록 만든 장치이다.

멀티형 열펌프의 특징은 여러 종류의 열펌프 중에서 특히 중·소형 건물에 대하여 개별 공간마다의 독립적인 공조가 용이하고, 압축기에서 냉매를 직접 각 공간마다 보낼 수 있다는 것이다. 특히 인버터를 사용한 멀티형 열펌프는 압축기의 회전수를 제어하여 냉매유량을 조절하는 에너지 절약형 공조 기기이다.^(2,3) 앞으로 에너지 문제가 더욱 심각해지는 것에 대비하여 위와 같은 멀티형 열펌프의 작동

* 한국과학기술원 대학원

** 한국과학기술원

성능에 대한 기본적 연구가 시급히 선행되어야 할 것이다.

본 논문에서는, 먼저 정상상태(steady state)에서 열펌프의 대표적인 기본 사이클(base-line cycle)을 구성하고 각 구성 요소에서 발생하는 엑서지 손실을 고찰하며 가변제어 기능을 고려하기 위하여, 인버터가 있는 열펌프와 인버터가 없는 열펌프가 가변부하에 대하여 상대적으로 어떠한 열역학적 사이클을 구성하며 작동하는지 알아보았다. 한편 인버터가 없는 기존의 열펌프에서 매번 ON/OFF 과정시에서 손실되는 엑서지를 계산하여 그 비효율성을 정량적으로 나타내었다. 또한, 열펌프의 최적화를 위하여 응축기와 증발기에서 열전달 과정과 압력손실에 관계되는 엔트로피 생성 효과를 고려하였다.⁽⁴⁾

2. 정상상태의 엑서지 해석

2.1 기본 사이클

엑서지 해석을 위하여 겨울철 실내 열교환기에서 팬의 회전수를 조절함에 따라 난방 부하가 변하는 경우를 가정하였다. 우선 난방 부하가 5000W일 때에 대하여 냉매의 열역학적 상태량을 전산화하여 주어진 조건에서 최적화된 기본 사이클을 구성하였다.

〈기본 사이클을 구하기 위한 가정들〉

- ① 냉매 : R-22
- ② 팽창 밸브 입구 : 포화 액체
- ③ 압축기 입구 : 포화 기체
- ④ 압축기의 압축비 : 7.0
- ⑤ 압축기의 등엔트로피 효율 : $\eta_{COMP}=0.8$
- ⑥ 응축부 입구의 공기 온도 : 20 °C
- ⑦ 응축부 출구의 공기 온도 : 40 °C
- ⑧ 증발부 입구의 공기 온도 : 0 °C
- ⑨ 응축부에서의 UA값 : 300.3 W/°C
- ⑩ 증발부에서의 UA값 : 300.0 W/°C
- ⑪ 응축기 전열량(난방부하) : 5,000 W
- ⑫ 냉매의 압력손실 무시

이상에서 열거한 조건들로부터 Fig.1과 같은 계

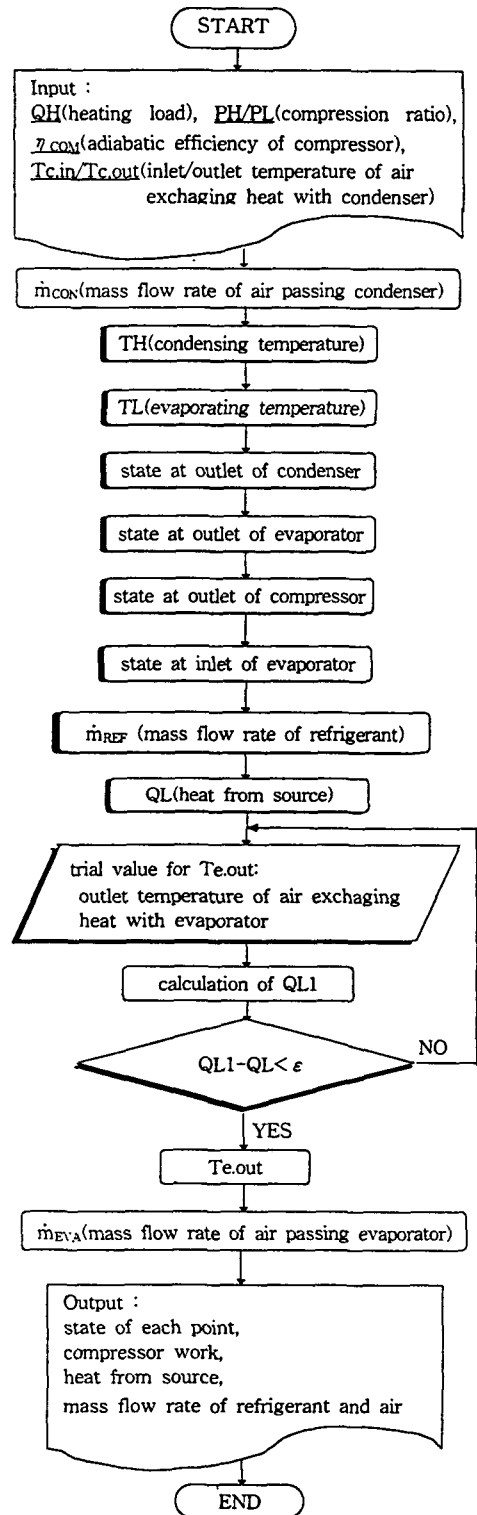


Fig.1 Simulation flow chart for basic cycle

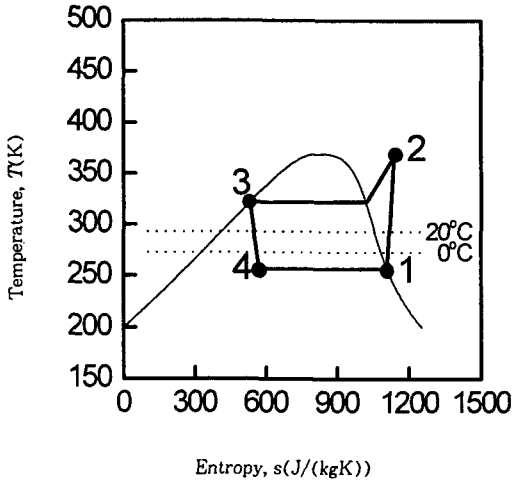


Fig.2 Temperature-entropy diagram of the basic heat pump cycle

산 과정을 거쳐서 열펌프의 열역학적 기본 사이클을 구하였다. 이를 온도-엔트로피 선도에 나타내면 Fig.2와 같다. 압축기에서 점 1의 상태에서부터 점 2의 상태로 압축된 냉매는 응축부에서 공기와 열교환을 한 후에 점 3의 상태로 응축이 된다. 이후에 팽창 밸브를 통하여 점 4의 상태로 팽창과정을 거치고, 증발부에서 공기와 열교환을 한 후에 점 1의 상태로 되면서 한 번의 사이클 과정을 마치게 된다.

Fig.2에서 점선으로 나타내어진 두 선들은 각각 응축부와 증발부에서 냉매와 열교환을 하는 공기의 입구 온도를 나타낸다.

2.2 엑서지 해석

먼저 앞에서의 기본 사이클에 대하여 정상 상태 일 때 각 작동점에서의 질량당 엑서지값을 구하였다. 단위 질량당 엑서지값은, 각 작동점의 상태에 있는 유체가 주위와 평형을 이루는 상태로 될 때까지의 최대 가역일로서 다음과 같이 계산되었다.⁽⁵⁾

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (1)$$

- 여기서,
- ex : 단위 질량당 엑서지
- T_0 : 기준 평형 온도
- h : 각 작동점에서의 단위 질량당 엔탈피

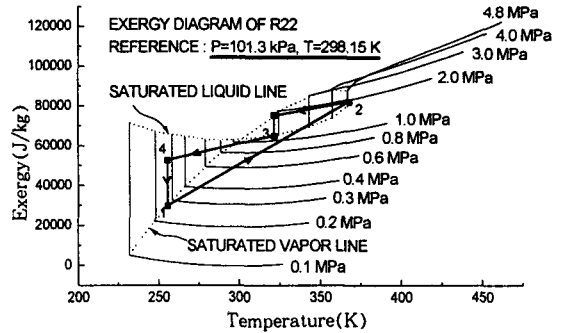


Fig.3 Exergy-temperature diagram (reference temperature : 25°C)

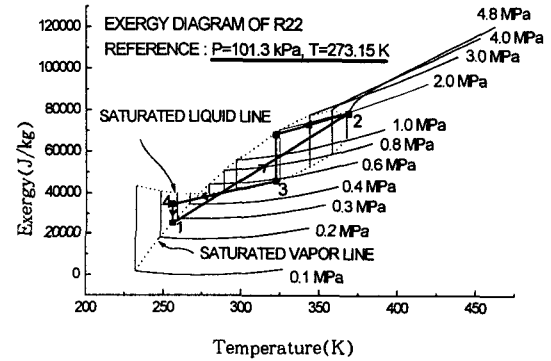


Fig.4 Exergy-temperature diagram (reference temperature : 0°C)

- h_0 : 기준 평형 상태에서의 단위 질량당 엔탈피
- s : 각 작동점에서의 단위 질량당 엔트로피
- s_0 : 기준 평형 상태에서의 단위 질량당 엔트로피

사실상 엑서지 값은 기준 평형 상태의 설정에 따라 그 값이 달라지는데, 일반적인 엑서지 해석에서 사용하는 25°C, 1기압조건과, 본 연구의 기본 사이클의 외기조건에 해당되는 0°C, 1기압에 대하여 모두 엑서지 변화를 계산하여 보았다.

Fig.3과 Fig.4에서 알 수 있듯이 압축과정에 의하여 냉매가 외부로부터 일의 형태로 받아들인 엑서지는 응축기, 팽창기, 증발기에서 점차적으로 손실된다.^(6,7) 여기서 주의할 점은, Fig.3과 Fig.4의 비교에서부터 알 수 있듯이 동일한 열역학 사이클에 대하여서도 기준 평형 상태의 선택에 따라서 상대적인 엑서지 손실 비율이 달라진다는 것이다.

Table 1 Change of exergy in heat pump(reference state : 25°C, 1atm)

component	exergy of refrigerant (kJ/kg)		change of exergy for refrigerant (kJ/kg) (outlet-inlet)	change of exergy for air (kJ/kg) (outlet-inlet)
	inlet	outlet		
Compressor	29.5	81.8	52.3	
Condenser	81.8	64.5	-17.3	0.3
Expansion device	64.5	52.3	-12.2	
Evaporator	52.3	29.5	-22.8	1.4

Table 2 Change of exergy in heat pump(reference state : 0°C, 1atm)

component	exergy of refrigerant (kJ/kg)		change of exergy for refrigerant (kJ/kg) (outlet-inlet)	change of exergy for air (kJ/kg) (outlet-inlet)
	inlet	outlet		
Compressor	25.1	78.3	53.2	
Condenser	78.3	45.7	-32.6	1.98
Expansion device	45.7	34.5	-11.2	
Evaporator	34.5	25.2	-9.3	0.28

더 정확한 수치를 Table 1과 Table 2에서 볼 수 있는데, 열펌프의 엑서지 해석에서는 외기 조건을 기준 평형 상태로 선택하는 것이 타당하므로, 난방 부하가 요구되는 겨울철에는 0°C의 외기 온도를 기준 평형 상태로 선택하는 것이 타당하다. Table 2의 결과가 나타내듯이 응축기에서의 엑서지 손실이 전체 사이클 엑서지 손실 중 최고(61%)를 나타냄을 알 수 있다. 팽창기에서의 엑서지 손실은 본질적인 등엔탈피 과정에서 수반되는 비가역성에 의한 것인데 극저온 냉동 시스템이 아닌 경우에는, 전체 사이클에서 차지하는 비중이 크지 않으며, 응축기와 증발기에서 발생하는 엑서지 손실은 열교환기의 크기(UA값)에 따라 크게 좌우된다.

냉매의 엑서지는 한 사이클을 거치는 동안 아무 변화없이 제자리로 오지만 냉매와 열교환을 하는 공기는 냉매가 사이클을 한 번 완료하게 되는 동안 응축기와 증발기에서 엑서지 값이 각각 증가하게 된다. 즉, 응축기와 증발기에서는 공기와의 열교환을 통하여 엑서지 값이 변화하게 되는데, 냉매의

엑서지 감소가 공기의 엑서지 증가보다 크기 때문에 결국은 열교환기들에서는 엑서지의 감소를 발생 시키게 된다. 이들 엑서지의 감소는 열교환기에서의 엔트로피 발생을 나타낸다고도 할 수 있기 때문에, 엔트로피 발생이 최소화되도록 열교환기는 설계되어야 할 것이다.

단상에서 열교환을 하는 일반 열교환기에서의 생성 엔트로피와는 달리 응축기와 증발기에서는 열교환이 이루어질 때 냉매의 상변화가 수반되므로 이때의 압력 손실은 단상의 경우보다 상당히 크다. 그러므로 압력 손실에 의하여 발생하는 생성 엔트로피의 양은 유한 온도차에 의한 열전달 과정시에 생성되는 엔트로피에 비하여 무시되어서는 안된다.

Fig.5와 Fig.6은 직경이 12.7mm인 단일관으로 이루어진 열교환기에 대하여, 사용된 재료와 관련된 경제적인 면은 고려하지 않고 열역학적인 측면에서 이러한 생성 엔트로피를 계산한 결과이다. $S_{A,T}$ 는 열전달 과정에서 발생하는 비가역성에 의한 생성 엔트로피이며, $S_{\Delta P}$ 는 압력 강하에 의한 생성

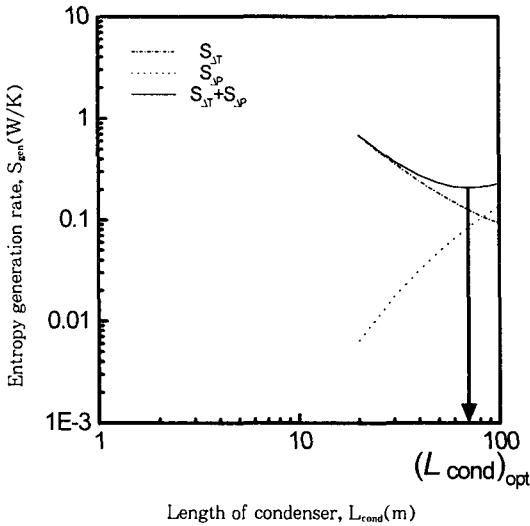


Fig.5 Variation of entropy generation for different length of condenser

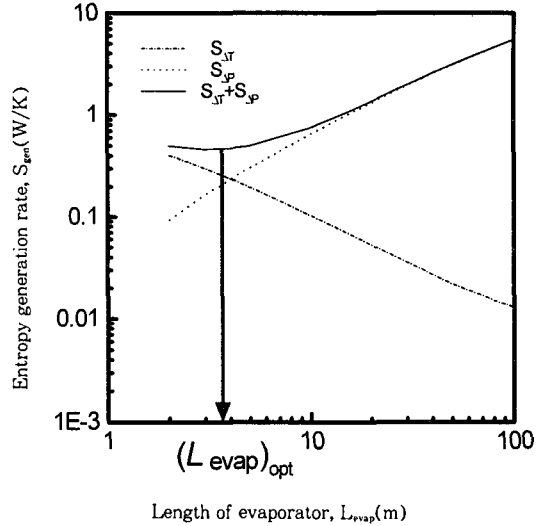


Fig.6 Variation of entropy generation for different length of evaporator

엔트로피이다. 그림에서 볼 수 있듯이 열교환기의 길이가 길어질수록 압력 강하는 증가하여 압력손실에 의한 생성 엔트로피는 증가하고, 반면에 열전달이 이루어지는 길이(면적)가 증가함에 따라서 온도차에 의한 생성 엔트로피는 감소하게 된다. 따라서 총생성 엔트로피값이 최소가 되는 길이 L_{opt} 가 존재하게 되고, 이 길이를 기준으로 열교환기가 설계되는 것이 전체 사이클을 효율적으로 만드는 것이다.

Fig.5에서 응축기의 길이가 20m 미만의 경우에 대해서는 응축기의 길이가 감소함으로 인하여, 주어진 난방 부하(5,000W)에 대하여 공기 온도와 응축기 내부의 냉매 온도의 차이가 커지게 되고, 결국 냉매의 온도가 임계점을 넘어서서 비현실적인 사이클이 구성되므로 생성 엔트로피를 계산하지 않았다. 그리고 총생성 엔트로피의 값이 최소가 되는 최적의 길이가 응축기에 비해서 증발기가 더 작은 이유는, 증발기 내부 냉매의 비체적이 응축기의 경우보다 훨씬 크므로 압력 강하로 인한 생성 엔트로피의 값이 더 크기 때문이다.

2.3 부하 변동과 열펌프 사이클

외기의 온도가 변하거나 혹은 실내에서의 부하

변동이 필요한 경우에는 부하를 적절히 조절하여야 하기 때문에, 멀티형 열펌프에서는 부하 변동에 따른 동작 특성이 매우 중요하다. 이를 위해 겨울철에는 실내 열교환기인 응축부에서의 공기 유량을 인위적으로 변화시켜 난방 부하를 조절하게 된다.

난방 부하가 변할 때 인버터가 있는 경우와 없는 경우에 있어서 열펌프 사이클은 각각 다르게 변화된다. 인버터가 있는 경우에는 부하 변동에 따라 냉매 유량의 조절이 가능한데 이는 인버터를 이용하여 압축기의 회전수를 변화시킴으로써 압축기에서의 냉매유량을 변화시킬 수 있기 때문이다. 반면에 인버터가 없는 경우에는 부하가 변하여도 냉매의 유량이 일정하다. 그리고 인버터가 있는 경우에는, 기본 사이클에서 가정하였던 팽창 밸브 입구와 압축기 입구의 포화 상태, 그리고 응축부에서의 공기의 입·출구 온도(20℃·40℃)를 유지하기 위하여 냉매 유량의 변화와 함께 증발부에서의 공기 유량도 변화되어야 한다.

이와 같은 사항들을 고려하여 인버터가 있는 경우와 인버터가 없는 경우에 대하여 난방 부하의 변동에 따라서 열펌프 사이클이 어떻게 변화되는지를 계산을 통하여 살펴보았다.

(1) 열교환기에서 총괄 열전달 계수 UA에 대한 가정

부하 변동이 있을 경우에 응축기와 증발기에서의 UA값들의 변화는 다음과 같은 가정하에 계산되어 졌다.

① 열교환기 내부의 냉매측 열전달 계수는 공기의 열전달 계수보다 훨씬 커서 UA값의 변화에 큰 영향을 미치지 않는다.

$$U_o A_o = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o}} \quad (2)$$

$$\approx h_o A_o (\leftarrow h_i \gg h_o)$$

② 열교환기의 내부 열전달 면적과 외부 열전달 면적은 거의 동일하다.

$$U_o A_o \approx U_i A_i \approx UA \quad (3)$$

③ UA는 냉매의 온도와 열교환 유체인 공기의 온도 변화에는 영향을 받지 않는다.

$$U_o = U_o(\dot{m}_{air}, T) \approx U_o(\dot{m}_{air}) \quad (4)$$

④ 공기의 열전달 계수는 공기의 질량 유량에 따라서 다음과 같이 변화한다.

$$U \propto (\dot{m}_{air})^{0.8} \quad (5)$$

(2) 인버터가 있는 경우의 부하 변동

인버터의 구동으로 인하여 압축기에서의 회전수가 변화할 때 냉매의 질량 유량과 함께 압축기에서의 압축비도 변하게 된다. 부하가 변할 때 형성되는 새로운 정상 상태의 사이클을 구하기 위하여 냉매의 질량 유량과 압축비가 모두 회전수의 변화에 대하여 선형적으로 변화함으로써, 결국 압축비는 질량 유량에 선형적으로 비례한다는 가정을 하였다.⁽⁸⁾

이와 같은 가정하에 난방 부하가 4,000W, 6,000W로 변하는 경우에 대하여 열펌프 사이클들을 구하여 Fig.7과 Fig.8에 나타내었다. 그림들에서 알 수 있듯이 부하가 변하는 경우에 냉매의 응축 온도는 증발 온도에 비하여 거의 변함이 없다. 이는 응축부에서의 공기의 출구 온도는 일정한 반면에 증발부에서의 공기의 출구 온도는 압축기에서 주어지는

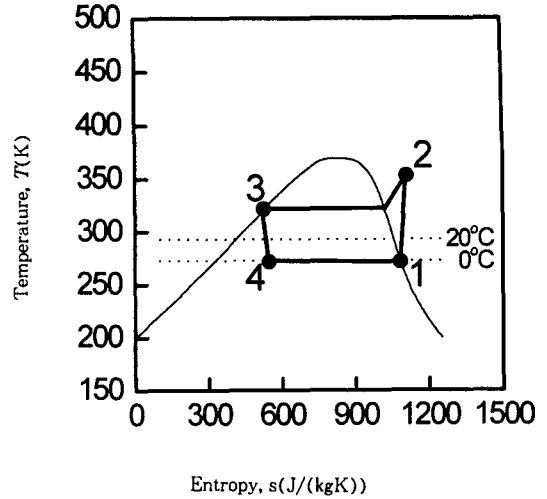


Fig.7 Cycle for different heating load with inverter($Q_H=4,000W$)

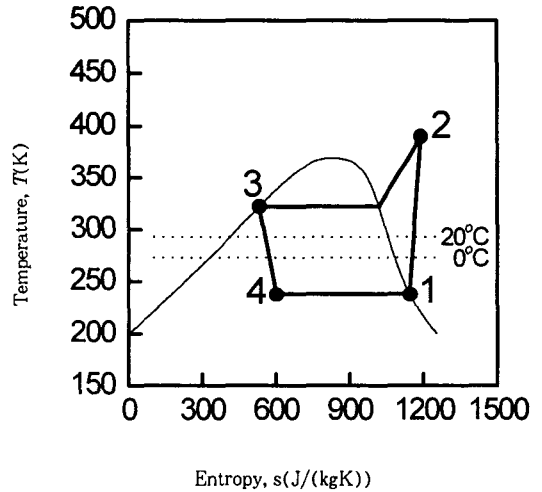


Fig.8 Cycle for different heating load with inverter($Q_H=6,000W$)

압축비의 변화로 인하여 달라지기 때문이다.

특히 Fig.7에서와 같이 부하가 작은 경우에는 냉매 유량의 감소로 인하여 압축기에서의 압축비가 작아지게 되고, 증발기 내부의 냉매 온도는 외부 공기의 온도와 거의 같아져서 열펌프 작동시에 한계 조건이 된다. 하지만 이는 뒤에 나오게 되는 인버터가 없는 경우에 비해서는 넓은 범위의 작동 가능한 부하에 해당된다. 그리고 부하가 변할 때 증

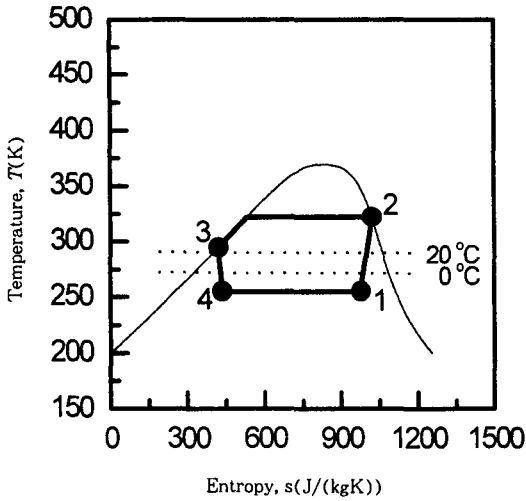


Fig.9 Cycle for different heating load without inverter($Q_H=4,700W$)

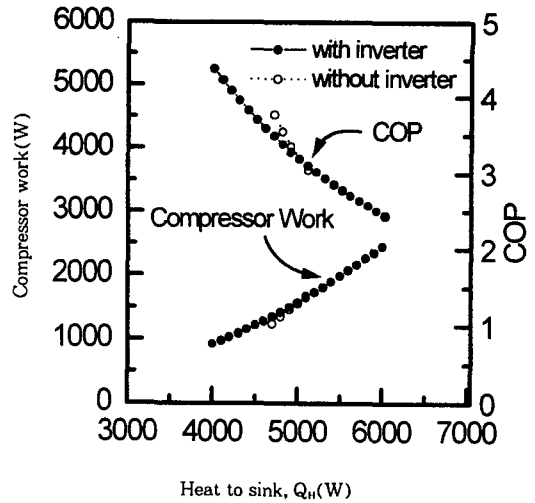


Fig.11 Variation of the compressor work and COP for different heating load

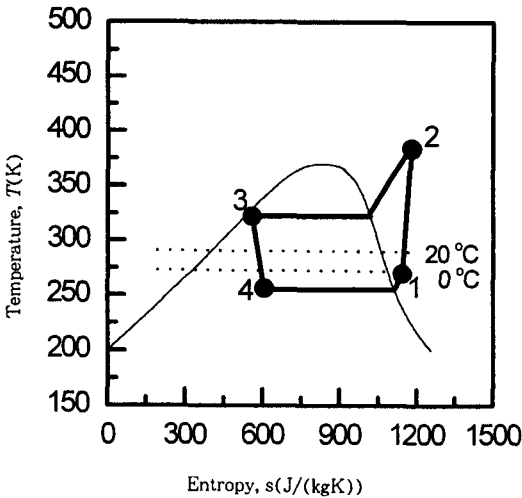


Fig.10 Cycle for different heating load without inverter($Q_H=5,100W$)

발부에서의 공기 유량은, 크게 변하는 냉매의 온도와 공기의 출구 온도 때문에 응축부에서보다 그 변화의 폭이 크게 조절되어야 한다는 것을 본 계산을 통하여 알 수 있었다.

(3) 인버터가 없는 경우의 부하 변동

냉매 유량과 증발기의 공기 유량을 기본 사이클에서 구하여진 값으로 고정시킨 후에 난방 부하를 변화시켰을 때의 대표적인 사이클들을 Fig.9와

Fig.10에 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 부하 변동에 대하여 사이클의 모양이 상당히 달라지는 것을 알 수 있다. 이는 일정한 냉매 유량과 일정한 증발부 공기 유량의 조건에서, 압축기 입구 압력과 팽창 밸브 출구 압력이 평형을 이루고, 또한 압축기 출구 압력과 팽창 밸브 입구 압력이 평형을 이루도록 사이클이 변화된 것이다. 응축기와 증발기가 역류형 열교환기라는 가정에서 사이클의 점 3과 점 1은 그와 열교환을 하는 공기 입구의 온도에 의하여 제한이 된다.

Fig.9는 난방 부하가 감소하는 경우에 점 3의 온도가 응축부에서의 공기 입구 온도($20^{\circ}C$) 이하로 낮아지기 직전의 상태를 나타내고 있고, Fig.10은 난방 부하가 $5,000W$ 이상으로 증가하는 경우에 점 1의 온도가 증발부에서의 공기 입구 온도($0^{\circ}C$) 이상으로 높아지기 직전의 상태를 나타내고 있다.

이와 같이 인버터가 없는 경우의 열펌프는 연속적인 부하 변동에 따라서 열역학 사이클의 구성이 크게 변경되므로, 인버터가 있는 경우에 비하여 좁은 범위 이외의 부하변동에 대하여는 사이클 구성이 곤란하게 된다. 즉, 본 연구에서 다루고 있는 열펌프에 대하여 인버터가 없는 경우, 연속적으로 작동하는 열펌프의 난방 부하가 약 $4,700W$ 와 $5,100W$

사이에서 제한이 되게 된다.

Fig.11은 난방 부하 4,700W에서 5,100W까지의 상황에 대하여 인버터가 있는 경우와 없는 경우의 열역학적 성능을 비교한 것인데 5,000W 이상에서 인버터가 없는 열역학 사이클의 성능계수(COP)가 감소하는 것을 알 수 있다.

한편, 5,000W 이하에서는 인버터가 없는 열펌프의 성능계수가 인버터가 있는 것보다 크게 나타나는데, 이러한 사이클은 온도-엔트로피 선도에서 볼 수 있듯이 압축기의 입구가 완전히 기체 상태가 아닌 영역으로 존재하므로, 사실상 압축기의 부식 문제 때문에 현실적으로는 제작하지 않는 열펌프 사이클이다. 따라서, 인버터가 없는 경우의 열펌프에서는 난방 부하가 큰 쪽으로 변화할 때 사이클이 크게 변경되는 것을 피하기 위하여 ON/OFF 작동으로써 실내 온도를 조절하여야만 한다.

3. ON/OFF 작동시 엑서지 손실

3.1 해석적 모델

정상 상태로 작동하고 있는 열펌프에서 응축기와 증발기 내부에 존재하는 냉매에 대하여 그 엑서지 값을 구하기 위하여 매순간 유동하는 냉매의 대부

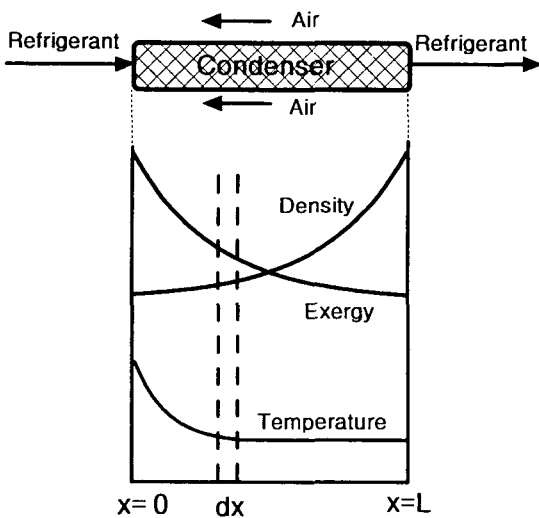


Fig.12 Schematic diagram for the exergy of the refrigerant in the condenser

분이 응축기와 증발기에 있다고 가정하고, Fig.12에서 보는 바와 같이 유한 차분법을 이용하여 미소 길이당 엑서지의 값을 구하여 전 길이에 걸쳐서 합산하는 방법으로 총엑서지의 값을 구하였다.

냉매가 어떠한 기준 평형 상태에 도달하면서 할 수 있는 가역일이 엑서지로 정의되므로, 열펌프의 동특성과 관련하여⁽⁹⁾ ON/OFF 과정시에 열펌프에서는 손실되는 엑서지 값은 그 사이클이 정상 상태와 OFF 상태에서 갖고 있는 엑서지 값을 비교함으로써 알 수 있다.

3.2 ON/OFF 상태에서의 엑서지 비교

본 논문에서는 앞에서 언급한 기준 열펌프 사이클에서 난방 부하가 5,000W, 내경이 11.1mm, 외경이 12.7mm인 조건에 대하여 열펌프 내에 존재하는 총엑서지값을 구하였다. 앞서 2.2절에서 엔트로피 발생을 계산한 결과에서는, 본 논문에서의 기본 사이클의 경우에 주어진 열교환기 형상에서 응축기와 증발기가 각각 70m, 4m일 때가 가장 적절한 길이임을 알 수 있었다. 그러나 ON/OFF 상태에서의 엑서지 값을 비교하는 본 절에서는 계산의 편의상 열교환기 내부의 압력 강하는 고려하지 않고, 응축기와 증발기의 길이를 동일하게 각각 50m로 선택

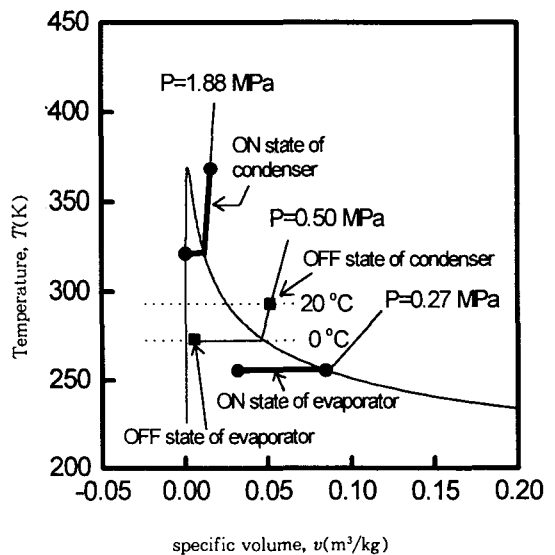


Fig.13 Temperature-specific volume diagram for ON/OFF states

Table 3 Exergy for ON/OFF states

	ON state		OFF state	
	Condenser	Evaporator	Condenser	Evaporator
Mass of refrigerant	0.76kg	0.09kg	0.09kg	0.76kg
Exergy	43.3kJ	3.0kJ	3.7kJ	30.1kJ
Total exergy	46.3kJ		33.8kJ	

∴ Exergy loss between ON/OFF state = 46.3 - 33.8 = 12.5kJ

한 경우에 대하여 계산을 수행하였다. 또한 OFF 상태에서의 엑서지값을 구하기 위하여 다음과 같은 가정을 하였다.

- ① 응축기와 증발기 내부의 냉매는 각각 균일한 상태로 존재한다.
- ② 응축기와 증발기 내부의 냉매 온도는 각각 실내 온도, 외기의 온도와 같아진다.
- ③ 응축기와 증발기 내부 압력은 서로 같다.

이 세가지 조건으로부터 OFF 과정시의 냉매 상태를 구하면 Fig.13과 같이 나타난다. 이들 계산 결과로부터 총엑서지값의 차이를 구한 결과는 Table 3과 같다. 즉, ON/OFF 작동을 하는 열펌프는 매번 OFF 과정을 거칠 때마다 상당한 엑서지의 손실을 수반하게 됨을 알 수 있다.

4. 결 론

본 논문에서는 잠재적으로 부하 변동이 큰 멀티형 열펌프에 대하여 엑서지 해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 열펌프 사이클의 각 상태점에서 엑서지 값들은 기준 평형 상태의 설정에 따라서 크게 다르다. 즉, 열펌프의 경우에는 외부 대기 상태(0°C, 1기압)를 기준으로 엑서지값들을 계산하는 것이 합리적이고 그 결과를 엑서지-온도 선도에 나타냄으로써 사이클 과정동안 냉매의 엑서지 값이 변화해 가는 추이를 알아 볼 수 있었다.

(2) 인버터가 있는 열펌프에서는, 부하 변동에 따라서 초기 설계시 최적화된 기본 사이클에서 크게 벗어나지 않으면서 비교적 넓은 범위에서 사이클을 구성할 수 있는 반면, 인버터가 없는 경우에는 외부 부하 변동에 따라서 연속적으로 작동되는

열펌프의 사이클 형태가 크게 변경되고, 효율도 떨어지므로, 그 작동 범위에도 한계가 있으며 궁극적으로 ON/OFF 제어를 수행하여야만 한다. 멀티형 열펌프의 경우에는 특히 근본적으로 부하의 변동폭이 크기 때문에, 인버터가 반드시 포함되어야 효율적으로 작동할 수 있음을 사이클의 동특성 해석으로부터 알 수 있다.

(3) 열펌프가 ON/OFF 작동을 할 때 사이클 내부의 엑서지값을 구하여 열펌프가 OFF 상태로 되면서 생기는 일의 손실(즉, 엑서지의 손실)을 정량적으로 밝혀내었다. 엑서지 손실을 가져오는 ON/OFF의 작동이 빈번하게 되면 재구동시에 정상 상태까지 도달하는 동안 일의 손실이 많아져서 더 큰 전력의 낭비를 가져오게 된다. 이러한 측면에서 볼 때에 인버터를 사용하는 열펌프는 넓은 부하 변동시에도, ON/OFF 과정에서 발생하는 엑서지 손실을 수반하지 않으므로 효율적인 작동을 할 수 있을 것이다.

(4) 본 논문에서는 기본적인 열펌프의 정상상태를 고려하여 각 상태에서의 엑서지, 엔트로피 값을 계산하고, 부하 변동에 따른 열역학적 사이클 구성, ON/OFF 상태에서의 엑서지 손실 등을 정량적으로 표현하였다. 비록 정상 상태에서의 값들을 구함에 있어서 계산의 간략화를 위하여 냉매의 압력 강하, 냉매의 과열과 과냉, 외기 온도의 변화에 따른 냉매의 상태 변화 등은 고려하지 않았으나, 앞으로 열펌프에 대하여 더 정확한 엑서지 해석을 위한 방법론을 제시하였다.

후 기

0200-12-04-3) 지원으로 수행되었으며 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Stoecker, W.F. and Jones, J.W., 1995, Refrigeration & air conditioning, 2nd ed., McGraw-Hill.
2. Tassou, S.A., and Qureshi, T.Q., 1994, "Performance of a variable-speed inverter/motor drive for refrigeration applications", Computing & control engineering journal, pp. 193~199.
3. Garstang, S.W., "Variable frequency speed control of refrigeration compressors", H & V Engineer, Vol. 63, No. 702, pp. 14~23.
4. Bejan, A., Tsatsaronis, G. and Moran, M., 1996, Thermal design & optimization, 1st ed., John wiley & Sons, pp. 282~297.
5. Bejan, A., 1982, Entropy generation through heat and fluid flow, 1st ed., John wiley & Sons, pp. 32~33.
6. Ahern, J.E., 1980, The exergy method of energy systems analysis, 1st ed., John wiley & sons, Inc., pp. 1~101.
7. 정상권, 노승탁, 1987, "열교환 과정을 고려한 혼합매체 냉동사이클의 엑서지 해석", 공기조화 냉동공학회지, 제16권, 제3호, pp. 305~314.
8. 황윤제, 김호영, 1997, "가변속 열펌프의 정상운저 특성", 공기조화 냉동공학회 하계 학술 발표회 논문집, pp. 473~478.
9. Chen, Z.J., Ding G.L., Wang, X.F. and Que, X.C., 1995, "Dynamic simulation and optimal matching of a small-scale refrigeration system with multi-refrigerant", 19th international congress of refrigeration, Vol. 4, pp. 262~269.