

증기 압축식 냉동기의 비가역성 분석

Analysis of the Irreversibilities of a Vapor Compression Type Refrigerator

신 기 열*, 정 평 석*, 김 수 연**, 이 상 천**
K. Y. Shin, P. S. Jung, S. Y. Kim, S. C. Lee

Key words : Refrigerator(냉동기), Irreversibility(비가역성), Entropy Generation(엔트로피, 생성), Available Energy(가용 에너지)

Abstract

The present paper investigated irreversibilities and energy flow of a vapor compression refrigerator. The entropy generation and the available energy dissipation in components of the system were analyzed by using experimental data. It was shown that the dissipated available energy in the compressor including electric motor was much more than those in other components.

The effects of the pressure drop and heat loss on irreversibilities in the condenser and the evaporator were small in comparison with heat transfer.

기 호 설 명

A : 가용 에너지(J/s)
 COP : 성능계수
 h : 엔탈피(J/kg)
 I : 비가역성(J/s)
 m : 질량유량(kg/s)
 Q : 열전달량(J/s)
 s : 엔트로피(J/kg · K)
 W : 입력에너지(J/s)

그리스 문자

ϵ : 유용도
 θ : 엔트로피생성량(J/K · s)

하 침 자

atm : 대 기
 CD : 용 축 기
 CM : 압축장치
 CP : 압 축 기
 EV : 증 발 기
 EX : 팽창밸브
 H : 열 펌 프
 in : 입 력
 l : 열 손 실
 MT : 전 동 기
 out : 출 력
 p : 압력강하
 q : 열 전 달
 R : 냉 동 기
 r : 냉 매
 t : 전 체 량

* 영남대 대학원 기계공학과

** 정회원, 영남대 기계공학과

- w : 냉 각 수
- 1 : 압축기 입구
- 2 : 압축기 출구
- 3 : 응축기 출구
- 4 : 증발기 입구
- 5 : 증발기 열원입구
- 6 : 증발기 열원출구
- 7 : 압축장치 냉각수입구
- 8 : 압축장치 냉각수출구, 응축기 냉각수입구
- 9 : 응축기 냉각수출구

1. 서 론

에너지 변환장치는 외부에서 에너지를 투입한 후 원하는 형태로 에너지를 변환시키는 기기로서, 열로부터 동력을 추출하는 기기를 열기관, 동력을 투입하여 열적인 효과를 얻는 기기를 냉동기라 한다. 냉동기는 압축기, 응축기, 증발기, 팽창밸브 등과 같은 구성품으로 구성되어 있으며, 작동유체가 순환하면서 사이클 과정을 이루면서 저온열원(냉동공간)으로부터 열을 흡수하고 이 열량과 외부에서 압축기로 투입된 에너지를 고온열원(외부공간)으로 배출하게 된다.

냉동기의 출력은 냉동공간으로부터 흡수한 열량이 되며, 효율은 이 열량을 압축기에 투입된 입력으로 나눈 값으로 정의되고 성능계수라 부른다. 주어진 냉동기의 경우 성능은 운전조건에 의존하게 되는데, 이때 흡수열량과 성능계수는 냉동온도(냉동공간의 온도)가 증가함에 따라 단조증가하게 되고, 특히 냉동온도가 주위온도와 같게 되는 경우 흡수열량과 성능계수는 최대가 된다. 이와 같은 결과는 냉동시스템의 출력을 열역학 제1법칙적 관점에서 단순한 흡수열량만으로 생각하므로서, 초래된 것이며, 이러한 1법칙적 성능은 합리적이라 할 수 없다. 따라서 냉동기는 열역학 제2법칙적 관점에서 해석하는 것이 성능평가나 개선의 여지를 파악하는데 유리하다.¹⁻⁴⁾ 제2법칙적 관점에서 살펴보면, 냉동기의 출력은 냉동공간으로부터 흡수한 열량을 가용에너지로 환산한 것으로 볼 수 있고, 이때의 효율은 이 출력을 외부에서 투입한 입력으로 나눈 값으로 정의할 수 있으며, 이 효율을 합리적 효율을 볼 수 있다. 이 효율은 모든 가정이 가역

적으로 이루어질 경우 1이 되고, 완전 비가역적으로 이루어질 경우 출력이 없으므로 0이 된다.

냉동기의 성능은 구성품의 특성, 운전조건, 그리고 외부조건에 의존하고, 구성품의 성능 및 특성은 운전상태와 작동유체인 냉매의 열·유체역학적 성질에 의해 지배된다. 기존의 냉동시스템을 개량하거나 새로운 냉동시스템을 설계하고자 할 경우 운전 및 설계조건에 따른 전체 시스템에 대한 성능평가와 함께 각각의 구성품에 대한 개선 가능성의 정도를 무엇보다 우선하여 조사 및 연구하여야 한다. 전체시스템 및 구성품의 개선 가능성 정도는 각각의 구성품에서 이루어지는 과정에 대한 열역학 제1법칙 및 제2법칙적인 분석에 의하여 가능하다. 이러한 연구를 기반으로 하여 전체시스템 및 각각의 구성품에 대해서 소요 냉동부하 또는 필요한 냉동효과를 달성하기 위한 최적의 운전 및 설계조건 탐색이 이루어질 수 있다. 그러나 이러한 제1법칙 및 제2법칙적 관점에서의 에너지 흐름 분석을 통한 냉동기 전체 시스템 및 각각의 구성품에 대한 성능평가가 발표된 예는 비교적 미미한 형편이다. 특히 열전달을 고려한 경우는, 지정된 운전조건에 관하여 해석한 경우는 있으나 각 부분에서의 에너지 흐름을 실험을 통하여 분석한 예는 드물다.⁵⁻⁷⁾

따라서 본 연구에서는 주어진 냉동장치에 대한 실험자료를 이용하여 전체 시스템 및 각 부분에 대한 에너지의 흐름과 비가역성을 해석하였으며, 이들이 외부 조건에 따라 어떻게 변하는가를 살펴 보았다. 여기서 각 부분에서 발생하는 비가역성은 엔트로피 생성량과 엑서지 소산량으로 각각 계산되었다. 이러한 해석은 투입된 가용한 에너지가 원하는 형태의 출력으로 변환되는 과정에서 장치의 각 부분에서 어떻게 소모되는지를 보여주고, 또한 장치전체의 성능향상을 위한 개선 가능성의 정도를 파악하는데 결정적 단서를 제공해 줄 수 있을 것이다.

2. 열역학적 해석

본 연구에 사용한 냉동 시험장치는 실험 교육용으로 상용되어 있는 P.A.Hilton LTD의 "Air and Water Heat Pump, R830"으로서, 사용냉매는 'R12' 이고 추가의 개조 없이 실험에 사용하였다. 장치는

Fig.1과 같이 열펌프 또는 냉동기로 작동시킬 수 있으며, 응축기는 냉각수를 사용하여 열을 제거하고 증발기는 공기와 냉각수 중 하나를 선택하여 냉열을 얻을 수 있으며 동시에 유량과 온도를 측정함으로써 열전달량을 계산할 수 있도록 되어 있다. 응축기와 증발기는 이중 동심관으로 된 대향류 열교환기이며, 안쪽을 흐르는 냉매와 바깥쪽을 흐르는 물 사이에 열교환이 이루어지게 되어 있다.

본 연구에서 사용한 냉동장치의 사이클은 Fig.2와 같으며, 그것은 응축기에서 냉각수의 유량이 0.016 kg/s, 증발기에서 물의 유량이 0.030kg/s일 때 얻어진 것이다. 그림에서 1~4는 각각 압축기 입구(증발기 출구), 응축기 입구(압축기 출구), 팽창기 입구(응축기 출구), 증발기 입구(팽창기 출구)에서 냉매의 상태점을 나타내며, 5~6 및 7~9은 각각 증발기 및 응축기에서 물의 상태점을 나타낸다. 그리고 T_{atm} 은 대기온도를 나타내며, 이 온도를 기준온도로 하여 가용에너지를 산정하였다. 이제 각부분에서 일어나는 비가역성을 살펴 보기로 하자.

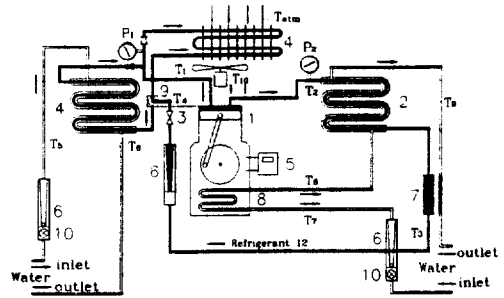
2.1 압축장치

압축장치는 전동기와 유체압축기가 함께 봉입되어 있는 일체형이며, 압축기로 투입되는 전동기의 출력을 직접 측정할 수 없고 단지 압축장치로 투입되는 전력만을 측정할 수 있다. 그러므로 전동기와 압축기 각 부분에서 생기는 비가역성을 엄밀히 구분하는 것은 불가능하다. 따라서 본 연구에서는 압축부분을 단열과정으로 가정하고 장치에서의 발열은 모두 전동기에서 방출되는 것으로 간주하여 계산하였다. 또한 압축장치에서의 발열은 열펌프 출력으로 사용하기 위하여 응축기로 공급되는 냉각수에 의하여 일부를 냉각시키도록 되어 있으므로 다음식이 성립한다.

$$W_m = W_{CP} + Q_{MT} + Q_{MT,1} \tag{1}$$

여기서 입력 에너지(W_m)는 적산전력계의 단위 시간당 소요전력으로서 측정하며, 냉매 압축에 투입된 동력(W_{CP})과 냉각수와 열전달(Q_{MT})은

$$W_{CP} = m_r(h_2 - h_1) \tag{2}$$



Air and Water Heat Pump R830

- 1. Compressor
- 2. Condenser
- 3. Expansion valve
- 4. Evaporator
- 5. Energy meter
- 6. Flow meter
- 7. Reciver/Filter drier
- 8. Oil heat exchanger (Water source/ Air source)
- 9. Diverter valve
- 10. Flow control valve

Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus.

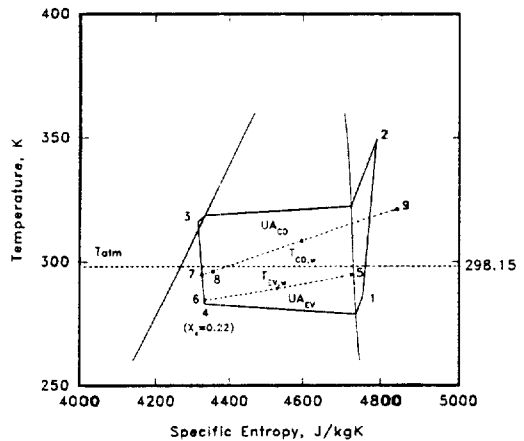


Fig.2 Temperature-entropy diagram for a refrigeration system
($m_{cd,w} = 0.016\text{kg/s}$, $m_{ev,a} = 0.030\text{kg/s}$)

$$Q_{MT} = m_{cd,w}(h_8 - h_7) \tag{3}$$

로서 압축기 입구와 출구에서 냉매의 엔탈피 차이 및 냉각수 입·출구의 엔탈피 차이로 계산되고, 입력과 출력 에너지의 차이는 전동기에서의 발열로서 전동기 냉각수 및 대기로 방출된다. 따라서 전동기에서의 엔트로피 생성량은 다음과 같다.

$$\theta_{MT} = m_{CD,w}(S_8 - S_7) \quad (4) \quad Q_{CD,r} = m_r(h_2 - h_3) \quad (15)$$

$$\theta_{MT,i} = \frac{Q_{MT,i}}{T_{atm}} \quad (5) \quad Q_{CD,w} = m_{CD,w}(h_9 - h_8) \quad (16)$$

$$Q_{CD,i} = Q_{CD,r} - Q_{CD,w} \quad (17)$$

냉매 압축과정에서의 엔트로피 생성은

$$\theta_{CP} = m_r(s_2 - s_1) \quad (6)$$

이며, 압축장치에서의 엔트로피 생성량은 전동기에서의 엔트로피 생성량과의 합으로서

$$\theta_{CM,i} = \theta_{MT} + \theta_{MT,i} + \theta_{CP} \quad (7)$$

이 된다. 이러한 비가역성은 다음과 같이 엑서지 소산량으로서 표시할 수 있다.

$$I_{CM,i} = I_{MT} + I_{MT,i} + I_{CP} \quad (8)$$

$$I_{MT} = (W_m + 4A_{78}) - (W_{CP} + I_{MT,i}) \quad (9)$$

$$I_{MT,i} = Q_{MT,i} \quad (10)$$

$$I_{CP} = W_{CP} - 4A_{12} \quad (11)$$

여기서 엑서지 함수 a 는

$$a = f(h, s) \\ = (h - h_{atm}) - T_{atm}(s - s_{atm}) \quad (12)$$

와 같이 정의되고, $4A_{78}$ 과 $4A_{12}$ 는 다음과 같다.

$$4A_{78} = m_{CD,w}(a_7 - a_8) \quad (13)$$

$$4A_{12} = m_r(a_2 - a_1) \quad (14)$$

2.2 응축기

응축기에서의 열전달량은 냉매와 냉각수 각각의 엔탈피의 차로 측정되며, 이들 두 값의 차는 대기의 열손실이 된다.

응축기에서 엔트로피 생성은 주로 열전달과 압력손실에 기인한다.⁸⁾ 여기서 열전달에 의한 엔트로피의 생성은 냉매와 냉각수 사이에 이루어지는 것과 냉각수와 대기 사이에 이루어지는 것으로 구분할 수 있고, 압력손실에 의한 것도 냉매가 흐르는 관에서의 것과 냉각수가 흐르는 관에서의 것으로 구분할 수 있다. 이에 따라 응축기에서의 엔트로피 생성량은 이들의 합으로서

$$\theta_{CD,i} = \theta_{CD,p,r} + \theta_{CD,q} + \theta_{CD,p,w} + \theta_{CD,t} \\ = m_r(s_3 - s_2) + m_{CD,w}(s_9 - s_8) + \frac{Q_{CD,i}}{T_{atm}} \quad (18)$$

와 같이 계산된다. 먼저 냉매의 압력강하로 인한 엔트로피 생성량은

$$\theta_{CD,p,r} = \int_2^3 \frac{\delta Q_{CD,r}}{T} + m_r(s_3 - s_2) \quad (19)$$

으로서, 열전달 과정에 따른 온도변화를 알아야만 열전달과 압력강하로 인한 것을 엄밀히 구분하여 계산할 수 있다. 그러나 압축기 입구와 출구에서만 압력을 측정할 수 있으므로 응축기의 압력강하를 실험에 의해 직접 얻어낼 수 없었다. 따라서 냉매의 압력손실을 응축기 입구압력의 5%로 가정하여 계산을 수행하였다.⁹⁾ 그리고 냉매의 열전달로 인한 엔트로피 변화는 냉매의 압력이 압력강하 없이 입구압력으로 출구까지 유지되는 경우와, 처음부터 압력이 출구압력으로 떨어져서 열이 방출되는 경우의 산술 평균으로 다음과 같이 계산하였다.

$$\int_2^3 \frac{\delta Q_{CD,r}}{T} = \frac{\int_2^3 \left(\frac{\delta Q_{CD,r}}{T}\right)_{p_2} + \int_2^3 \left(\frac{\delta Q_{CD,r}}{T}\right)_{p_3}}{2}$$

$$= \frac{m_r(s_2 - s_{3,p2}) + m_r(s_{2,p3} - s_3)}{2} \quad (20)$$

여기서 $s_{3,p2}$ 와 $s_{2,p3}$ 는 냉매의 상태방정식으로부터 다음과 같이 계산한다.

$$s_{3,p2} = f(P_2, h_2 - \frac{Q_{CD,r}}{m_r}) \quad (21)$$

$$s_{2,p3} = f(P_3, h_3 + \frac{Q_{CD,r}}{m_r}) \quad (22)$$

이것은 압력강화로 인한 가용 에너지의 소산량을 근사적으로나마 구해 보려는 시도로서, 실제값은 위의 산술평균값을 계산하는 두 값 사이에 존재하고 그 두 값이 큰 차이를 보이지 않으므로 비교적 합리적인 가정이라 할 수 있을 것이다. 그리고, 열전달에 의한 엔트로피 생성량은

$$\theta_{CD,q} = \int_8^9 \frac{\delta Q_{CD,r}}{T} - \int_2^3 \frac{\delta Q_{CD,r}}{T} \quad (23)$$

으로 열전달 과정에 따른 냉각수의 온도변화를 알아야만 계산할 수 있다. 여기서는 냉각수의 열역학적 평균온도를 식 (24)와 같이 정의하고, 이를 이용하여 열전달에 의한 엔트로피 생성량을 식 (25)와 같이 계산하였다.

$$T_{CD,w} = \frac{Q_{CD,w}}{m_{CD,w}(s_9 - s_8)} \quad (24)$$

$$\theta_{CD,q} = \frac{Q_{CD,r}}{T_{CD,w}} - \int_2^3 \frac{\delta Q_{CD,r}}{T} \quad (25)$$

냉각수에서의 압력강화로 인한 엔트로피 생성량은

$$\theta_{CD,p,w} = \int_8^9 \frac{\delta Q_{CD,l}}{T} + m_{CD,w}(s_9 - s_8) - \int_8^9 \frac{\delta Q_{CD,r}}{T} \quad (26)$$

으로 주어지고, 이 값은 거의 0이 된다. 이는 냉각수 관내의 압력강화가 무시할 수 있을 정도로 작기 때문이다. 또한 열손실로 인한 엔트로피 생성량은

$$\theta_{CD,l} = \frac{Q_{CD,l}}{T_{atm}} - \int_8^9 \frac{\delta Q_{CD,l}}{T} \quad (27)$$

으로 주어지는데, 이 값 또한 대기로의 열전달과 냉각수 온도와의 관계를 알아야 계산 가능하므로 식 (24)에서 정의한 냉각수의 열역학적 평균온도를 이용하여 대기로의 열손실에 의한 엔트로피 생성량을 다음과 같이 계산하였다.

$$\theta_{CD,l} = Q_{CD,l} \left(\frac{1}{T_{atm}} - \frac{1}{T_{CD,w}} \right) \quad (28)$$

이상의 결과를 이용하여 응축기에서의 비가역성을 엑서지 소산으로 표현하면 다음과 같다.

$$I_{CD,l} = I_{CD,p,r} + I_{CD,q} + I_{CD,l} + I_{CD,p,w} \quad (29)$$

$$I_{CD,p,r} = T_{atm} \cdot \theta_{CD,p,r} \quad (30)$$

$$I_{CD,q} = T_{atm} \cdot \theta_{CD,q} \quad (31)$$

$$I_{CD,l} = T_{atm} \cdot \theta_{CD,l} \quad (32)$$

$$I_{CD,p,w} = T_{atm} \cdot \theta_{CD,p,w} \quad (33)$$

$$4A_{CD,l} = Q_{CD,l} \left(1 - \frac{T_{atm}}{T_{CD,w}} \right) \quad (34)$$

$$4A_{89} = m_{CD,w}(a_9 - a_8) \quad (35)$$

2.3 팽창밸브

팽창 밸브는 터빈으로 대체할 경우 동력을 추출할 수 있으나, 이를 포기한 것에 해당하므로 여기에서의 비가역성은 냉동 시스템에서 중요한 의미를 가진다. 이 밸브는 차지하는 공간이 작고, 진행과정이 순간적으로 진행되므로 밸브에서의 팽창과정은 단열과정으로 가정할 수 있다. 여기서 엔트로피 생성은 밸브의 출구와 입구에서의 엔트로피 차이로서 간단히 계산되며, 엑서지 손실은 엔트로피 생성량과 대기온도의 곱으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h_4 = h_3 \quad (36)$$

$$\theta_{EX} = m_r(s_4 - s_3) \quad (37)$$

$$I_{EX} = A_3 - A_4 = T_{atm} \cdot \theta_{EX} \quad (38)$$

2.4 증발기

증발기에서 비가역성의 계산은 응축기와 유사하며, 증발기 입구에서의 압력은 측정된 냉매온도에 대한 포화압력으로 계산되어진다. 증발기에서의 열전달량은

$$Q_{EV,r} = m_r(h_1 - h_4) \quad (39)$$

$$Q_{EV,w} = m_{EV,w}(h_5 - h_6) \quad (40)$$

$$Q_{EV,l} = Q_{EV,r} - Q_{EV,w} \quad (41)$$

와 같고, 열원인 물은 냉매로 열을 빼앗겨 온도가 낮아지며 동시에 대기로부터 열유입을 받게 된다. 따라서 엔트로피 생성량은 냉매와 냉각수 사이에, 냉각수와 대기 사이에 이루어지는 열전달에 의한 것과 냉매가 흐르는 관과 냉각수가 흐르는 관에서의 압력손실에 의한 것으로 구분할 수 있으며, 다음과 같이 계산한다.

$$\begin{aligned} \theta_{EV,l} &= \theta_{EV,p,r} + \theta_{EV,q} + \theta_{EV,p,w} + \theta_{EV,l} \\ &= m_r(s_1 - s_1) + m_{EV,w}(s_6 - s_5) - \frac{Q_{EV,l}}{T_{atm}} \end{aligned} \quad (42)$$

먼저 냉매의 압력강하로 인한 엔트로피 생성량은

$$\theta_{EV,p,r} = m_r(s_1 - s_4) - \int_4^1 \frac{\delta Q_{EV,r}}{T} \quad (43)$$

으로 계산된다. 여기서 열전달로 인한 냉매의 엔트로피 변화는 응축기에서와 같이

$$\int_4^1 \frac{\delta Q_{EV,r}}{T} = \frac{\int_4^1 \left(\frac{\delta Q_{EV,r}}{T}\right)_{p1} + \int_4^1 \left(\frac{\delta Q_{EV,r}}{T}\right)_{p4}}{2}$$

$$= \frac{m_r(s_1 - s_{4,p1}) + m_r(s_{1,p4} - s_4)}{2} \quad (44)$$

$$\text{단, } s_{4,p1} = f(P_v, h_1 - \frac{Q_{EV,r}}{m_r}) \quad (45)$$

$$s_{1,p4} = f(P_4, h_4 + \frac{Q_{EV,r}}{m_r}) \quad (46)$$

으로 압력강하가 열전달 이전과 이후에 발생하는 것으로 가정하여 계산하였다. 그리고 열전달에 의한 엔트로피 생성량은

$$\theta_{EV,q} = \int_4^1 \frac{\delta Q_{EV,r}}{T} - \int_5^6 \frac{\delta Q_{EV,r}}{T} \quad (47)$$

이며, 응축기에서와 동일한 방법으로 열역학적 평균온도를 식 (48)과 같이 정의하고, 이를 이용하여 다음과 같이 계산하였다.

$$T_{EV,w} = \frac{Q_{EV,w}}{m_{EV,w}(s_5 - s_6)} \quad (48)$$

$$\theta_{EV,q} = \int_4^1 \frac{\delta Q_{EV,r}}{T} - \frac{Q_{EV,r}}{T_{EV,w}} \quad (49)$$

냉각수에서의 압력강하로 인한 엔트로피 생성량은

$$\theta_{EV,p,w} = \int_5^6 \frac{\delta Q_{EV,r}}{T} - m_{EV,w}(s_5 - s_6) - \int_5^6 \frac{\delta Q_{EV,l}}{T} \quad (50)$$

으로 주어지고, 이 값은 거의 0이 되는데 이는 응축기에서처럼 물이 흐르는 관내의 압력강하가 무시할 수 있을 정도로 작기 때문이다. 또한 열유입으로 인한 엔트로피 생성량은 응축기에서와 동일한 방법으로 식 (48)에서 정의한 냉각수의 열역학적 평균온도를 이용하여 다음과 같이 계산하였다.

$$\begin{aligned} \theta_{EV,l} &= \int_5^6 \frac{\delta Q_{EV,l}}{T} - \frac{Q_{EV,l}}{T_{atm}} \\ &= Q_{EV,l} \left(\frac{1}{T_{EV,w}} - \frac{1}{T_{atm}} \right) \end{aligned} \quad (51)$$

이상을 엑서지 손실로서 계산하면 증발기에서의 비가역성은 다음과 같다.

$$I_{EV,i} = I_{EV,p})_r + I_{EV,q} + I_{EV,i} + I_{EV,p})_w \quad (52)$$

$$I_{EV,p})_r = T_{amb} \cdot \theta_{EV,p})_r \quad (53)$$

$$I_{EV,q} = T_{amb} \cdot \theta_{EV,q} \quad (54)$$

$$I_{EV,i} = T_{amb} \cdot \theta_{EV,i} \quad (55)$$

$$I_{EV,p})_w = T_{amb} \cdot \theta_{EV,p})_w \quad (56)$$

$$4A_{EV,i} = Q_{EV,i} \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_{EV,w}} \right) \quad (57)$$

$$4A_{a1} = m_i(a_4 - a_1) \quad (58)$$

2.5 성능평가

각 부분에서의 손실을 고려한 장치의 성능은 성능계수 혹은 열역학 제2법칙적 효율인 유용도(effectiveness)로서 표현할 수 있다. 먼저 열펌프 장치로서의 성능은

$$COP_H = \frac{Q_{MT} + Q_{CD,w}}{W_{in}} \quad (59)$$

$$\epsilon_{II} = \frac{A_9}{W_{in} + 4A_{78}} \quad (60)$$

이고, 냉동장치로서 성능은

$$COP_R = \frac{Q_{EV,w}}{W_{in}} \quad (61)$$

$$\epsilon_R = \frac{A_6}{W_{in} 4A_{78}} \quad (62)$$

와 같이 계산된다. 여기서 식 (59)로부터 압축장치에서의 열교환, 즉 Q_{MT} 가 열펌프의 성능향상을 위한 것임을 알 수 있다.

3. 계산 결과 및 검토

각 부분에서의 비가역성은 측정된 실험자료를 이용하여 계산할 수 있으며, 실험자료는 주어진 냉동장치에 대하여 외부조건과 운전상태에 따른 실험으로 얻어졌다. 실험에서 외부조건으로서 응축기와 증발기에서의 물의 유량을 변화시키면서 각

Table 1 Experimental conditions

Item	Unit	case 1	case 2	case 3	case 4	case 5
m_i	g/sec	11.4	11.3	11.2	11.2	11.0
$m_{CD,w}$	g/sec	20.0	18.0	16.0	14.0	12.0
$m_{EV,w}$	g/sec	30.0	30.0	30.0	30.0	30.0
P_1	kPa	365.3	366.3	369.3	371.3	376.3
P_2	kPa	1101.3	1149.3	1191.3	1261.3	1356.3
T_1	°C	12.4	12.6	12.7	13.6	13.9
T_2	°C	73.3	74.5	76.2	79.8	82.1
T_3	°C	39.6	41.0	43.0	45.0	48.0
T_4	°C	9.8	9.8	9.8	9.9	9.9
T_5	°C	21.6	21.6	21.6	21.6	21.6
T_6	°C	11.2	11.2	11.4	11.6	11.8
T_7	°C	21.6	21.6	21.6	21.6	21.6
T_8	°C	22.8	23.0	23.1	23.6	24.0
T_9	°C	43.6	45.4	48.0	51.6	55.0
T_{amb}	°C	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0

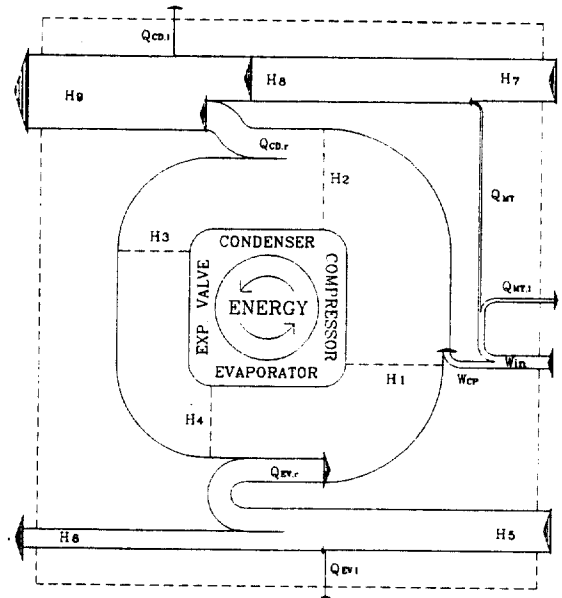
(여기서, 압력은 절대압을 나타냄).

부분에서의 압력과 온도를 측정하였다. 압력은 기존의 장치에 부착된 부르돈식 압력계를 사용하여 측정하였으며, 온도는 표준온도계로 보정한 열전대를 사용하였다. 유량은 냉매 및 냉각수용으로 제작된 각각의 부자식면적유량계로 측정하였다. 각 경우의 실험에서 실험조건 및 측정결과는 Table 1에 나타나 있다.

본 실험장치의 경우 측정기기 및 측정부위의 제한으로 인하여 직접 측정에 의하여 모든 정보를 얻을 수 없었으므로 해석을 위하여 다음과 같은 가정을 도입하였다. 먼저 냉동장치에서 압력은 압축기의 입구(증발기 출구)와 출구(응축기 입구)에서만 측정할 수 있게 되어 있어서, 응축기 출구 즉, 팽창밸브 입구에서의 압력은 직접 측정할 수 없게 되어 있다. 이에 따라 응축기에서 일어나는 압력 손실을 입구압력의 5%로 가정하였으며, 이로부터 응축기 출구압력을 계산하였다.⁹⁾ 한편 증발기 입구에서는 냉매의 상태가 포화상태이므로 이 지점에서의 압력은 측정된 냉매의 온도를 이용하여 그 포화압력으로 계산하였다. 또한 팽창밸브는 단일된 경우로 등엔탈피 과정으로 해석하였다. 이러한 가정은 냉동기의 에너지 흐름을 분석하는 한 예가 될 것이다. 이제 이러한 가정하에서 실험자료를 이용하여 냉동장치의 각 부분에서의 비가역성 분석과 전체 시스템에 대한 성능평가를 하여 보자.

Fig.3은 주어진 조건에서 냉동장치 각 부분에서의 에너지 흐름을 도시한 것이며, 이 선도는 각 요소 및 시스템 전체의 에너지 균형을 확인하는데 매우 유용하다. 그림에서 보는 바와 같이 입력 에너지를 100%로 볼 때, 응축기에서의 방열량이 234.8% 압축장치에서의 방열량이 14.2%, 증발기에서의 냉동부하가 180.6%이며, 이때 시스템의 성능계수는 열펌프의 경우 2.49, 냉동기의 경우 1.81임을 알 수 있다. 이러한 제1법칙적 에너지 흐름도에서는 장치를 구성하는 각 부분에서 에너지의 이동과 변환을 이해하는데 크게 도움을 줄 수 있다. 하지만 장치의 각 부분에서 발생하는 손실을 표현하는 데에는 크게 한계가 있으며, 더우기 장치에서 개선의 여지를 파악하는 데 어려운 점이 많다.

냉동장치 각 부분에서의 엔트로피 이동량과 생성량을 표시하는 데에는 Fig.4와 같은 엔트로피 흐름도가 유용하다. 그림에서 보는 바와 같이 엔



ENERGY	H1	H2	H3	H4	Win	Qwr
W	6472.95	6843.26	5160.96	5160.96	709.22	100.33
%	912.7	964.9	727.7	727.7	100.00	14.2
ENERGY	Qwr,1	Wcp	Qcd,1	Qcd,r	Qev,1	Qev,r
W	238.56	370.31	1664.88	17.42	1280.56	31.43
%	33.6	52.2	234.8	2.5	180.6	4.4

Fig.3 Energy flow in a refrigeration system.

($m_{cd,w}=0.016\text{kg/s}$, $m_{ev,w}=0.030\text{kg/s}$, $COP_{HP}=2.49$, $COP_R=1.81$)

트로피 생성량은 압축장치 부분에서 가장 크며, 응축기와 증발기에서 생성량이 그 다음이다. 응축기와 증발기에서는 냉매와 열원 사이의 주로 열전달에 의하여 엔트로피가 생성되고, 마찰에 의한 압력강하에 의한 엔트로피 생성량은 열전달에 의한 양 보다 상당히 적다. 이로부터 냉동장치에서 압축장치 부분이 가장 비가역적이고, 열역학적으로 볼 때 가장 해결해야 할 문제가 많은 부분임을 알 수 있다. 이와 같이 엔트로피 흐름도는 각 부분에서의 발생하는 엔트로피 생성량을 보여주는 데, 이로부터 각 부분에서 이루어지는 과정에 대한 비가역의 정도를 측정할 수 있고, 이와 함께 그 부분에서의 손실의 정도를 파악할 수 있다. 그러나 엔트로피 자체에는 장치의 각 부분 및 전체 시스템에 대한 성능평가를 하기 위한 정보를 갖지 못하는 단점이 있다. 또한 엔탈피 선도와 엔트로피

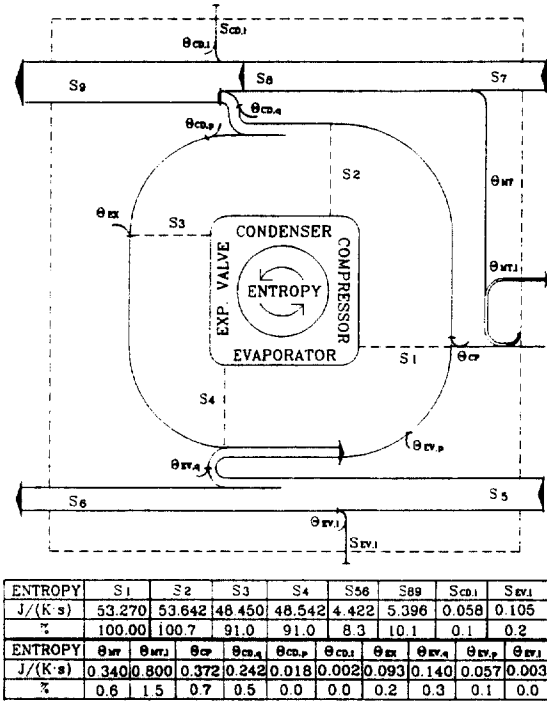
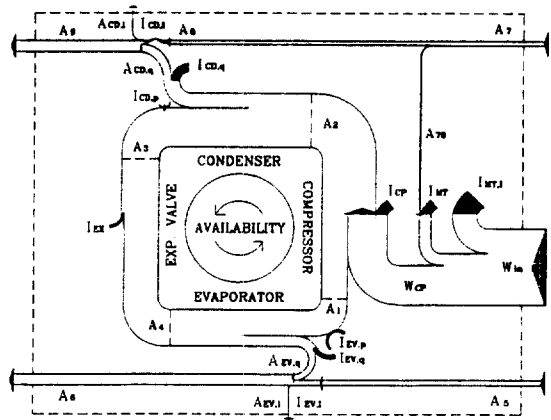


Fig.4 Entropy flow and entropy generation in a refrigeration system.
 $(m_{cd,w}=0.016\text{kg/s}, m_{ev,w}=0.030\text{kg/s})$

선도에서 엔탈피와 엔트로피는 상태량으로써 기준점에 따라 그 절대값이 변하므로 전달량과 상태량에 대한 상대적인 비고가 불가능하다는 단점도 있다.

한편 가용에너지는 상태량인 엔탈피, 엔트로피와 같이 기준점(대기온도)의 선정에 따라 그 절대값이 변하지만 입·출력 및 각 부분에서의 손실에 대한 전달량과 상태량의 상대적 비율은 변화가 없으므로 각 부분에서의 손실을 파악하는 데 편리하며, 이러한 가용에너지의 흐름을 나타낸 것이 Fig.5에 보는 바와 같다. 그림으로부터 외부에서 압축장치로 투입된 가용에너지(전기에너지)의 대부분은 압축장치 자체에서 비가역성으로 인하여 소산되고, 일부만이 냉매의 압축에 소모되는 것을 알 수 있다. 그리고 순환하는 냉매의 가용에너지도 응축기와 증발기에서의 열전달 및 관내의 압력강화로 인한 비가역성으로 상당한 양이 소산되게 되고, 입력 가용에너지 중 단지 8% 정도의 매우 적은 양만이 증발기에서 냉동부의 가용에너지로 변환됨을 알 수



AVAILABILITY	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9
W	286.94	546.26	412.12	384.51	2.42	40.19	1.29	0.40	56.41
%	40.5	77.0	58.1	54.2	0.3	5.7	0.2	0.1	8.0
AVAILABILITY	Wm	Wcp	Aev	Acd	A7e	Iwr	Iwr2	Icp	
W	709.22	370.31	56.02	37.77	0.90	101.23	238.58	111.00	
%	100.00	52.2	7.9	5.3	0.1	14.3	33.6	15.7	
IRREVERSIBILITY	Icd,w	Icd,w	Icd,w	Icd,w	Iex	Iev,w	Iev,w	Iev,w	Aev,w
W	72.26	5.28	0.59	0.59	27.61	41.76	17.11	0.93	0.93
%	10.2	0.7	0.1	0.1	3.9	5.9	2.4	0.1	0.1

Fig.5 Available energy(availability) flow and available energy degraded(irreversibility) in a refrigeration system.
 $(m_{cd,w}=0.016\text{kg/s}, m_{ev,w}=0.030\text{kg/s}, \epsilon_r=0.057)$

있다. 여기서 가용에너지의 손실은 장치에서의 손실을 나타내며, 전체 시스템에서 이러한 가용에너지 손실이 가장 큰 부분이 개선의 여지 역시 가장 큰 부분임을 의미한다. 이런 점에서 냉동장치의 경우 압축장치에서 가장 많은 가용에너지의 손실이 존재하며, 이는 냉동장치의 성능향상을 위해서는 보다 고성능, 고효율의 압축장치의 개발이 필요하다는 것을 의미한다. 한편 장치의 성능은 입력 에너지를 100%로 볼 때, 출력은 응축기 열원의 출구에서 8.0%, 증발기 열원의 출구에서 5.7%이며, 제2법칙적 효율로서 열펌프의 경우 0.08, 냉동기의 경우 0.057의 유용도를 나타낸다.

외부조건과 운전상태를 변화시킴에 따른 냉동사이클의 상태변화, 각 부분에서의 에너지, 엔트로피 그리고 가용에너지 흐름의 변화를 살펴 보자. Fig.6은 외부조건의 변화에 따른 작동상태의 변화를 압력-엔탈피 선도에서 나타낸 것이며, 그림에서 보듯이 응축기 냉각수의 유량이 증가함에 따라

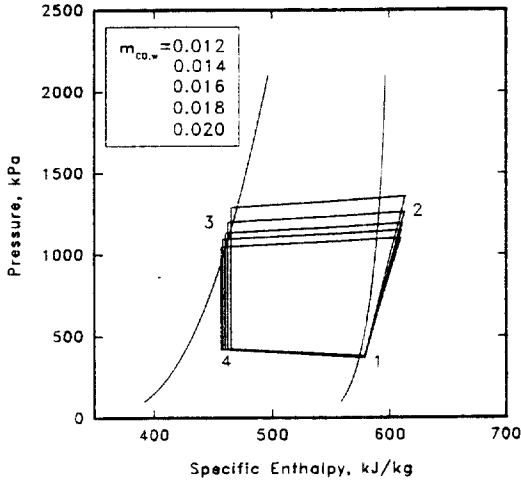


Fig.6 Pressure-enthalpy diagram for a refrigeration system ($m_{cd,w}=0.012\sim 0.020\text{kg/s}$, $m_{ev,w}=0.030\text{kg/s}$)

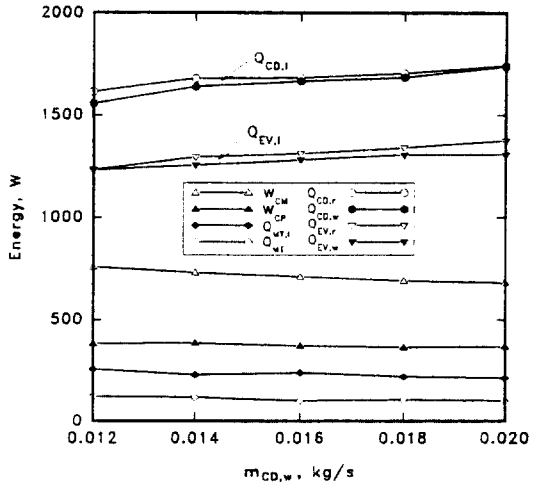


Fig.7 Variations of energy with mass flow rate of high temperature heat sink. ($m_{cd,w}=0.012\sim 0.020\text{kg/s}$, $m_{ev,w}=0.030\text{kg/s}$)

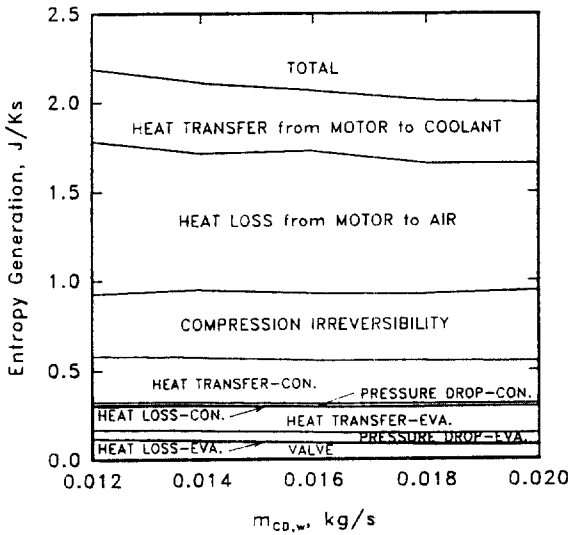


Fig.8 Variations of entropy generation with mass flow rate of high temperature heat sink. ($m_{cd,w}=0.012\sim 0.020\text{kg/s}$, $m_{ev,w}=0.030\text{kg/s}$)

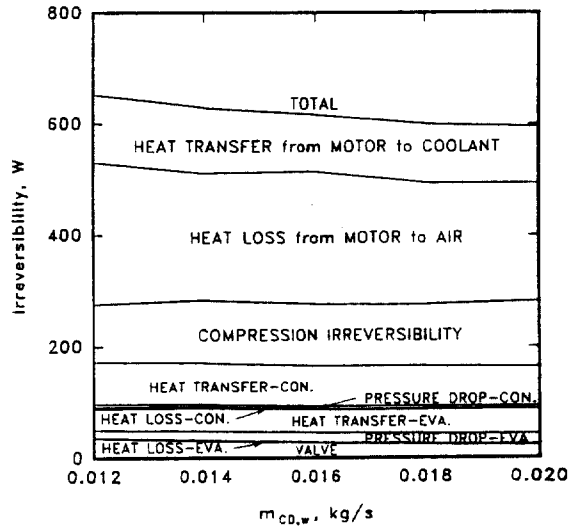


Fig.9 Variations of irreversibility with mass flow rate of high temperature heat sink. ($m_{cd,w}=0.012\sim 0.020\text{kg/s}$, $m_{ev,w}=0.030\text{kg/s}$)

방열량이 커져 응축기 출구의 엔탈피가 감소하고 이에 따라 증발기 입구의 건도가 감소한다. 이에 따라 Fig.7에서 보듯이 증발기에서의 냉동능력 또한 증가하게 되고, 이러한 열교환량의 증가는 냉매의 유량증가를 유발하고 응축기 압력은 낮아지게 되며, 이로 인하여 압축장치의 입력 에너지가 감소하는

것을 볼 수 있다.

작동조건의 변화에 따른 엔트로피 생성량의 변화는 Fig.8에서 보여 주는데, 전체 엔트로피 생성량은 응축기 냉각수의 유량이 증가함에 따라 감소하며, 전체적으로 볼 때 운전상태와 관계없이 압축장치에서 엔트로피 생성량이 가장 크게 나타

나는 것을 알 수 있다.

Fig.9는 각 부분에서의 비가역성 즉, 가용에너지의 소산을 보여주며, 이것은 엔트로피 생성량의 분포 변화 선도와 같은 경향을 보여준다. 이는 비가역성이 엔트로피 생성량에 기준온도를 곱한 양이기 때문이다.

$$I = T_{amb} \cdot \theta \quad (63)$$

따라서 응축기 냉각수의 유량이 증가함에 따라 전체 시스템의 비가역성이 감소하고, 압축장치에서의 열발생에 의한 비가역성이 가장 크게 나타나는 것을 볼 수 있다. 또한 작동조건이 변화함에 따라 응축기, 증발기 및 팽창밸브에서 비가역성의 상대적 비율은 거의 변화가 없음을 볼 수 있으며, 열교환기에서의 압력손실과 열손실에 의한 비가역성이 열전달에 의한 양에 비해 미소하다는 것을 알 수 있다.

시스템의 성능평가는 증발기 또는 응축기 출구의 냉각수의 엑서지가 곧 냉동기의 출력이라 할 수 있고 이것을 입력으로 나눈 값이 합리적 효율 또는

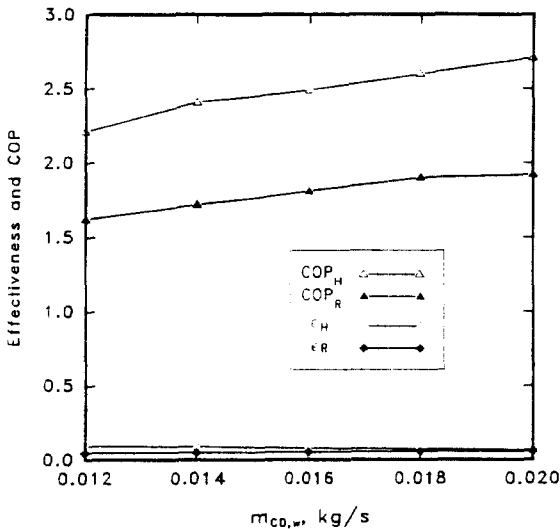


Fig.10 Variations of coefficient of performance and effectiveness with mass flow rate of high temperature heat sink.

($m_{cb,w} = 0.012 \sim 0.020 \text{ kg/s}$, $m_{ev,w} = 0.030 \text{ kg/s}$)

유용도가 된다. 작동조건의 변화에 따른 장치의 성능 변화는 Fig.10에서 보는 바와 같다. 그림에서 보듯이 열펌프의 성능계수는 응축기 냉각수의 유량증가에 따라 증가하지만 유용도는 오히려 감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 유량증가에 따라 열획득량은 증가하지만 응축기 냉각수의 온도 변화가 작기 때문이다.

이상의 결과에서 압축장치에서의 비가역성이 다른 부분에 비하여 현저히 큼을 알 수 있으며, 따라서 냉동장치의 효율증대를 위해서는 고효율 및 고성능의 압축장치 개발이 무엇보다 우선하여 이루어져야 됨을 말해준다.

4. 결 론

본 연구에서는 하나의 냉동장치에 대하여 외부조건인 응축기의 냉각수 유량을 변화시키면서 작동실험을 수행하고, 장치 각 부분에서의 가용 에너지 소모와 비가역성을 열역학 제2법칙적 해석을 통하여 분석하였다. 작동조건이 변하여도 각 부분에서의 가용 에너지 손실(비가역성)의 상대적 비율은 대체로 일정하게 유지되며, 압축장치의 비가역성이 다른 부분에 비하여 월등히 많았다. 기타 각 부분에서의 가용 에너지 손실은 응축기, 증발기, 팽창밸브의 순이다. 이로부터 냉동장치의 효율 증대를 위해서는 무엇보다 고효율 및 고성능의 압축장치의 개발이 요구됨을 알 수 있다. 또한 열교환기에서의 압력강하 및 열손실로 인한 가용 에너지 손실은 열전달로 인한 것에 비하여 미소하였다.

후 기

본 연구는 학술진흥재단의 연구비 지원으로 이루어진 것의 일부이며, 연구비 지원에 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

- ASHRAE, 1993, "Thermodynamics and refrigeration cycles", ASHRAE Handbook Fundamentals, pp.1-1~1-26.
- Ahern, J.E., 1980, "The Exergy Method of Energy

- Systems Analysis”, John Wiley & Sons, pp.59~61.
3. El-Masri, M.A., 1987, “Exergy Analysis of Combined Cycles ; Part 1-Air cooled Brayton Cycle Gas Turbines”, Transactions of the ASME, Vol.109, pp.228~236.
 4. Chin, W.W. and El-Masri, M.A., 1987, “Exergy Analysis of Combined Cycles ; Part 2-Analysis and Optimization of Two-Pressure Steam Bottoming Cycles”, Transactions of the ASME, Vol.109, pp.237~243.
 5. S. Nakanishi, Y. Kawashima, K. Murai and S. Huang, 1992, “A study on estimation of thermodynamic performance of air-conditioner ; Thermodynamic simulation and experimental examination”, Proceedings of the 2nd JSME-KSME, Thermal engineering conference, Vol.2, pp.2-317~2-320.
 6. 박재철, 장문석, 이창식, 1989, “증기 원동소의 엑서지 손실에 관한 연구”, 공기조화 냉동공학 논문집, 제1권, 제3호, pp.235~243.
 7. Bruges, E.A., 1959, “Available energy and the second law analysis, Chapter 9. Refrigeration”, Butterworths publications, pp.79~82.
 8. Bejan, A., 1982, “Entropy generation through heat and fluid flow”, John Wiley & Sons, pp.21~47.
 9. Kaushik, N., 1990, “A general pressure drop correlation for condensation inside internally finned tubes”, ASHRAE Transactions, Vol.96, part 1, pp. 242~248.