

<論 文>

# 열전달을 고려한 냉동 사이클의 최적 설계조건

김 수 연\* · 정 평 석\*\*

(1989년 10월 12일 접수)

## Optimal Design Condition of Refrigeration Cycle with Heat Transfer Processes

Soo Youn Kim and Pyung Suk Jung

**Key Words :** Refrigeration Cycle(냉동사이클), Exergy Output(엑서지 출력), Optimal Design Condition(최적설계조건), Heat Transfer Process(열전달 과정)

### Abstract

As a basic study of optimal design conditions of refrigeration systems, the reversed carnot cycle, including heat transfer processes through the finite temperature differences between heat sources and the working fluids, is analyzed with the capacity of heat exchanger as a design parameter. When the temperatures of heat sources and the input work are fixed as constants, the optimal design condition is obtained as an optimum ratio of capacities of heat exchangers, which is exactly unity when the exergy output and effectiveness are maximum. In addition, the optimum ratio is slightly increased from unity as the irreversibility of the cycle increases.

기 호 설 명

$COP$  : 성능계수

$Q$  : 열전달량

$T$  : 온도

$U$  : 열관류율 × 전열면적

$W$  : 입력

$\epsilon$  : 유용도

$\epsilon_c$  : 사이클 가역도

$\Phi$  : 가용 에너지

$\Phi_c$  : 가용 에너지 소모량

$\theta$  : 엔트로피 생성량

$m$  : 최대조건 또는 최소조건

$T$  : 전체

### 1. 서 론

냉동 사이클은 동력 사이클의 역구조로서 외부에서 기계적 일을 투입하여 저온 공간의 열을 고온 공간으로 퍼올리며, 이 때 투입된 일은 열로 변하여 원래의 열류와 함께 고온 열원으로 배출된다. 따라서 이러한 냉동 사이클에서는 열을 흡수하고 배출하는 적어도 두번 이상의 열교환 과정이 필요하며, 또한 실제의 모든 열교환기는 전열용량(이후부터 용량으로 씀)이 유한하므로, 일정량의 열을 전달시키기 위해서는 어느 정도 크기의 온도차가 주어져야 하고 이에 따른 비가역 과정이 사이클에 덧붙게 된다. 이러한 점을 열역학 제2법칙적 관점에서 살펴 보면, 에너지 변환 효율은 곧 전체 과정의 비가역성의 정도를 의미하는데, 작동유체가 겪는 사이클 자체는 대체로 상당한 정도의 가역성을

### 하 침 자

$H$  : 고온 열원

$h$  : 작동유체의 고온부

$L$  : 저온 열원

$l$  : 작동유체의 저온부

\*정회원, 영남대학교 공과대학 기계설계학과

\*\*정회원, 영남대학교 공과대학 기계공학과

유지하는 것이 보통이며, 따라서 냉동 시스템 전체의 효율에는 사이클 외부의 비가역 열전달이 큰 영향을 미치게 된다. 그러므로 사이클 자체 뿐만 아니라 이러한 열전달 과정을 포함한 시스템 전체를 고려하는 것이 당연하게 된다.

냉동 시스템을 실제로 설계할 때는 대체로 외부 조건 즉, 냉동온도와 외기온도가 주어져서 이것을 유지하면서 필요로 하는 냉동효과 또는 냉동부하를 최소의 비용으로 달성하여야 하는데, 이러한 에너지 변환장치의 경제적 최적 설계조건은 열역학적 문제를 풀어야 얻을 수 있지만<sup>(1,2)</sup>, 이 조건은 열역학적으로 최대 출력조건과 최대 효율조건 사이에 존재함이 알려져 있으므로<sup>(3)</sup> 본 연구에서는 열역학적 관점에서 논의를 진행하여 보자.

냉동장치의 출력은 냉동공간으로부터의 흡수열량이 되며, 이 때의 효율은 이것을 입력으로 나눈 값으로 정의할 수 있고, 이것은 1 이상의 값을 가지므로 효율 대신 성능계수 등으로 불린다. 그러나 열역학 제 1 법칙적 관점에서의 이와 같은 효율은 출력을 단순히 흡수열량만으로 생각하고 있어서 합리적 효율이라 볼 수 없다. 따라서 열역학 제 2 법칙적 관점에서 다시 살펴 보면, 출력은 저온 열원으로부터의 흡수열량을 가용 에너지로 환산한 것으로 생각할 수 있고, 이 때의 효율은 이 출력을 입력으로 나눈 값으로 정의할 수 있고, 이 효율을 합리적 효율로 볼 수 있다<sup>(4)</sup>. 이 효율은 완전 가역인 경우 1이 되고, 완전 비가역인 경우는 단순 소산과정으로 출력이 없으므로 0이 되어 효율의 일반적인 개념과 잘 일치하게 된다.

외부조건으로서 열원의 온도와 기계적 일인 입력이 일정하게 주어진 경우, 에너지 보존과 열전달식에 의하여 냉동 사이클 자체가 대체로 결정되고, 유일한 설계변수는 열교환기의 용량이 된다. 이러한 경우 출력과 효율이 모두 흡수열량에 단순 비례하므로 이들의 최대조건과 흡수열량 최대조건이 서로 일치함을 알 수 있다. 이 때 출력은 열교환기의 용량에 대하여 단조 증가하여 입력에 점근적으로 접근하지만, 그 증가율은 둔화하므로 경제적 측면에서 적절한 열교환기의 용량을 결정하여야 한다. 따라서 열역학적으로는 출력 및 효율이 최대가 되는 조건으로서, 고온부 열교환기와 저온부 열교환기의 용량비가 흥미 있는 관심이 될 수 있고, 열기관에서 가역 사이클인 경우는 이것이 1일 때 최대 출력이 되는 것으로 알려져 있다<sup>(5)</sup>. 외부조건과 입

력이 주어진 냉동 시스템의 경우 출력과 효율의 최대조건이 서로 일치하므로 이러한 용량비는 열기관의 경우보다 한층 더 의미있는 조건이 될 수 있을 것이다.

따라서 본 연구에서는 외부조건과 입력이 일정하게 주어져 있는 냉동 사이클에 대하여 열교환기의 용량을 설계변수로 하여 출력과 효율이 최대가 되는 조건, 즉 최적 설계조건을 살펴 보고자 한다. 아울러 이 조건과 엔트로피 생성 최소조건과의 관계와 비가역 사이클인 경우도 살펴보고자 한다.

## 2. 해 석

### 2.1 역 카노 사이클

Fig. 1과 같이 대기온도  $T_H$ 와 냉동온도  $T_L$ 을 열원으로 하고, 이 두 열원 사이에서 구성되는 역카노 사이클을 생각하자. 열전달량은 작동유체와 열원 사이의 온도차에 비례하면

$$Q_H = U_H(T_h - T_H) \tag{1}$$

$$Q_L = U_L(T_L - T_l) \tag{2}$$

이 성립하고, 여기서 전열율량  $U$ 는 열관류율과 전열면적을 곱한 양으로 실제에서는 온도와 유동특성 등의 함수이지만 여기서는 이들에 무관하게 일정하다고 보았다. 입력은 기계적 일로서

$$W = Q_H - Q_L \tag{3}$$

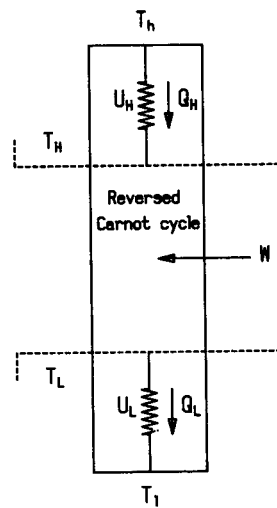


Fig. 1 Schematic diagram of refrigeration system operating in a reversed Carnot cycle

이 되고, 사이클의 특성으로부터

$$W = Q_L(T_h/T_l - 1) = Q_H(1 - T_l/T_h) \quad (4)$$

이 성립한다. 저온부의 흡수열량  $Q_L$ 을 가용에너지로 환산하면

$$\Phi = Q_L(T_h/T_l - 1) \quad (5)$$

와 같고, 이 가용에너지는 엑서지(exergy)에 해당하며, 열역학 제 2 법칙적 관점에서 이 에너지를 냉동 사이클의 출력으로 볼 수 있다. 외부조건과 입력이 주어진 경우 출력은 열교환기의 용량에만 의존하며, 이것이 유일한 설계변수가 되고, 또한 두 열교환기의 용량의 합이 일정한 경우에는 그들의 용량비가 설계변수가 된다. 출력은 열교환기의 전체 용량에 따라 단조 증가하므로 전체용량에 따른 출력최대는 무의미하다고 볼 수 있다. 따라서 열교환기의 전체용량이 일정한 값으로 주어질 때, 그 두 열교환기의 용량비에 대한 출력최대가 문제로서 의미를 가지게 된다. 그러므로 이러한 점에서 볼 때 최대출력 조건은 열교환기의 용량비에 대한 조건이 된다.

여기서  $U_H$ 와  $U_L$ 의 합을  $U_T$ 로 두고, 계산의 편의상 아래와 같이 무차원화하여 보자.

$$t = T/T_H \quad (6)$$

$$u = U_H/U_T \quad (7)$$

$$q = Q/T_H U_T \quad (8)$$

$$w = W/T_H U_T \quad (9)$$

$$\phi = \Phi/T_H U_T \quad (10)$$

이상의 식들을 이용하여 흡수열량과 가용에너지 출력을 구하면

$$q_L = -[(1-u)u(1-t_L) + w]/2 + \{[(1-u)u(1-t_L) + w]^2 + 4(1-u)ut_L w\}^{1/2}/2 \quad (11)$$

$$\phi = q_L(1/t_L - 1) \quad (12)$$

와 같고, 이들은 입력  $w$ 에 대하여 단조 증가하나 설계변수  $u$ 에 대해서는 Fig. 2와 Fig. 3에서 보듯이 극대값을 가진다.  $\phi$ 의 극대값은 열교환기의 전체용량이 주어졌을 때 냉동 사이클이 낼 수 있는 최대출력을 나타내며,  $\phi$ 는  $q_L$ 에 단순비례하므로 출력 최대조건은 흡수열량 최대조건과 바로 일치한다. 따라서 이들조건은

$$\partial\phi/\partial u = \partial q_L/\partial u = 0 \quad (13)$$

으로부터

$$u_m = 0.5 \quad (14)$$

이 되며, 이것은 두 열교환기의 용량이 서로 같은 경우이다. 예컨대 증발기와 응축기의 용량이 서로

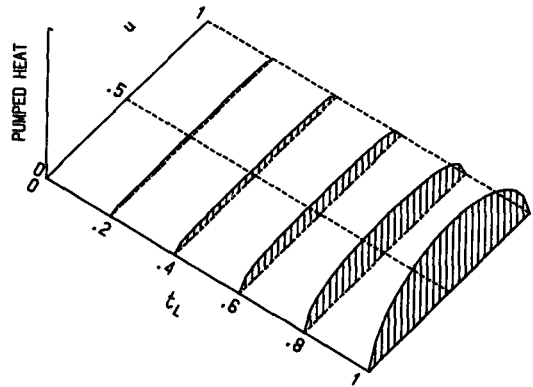


Fig. 2 Pumped heat as a function of  $u$  at the given  $t_L$

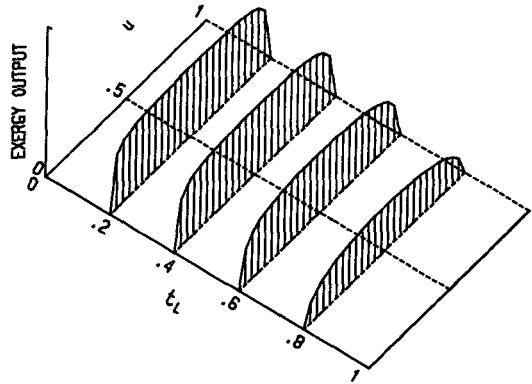


Fig. 3 Exergy output as a function of  $u$  at the given  $t_L$

같은 경우에 해당한다. 여기서 흥미있는 사실은 이 조건이 열원의 온도나 작동조건과는 무관하게 일정한 값으로 주어진다라는 것으로, 내적가역 열기관에서의 결과와 같고, 공학적으로 볼 때 이 결과는 에너지 변환장치의 열교환기 용량에 대한 하나의 지표로 볼 수 있을 것이다.

이 조건에서 작동유체의 온도는 Fig. 4에서 보는 바와 같고, 냉동공간의 온도가 대기온도에 접근함에 따라 작동유체와 열원 사이의 온도차가 커져서 흡수열량은 증가하지만 냉동장치의 비가역성도 증가하여 가용에너지 출력은 도리어 감소하게 된다.

냉동 사이클의 성능계수와 효율을 살펴 보면

$$COP = q_L/w \quad (15)$$

$$\varepsilon = \phi/w = q_L(1/t_L - 1)/w \quad (16)$$

와 같고, 출력처럼 이들도 모두 흡수열량에 단순

비례하여 이들의 최대조건과 흡수열량 최대조건이 역시 서로 일치한다. 다시 말하면 외부조건과 입력이 주어지고 전체 전열용량이 일정한 냉동사이클에 있어서 출력과 효율의 최대조건이 서로 일치하며, 이 조건은 최적설계 조건이 최대출력 조건과 최대 효율 조건 사이에 존재하는 것으로 알려져 있으므로 바로 최적설계 조건이 되어서 공학적으로 특히 의미가 있을 것으로 생각된다.

에너지의 전달 및 변환장치에서 엔트로피 생성량을 목적함수로 하고, 이 양이 최소가 되는 조건을 열역학적 최적조건으로 하는 해석 방법들도 있으며<sup>(6)</sup>, 이러한 관점에서 엔트로피 생성을 생각하여 보자. 취급 사이클이 가역이므로 엔트로피 생성은 사이클 내부에서는 없고, 열교환이 이루어지는 곳에만 존재한다. 따라서 그 양은

$$\theta = Q_H/T_H - Q_L/T_L \tag{17}$$

으로 주어진다. 이 식을 정리하면

$$\theta = (W - \phi)/T_H = W(1 - \epsilon)/T_H \tag{18}$$

와 같고, 입력과 열원의 온도가 주어져 있으므로 엔트로피 생성 최소조건은 출력 및 효율의 최대조건과 일치한다. 또한 엔트로피 생성량에  $T_H$ 를 곱한 양은 가용에너지 소산량이 되므로 엔트로피 생성량은 출력 및 효율을 감소시키는 역할을 하며,

따라서 가용에너지 소산 최소조건은 곧 엔트로피 생성 최소조건이 된다.

### 2.2 비가역 사이클

실제 사이클에 있어서는 사이클을 구성하는 구성 기기에서의 비가역성으로 인하여 완전한 가역이 되지 못하고 어느 정도 비가역 사이클로 작동한다. 따라서 사이클 내의 비가역성을 고려하는 것이 실제의 경우에 한층 더 접근하는 해석으로 볼 수 있다. 이러한 사이클의 비가역성을 고려하기 위하여 사이클의 가역정도를 나타내는 사이클 가역도  $\epsilon_c$ 를 도입하면

$$W = \phi_c / \epsilon_c \tag{19}$$

으로 정의할 수 있고,  $\phi_c$ 는 사이클 내의 가용에너지 소모량으로서 가역 사이클에서  $Q_L$ 를 흡수하기 위한 입력이 되며

$$\phi_c = Q_L(T_H/T_L - 1) \tag{20}$$

와 같이 정의된다. 여기서  $\epsilon_c$ 는 0과 1 사이의 값을 가질 수 있고, 1인 경우는 완전 가역 사이클로 카노 사이클을 나타내며, 0일 때는 완전 비가역 사이클로 단순 소산과정이 되어 출력이 항상 0이 된다. 출력 및 효율의 최대조건을 구해 보면, Fig. 5에서 보듯이  $u$ 가 0.5보다 크나 사이클의 가역도가 증가함에 따라 0.5에 점근적으로 접근함을 알 수 있다. 전반적으로 볼 때 비가역 사이클인 경우 고온부 열

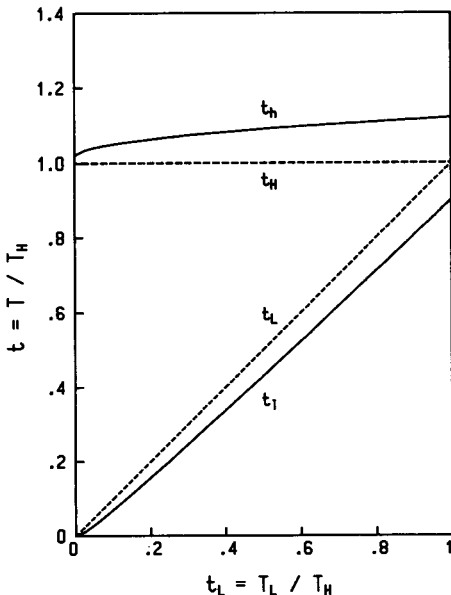


Fig. 4 Cycle temperatures as a function of  $t_L$  at the optimal design condition( $w=0.01$ )

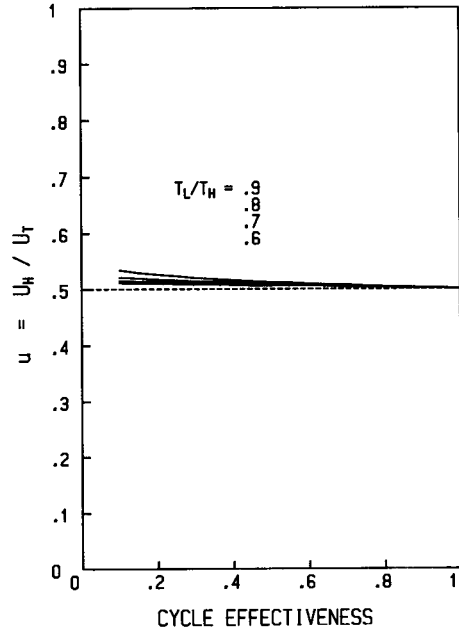


Fig. 5 Optimum ratio of capacities of heat exchanger with cycle effectiveness

교환기의 용량이 저온측에 비하여 커야 하나 그 용량차는 비교적 작다.

### 3. 결 론

주어진 두 열원 사이에서 역카노 사이클로 구성되고, 입력이 주어진 냉동 사이클에 대하여 열교환기의 용량을 설계변수로 하여 최적설계 조건을 살펴 보았다. 그 결과 출력 및 효율이 극대값으로 최대가 되는 조건이 존재함과 이들 조건이 서로 일치하여 최적조건이 됨을 보이고, 그 조건에서 고온 및 저온측의 열교환기의 용량이 같아짐을 증명하였다.

덧붙여 비가역 사이클일 경우 최적조건에서, 고온부 열교환기의 용량이 저온측에 비하여 커야 하나 그 용량차는 비교적 작았다.

### 參 考 文 獻

- (1) Clark, J.A., 1986, "Thermodynamic Optimization : An Interface with Economic Analysis", J. Non-Equilib. Thermodyn., Vol. 10, pp. 85~122.
- (2) Wall, G., 1986, "Thermoeconomic Optimization of a Heat Pump System", Energy, Vol. 11, No. 10, pp. 957~967.
- (3) 정평석, 김수연, 1987, "열기관의 최적 운전조건", 대한기계학회논문집, 제11권, 제 6 호, pp. 971~974.
- (4) 김수연, 정평석, 정인기, 1988, "열전달 및 열손실을 고려한 냉동사이클의 운전조건", 대한기계학회논문집, 제12권, 제 1 호, pp. 48~52.
- (5) 김수연, 정평석, 1989, "열전달을 고려한 열기관의 최대출력 설계조건", 대한기계학회논문집, 제13권, 제 4 호, pp. 734~738.
- (6) Bejan, A., 1982, "Entropy Generation through Heat and Fluid Flow", Wiley.