

엔트랜시 소산에 기반한 비가역 카르노 사이클의 최적 해석

김 경 훈*†

* 금오공과대학교 기계공학과

Optimal Analysis of Irreversible Carnot Cycle Based on Entransy Dissipation

Kyounghoon Kim*†

* Dept. of Mechanical Engineering, Kumoh Nat'l Institute of Technology

(Received August 4, 2016 ; Revised October 30, 2016 ; Accepted November 27, 2016)

Key Words: Entransy(엔트랜시), Dissipation(소산), Exergy(엑서지), Irreversible Carnot Cycle(비가역 카르노 사이클), Efficiency(효율), Optimization(최적화)

초록: 최근 들어 열전달 포텐셜에 해당하는 엔트랜시 개념이 제안되었으며 이는 열-일 변환 시스템의 해석이나 최적화에 유용하게 사용될 수 있다. 본 논문에서는 비가역 카르노 사이클에 대해 엑서지 균형 방정식 해석과 대응해서 체계적인 엔트랜시 손실, 일 엔트랜시, 엔트랜시 소산의 개념에 기반한 엔트랜시 해석을 수행한다. 또한 시스템의 최적 성능을 나타내기 위해서 엔트랜시에 기반한 몇 가지 형태의 시스템 효율을 도입한다. 한번 사용된 열원이 추가적으로 사용되는 경우와 그렇지 않은 경우, 즉 덤핑 경우와 비덤핑 경우에 대해 시스템 효율의 최적 조건에 대한 열원온도나 비가역 효율의 영향을 체계적으로 조사한다. 해석 결과는 엔트랜시에 의한 효율은 전통적인 에너지나 엑서지에 기반한 효율과는 다른 경향을 보여주며, 이는 열동력 시스템에서 또 다른 열원의 효과적인 사용 방법을 제시한다.

Abstract: The concept of entransy has been proposed recently as a potential heat transfer mechanism and could be useful in analyzing and optimizing the heat-work conversion systems. This work presents an entransy analysis for the irreversible Carnot cycle by systematic balance formulations of the entransy loss, work entransy, and entransy dissipations, which are consistent with exergy balances. Additionally, several forms of system efficiency are introduced based on entransy for the appreciation of the optimal system performance. The effects of the source temperature and irreversible efficiencies on the optimal conditions for system efficiencies are systematically investigated for both dumping and non-dumping cases of used source fluid. The results show different trends in entransy efficiencies when compared to the conventional efficiencies of energy and exergy, and represent another method to assess the effective use of heat source in power generation systems.

- 기호설명 -

C : 열용량 [kW/K]
 c_p : 정압비열 [kJ/kg · K]
 D : 엑서지 파괴 [kW]
 G : 엔트랜시 [kW · K]
 H : 엔탈피 [kW]
 m : 질량유량 [kg/s]
 Q : 열전달 [kW]

s : 엔트로피 [kJ/kg · K]
 T : 온도 [K]
 W : 동력 [kW]
 ΔT_H : 열교환기 핀치온도차 [K]
 ΔT_L : 응축기 핀치온도차 [K]
 Φ : 엔트랜시 소산 [kW · K]
 η : 효율

상첨자

d : 덤핑
 nd : 비덤핑

† Corresponding Author, khkim@kumoh.ac.kr
 © 2017 The Korean Society of Mechanical Engineers

하첨자

c	: 냉각수
e	: 엑서지
g	: 엔트랜시
H	: 증발
L	: 응축
loss	: 엔트랜시 손실
opt	: 최적조건
p	: 펌프
t	: 터빈

1. 서 론

열전달과 전기 전도의 상사성에서 보면 온도는 전압에 대응하고 열전달은 전류에 대응하며 열저항은 전기저항에 대응하는데 전기에 있어서 축전기의 전기 포텐셜 에너지에 대한 열전달의 대응 개념은 없다. 최근 들어 축전기의 전기 포텐셜 에너지에 대한 열전달의 대응 개념으로서 새로운 물리량인 엔트랜시(entransy)가 제안되었다.⁽¹⁾ 엔트랜시 소산(entransy dissipation)은 열전달로 인한 엔트랜시의 손실로서 정의되며 고립계에서 엔트랜시 소산은 항상 감소한다는 사실이 증명되었다.⁽²⁾ 열역학 관점에서 보면 열전달은 비가역이고 비평형 과정인데 엔트랜시 소산은 열전달 과정의 비가역성의 또 하나의 척도가 될 수 있다.⁽³⁾

Chen 등⁽⁴⁾은 엔트랜시 개념, 엔트랜시 소산, 다양한 열전달 모드에서 최적화를 위한 판별조건과 정리 등 엔트랜시 개념에 관련된 173편의 출판 문헌들을 리뷰하였다. 엔트랜시는 열역학 상태량이며 열역학 제2법칙을 다른 방법으로 기술하는 데에 활용될 수 있다.^(5,6) 열역학 제1법칙의 엔트랜시 표현은 임의의 열역학 시스템에서 엔트랜시는 균형을 이룬다는 사실을 보여주며, 열역학 제2법칙의 엔트랜시 표현은 열은 저온에서 고온으로 자발적으로는 흐르지 않으며 엔트랜시 소산이 존재한다는 사실을 보여준다.⁽⁷⁾

다양한 형태의 열교환기의 해석을 위해서 엔트랜시 소산 기반 열저항(entransy-dissipation-based thermal resistance, EDTR) 개념이 도입되었으며,^(8~10) 엔트랜시 소산 이론과 유전자 알고리즘이 열교환기의 최적설계를 위해 사용되었다.⁽¹¹⁾ 또한 이상 엔트랜시도 난방, 환기, 공조 및 냉동의 응용에 확장되었으며 열 및 물질전달 과정이 복합된 증발식 냉각시스템의 최적설계를 위해 엔트랜시 이론이 적용되었다.⁽¹²⁾ 증기압축식 냉동시스템에서 열전달, 압축과정 및 교축과정이 엔트랜시 소산 이론을 이

용하여 해석되었다.⁽¹³⁾ 기체 냉동 사이클에서 열전달과 열-일 변환 과정도 엔트랜시 이론에 의해 효과적으로 해석되었다.⁽¹⁴⁾

최적의 열-일 변환을 위한 최소 엔트로피 생성 원리(minimum entropy generation principle)의 적용은 제한적일 수 있으며 최소의 엔트로피 생성조건은 최대 동력 생산 조건과 상이할 수 있다. 엔트랜시 이론은 열-일 변환의 최적 해석에도 응용될 수 있다.^(15~17) 고온의 열원유체로부터 열을 흡수하고 저온의 냉각유체에 열을 방출하는 카르노 사이클에 의한 열-일 변환 시스템에 대한 과정들과,⁽¹⁸⁾ 랭킨 사이클의 열역학적 과정들이 엔트로피 생성과 엔트랜시 이론을 통해 해석되었다.⁽¹⁹⁾ Kim과 Kim,⁽²⁰⁾ Han과 Kim⁽²¹⁾은 현열 에너지 형태의 열원을 사용하는 카르노 사이클에 의한 열-일 변환 시스템에서 열교환 후의 열원 유체에 대한 추가적인 열역학 과정이 없는 비덤핑(non dumping) 과정과 추가적인 열역학 과정이 있는 덤핑과정(dumping)에 대한 에너지, 엑서지 및 엔트랜시 과정에 대한 상사성과 효율을 상호 비교해석하였다.

하지만 엔트랜시에 대한 연구는 매우 초기 단계이며 아직 알려지지 않은 면과 명확하지 않은 면들이 매우 많은 실정이다. 본 연구에서는 현열 에너지 형태의 열원을 사용하는 비가역 카르노 사이클에 의한 열-일 변환 시스템에서 비덤핑 과정과 덤핑 과정에 대한 에너지, 엑서지 및 엔트랜시 과정에 대한 상사성과 효율을 상호 비교 해석하고자 한다. 또한 비가역 효율이나 열원 온도의 변화에 따른 에너지, 엑서지 및 엔트랜시를 기반으로 하는 효율을 최대화 최적 조건에 대해 분석한다.

2. 시스템 해석

2.1 시스템 설정

카르노 사이클은 두 개의 가역 등온과정과 두 개의 가역 단열과정으로 구성되는데, 본 논문에서 해석하는 비가역 카르노 사이클은 두 개의 가역 등온과정과 비가역 압축과정 및 비가역 팽창과정으로 구성된다. 현열 형태의 열원 유체는 열교환기에 온도 T_s 로 공급되어 T_{sout} 으로 나가며, 냉각수는 온도 T_c 로 공급되어 T_{cout} 으로 나간다고 설정한다. 공급된 열원유체는 열교환기를 통해 열을 전달하여 동력을 생산하도록 하며 열교환기를 나온 열원 유체는 단지 방출되기도 하고 추가적인 열역학 과정에 활용되기도 하는데 이를 각각 덤핑(dumping)과 비덤핑(not dumping)이라고 한다. 덤핑과 비덤핑의 경우 시스템의 온도-엔트로피 선도가

Fig. 1에 보는 바와 같다.

온도 T_s , 열용량 $C_s = m_s c_{ps}$ 의 열원유체가 열교환기에 공급되어 열을 전달한 다음 온도 T_{sout} 로 배출되며, 여기에서 m_s 와 c_{ps} 는 각각 열원유체의 질량유량과 정압비열이다. 온도 T_c , 열용량 $C_c = m_c c_{pc}$ 의 냉각수는 응축기에 공급되어 열을 흡수한 다음 온도 T_{cout} 로 배출되며, 여기에서 m_c 와 c_{pc} 는 각각 냉각수의 질량유량과 정압비열이다. 작동유체의 증발온도와 응축온도는 각각 T_H 와 T_L 이며 열교환기와 응축기의 고온유체와 저온유체의 최소온도차는 핀치온도차 ΔT_H 와 ΔT_L 로 운전된다고 설정하며 이에 따라 열원유체와 냉각수의 출구온도는 각각 $T_{sout} = T_s - \Delta T_H$ 와 $T_{cout} = T_c + \Delta T_L$ 로 된다. 비가역 압축계수와 비가역 팽창계수 η_H 와 η_L 은 다음과 같이 각각 정의한다.⁽¹⁷⁾

$$\eta_H = \frac{s_3 - s_2}{s_3 - s_{2s}} \quad (1)$$

$$\eta_L = \frac{s_{4s} - s_1}{s_4 - s_1} \quad (2)$$

여기에서 s_{2s} 와 s_{4s} 는 각각 가역 압축과 가역 팽창한 경우의 엔트로피를 나타낸다.

2.2 에너지 및 엑서지 해석

열교환기와 응축기에서의 열전달 Q_H 와 Q_L 은 각각 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_H = C_s (T_s - T_H - \Delta T_H) = T_H (s_3 - s_2) = \eta_H T_H \Delta s_{rev} \quad (3)$$

$$Q_L = C_c (T_L - \Delta T_L - T_c) = T_L (s_4 - s_1) = \frac{1}{\eta_L} T_L \Delta s_{rev} \quad (4)$$

여기에서 Δs_{rev} 는 다음과 같이 가역 증발이나 응축

과정에서 엔트로피 변화량이다.

$$\Delta s_{rev} = s_3 - s_{2s} = s_{4s} - s_1 \quad (5)$$

증발과 응축 열전달의 비는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{Q_L}{Q_H} = \frac{1}{\eta_H \eta_L} \frac{T_L}{T_H} = \alpha \frac{T_L}{T_H} \quad (6)$$

여기에서 $\alpha = 1/\eta_H \eta_L$ 이다. 그러면 시스템의 순생산 동력 W 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$W = Q_H - Q_L = C_s (T_{s0} - T_H) \left(1 - \alpha \frac{T_L}{T_H} \right) \quad (7)$$

엑서지는 주위와 평형상태에 있을 때 얻을 수 있는 이론적인 유용일이며 다음과 같이 구할 수 있다.

$$E = H - H_0 - T_0 (S - S_0) = C [T - T_0 - T_0 \ln(T/T_0)] \quad (8)$$

여기에서 0은 사장상태를 의미한다. 시스템의 각 열역학 과정에서 엑서지 파괴는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$D_{he} = E_s - E_{sout} - \Delta E_H \quad (9)$$

$$D_{cd} = E_c - E_{cout} + \Delta E_L \quad (10)$$

$$D_{sout} = E_{sout} - E_{senv} = E_{sout} \quad (11)$$

$$D_{cout} = E_{cout} - E_{cenv} = E_{cout} \quad (12)$$

$$D_p = T_0 (s_2 - s_1) \quad (13)$$

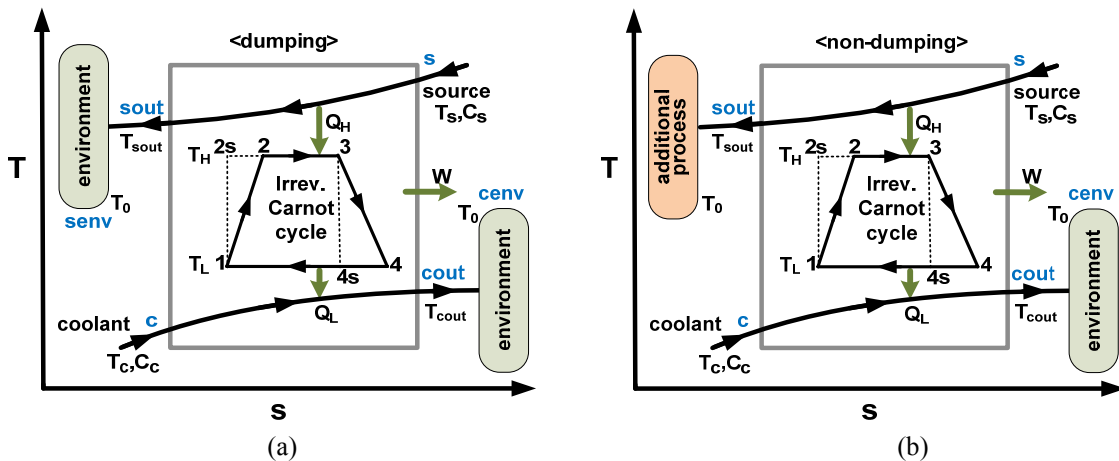


Fig. 1 Schematic diagrams of system for (a) dumping and (b) non-dumping

$$D_t = T_0 (s_4 - s_3) \quad (14)$$

시스템과 주위의 엑서지 균형은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$E_{in} = E_s + E_c = W + D_{he} + D_{cd} + D_{sout} + D_{cout} + D_p + D_t + E_{sens} + E_{cenv} \quad (15)$$

덤핑 경우와 비덤핑 경우에 시스템과 주위에서 총 엑서지 파괴는 다음과 같다.

$$D_{tot}^{nd} = D_{he} + D_{cd} + D_{cout} + D_p + D_t \quad (16)$$

$$D_{tot}^d = D_{tot}^d + D_{sout} \quad (17)$$

2.3 엔트랜시 해석

엔트랜시 개념은 열전달 능력을 나타내기 위해 제안되었다. 전기와 열 시스템의 상사성에 근거해서 축전기에 저장되는 전기 에너지에 대응하여 엔트랜시는 어떤 물체가 가지는 열의 포텐셜 에너지를 나타낸다. 전기 시스템에서 전류는 보존되나 전기 에너지 포텐셜이 감소하고 유체 시스템에서 유량은 보존되나 역학 에너지 포텐셜이 감소하듯이, 열 시스템에서는 열전달 과정에서 열전달은 보존되나 엔트랜시는 감소된다.^(1~3) Zhou 등⁽²²⁾은 에너지 방정식으로부터 밀폐계에서 유용한 내부 에너지에 의한 엔트랜시와 개방계에서 유용한 엔탈피에 의한 엔트랜시 균형방정식을 유도하였다.

엔트랜시는 $G = UT/2$ 와 같이 정의할 수 있는데 여기에서 U 는 시스템에 저장되는 내부에너지이며 절대온도 T 는 열적 포텐셜이라 할 수 있다. 질량 출입을 포함하는 개방계에서 질량 유동에 의한 엔탈피 엔트랜시(enthalpy entransy)는 $G = HT/2$ 라 정의할 수 있으며 여기에서 H 는 질량유동의 엔탈피이다.⁽¹⁸⁾ 열교환 장치의 입구와 출구에서 흐르는 유체의 엔트랜시는 다음과 같이 쓸 수 있다.⁽¹⁷⁾

$$G = \frac{1}{2}C(T^2 - T_0^2) = H \frac{T + T_0}{2} \quad (18)$$

열교환기 출구에서 나오는 열원유체의 엔트랜시 G_{sout} 과 주위로 방출되는 열원유체의 엔트랜시 G_{sens} 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$G_{sout} = \frac{1}{2}C_s(T_s^2 - T_0^2) = H_{sout} \frac{T_{sout} + T_0}{2} \quad (19)$$

$$G_{sens} = H_{sout}T_0 \quad (20)$$

사이클의 두 등온과정에서 엔트랜시 전달은 다

음과 같다.⁽¹⁵⁾

$$\Delta G_H = G_2 - G_1 = \Delta Q_H T_H \quad (21)$$

$$\Delta G_L = G_3 - G_4 = \Delta Q_L T_L \quad (22)$$

일 엔트랜시(work entransy) W_g , 즉 일 변환 과정에서 소비된 엔트랜시는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$W_g = \Delta G_H - \Delta G_L = \Delta Q_H T_H - \Delta Q_L T_L \quad (23)$$

열교환기와 응축기에서 엔트랜시 소산, Φ_{he} 과 Φ_{cd} , 그리고 열교환기와 응축기 출구에서 방출되는 열원 유체와 냉각유체의 엔트랜시는 다음과 같이 표현된다.

$$\Phi_{he} = G_s - G_{sout} - \Delta G_H \quad (24)$$

$$\Phi_{cd} = G_c - G_{cout} + \Delta G_L \quad (25)$$

$$\Phi_{sout} = G_{sout} - G_{sens} = \frac{1}{2}C_s(T_{sout} - T_0)^2 \quad (26)$$

$$\Phi_{cout} = G_{cout} - G_{cenv} = \frac{1}{2}C_c(T_{cout} - T_0)^2 \quad (27)$$

엑서지 균형식과 같은 형태로 엔트랜시 균형식을 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$G_{in} = G_s + G_c = W_g + \Phi_{he} + \Phi_{cd} + \Phi_{sout} + \Phi_{cout} + G_{sens} + G_{cenv} \quad (28)$$

엔트랜시 균형식에서 시스템과 주위에서 총 엔트랜시 소산은 덤핑 경우와 비덤핑의 경우에 각각 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\Phi_{tot}^d = \Phi_{he} + \Phi_{cd} + \Phi_{sout} + \Phi_{cout} \quad (29)$$

$$\Phi_{tot}^{nd} = \Phi_{he} + \Phi_{cd} + \Phi_{cout} \quad (30)$$

시스템의 엔트랜시 손실(entransy loss)은 시스템에 유입되는 엔트랜시의 합과 시스템에서 유출되는 엔트랜시의 합과의 차이로서 엔트랜시 소산과 일 엔트랜시로 구성된다.⁽¹⁶⁻¹⁸⁾ 덤핑과 비덤핑의 경우 엔트랜시 손실은 다음과 같이 고쳐 쓸 수 있다.^(20,21)

$$G_{loss}^d = \frac{1}{2}C_s(T_s - T_0)^2 + \frac{1}{2}C_c(T_c - T_0)^2 + W T_0 \quad (31)$$

$$G_{loss}^{nd} = G_{loss}^d - \frac{1}{2}C_s(T_{sout} - T_0)^2 \quad (32)$$

3. 결과 및 토의

3.1 엑서지 및 엔트랜시 해석

본 연구에서는 시뮬레이션을 위한 기본 데이터로 다음과 같이 사용한다; $C_s = 1 \text{ kW/K}$, $T_s = 600 \text{ K}$, $T_L = 320 \text{ K}$, $T_c = 300 \text{ K}$, $T_0 = 300 \text{ K}$, $\Delta T_H = 10 \text{ K}$, $\Delta T_L = 10 \text{ K}$, $\eta_H = \eta_L = 0.9$ 이다.

Fig. 2에서는 증발온도 T_H 의 변화에 따라 시스템의 순생산일과 엑서지 파괴에 미치는 영향을 보여준다. 식 (7)에서 알 수 있듯이 순생산일 W 가 0보다 크다는 조건에서부터 증발온도는 $\alpha T_L < T_H < T_s - \Delta T_H = T_{s0}$ 의 범위를 갖는다. 순생산일은 질량유량과 작동유체 단위질량당 순생산일의 곱인데, 증

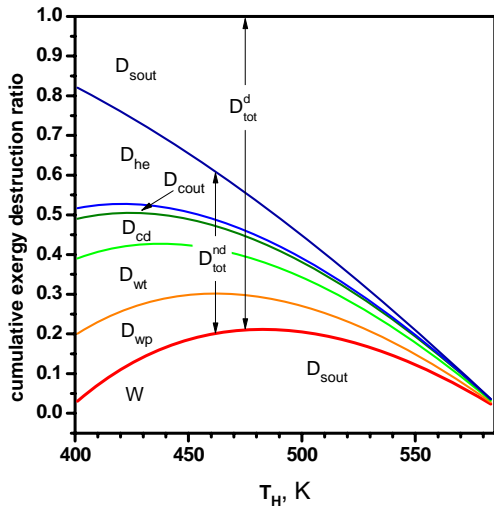


Fig. 2 Cumulative exergy composition in the system and environment

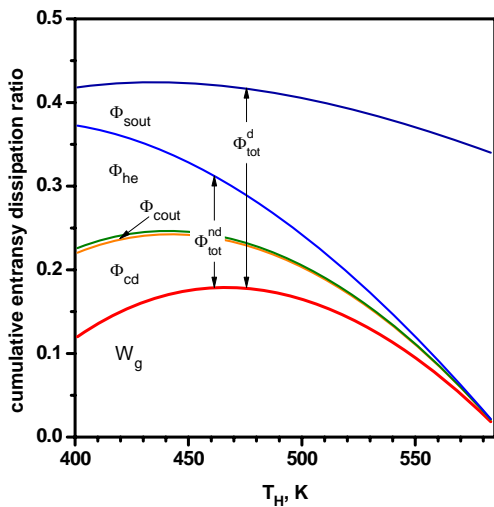


Fig. 3 Cumulative entransy composition in the system and environment

발온도가 하한값에 접근하면 작동유체 단위질량당 순생산일이 0에 접근하고 반대로 상한값에 접근하면 작동유체 질량유량이 0에 접근해서, 시스템의 순생산일은 증발온도에 대해 최대값을 갖는다. 한편 증발온도가 증가하면 열원유체 출구온도가 상승하면서 열원유체의 엑서지 손실 D_{sout} 이 증가하지만, 다른 엑서지 파괴 요소들은 증발온도 증가에 따라 감소한다.

Fig. 3에서는 증발온도 T_H 의 변화에 따라 시스템에 공급한 시스템의 일 엔트랜시와 엔트랜시 소산에 미치는 영향을 보여준다. 일 엔트랜시는 증발온도가 하한값에 접근하면 고온 흡입열과 저온 방출열의 차이가 줄어들어 감소하고 반대로 상한값에 접근하면 작동유체 질량유량이 0에 접근해서, 시스템의 일 엔트랜시도 순생산일은 증발온도에 대해 최대값을 갖는다. 한편 증발온도가 증가하면 열원유체 출구에서 열원유체의 온도가 상승하면서 엔트랜시 소산 Φ_{sout} 이 증가하지만, 다른 엔트랜시 소산들은 증발온도 증가에 따라 감소한다. 따라서 비덤핑 경우의 엔트랜시 손실은 증발온도가 상승함에 따라 감소하지만 덤핑 경우의 엔트랜시 손실은 증발온도에 대해 최대값을 갖는다.

서로 다른 상황에서 시스템의 성능을 합리적으로 비교하기 위해서는 열동력 시스템에서 열적 자원을 얼마나 효과적으로 동력으로 변환시키게끔 표현하는 무차원 계수들이 필요하다. 본 논문에서 덤핑과 비덤핑 경우에 에너지, 엑서지 및 엔트랜시 관점에서 다음과 같은 무차원 계수들을 정의한다.⁽²⁰⁻²²⁾

$$\eta_q^d = W / Q_s \quad (33)$$

$$\eta_e^d = W / E_s \quad (34)$$

$$\eta_{g1}^d = W_g / G_s \quad (35)$$

$$\eta_{g2}^d = W_g / G_{loss}^d \quad (36)$$

$$\eta_{g3}^d = G_{loss}^d / G_s \quad (37)$$

$$\eta_q^{nd} = W / (Q_s - Q_{sout}) \quad (38)$$

$$\eta_e^{nd} = W / (E_s - E_{sout}) \quad (39)$$

$$\eta_{g1}^{nd} = W_g / (G_s - G_{sout}) \quad (40)$$

$$\eta_{g2}^{nd} = W_g / G_{loss}^{nd} \quad (41)$$

$$\eta_{g3}^{nd} = G_{loss}^{nd} / (G_s - G_{sout}) \quad (42)$$

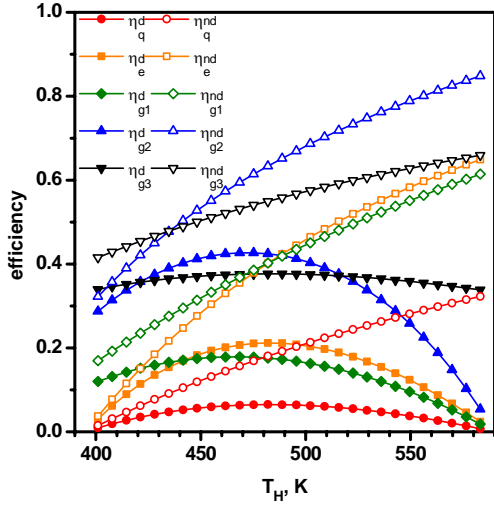


Fig. 4 System efficiencies of energy, exergy, and entransy of the system for dumping and non-dumping cases

여기에서 $\eta_q^d, \eta_e^d, \eta_{g1}^d, \eta_{g2}^d, \eta_{g3}^d$ 는 각각 시스템에 공급한 에너지에 대한 순생산일, 시스템에 공급한 엑서지에 대한 순생산일, 시스템에 공급한 엔트랜시에 대한 일 엔트랜시, 덩핑 경우 엔트랜시 손실에 대한 일 엔트랜시, 그리고 시스템에 공급한 엔트랜시에 대한 덩핑 경우의 엔트랜시 손실의 비를 의미한다. 그리고 식 (38)부터 식 (42)까지 비덩핑 경우의 효율들은 시스템에 공급한 물리량 중 열교환기에서 나간 양을 제외한, 즉 시스템 내부로 순수히 들어온 물리량에 대한 비로 정의된다. 본 논문에서는 식 (33)부터 식 (42)까지의 무차원 효율들을 차례대로 덩핑과 비덩핑 경우의 에너지 효율, 엑서지 효율, 엔트랜시 효율(entransy efficiency), 엔트랜시 변환효율(entransy conversion efficiency) 및 엔트랜시 손실계수(entransy loss coefficient)라고 부르기로 한다. 식에서 알 수 있듯이 엔트랜시 변환효율과 엔트랜시 손실계수의 곱은 엔트랜시 효율과 같게 된다.

Fig. 5에서는 증발온도가 덩핑과 비덩핑의 경우에 에너지, 엑서지 및 엔트랜시에 의한 효율에 미치는 영향을 보여준다. 덩핑 경우에 에너지, 엑서지 및 엔트랜시에 의해 정의된 다섯 가지 무차원 계수 모두 증발온도에 대해 최대값을 가지며, 무차원 계수값이 최대가 되는 최적의 증발온도는 효율의 정의마다 다를 수 있다. 아주 낮은 증발온도 영역을 제외하고 에너지 효율, 엔트랜시 효율, 엑서지 효율, 엔트랜시 변환효율 순서로 커지며 증발온도가 상한값이 되면 0으로 감소하게 된다. 그러나 비덩핑의 경우에는 다섯가지 무차원 계수 모

두 증발온도에 증가에 따라 증가한다.

3.2 최적 해석

덩핑 경우에 무차원 계수들은 모두 증발온도에 대해 최대값을 가진다는 사실을 앞에서 보았다. 시스템의 순생산일 W의 식 (7)을 증발온도 T_H 에 대해 미분하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial W}{\partial T_H} = C_s \left[\alpha \frac{T_L T_{s0}}{T_H^2} - 1 \right] \tag{43}$$

순생산일의 최대값 W^{opt} 는 따라서 증발온도가 $T_H = T_{Hm}$ 일 때 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T_{Hm} = \sqrt{\alpha T_L T_{s0}} \tag{44}$$

$$W^{opt} = C_s \left(\sqrt{T_{s0}} - \sqrt{\alpha T_L} \right)^2 \tag{45}$$

시스템의 일 엔트랜시 W_g 의 식 (23)을 증발온도 T_H 에 대해 미분하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial W_g}{\partial T_H} = C_s \left[T_{s0} - 2T_H + \alpha T_{s0} T_L^2 \right] \tag{46}$$

일 엔트랜시의 최대값 W_g^{opt} 는 증발온도가 $T_H = T_{Hm}$ 일 때 다음과 같은 방정식으로부터 구할 수 있다.

$$T_{Hm} = \frac{T_{s0}}{2} \sqrt{1 + \frac{T_L^2}{T_{Hm}}} \tag{47}$$

$$W_g^{OPT} = C_s (T_{s0} - T_{Hm}) \left(T_{Hm} - \frac{T_L^2}{T_{Hm}} \right) \tag{48}$$

증발온도에 대한 시스템 순생산일의 최대값 조건에서 열원유체의 의한 엑서지 공급에 대한 순생산일 및 엑서지 파괴의 비율이 Fig. 5에 열원온도의 함수로 보여준다. 열원온도가 증가함에 따라 시스템 순생산일과 열교환기에서의 엑서지 파괴율은 증가하고 열원유체 유출에 의한 엑서지 파괴율은 감소하는 반면 펌프, 터빈, 응축기, 응축기 출구에서 엑서지 파괴율은 열원온도의 변화에 대해 최대값을 갖는다. 엑서지 파괴 중 열원유체 유출에 의한 엑서지 파괴가 가장 크고, 약 600K 이하에서는 터빈, 그 이상에서는 열교환기에서의 엑서지 파괴가 그 다음으로 크다.

증발온도에 대한 일 엔트랜시의 최대값 조건에서 열원유체의 의한 엔트랜시 공급에 대한 일 엔

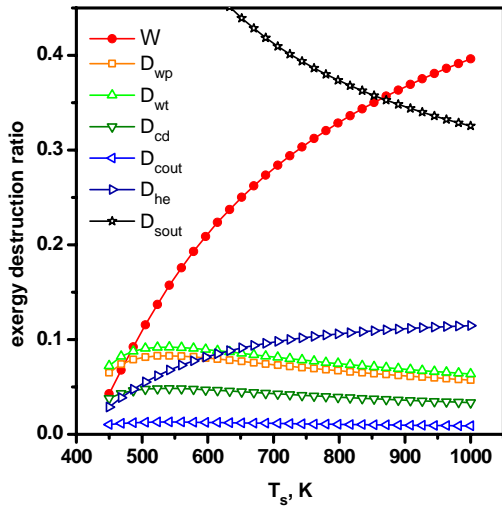


Fig. 5 Effects of source temperature on exergy compositions at the optimal condition of work production

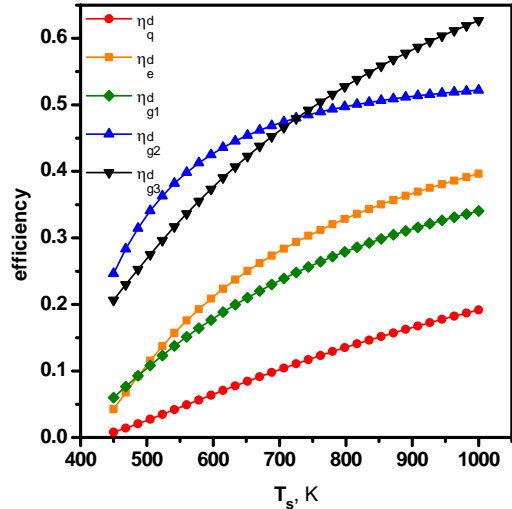


Fig. 7 Effects of source temperature on the system efficiencies at the optimal conditions

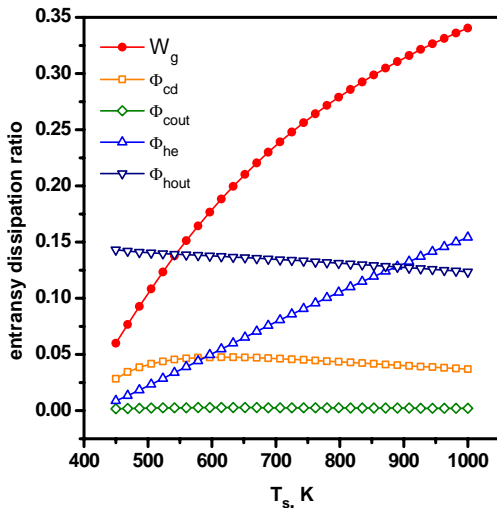


Fig. 6 Effects of source temperature on the entransy compositions at the optimal condition of work entransy

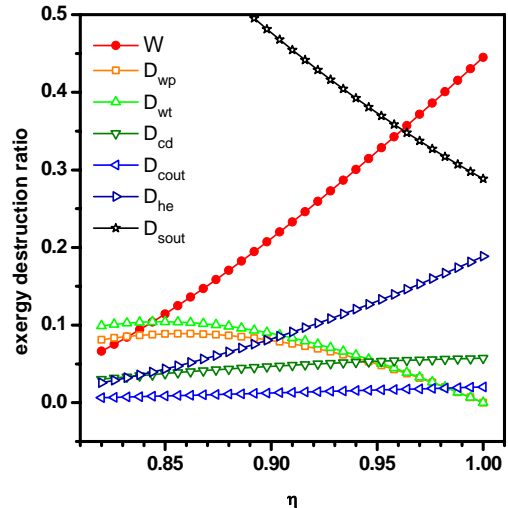


Fig. 8 Effects of irreversible coefficient on the exergy compositions at the optimal condition of work production

트랜시 및 에트랜시 소산의 비율이 Fig. 6에 열원 온도의 함수로 보여준다. 열원온도가 증가함에 따라 일 엔트랜시와 열교환기에서의 엔트랜시 소산은 증가하고 열원유체 유출에 의한 엔트랜시 소산은 감소하는 반면 응축기에서의 엔트랜시 소산은 열원온도의 변화에 대해 최대값을 갖는다. 약 900K 이하에서는 엔트랜시 소산 중 열원유체 유출에 의한 엔트랜시 소산이 가장 크고, 그 이상에서는 열교환기에서의 엔트랜시 소산이 가장 크다.

Fig. 7에서는 덤핑 경우에 증발온도에 대한 무차원 파라미터의 최대값을 갖는 조건에서 열원온도 변화가 무차원 파라미터에 미치는 영향을 보여준

다. 덤핑 조건에서 모든 효율은 열원온도의 증가에 따라 상승하며 이는 에너지, 엑서지 및 엔트랜시의 모든 관점에서 열원온도가 증가하면 시스템의 효율이 상승함을 보여준다. 같은 열원온도에서는 에너지효율, 엔트랜시 효율, 엑서지 효율, 그리고 엔트랜시 변환효율 순서로 높게 된다.

Figs. 8-9에서는 증발온도에 대한 생산일이나 일 엔트랜시가 최대값을 갖는 조건에서 비가역 계수의 변화가 엑서지 파괴, 엔트랜시 소산 및 무차원 파라미터에 미치는 영향을 보여준다. 비가역 계수가 커질수록, 즉 가역성이 커질수록, 시스템의 엑서지 공급에 대한 열원유체 유출에 의한 엑서지

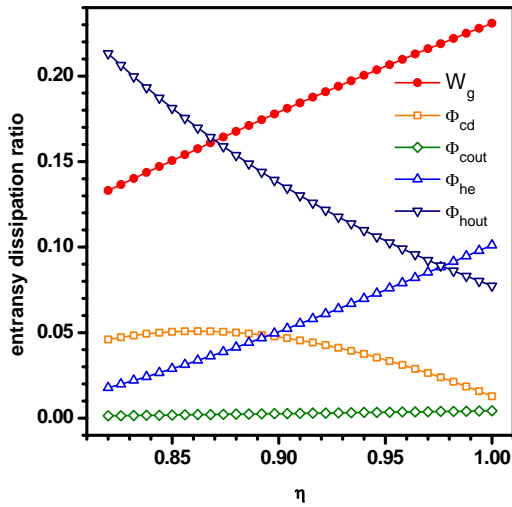


Fig. 9 Effects of irreversible coefficient on the entransy compositions at the optimal condition of work entransy

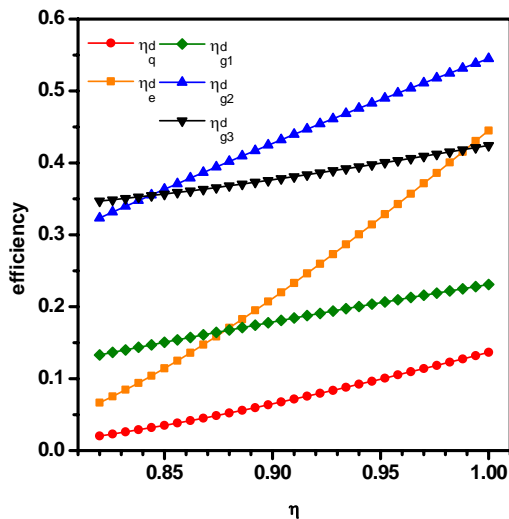


Fig. 10 Effects of irreversible coefficient on the system efficiencies at the optimal conditions

파괴율은 작아지고 순생산일이나 응축기에서 엑서지 파괴 비율은 커지며, 터빈과 펌프에서의 엑서지 파괴 비율은 비가역 계수 변화에 따라 최대값을 갖는다. 엑서지 파괴 중 열원유체 유출에 의한 부분이 가장 크고 열교환기에서의 엑서지 파괴가 그 다음으로 크다. 또한 비가역 계수가 커질수록 열원유체 유출에 의한 엔트랜시 소산 비율은 작아지고 시스템 생산일이나 열교환기에서의 엔트랜시 소산은 커지며 응축기에서의 엔트랜시 소산은 비가역 계수 변화에 따라 최대값을 갖는다. 비가역 계수가 0.98보다 큰 경우에는 열교환기에서의 엔트랜시 소산이 시스템의 엔트랜시 소산 중 가장

크지만 비가역 계수가 그 이하에서는 열원 유체에 의한 엔트랜시 소산이 가장 크다.

Fig. 10에서는 덤핑 경우에 증발온도에 대한 무차원 파라미터의 최적 조건에서 비가역 계수의 변화가 무차원 계수들에게 미치는 영향을 보여준다. 에너지, 엑서지 및 엔트랜시에 기반한 모든 효율들은 비가역 계수가 커질수록, 즉 가역성이 커질수록 효율이 높아진다. 효율 중에서 에너지 효율이 가장 낮고 엔트랜시 변환효율이 가장 높으며 엑서지 효율의 변화가 가장 크다.

4. 결론

(1) 본 연구에서는 엔트랜시 소산 개념과 엑서지 해석에 기반하여 비가역 카르노 사이클의 시스템 성능과 최적 조건을 덤핑과 비덤핑 조건에서 비교 해석하였으며 주요 결론은 다음과 같다.

(2) 생산일이나 일 엔트랜시는 증발온도 변화에 따라 최대값을 갖는다.

(3) 에너지, 엑서지, 엔트랜시 및 엔트랜시 변환 효율은 덤핑의 경우 증발온도 변화에 따라 최대값을 갖지만 비덤핑의 경우 증발온도에 따라 증가한다.

(4) 생산일 최적 조건에서 열원온도나 비가역 계수가 증가하면 생산일이나 열교환기 엑서지 파괴 비율은 증가하고 열원유체 유출에 의한 엑서지 파괴 비율은 감소한다.

(5) 엑서지 경우와 유사하게 일 엔트랜시 최적 조건에서 열원온도나 비가역 계수가 증가하면 일 엔트랜시나 열교환기 엔트랜시 소산 비율은 증가하고 열원유체 유출에 의한 엔트랜시 소산 비율은 감소한다.

(6) 덤핑 경우 최적 조건에서 에너지, 엑서지, 엔트랜시 및 엔트랜시 변환 효율은 열원온도나 비가역 계수의 증가에 따라 증가하지만 경향은 다르다.

후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비에 의하여 연구된 논문입니다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌 (References)

(1) Guo, Z. Y., Zhu, H. Y. and Liang, X. G., 2007, "Entransy-a Physical Quantity Describing Heat Transfer Ability," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 50, pp. 2545~2556.

- (2) Cheng, X. T., Liang, X. G. and Guo, Z. Y., 2011, "Entransy Decrease Principle of Heat Transfer in an Isolated System," *Chin. Sci. Bull.*, Vol. 56, pp. 847~854.
- (3) Cheng, X. T. and Liang, X. G., 2013, "From Thermomass to Entransy," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 62, pp. 174~177.
- (4) Chen, Q., Liang, X. G. and Guo, Z. Y., 2013, "Entransy Theory for the Optimization of Heat Transfer - a Review and Update," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 63, pp. 65~81.
- (5) Xu, M., "The Thermodynamic Basis of Entransy and Entransy Dissipation," *Energy*, Vol. 36, pp. 4272~4277.
- (6) Liu, W., Liu, Z. C., Jia, H., Fan, A. W. and Nakayama, A., 2011, "Entransy Expression of the Second Law of Thermodynamics and its Application to Optimization in Heat Transfer Process," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 54, pp. 3049~3059.
- (7) Cheng, X. T. and Liang, X. G., 2013, "Discussion on the Entransy Expressions of the Thermodynamic Laws and Their Applications," *Energy*, Vol. 56, pp. 46~51.
- (8) Qian, X. and Li, Z., 2011, "Analysis of Entransy Dissipation in Heat Exchangers," *Int. J. Therm. Sci.*, Vol. 50, pp. 608~614.
- (9) Cheng, X., Zhang, Q. and Liang, X., 2012, "Analyses of Entransy Dissipation, Entropy Generation and Entransy-dissipation-based Thermal Resistance on Heat Exchanger Optimization," *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 38, pp. 31~39.
- (10) Chen, Q., 2013, "Entransy Dissipation-based Thermal Resistance Performance Design and Optimization," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 60, pp. 156~162.
- (11) Guo, J. and Xu, M., 2012, "The Application of Entransy Dissipation Theory in Optimization Design of Heat Exchanger," *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 36, pp. 227~235.
- (12) Qian, S, Huang, L., Aute, V., Hwang, Y. and Radermacher, R., 2013, "Applicability of Entransy Dissipation Based Thermal Resistance for Design Optimization of Two-phase Heat Exchangers," *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 55, pp. 140~148.
- (13) Xu, Y. C. and Chen, Q., 2013, "A Theoretical Global Optimization Method for Vapor-compression Refrigeration Systems Based on Entransy Theory," *Energy*, Vol. 60, pp. 464~473.
- (14) Chen, Q., Xu, Y. C. and Hao, J. H., 2014, "An Optimization Method for Gas Refrigeration Cycle Based on the Combination of Both Thermodynamics and Entransy Theory," *Appl. Energy*, Vol. 113, pp. 982~989.
- (15) Cheng, X. and Liang, X., 2012, "Entransy Loss in Thermodynamic Processes and its Application," *Energy*, Vol. 44, pp. 964~972.
- (16) Cheng, X. and Liang, X., 2012, "Heat-work Conversion Optimization of One-stream Heat Exchanger Networks," *Energy*, Vol. 47, pp. 421~429.
- (17) Zhou, B., Cheng, X. T. and Liang, X. G., 2013, "Power and Heat-work Conversion Efficiency Analyses for the Irreversible Carnot Engines by Entransy and Entropy," *J. Appl. Phys.*, Vol. 113, 124904.
- (18) Cheng, X. T. and Liang, X. G., 2013, "Analyses of Entropy Generation and Heat Entransy Loss in Heat Transfer and Heat-work Conversion," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 64, pp. 903~909.
- (19) Wang, W. H., Cheng, X. T. and Liang, X. G., 2013, "Entropy and Entransy Analyses and Optimizations of the Rankine Cycle," *Energ. Convers. Manage.*, Vol. 68, pp. 82~88.
- (20) Kim, K. H. and Kim, K., 2015, "Comparative Analyses of Energy-exergy-entransy for the Optimization of Heat-work Conversion in Power Generation Systems," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 84, pp. 80~90.
- (21) Han C. H. and Kim, K. H., 2016, "Entransy and Exergy Analysis for Optimization of Heat-Work Conversion with Carnot Cycle," *J. Therm. Sci.*, Vol. 25, pp. 242~249.
- (22) Zhou, B., Cheng, X. T., Wang, W. H. and Liang, X. G., 2015, "Entransy Analyses of Thermal Processes with Variable Thermophysical Properties," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 90, pp. 1244~1254.