

〈論 文〉

## 열기관의 최대출력 사이클

김수연\* · 정평석\*\* · 노승탁\*\*\* · 김효경\*\*\*

(1990년 3월 30일 접수)

### Maximum Power Output Cycle of Heat Engines

Soo Youn Kim, Pyung Suk Jung, Sung Tack Ro and Hyo Kyung Kim

**Key Words :** Heat Engine(열기관), Maximum Power Cycle(최대출력 사이클), Maximum Power(최대출력), Heat Transfer(열전달)

#### Abstract

The cycle of heat engine which produces the maximum power output is constructed when heat sources are finitely constant, and the maximum power as a thermodynamic limit of the engine, is obtained. The characteristics of the maximum power cycle are as follows, which represent the operation conditions and design conditions of the heat engine to produce the maximum power output. In heat exchangers, the temperature profiles of the heat source and the working fluid have the same functional formula and the ratio of the working fluid temperature to the heat source temperature is constant. When heat capacity flow rates(product of the specific heat and the mass flow rate) of the working fluid as well as the heat source are constant, the values of those of working fluid exist between those of two heat sources. The relation of the temperature and the heat capacity flow rate is established without the states of the heat sources and the capacities of heat exchangers, which is  $(T_h/T_H)(C_h/C_H) = (T_l/T_L)(C_l/C_L) = 1$ . The capacity of the heat exchanger of hot side is equal to that of cold side regardless of the states of the heat sources and the total capacities of heat exchangers.

#### 기 호 설 명

$C$  : 비열  $\times$  질량유량(W/K)  
 $Q$  : 열전달률(W)  
 $S$  : 엔트로피(W/K)  
 $T$  : 온도(K)  
 $U$  : 열관류율  $\times$  전열면적(W/K)  
 $W$  : 출력(W)  
 $\alpha$  :  $U_L/U_H$   
 $\beta$  :  $U_{HT}/U_T$   
 $\eta$  : 효율

#### 상참자

\* : 무차원

#### 하참자

$H$  : 고온 열원  
 $h$  : 작동유체의 고온부  
 $L$  : 저온 열원  
 $l$  : 작동유체의 저온부  
 $T$  : 전체

\*정회원, 영남대학교 공과대학 기계설계학과

\*\*정회원, 영남대학교 공과대학 기계공학과

\*\*\*정회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

#### 1. 서 론

열 에너지를 기계적 일로 변환하는 열기관은 작

동유체가 사이클과정을 겪으면서 고온열원 및 저온 열원과 열교환을 행하며 기계적 일을 발생시키는 것으로 구성되어 있다. 동력장치로서 이러한 열기관의 열역학적 성능은 출력과 효율이며, 이들 성능은 열원의 유한성과 장치규모의 유한성으로 인하여 한계가 존재한다. 성능에 관한 그 한계는 도달 가능한 상한점을 제시한다는 점에서 학문적인 측면뿐만 아니라 실용적인 측면에서도 중요한 의미를 지닌다.

효율의 한계는 열교환 과정을 포함한 모든 과정이 가역적으로 이루어질 때 즉, 구성되는 사이클이 Carnot 사이클일 때 얻어지며, 그것은 Carnot 효율로 잘 알려져 있다. 그러나 장치규모가 유한할 경우 이 효율에 도달하기 위해서는 열원과 작동유체 사이의 온도차가 없어야 하고, 이 때 출력 역시 없게 되어 열기관으로서 의미를 상실하게 된다.

출력의 한계는 주어진 두 열원으로 부터 추출 가능한 가용일 즉, 잠재일(potential work)로 볼 수 있다<sup>(1,2)</sup>. 그러나 이 한계는 실제 열기관에 있어서 장치규모의 유한성과 과정의 비가역성과 같은 제한을 해제한 경우에 해당한다. 따라서 이러한 제한을 고려한 출력의 한계가 보다 더 실제적이다. 이 한계가 실제적 의미의 최대출력인데, 이에 대한 해답은 아직까지 없으며 이와 관련한 관심이나 시도는 특정한 사이클을 가상하고 그 사이클로 작동하는 열기관의 최대출력을 구하고 있는 수준이다<sup>(3-7)</sup>.

이러한 최대출력에 대한 열경제학적 의미를 살펴보면, 열경제학적 측면은 크게 효율 측면과 출력 측면으로 나누어 볼 수 있다. 효율은 주어진 열원에 대한 효율적 이용도를 나타내고, 단위 출력당 운전비(혹은 연료비)와 관계되며, 따라서 효율최대 조건은 운전비 최소조건을 표시한다. 반면에 출력은 주어진 장치에 대한 이용도를 나타내고, 단위 출력당 장치비와 관련된다. 따라서 출력최대 조건은 장치비 최소조건을 표시하게 된다. 이러한 점에서 볼 때 최대출력조건은 단위 출력당 장치단가의 산정에 중요한 기여를 함과 아울러 출력 단가의 최소 조건 즉, 최적조건 결정에도 중요한 역할을 하게 된다<sup>(8)</sup>.

열기관의 출력은 열전달양에 의하여 지배되며, 열전달은 열교환기 내의 열원과 작동유체의 온도분포와 열교환기의 전열용량에 의존한다. 그러므로 최대출력을 구하기 위해서는 최대출력을 발생시키기 위한 열원과 작동유체의 온도분포와 열교환기의

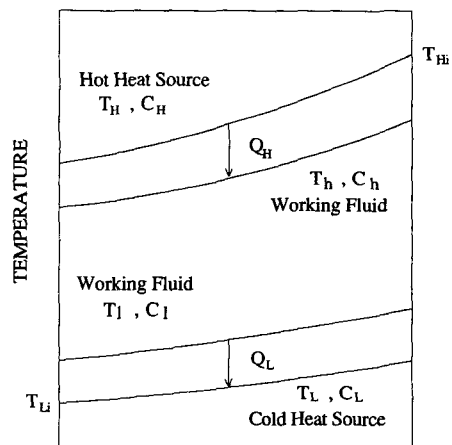
전열용량을 구하여야 한다. 이와 같이 열교환기 내의 작동유체의 온도분포를 구하는 것은 곧 사이클을 구성하는 것이 된다. 이러한 사실은 주어진 열원과 장치에 대한 한계출력으로서 최대출력의 문제가 최대출력을 발생시키기 위한 사이클의 형태를 결정하는 문제로 됨을 말한다. 그러므로 주어진 열원과 장치에 대한 최대출력 사이클을 구함으로써 최대출력을 구할 수 있고, 이 출력이 그 시스템에 대한 한계출력이 된다.

따라서 본 연구는 열기관의 출력; 주어진 열원 사이에서 구성되는 사이클의 형태에 의존한다는 점에서 최대출력 사이클이 어떤 형태가 될 것인가하는 문제에 초점을 맞추어 사이클을 해석하고, 최대출력을 구하고자 한다.

본 연구의 최대출력 사이클은 기존의 사이클과는 달리 출력 관점에서 구성된 것이며, 열역학적으로 열기관의 사이클 구성에 대한 새로운 개념을 제공하게 될 것이다.

## 2. 해 석

주어진 두 열원 사이에서 구성되는 가역 사이클로서 최대 출력 사이클을 찾고자 한다. 이 사이클로 작동하는 열기관은 열교환 과정에만 비가역성이 존재하는 내적가역 열기관이다. 이와 같은 열기관은 그 출력이 열전달양에 의해서만 지배되므로, 최대출력을 발생시키기 위한 열교환기내의 열전달 형태 즉, 열원과 작동유체의 온도분포와 비열유량분



CAPACITY OF HEAT EXCHANGER

Fig. 1 Schematic diagram of problem

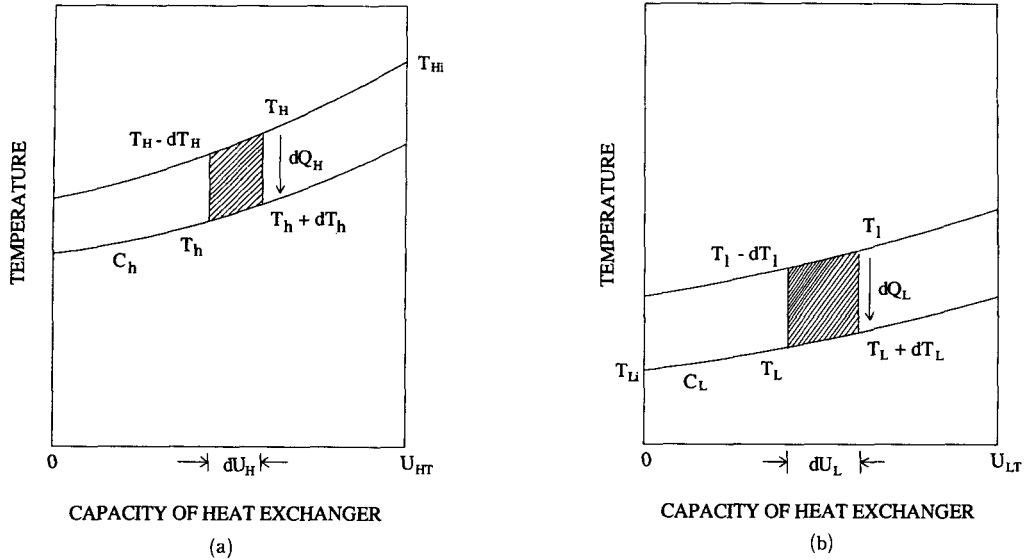


Fig. 2 Heat transfer between heat sources and working fluids

또 그리고 열교환기의 전열용량 등을 구하여야 한다. 이러한 것으로 부터 최대출력 사이클을 구성할 수 있다.

시스템을 기술하는 변수는 고온 및 저온열원의 온도, 열원의 비열유량, 사이클을 겪는 작동유체가 열원과 열교환을 하는 부분의 온도, 작동유체의 비열유량 그리고 열교환기의 전열용량이다. 여기서 비열유량은 비열과 질량유량을 곱한 양을 나타내고, 전열용량을 열관류율과 전열면적을 곱한 양을 표시한다.

Fig. 1과 같이 입구 온도가  $T_{H_i}$ ,  $T_{L_i}$ 인 주어진 두 열원 사이에서 구성되는 최대출력 사이클을 구하여 보자.

열전달은 Fig. 2와 같이 흡열부 열교환기에서

$$\begin{aligned} dQ_H &= (T_H - T_h) dU_H & (1) \\ &= C_H dT_H \\ &= C_h dT_h \end{aligned}$$

$$Q_H = \int_0^{U_{HT}} (T_H - T_h) dU_H \quad (2)$$

이고, 방열부 열교환기에서

$$\begin{aligned} dQ_L &= (T_l - T_L) dU_L & (3) \\ &= C_L dT_L \\ &= C_l dT_l \end{aligned}$$

$$Q_L = \int_0^{U_{LT}} (T_l - T_L) dU_L \quad (4)$$

이다. 여기서 전열용량  $U$ 는 실제의 경우 온도, 유동속도, 유동특성 등의 함수이지만 본 연구에서는 이들에 의존하지 않는다고 보았다. 출력은 사이클의 흡수 및 방출 열량의 차이로서

$$W = Q_H - Q_L \quad (5)$$

이고, 구성되는 사이클은 가역사이클이므로

$$\oint dQ/T = 0 \quad (6)$$

와 같은 엔트로피 보존식이 성립한다. 여기서 적분 구간을 통일하기 위하여  $U_H$ 와  $U_L$ 의 비를  $\alpha$ 로 두고, 식 (5)와 식 (6)을 정리하면

$$W = \int_0^{U_{HT}} [(T_H - T_h) - \alpha(T_l - T_L)] dU_H \quad (7)$$

$$\int_0^{U_{HT}} [T_H/T_h + \alpha T_L/T_l] dU_H = (1 + \alpha)U_{HT} \quad (8)$$

와 같고,  $\alpha$ 는 매개변수가 된다. 또한 열원의 입구 온도는

$$T_H = T_{H_i} \text{ at } U_H = U_{HT} \quad (9)$$

$$T_L = T_{L_i} \text{ at } U_L = 0 \quad (10)$$

로 주어져 있으며, 이것은 경계조건에 해당한다. 이 열원의 상태를 표현하는 상태방정식은 열원의

비열유량과 온도와의 관계로

$$C_H = C_H(T_H) \quad (11)$$

$$C_L = C_L(T_L) \quad (12)$$

와 같이 주어진다. 그리고 다음과 같은 엔트로피 관계식을 이용하면 사이클의  $T$ - $S$ 선도를 구할 수 있다.

$$S - S_* = \int_{T_*}^T dQ/T = \int_{U_*}^U dQ/T \quad (13)$$

여기서 수식의 전개와 계산의 편의를 위하여 다음과 같이 무차원화 한다.

$$T^* \equiv T/T_o \quad (14-a)$$

$$U^* \equiv U/U_T \quad (14-b)$$

$$U_H^* \equiv U_H/U_T = \beta x \quad (14-c)$$

$$U_L^* \equiv U_L/U_T = (1-\beta)x \quad (14-d)$$

$$C^* \equiv C/U_T \quad (14-e)$$

$$Q^* \equiv Q/T_o U_T \quad (14-f)$$

$$W^* \equiv W/W_o U_T \quad (14-g)$$

$$S^* \equiv S/U_T \quad (14-h)$$

단,  $T_o \equiv$  대기온도

$$U_T = U_{HT} + U_{LT}$$

$$\beta = U_{HT}/U_T$$

$$1-\beta = U_{LT}/U_T$$

$$x = U_H/U_{HT}$$

이들 무차원변수를 이용하여 앞의 식들을 무차원화 하고, 이 후 부터 이들 무차원양들의 상첨자\*을 생략하자. 여기서 무차원 비열유량은 열교환기의 NTU(Number of Transfer Unit)의 역수에 해당 한다. 무차원 형태로서 목적함수, 구속조건 그리고 경계조건은 다음과 같다.

$$\max W = \int_0^1 [\beta(T_H - T_h) - (1-\beta)(T_l - T_L)] dx \quad (15)$$

$$\int_0^1 [T_H/T_h + (1-\beta)T_L/(\beta T_l)] dx = 1/\beta \quad (16)$$

$$T_H(1) = T_{H1} \quad (17)$$

$$T_L(0) = T_{L1} \quad (18)$$

여기서  $\beta$ 는 열기관의 열교환기 전체용량에 대한 고온열원측 열교환기의 용량비로서 매개변수의 역할을 한다.

이 문제는 변분법(method of variation)을 이용하여 해를 구할 수 있고<sup>9)</sup>, 해로서 온도분포와 비열유량분포가 얻어진다. 이 때의 출력은 주어진 임의의 열교환기 전열용량에 대한 것이며, 열교환기

의 용량에 따라 출력은 단조 증가하므로, 단순히 전체용량의 증가에 따른 출력최대는 무의미하게 된다. 따라서 열교환기의 전체용량이 일정한 값으로 주어질 때, 그 열교환기의 용량비  $\beta$ 에 대한 출력 최대가 문제로서 의미를 가지게 된다<sup>7)</sup>. 열교환기의 용량비  $\beta$ 에 대한 출력 최대 조건은

$$\partial W / \partial \beta = 0 \quad (19)$$

로 부터 구할 수 있고, 여기서 용량비  $\beta$ 가 구하여진다. 이 용량비를 앞서 구한 온도분포와 비열유량 분포에 대입하면 최대출력을 발생시키는 온도분포 및 비열유량분포가 구하여진다. 그리고 이들을 출력 계산식에 대입하면 열역학적 한계로서 최대출력이 구하여진다. 이들 온도분포, 비열유량분포, 열교환기의 용량비로 부터 최대출력 사이클이 구성되고, 또한 이들은 열기관의 최대출력 운전조건 및 설계조건을 나타낸다.

열원의 비열유량은 일반적으로 온도의 함수이지만 여기서는 유한한 값으로 일정한 경우에 대하여 해석한다.

$$C_H = \text{일정} \quad (20)$$

$$C_L = \text{일정} \quad (21)$$

이 경우 목적함수와 구속조건은

$$\max W = \int_0^1 [C_H T_{H'} - C_L T_L'] dx \quad (22)$$

$$\int_0^1 [T_H / (T_H - C_H T_{H'} / \beta) + (1-\beta) T_L / \{\beta T_L + \beta C_L T_L' / (1-\beta)\}] dx = 1/\beta \quad (23)$$

$$T_H(1) = T_{H1} \quad (24)$$

$$T_L(0) = T_{L1} = 1 \quad (25)$$

와 같다. 그리고 식 (1)과 식 (3)으로부터 작동유체의 온도는

$$T_h = T_H - C_H T_{H'} / \beta \quad (26)$$

$$T_l = T_L + C_L T_L' / (1-\beta) \quad (27)$$

이고, 비열유량은

$$C_h = C_H T_{H'} / T_h' \quad (28)$$

$$C_l = C_L T_L' / T_l' \quad (29)$$

으로 주어진다. 여기서 변수는  $T_H$ ,  $T_L$ ,  $T_{H'}$ ,  $T_L'$ 이며, 취급상의 편의를 위하여 이들 변수를 각각  $u$ ,  $v$ ,  $u_x$ ,  $v_x$ 로 두면 목적함수와 구속조건을 다음과 같이 표현된다.

$$\max W = \int_0^1 F(x, u, v, u_x, v_x) dx \quad (30)$$

$$\int_0^1 G(x, u, v, u_x, v_x) dx = 1/\beta \quad (31)$$

$$u(1) = T_{Hi} \equiv u_0 \quad (32)$$

$$v(0) = T_{Li} \equiv 1 \quad (33)$$

여기서 식 (30)과 식 (31)의 피적분 함수들은

$$F(x, u, v, u_x, v_x) \equiv C_H u_x - C_L v_x \quad (34)$$

$$G(x, u, v, u_x, v_x) \equiv u / (u - C_H u_x / \beta) + (1 - \beta) v / \{ \beta v + \beta C_L v_x / (1 - \beta) \} \quad (35)$$

이다. Lagrange multiplier를 도입하여 범함수를 쓰면,

$$I \equiv \int_0^1 H(x, u, v, u_x, v_x) dx \quad (36)$$

와 같고, 여기서 함수  $H$ 는

$$H(x, u, v, u_x, v_x) = F(x, u, v, u_x, v_x) - \lambda G(x, u, v, u_x, v_x) \quad (37)$$

이다. 이 범함수  $I$ 의 변분이 0일 때

$$\delta I = 0 \quad (38)$$

목적함수  $W$ 가 최대가 된다. 식 (38)로 부터 Euler 방정식과 자연경계조건(natural boundary condition)이 다음과 같이 얻어진다.

$$\partial H / \partial u - d/dx (\partial H / \partial u_x) = 0 \quad (39)$$

$$\partial H / \partial v - d/dx (\partial H / \partial v_x) = 0 \quad (40)$$

$$[\partial H / \partial u_x]_{x=0} = 0 \quad (41)$$

$$[\partial H / \partial v_x]_{x=1} = 0 \quad (42)$$

식 (39)와 식 (40)으로 주어진 Euler 방정식으로 부터

$$u_x u_x - u u_{xx} = 0 \quad (43)$$

$$v_x v_x - v v_{xx} = 0 \quad (44)$$

와 같은 비선형 상미분방정식이 얻어지고, 이 식을 풀면

$$u(x) = k_1 \exp[k_2 x] \quad (45)$$

$$v(x) = k_3 \exp[k_4 x] \quad (46)$$

와 같이 온도분포가 구하여진다. 상수  $k_1$ 과  $k_2$ 는 경계조건, 자연경계조건 그리고 구속조건으로 부터 구할 수 있다.

임의의 열교환기 용량에 대하여 열원의 온도분포는

$$T_H(x) = T_{Hi} \exp[k_2(x-1)] \quad (47)$$

$$T_L(x) = T_{Li} \exp[k_4 x] \quad (48)$$

이고, 작동유체의 온도분포는

$$T_h(x) = (1 - C_H k_2 / \beta) T_H(x) \quad (49)$$

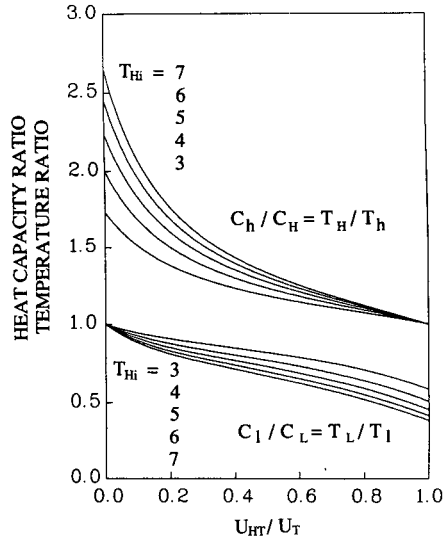


Fig. 3 Temperature ratio and heat capacity ratio as a function of  $\beta$  in case of  $C_H = \text{constant}$ ,  $C_L = \text{constant}$ ,  $C_L / C_H = 20$

$$T_1(x) = [1 + C_L k_4 / (1 - \beta)] T_L(x) \quad (50)$$

와 같다. 이 작동유체의 온도분포는 열원의 온도분포와 동일한 분포특성을 가지는데, 이는 열원과 작동유체의 온도비가

$$T_h / T_H = 1 - C_H k_2 / \beta = \text{일정} \quad (51)$$

$$T_1 / T_L = 1 + C_L k_4 / (1 - \beta) = \text{일정} \quad (52)$$

처럼 일정한 값을 가지고 있음을 의미하며, Fig. 3에서 보여주고 있다. 이것으로부터 열교환기의 용량에 따라 최대출력을 발생시키기 위한 보일러 입출구, 방열기 또는 응축기 입출구의 온도를 결정할 수 있다. 이러한 결과는 열기관의 운전 및 설계시 작동유체의 온도결정에 대한 이론적 근거가 된다. 작동유체의 비열유량은

$$C_h / C_H = 1 / (1 - C_H k_2 / \beta) = \text{일정} \quad (53)$$

$$C_1 / C_L = 1 / [1 + C_L k_4 / (1 - \beta)] = \text{일정} \quad (54)$$

으로서 열원의 비열유량과 같이 일정한 값으로 나타나고, Fig. 3에 보는 바와 같이 열원의 상태와 열교환기의 용량비에 의존한다. 이것으로부터 열원의 비열유량과 열교환기의 용량에 따라 작동유체의 물질과 질량유량을 결정할 수 있으며, 이 때 물질이 주어질 경우는 질량유량을, 질량유량이 주어질 경우는 물질을 결정하면 된다. 이러한 결과는 열기관 설계시 작동유체의 물질과 유량결정에 하나의

기준이 될 수 있다.

그리고 열원과 작동유체의 온도분포 및 비열유량 사이에

$$(T_h/T_H)(C_h/C_H)=1 \tag{55}$$

$$(T_l/T_L)(C_l/C_L)=1 \tag{56}$$

와 같은 관계식이 존재하며, 이 관계식은 열원의 상태나 열교환기의 용량과는 무관하게 성립하는 최대출력 조건이다.

여기서 작동유체와 열원의 비열유량의 크기를 살펴 보면, 열원·온도의 기울기를 나타내는  $k_2$ 와  $k_4$ 는 양(+)이므로

$$C_H < C_h \tag{57}$$

$$C_l < C_L \tag{58}$$

와 같은 부등식이 성립한다. 일반적으로 저온 열원의 비열유량이 고온 열원측에 비하여 크다고 말할 수 있고, 이와 같은 관점에서 작동유체의 비열유량은

$$C_H < C_h \leq C_l < C_L \tag{59}$$

와 같이 고온 열원과 저온 열원의 비열유량 사이의 값을 가진다. 특별한 경우로서 작동유체의  $C_h$ 와  $C_l$ 이 서로 일치하는 경우가 존재하는데, 이 경우가 바로 기존의 Brayton 사이클에 해당한다. 다시 말하면 Brayton 사이클은 비열유량이 일정한 두 열원 사이에서 작동유체의 비열유량이 같을 경우 구성되는 최대출력 사이클로 볼 수 있다.

출력은

$$W = (C_H T_{H1} + C_L T_{L1}) [C_H T_{H1} \exp(-k_2) + C_L T_{L1} \exp(k_4)] \tag{60}$$

와 같고, Fig. 4에서 보는 바와 같이 열교환기의 용량비를 표시하는 매개변수  $\beta$ 에 의존한다. 그리고 이 사이클의 효율도 Fig. 5에서 보는 바와 같이 매개변수  $\beta$ 에 의존한다.

최대출력조건은

$$\partial W / \partial \beta = 0 \tag{61}$$

으로부터 구할 수 있고, 그것은 Fig. 4에서 보듯이

$$\beta = 0.5 \tag{62}$$

와 같이 주어지며, 이 용량비는 열원의 상태나 열교환기의 크기와는 관계없이 0.5라는 일정한 값으로 주어지고, CA기관의 경우와 같다<sup>(6)</sup>. 이 최대출

력조건에서의 효율은 Fig. 5에서 보는 바와 같이 비열유량에 따라 단조증가하고,  $C_L/C_H$ 가 무한대인 경우는 CA효율이 된다. 그리고 열원과 작동유체의 온도분포는

$$T_H(x) = T_{H1} \exp[k_2(x-1)] \tag{63}$$

$$T_L(x) = T_{L1} \exp[k_4 x] \tag{64}$$

$$T_h(x) = (1-2 C_H k_2) T_H(x) \tag{65}$$

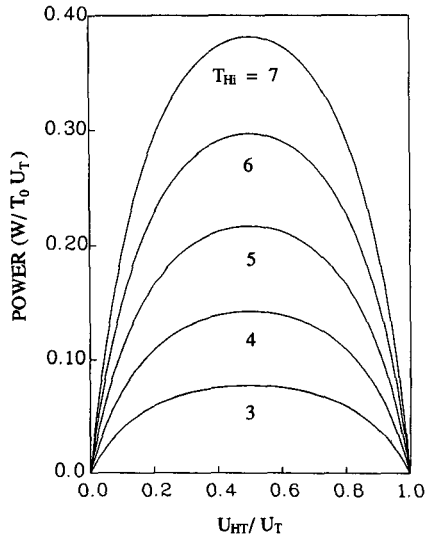


Fig. 4 Power output as a function of  $\beta$  in case of  $C_H = \text{constant}$ ,  $C_L = \text{constant}$ ,  $C_L/C_H = 20$

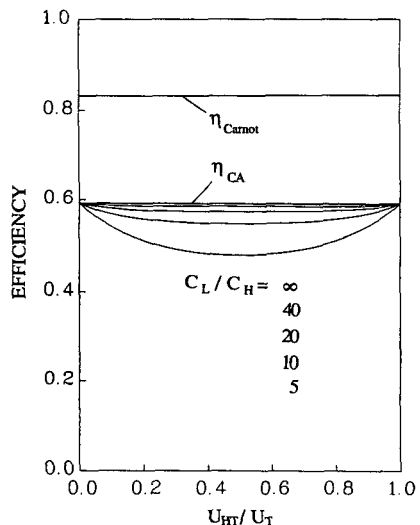


Fig. 5 Efficiency as a function of  $\beta$  in case of  $C_H = \text{constant}$ ,  $C_L = \text{constant}$ ,  $T_{H1} = 6$

$$T_1(x) = (1 + 2 C_L k_4) T_L(x) \quad (66)$$

으로 주어진다. 여기서 상수  $k_2$ 와  $k_4$ 는

$$\frac{(1 - 4 C_H k_2)^2 \exp[k_2(C_H/C_L)]}{(1 - 4 C_H k_2) - 1} = T_{Hi} \quad (67)$$

$$k_4 = k_2(C_H/C_L)/(1 - 4 C_H k_2) \quad (68)$$

로 부터 구하여진다. 또한 작동유체의 비열유량은

$$C_h = C_H/(1 - 2 C_H k_2) \quad (69)$$

$$C_l = C_L/(1 + 2 C_L k_4) \quad (70)$$

이다. 이러한 온도분포, 비열유량분포, 열교환기의 용량비로부터 최대출력 사이클이 구성된다.

최대출력을 구해보면

$$W_{max} = C_H T_{Hi} [1 - \exp(-k_2)] - C_L T_{Li} [(1/T_{Hi}) \exp(k_2)/(1 - 4 C_H k_2)^2 - 1] \quad (71)$$

이 되고, 이 출력은 열역학적 한계출력으로서 열원의 상태에만 의존한다.

그리고 이 때 효율은

$$\eta = 1 - (C_L T_{Li}/C_H T_{Hi}) [(1/T_{Hi}) \exp(k_2)/(1 - 4 C_H k_2)^2 - 1]/[1 - \exp(-k_2)] \quad (72)$$

이 되어 역시 열원의 상태에만 의존하고, 비열유량이 증가함에 따라 CA효율에 접근한다.

이상에서 구한 최대출력조건은 단위 출력당  $U_T$

즉  $U_H$ 와  $U_L$ 의 합이 최소가 되는 조건이 되며, 그 조건에서 단위출력당  $U_T$ 는 식 (71)을 차원화하고 그것의 역수를 취하면 구할 수 있다. 요구되는 출력을 내기위한 최소  $U_T$ 는 단순히 이 식에 요구추력을 곱해 주면 된다. 그리고 이조건은  $U_H$ 와  $U_L$ 의 단가가 같다면 주어진 출력을 내기 위한 열교환 장치비의 최소조건을 표시하게 된다.

### 3. 결 론

주어진 열원과 열교환기를 가지고 최대출력을 발생시키기 위한 사이클을 구성하고, 열역학적 한계 출력으로서 최대출력을 구하였다. 열원의 비열유량이 일정한 경우 최대출력 사이클의 특성은 다음과 같다.

열원과 작동유체의 온도분포 및 비열유량분포는 동일한 함수형태이며, 그 온도비와 비열유량비는 일정한 값으로 되었다. 또한 그들 비의 곱은 열원의 상태나 열교환기의 용량과는 무관하게 1이 되었다. 작동유체의 비열유량은 고온 열원과 저온 열원의 비열유량 사이의 값을 가졌다. 그리고 열교환기의 용량은 열원의 상태나 열교환기의 전체 용량과는 관계없이 고온측과 저온측의 용량이 서로 같았다. 이러한 최대출력 사이클의 특성은 열기관 최대출력 운전조건 및 설계조건을 나타낸다.

### 후 기

본 연구는 한국과학재단의 목적기초 연구비의 지원하에 이루어졌으며, 이에 감사의 뜻을 표하는 바이다.

### 참 고 문 헌

- (1) 정평석, 1984, "가용에너지의 개념을 확장한 잠재일에 의한 열역학적 해석", 서울대학교 박사학위 논문.
- (2) Leff, H. S., 1987, "Available Work from a Finite Source and Sink", Am. J. Phys., 55(8), pp. 701~705.
- (3) Curzon, F. L. Ahlborn, B., 1975, "Efficiency of a Carnot Engine at Maximum Power Output", Am. J. Phys., Vol. 43, pp.22~24.
- (4) Salamon, P., Band. Y. B., Kafri, O., 1982, "Maximum Power from a Cycling Working Fluid", J. Appl. Phys., 53(1), pp. 197~202.
- (5) Leff, H. S., 1987, "Thermal Efficiency at Maxi-

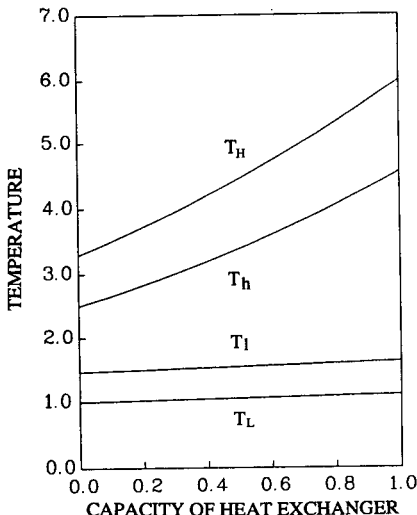


Fig. 6 Maximum power Cycle at  $T_{Hi}=6$ ,  $T_{Li}=1$ ,  $C_L/C_H=20$

- mum Work Output", Am. J. Phys., 55(7), pp. 602~610.
- (6) Vos, A. de., 1987, "Reflection on the Power Delivered by Endoreversible Engines", J. Appl. Phys., Vol. 20, pp. 232~236.
- (7) 김수연, 정평석, 1987, "열기관의 최적 운전조건", 대한기계학회논문집, 제11권, 제 6 호, pp. 971~974.
- (8) 김수연, 정평석, 1989, "열전달을 고려한 열기관의 최대출력 설계조건", 대한기계학회논문집, 제13권, 제4호, pp. 734~738.
- (9) Hildebrand. F. B., 1972, "Methods of Applied Mathematics", 2nd ed., Prentice-Hall.