

<論 文>

熱源의 熱損失을 考慮한 內的 可逆사이클의 運轉條件

金 壽 淵* · 鄭 坪 錫**

(1987年 4月 27日 接受)

The Operational Conditions of the Endoreversible Cycle Considering the Heat Loss from the Heat Source

Soo Youn Kim and Pyung Suk Jung

Key Words: Heat Engine(熱機關), Heat Transfer(熱傳達), Heat Loss(熱損失), Power(出力), Effectiveness((有用度), Available Energy(可에 에너지)

Abstract

The conventional model of the heat engine involves the inconsistency with the real engine that the power becomes to be zero at the maximum effectiveness condition.

In order to improve this defect, a new model of the heat engine is proposed, in which the heat loss from the heat source is taken into account. In accordance with this model, both the power and effectiveness have their respective extremum with respect to operating conditions, and the effectiveness always becomes to be zero when the power is zero.

記 號 說 明

- a : 式(4)로 定義된 量
- Q : 熱傳達量
- Q_R : 式(16)으로 定義된 熱傳達量
- T : 溫度
- T_R : 式(15)로 定義된 溫度
- U : 熱貫流率×傳熱面積
- W : 出力
- ϵ : 有用度(合理的 效率)
- ϵ_c : 式(11)로 定義된 有用度
- η : 熱效率
- θ : 엔트로피 生成率

- ϕ : 可에 에너지
- 하 침 자
- d : 消散
- H : 高溫熱源
- h : 作動流體의 高溫部
- L : 低溫熱源
- l : 作動流體의 低溫部

1. 序 論

熱에너지를 機械的인 일로 變換하는 熱機關은 基本的으로 作動流體가 사이클 過程을 겪으면서 高溫熱源 및 低溫熱源과 熱交換을 행하게 되며, 熱機關의 設計 및 運轉時에는 사이클 自體 뿐만 아니라 이러한 熱交換 過程도 함께 고려하여 最適條件을 구하여야 한다.

* 正會員, 嶺南大學校 工科大學 機械設計學科

** 正會員, 嶺南大學校 工科大學 機械工學科

그리고 高溫熱源에서는 周圍와의 溫度差로 인하여 自體의 熱損失이 있게 마련이며, 일단 사이클내의 作動流體로 傳達된 熱도 그 一部는 配管, 터빈 등에서 熱損失로 인하여 직접 大氣中으로 방출하게 된다.

또한 실제 사이클에 있어서는 터빈, 펌프, 制御밸브 등 사이클을 구성하는 構成機器에서의 非可逆性으로 인하여 완전한 可逆이 되지 못하고 어느 정도 非可逆사이클로서 作動하게 되며, 따라서 機械關에 대한 解析을 보다 실제에 접근시키기 위하여서는 熱交換過程, 熱損失, 사이클 내의 非可逆性 등을 함께 고려하여야 한다.

그러나 古典熱力學에서의 에너지 變換은 熱力學 第一法則에 基礎하고 있어서 熱交換時에 단순히 斷熱條件만 만족되면 에너지의 損失은 없다고 간주하고 있으며, 따라서 熱機關의 解析은 에너지 變換의 最終段階에서 일어나는 사이클 자체에만 국한되어 있다⁽¹⁾. 그리고 最近에 熱力學 第二法則 觀點에서 熱交換過程을 포함한 可逆 사이클의 解析이 最大出力 側面에서 研究되고 있으며, 이러한 사이클을 內的 可逆사이클(endoreversible cycle)이라 부르고 있다⁽²⁻⁴⁾. 그런데 이러한 內的 可逆사이클의 作動條件에 따른 合理的 效率를 살펴보면, 주어진 機器에 있어서 外的 非可逆性 즉 熱交換이 最小가 되는 條件에서 效率가 最大가 되며, 이것은 곧 熱機關을 運轉하지 않는 狀態 즉, 出力이 없는 경우가 되어, 일반적으로 最大效率 運轉條件이 존재하는 실제현상과는 명백한 相僞點으로 지적할 수 있다.

本 研究에서는 이렇게 內的 可逆사이클이 效率 側面에서 실제 機關과의 相僞點으로 인하여 工學的 意味가 없지는 문제를 해결하기 위하여 熱源의 熱損失을 고려한 새로운 熱機關 解析모델을 提案하였으며, 이러한 解析에서는 作動條件에 따라 最大出力 뿐만 아니라 最大效率도 極大값으로 나타나고 따라서 실제사이클에 보다 접근한 舉動特性을 보여준다. 또한 本 研究에서는 既存의 內的 可逆사이클 대신 非可逆성을 고려할 때, 위의 解析모델의 作動特性도 考察하였다.

2. 熱力學的 解析

等溫의 作動流體와 高溫 및 低溫의 恒溫熱源 사이에서 一定한 溫度差를 유지하면서 熱交換을 행하고, 非可逆사이클로서 外部로 出力을 내며, 또한 高溫熱源으로부터 低溫熱源으로 직접 熱損失이 있는 Fig. 1과 같은 熱機關을 생각하자. 이러한 熱機關의 出力은 사이클이 高溫熱源에서 흡수한 熱량과 低溫熱源으로 방출

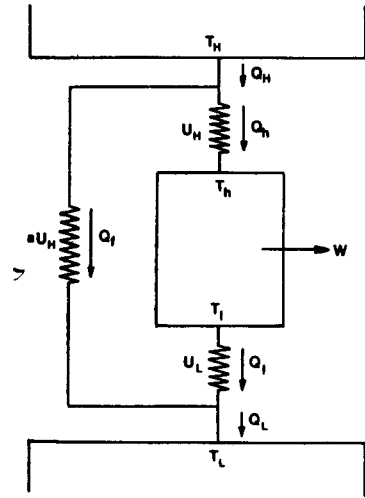


Fig. 1 Schematic diagram of the heat engine including heat loss from the high temperature heat source

한 熱량의 差異 즉,

$$W = Q_h - Q_l \quad (1)$$

이고, 熱交換器에서의 熱傳達量은 熱源과 作動流體의 溫度差에 비례한다고 假定하면

$$Q_h = U_h (T_h - T_h) \quad (2)$$

$$Q_l = U_l (T_l - T_l) \quad (3)$$

이 되고, 여기서 U_h 와 U_l 은 熱貫流率과 傳熱面積을 곱한 量을 표시한다.

高溫熱源에서의 熱損失 Q_f 는 일반적으로 作動條件에 따라 변하는 값이지만 여기서는 概念의 導入이라는 觀點에서 다음과 같이 假定해 보자.

$$Q_f = a U_h (T_h - T_l) \quad (4)$$

즉, 熱損失은 高溫熱源과 低溫熱源의 溫度差와 高溫部 熱交換器의 U_h 를 곱한 값에 비례하며, a 의 값에 따라 여러가지 熱損失 狀態를 표시하게 된다. 그러나 일반적으로 熱損失은 作動流體가 받는 熱傳達量에 비하여 적은 量이 되므로 a 값 역시 비교적 작은 값이 된다.

高溫熱源의 熱放出量은 作動流體로의 熱傳達量과 熱損失의 합이므로

$$Q_h = Q_h + Q_f \quad (5)$$

이고, 可用에너지로 換算하면 熱傳達量에 카노 사이클 效率를 곱한 값 즉,

$$\Phi_h = Q_h (1 - T_l / T_h) \quad (6)$$

가 된다⁽⁵⁾. 이 可用에너지 중의 일부는 일로 變換되지만 그 나머지는 消散되어 에너지 變換效率를 떨어뜨리는 중요한 要因이 된다⁽⁶⁾. 즉,

$$\Phi_h = W + \Phi_d \quad (7)$$

이고, 여기서 Φ_d 는 可用에너지 消散을 나타내며, 이 可用에너지 消散量을 低溫熱源의 溫度로 나눈 量은 엔트로피 生成率이 된다. 즉,

$$\theta = \Phi_d / T_L \quad (8)$$

이고, 이 엔트로피 生成率 θ 는 熱力學的 驅動力으로 작용하며 完全 可逆過程으로 進行된다면 엔트로피 生成率과 可用에너지 消散은 0이 되나 熱交換이 일어나지 않게 되어 出力도 역시 0이 된다. 또한 完全 非可逆 過程으로 進行된다면 엔트로피 生成率 및 可用에너지 消散이 最大가 되고 이 때 可用에너지 入力이 전량 消散되어 出力은 0이 된다. 따라서 적절한 엔트로피 生成率 및 可用에너지 消散이 존재할 때 出力이 極大값으로 존재하게 된다.

그리고 熱機關 전체의 效率은 入力에 대한 出力의 比 즉,

$$\epsilon = W / \Phi_H \quad (9)$$

으로 定義할 수 있고, 이것은 0과 1 사이의 값을 가지며, 既存의 熱效率은

$$\eta = W / Q_H \quad (10)$$

로서 0과 카노 사이클 效率 사이의 값을 가진다.

다음은 사이클 내부의 非可逆性을 고려하기 위하여 사이클 效率 ϵ_c 를 도입하면

$$W = \epsilon_c \Phi_h \quad (11)$$

으로 나타낼 수 있고, 여기서 Φ_h 는 사이클 내부에서 可用에너지 消耗量 즉,

$$\Phi_h = Q_h (1 - T_L / T_h) \quad (12)$$

가 된다. 여기서 ϵ_c 는 0과 1 사이의 값을 가질 수 있고, 1일 때에는 完全 可逆 사이클로서 카노 사이클을 표시하며, 0일 때에는 完全 非可逆 사이클로서 出力은 항상 0이 될 것이다.

以上的 式에서 $T_h, T_L, U_h, U_L, a, \epsilon_c$ 등은 熱機關의 設計上의 特性으로서 運轉 때에는 一定한 값이 될 것이므로 常數로 취급하면, 未知數는 $T_h, T_L, W, Q_h, Q_L, Q_f, \Phi_h, \Phi_d, \epsilon, \theta$ 로서 12개 이고, 關係式의 數는 11개이므로 1개의 獨變數가 존재하게 되며, 이 獨變數가 熱機關의 運轉狀態를 나타내게 된다. 本 研究에서는 獨變數로서 高溫部 熱交換器의 作動流體 溫度 T_h 를 취하기로 하고, 出力과 合理的 效率을 T_h 의 函數로 정리하면 다음과 같이 표시된다.

$$W = [U_L(T_h - T_L) - U_H(T_h - T_h)] / [U_L / (\epsilon_c U_H) \cdot T_h / (T_h - T_h) - 1] \quad (13)$$

$$\epsilon = [U_L(T_h - T_L) - U_H(T_h - T_h)] / [T_h(1 + a) - (a T_L - T_h)(1 - T_L / T_h)]$$

$$[U_L / \epsilon_c \cdot T_h / (T_h - T_h) - U_H] \quad (14)$$

3. 計算例

上記의 熱機의 關作動特性을 살펴보기 위하여 熱機關의 特性 및 外部條件 등을 다음의 값으로 주고 獨立變數의 變化에 따른 사이클의 出力과 效率 등의 變化를 살펴보기로 하자.

計算條件

$$T_h = 1300K, T_L = 300K, U_h = 1kW/K,$$

$$U_L = 4kW/K$$

$$a = 0.00, 0.01, 0.02, 0.04, 0.08, 0.16$$

$$\epsilon_c = 1, 0.9, 0.8, 0.7, 0.6$$

그리고 計算結果는 알아보기 쉽도록 다음과 같이 無次元化하여 圖示하기로 한다.

$$T_r = (U_h T_h + U_L T_L) / (U_h + U_L) \quad (15)$$

$$Q_r = U_h(T_h T_r) + a U_h(T_h - T_L) \quad (16)$$

$$W^* = W / Q_r \quad (17)$$

$$Q^* = Q^* / Q_r \quad (18)$$

$$\Phi^* = \Phi / Q_r \quad (19)$$

Fig. 2는 $a=0, \epsilon_c=1$ 인 경우 즉, 熱源의 熱損失이 없고, 可逆 사이클을 이루면서 作動하는 既存의 內的 可逆 사이클의 出力, 效率, 熱傳達量 및 可用에너지 消耗量을 나타낸 것으로서, 出力은 적절한 運轉條件에

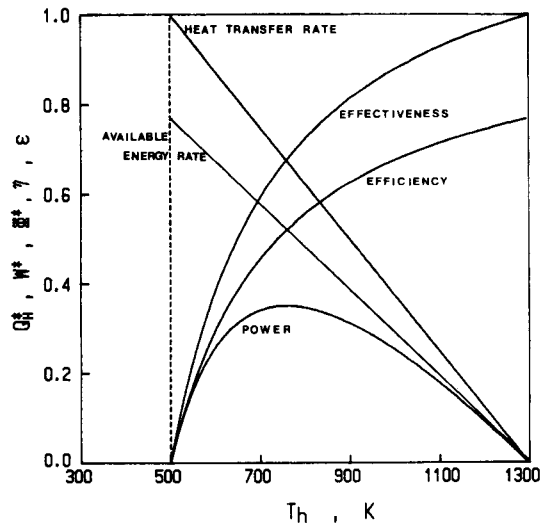


Fig. 2 Operational characteristic parameters of the endo-reversible cycle without heat loss. $a=0.0, \epsilon_c=1.0$

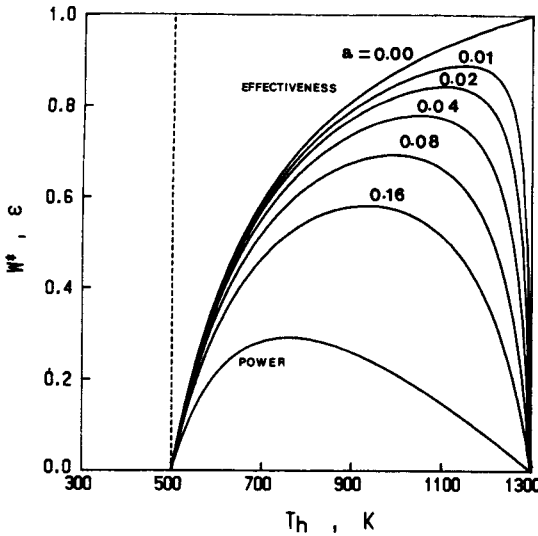


Fig. 3 Power and effectiveness of the endo-reversible cycle with various heat loss parameters. $\epsilon_c=1$

서 極大값을 가지나 效率는 單調增加하여 T_h 가 T_h 일 때 最大가 된다. 이 最大效率條件은 可用에너지와 出力의 差 즉 可用에너지 消散量이 最小가 되는 경우로 高溫熱源과 作動流體사이의 溫度差가 없게 되어 作動流體로의 熱傳達가 이루어지지 않게 되고 出力도 0이 되어 工學的 意味을 상실하게 된다.

Fig. 3 에서는 ϵ_c 가 역시 1로서 內的 可逆사이클이

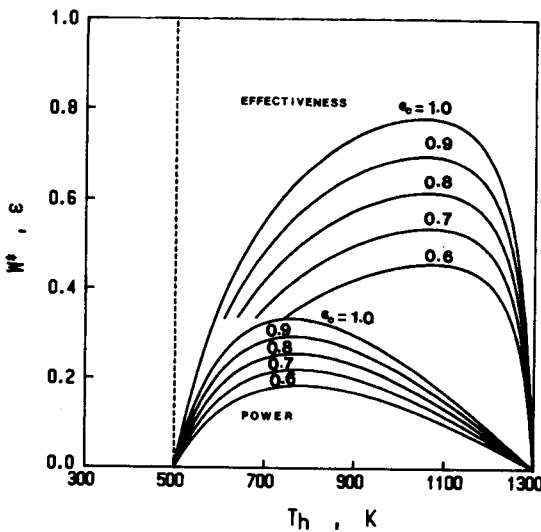


Fig. 4 Power and effectiveness of the engine with heat loss and with various cycle effectiveness. $a=0.04$

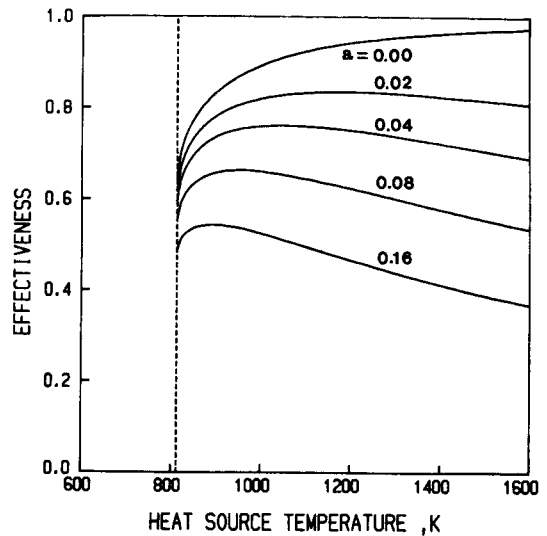


Fig. 5 Effectiveness of the endo-reversible cycle with various heat loss parameters at the constant power output. $\epsilon_c=1, W=100kW$

고 a 를 0에서 0.16까지 증가시킨 것으로 高溫熱源의 熱損失을 고려한 경우이다. 이 때에는 出力 뿐만 아니라 效率도 적절한 運轉條件에서 極大값을 나타내고 따라서, 실제의 熱機關과 상당히 접근된 作動特性을 보여준다. 그리고 出力은 熱損失에 관계없이 일정한 값을 가지며, 效率는 熱損失이 증가함에 따라 감소하고 極大條件은 出力의 極大條件에 접근하게 된다.

Fig. 4는 a 를 0.04로 고정하고, ϵ_c 를 1에서 0.6까지 변화시킨 것으로 熱損失과 사이클 내의 非可逆성을 동시에 고려한 좀더 실제적인 경우이다. 이 때 出力과 效率는 모두 적절한 運轉條件에서 極大값을 나타내고, Fig. 3과 비교하여 사이클 效率가 감소함에 따라 出力과 效率 모두 감소하면서 極大값을 갖는 T_h 는 다소 증가함을 보여준다. 여기서 Fig. 3과 Fig. 4에서의 最大效率條件을 살펴보면, 식 (7), (8), (9)로부터 단위出力당 엔트로피 生成率은

$$\theta/W = (1/\epsilon - 1) / T_L \tag{20}$$

이고, θ/W 은 效率가 最大가 되는 條件에서 最小가 되므로 最大效率條件은 단위出力당 엔트로피 生成率이 最小가 되는 條件임을 알 수 있다.

Fig. 5는 出力이 100kW로 고정될 때 內的 可逆 사이클의 高溫熱源의 溫度변화에 따른 效率의 變動을 살펴본 것이다.

$a=0$ 인 경우 즉, 熱源의 熱損失이 없는 경우는 高溫熱源의 溫度 증가에 따라 效率가 單調增加하나 $a \neq 0$

인 경우 즉, 熱源의 熱損失이 존재하는 경우는 적절한 高溫熱源의 溫度에서 效率이 極大값을 나타내고 그 이상에서는 도리어 감소하며, 이것은 일반적으로 高溫熱源의 溫度가 높을 수록 效率이 증가한다는 사실과는 달리 高溫熱源에서의 熱損失을 고려함으로써 나타나는 특이한 현상이다.

4. 結 論

既存의 內的 可逆사이클 解析에 있어서 效率側面에서의 未備點 즉, 最大效率 條件에서 出力이 0이 되는 特性을 補完하기 위하여 高溫熱源의 熱損失을 고려한 새로운 熱機關 解析 모델을 제안하고 그 作動特性을 고찰하였다.

이러한 解析 모델에서는 最大效率條件에서 出力이 0이 되지 않고, 出力과 效率 모두가 運轉條件에 대하여 極大값이 존재하며, 出力이 0이 되면 效率도 0이 되어 실제 熱機關에 한층 더 접근하는 舉動特性을 보여 준다.

參 考 文 獻

- (1) Haywood, R.W. 1980, "Analysis of Engineering Cycles", 3rd ed., Pergamon Press, Oxford.
- (2) Curzon, F.L. and Ahlborn, B., 1975, "Efficiency of Carnot Engine at Maximum Power Output", American J. of Physics, Vol. 43, pp. 22~24
- (3) Lubin, M.H., 1979, "Optimal Configuration of a Class of Irreversible Engine(1), (2)", Physical Review A., Vol. 19, No. 3, pp. 1272~1289.
- (4) 鄭坪錫, 車鎮杰, 盧承卓, 1985, "熱交換過程을 고려한 브레이튼 사이클의 最大出力條件", 대한기계학회논문집, 제 9권, 제 6호, pp. 795~800.
- (5) Van Wylen, G.J. and Sonntag, R.E., 1985, "Fundamentals of Classical Thermodynamics", 3rd ed., John Wiley and Sone, New York, pp. 284~357.
- (6) Bosnjakvic, F., 1961, "Fachheft Exergie", Brennstoff-Wärme-Kraft, Vol. 13, No. 11, pp. 481~509.