

< 論 文 >

熱機關의 最適 運轉條件

鄭 坪 錫* · 金 壽 淵**

(1987年 8月 10日 接受)

The Optimal Operation Condition of Heat Engine

Pyung-Suk Jung and Soo-Youn Kim

Key Words: Heat Engine(熱機關), Operation Condition(運轉條件), Power Output(出力), Efficiency(效率), Plant Cost(裝置費), Operation Cost(運轉費)

Abstract

Considering heat transfer and heat loss processes for the heat engine operating between two fixed heat reservoirs, it may be qualitatively explained that the maxima of power output and its efficiency depending upon operating conditions are extreme maxima.

Furthermore, it is also found that from an economic point of view the above two extremes are related to extreme minima of plant cost per unit power output and operation cost per unit power output respectively, and the condition of minimum cost per unit power output exists between the extreme minimum conditions of plant cost per unit power output and that of operation cost per unit power output.

기 호 설 명

- a : 식 (5)로 정의된 량
- b : 식 (9)로 정의된 량
- c : 식 (10)으로 정의된 량
- C_0 : 單位 出力당 運轉費
- C_P : 單位 出力당 裝置費
- C_T : 單位 出力당 總費用
- Q : 熱傳達量
- Q_r : 熱損失
- T : 溫度
- U : 熱貫流率 × 傳熱面積
- W : 出力

η : 效率

하 침 자

- h : 作動流體의 高溫部
- H : 高溫熱源
- l : 作動流體의 低溫部
- L : 低溫熱源

1. 序 論

人間이 제작하여 사용하는 機器나 裝置는 어떤 형태든 에너지의 出入에 의하여 作動되며, 熱機關, 펌프 電動機 등과 같이 에너지의 變換 자체를 목적으로 하는 것을 에너지 變換裝置라 한다.

* 正會員, 嶺南大學校 工科學 機械工學科
** 正會員, 嶺南大學校 工科學 機械設計學科

에너지 變換裝置를 실제 사용하기 위하여 設計할 때에는 주어진 所要出力이 있어서 그 出力을 낼 수 있도록 機器의 크기를 결정하여야 하며, 그러기 위해서는 機器의 運轉條件에 따른 最大出力이 적어도 所要出力보다는 커야하고 또한 주어진 機器를 所要出力으로 運轉할 때 裝置의 效率, 耐久性 등을 감안하여 적절한 규모로 하여야 한다. 즉, 에너지 變換裝置의 設計時에는 주어진 裝置의 運轉條件에 따른 出力, 效率 그리고 耐久性 등에 대한 分析이 필요하고 그것을 토대로 하여 여유出力에 의한 容通성, 장래성, 경제성등을 고려해 주어야 하며, 여기에는 고도의 最適設計 概念이 요구되게 된다.

그러나 일반적으로 機械工學에 있어서 最適設計 또는 단순히 設計라는 용어는 構造 또는 機械要素의 設計를 의미하고 있어서 에너지 交換이나 貯藏裝置 등과 같은 熱流體機械의 最適設計概念에 대하여는 연구가 활발하지 못한 실정이다⁽¹⁾. 즉, 熱工學 理論에 있어서는 단순히 에너지 交換의 性能을 표시하는 熱效率에 관심이 집중되어 있어서 대부분의 熱機關 解析이 效率를 지배량으로 하고 있으며, 이것을 증가시키기 위한 여러가지 방법들이 설명되고 있다⁽²⁾. 그리고 근래들어 出力을 지배량으로 한 연구결과가 非可逆 熱力學에 기초하여 활발히 발표되고 있으나 經濟性과의 連關關係에 대하여는 언급이 거의 되고 있지 않다⁽³⁾.

本 研究에서는 最適設計를 위한 기초로서, 고정된 두 熱源사이에서 作動하는 熱機關을 예로 들어 運轉條件에 따른 出力과 效率의 변화를 定性的으로 설명하여 出力과 效率의 最大값이 極大값으로 나타남을 보이고, 경제적 측면에서 이들의 意義 및 經濟的 最適運轉條件과의 關係 등을 고찰하려 한다.

2. 熱機關의 出力 및 效率의 變動

랭킨 사이클이나 스팀터링 사이클의 경우를 가상하면, 熱機關은 일반적으로 高溫部의 熱源으로부터 사이클을 겪는 作動流體로 熱이 전달되고 사이클 내에서는 대체로 高效率로서 熱에너지를 機械的 에너지로 變換시키며, 나머지 熱은 低溫熱源으로 방출하게 된다. 이러한 熱機關을 단순화시켜 Fig. 1과 같이 熱傳達과 高溫熱源의 熱損失을 고려하여 두 熱源 사이에서 카노 사이클로 작동되는 熱機關을 생각할 수 있다⁽⁴⁾.

出力은 作動流體가 高溫熱源으로부터 받은 熱量과 低溫熱源으로 방출한 熱量과의 차이로서

$$W = Q_h - Q_l \tag{1}$$

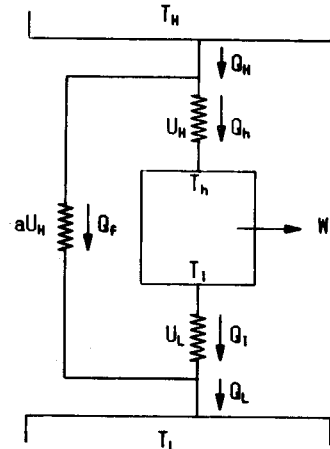


Fig. 1 Schematic diagram of the heat engine including heat transfer and heat loss

이고, 熱交換器에서의 熱傳達は 熱源과 作動流體의 溫度差에 비례한다고 가정하면

$$Q_h = U_H(T_H - T_h) \tag{2}$$

$$Q_l = U_L(T_l - T_l) \tag{3}$$

이 되며, 여기서 U_H 와 U_L 는 熱貫流率에 傳熱面積을 곱한 값이 된다. 또한 두 熱傳達量은 사이클을 카노 사이클로 가정하였으므로 다음 식이 성립한다.

$$\frac{Q_h}{Q_l} = \frac{T_h}{T_l} \tag{4}$$

高溫熱源에서의 熱損失量은 일반적으로 作動條件에 따라 변하겠지만 여기서는 다음과 같이 일정하다고 가정해 보자.

$$Q_f = aU_H(T_H - T_L) \tag{5}$$

즉, 熱損失은 高溫熱源과 低溫熱源의 溫度差와 U_H 를 곱한 값에 비례하며, a 는 연소실이나 보일러 등 高溫熱源의 斷熱程度에 따른 여러가지 熱損失狀態를 나타내는 媒介變數로서, 특히 a 가 0인 경우에는 完全斷熱로서 熱源의 熱損失이 없는 이상적인 상태를 표시한다.

高溫熱源의 熱放出量은 사이클 내로의 熱傳達量과 熱損失의 합이므로

$$Q_H = Q_h + Q_f \tag{6}$$

이고, 效率은 入力에 대한 出力의 比즉,

$$\eta = \frac{W}{Q_H} \tag{7}$$

이며, 이 효율은 熱源의 熱損失이 없는 경우 사이클의 운전상태에 따라 0과 $1 - T_L/T_H$ (T_H, T_L 사이의 카노 사이클 효율)사이의 값을 가진다. 이상의 식 등에서 T_h 를 運轉條件으로 하여 高溫部 熱傳達量, 出力 및

효율을 여러가지 熱損失 상태에 대하여 표시하면 정성적으로 Fig. 2와 같이 나타난다. 여기서 Q_H 와 W 를 η 와 함께 표시하기 위하여 $U_H(T_H - T_L)$ 으로 나누어 무차원화 하였으며 각각을 Q^* , W^* 로 표시하였다.

먼저, T_H 와 T_L 이 같은 경우 식 (4)에 의하여 Q_H 와 Q_L 이 같으므로 出力은 0이 되고, 效率 또한 0이 되며 이 溫度를 T_m 이라 하자. 여기에서 T_H 를 서서히 증가시키면 사이클로 流入되는 熱量은 감소하나 出力은 증가하므로 效率도 증가하게 된다.

다음으로 T_H 가 T_m 에 접근하는 경우를 생각하면, 식 (2)에 의하여 사이클 내로의 熱流入이 0으로 접근하고, 出力도 0으로 된다. 그러나 이 때 高溫熱源의 熱損失을 무시하면, 즉 $a=0$ 이면, 장치의 效率는 T_H 와 T_L 을 각각 高溫部와 低溫部の 熱源溫度로 하는 카노 사이클 效率 $(1 - \frac{T_L}{T_H})$ 에 접근하게 된다. 반면에 高溫熱源에서의 熱漏出 등으로 인한 熱損失을 고려해 주면 出力은 0이나 入力은 作動條件과 무관한 熱損失에 의하여 유한한 값이 되므로 效率는 감소하여 0으로 접근한다.

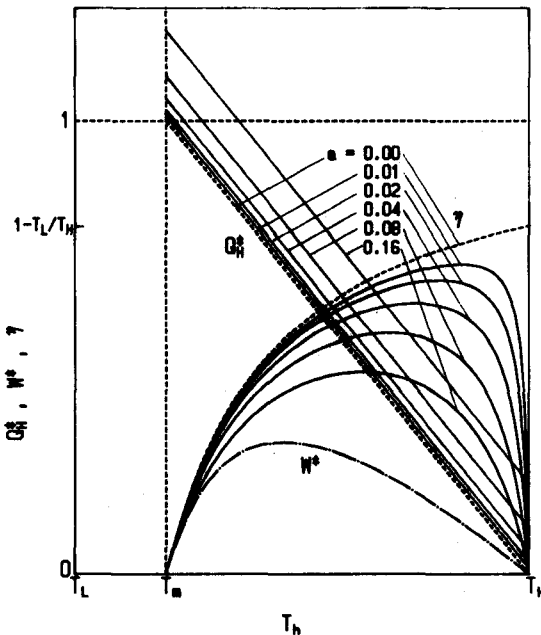


Fig. 2 Operational characteristics of the heat engine

이와 같이 熱損失을 고려해 줄 경우 出力과 效率는 둘 다 T_H 가 T_m 과 T_H 가 되는 두가지 극단적인 運轉條件에서 0이 되며, 따라서 중간에 어느 運轉條件에서 極大값으로서 最大값을 가지게 되고 이 두 경우가 일치하지 않는 것이 일반적일 것이다.

이와 같이 出力과 效率이 運轉條件에 따라 極大값을 나타내는 현상은 熱機關뿐만 아니라 冷凍機, 터빈, 펌프, 電動機 등의 에너지 變換裝置에서 공통적으로 나타나는 현상이다⁽⁵⁻⁹⁾.

3. 經濟的 最適 運轉條件과의 關係

에너지 交換裝置의 經濟的 最適 運轉에 대한 기준은 여러가지가 있을 수 있겠으나 대체로 單位 出力當 費用을 最小로 하는 條件으로 정하는 것이 보통이다. 出力當 費用은 크게 두가지로 나누어 생각할 수 있으며, 장치를 設置할 때 투입된 設置費와 그 이자 그리고 減價償却費, 補修費 등의 裝置費와 出力을 내기 위하여 투입해 준 燃料費로서의 運轉費가 그것으로 다음이 된다.

$$C_T = C_P + C_0 \quad (8)$$

먼저, 裝置費의 경우 裝置의 크기가 증가할 수록 費用도 증가하므로 裝置費를 最小로 하기 위하여서는 設計時 裝置의 규모를 所要出力을 낼 수 있는 最小 크기로 하여야 한다. 이것은 바꾸어 말하면 주어진 機器의 運轉時 裝置費가 일정하다면 出力當 裝置費는 出力에 반비례하므로 最大出力條件으로 運轉하는 것이 單位出力當 費用을 最小로 하는 것이 된다.

$$C_P = \frac{b}{W} \quad (9)$$

다음으로 運轉費의 경우 燃料費만을 고려하면 高溫熱源의 熱發生量에 비례하므로

$$C_0 = \frac{cQ}{W} \quad (10)$$

와 같이 표시할 수 있고, 이것은 效率의 定義에 의하여

$$C_0 = \frac{c}{\eta} \quad (11)$$

이 되므로 最大效率 運轉條件에서 出力當 運轉費가 最小가 됨을 알 수 있다.

單位 出力當 全體費用은 裝置費와 運轉費의 합이므로

$$C_T = \frac{b}{W} + \frac{c}{\eta} \quad (12)$$

으로 계산되고 이 값이 最小가 되는 지점이 經濟的 最適 運轉條件이 되며, 運轉條件에 따른 定性的 變動이 Fig. 3에 표시되어 있다. 出力과 效率은 모두 T_m 과 T_H 에서 0이므로 C_T 는 식 (12)에 의하여 이들 運轉條件에서 無限대가 되고 따라서 그 사이에서 極小값을 가지게 된다. 뿐만 아니라 出力 極大條件에서 裝置費의 運轉條件에 대한 變化率이 0이므로 全體費의 기울기는 運轉費의 기울기와 같아져서 음이 되고, 效率 極大條

件에서는 반대로 運轉費의 變化率이 0 이므로 裝置費의 기울기와 같아져서 양이 되어 결과적으로 全體費는 出力 極大條件과 效率 極大條件 사이에서 極小값을 가지게 되므로 經濟的 最適運轉條件의 존재범위는 이 두 極大條件 사이로 限定되게 된다.

力和 效率이 極大값으로 나타남을 定性的으로 설명하고, 이 두 極大條件이 經濟性 측면에서는 單位 出力當 裝置費와 運轉費의 極小條件이 되며, 이 두 費用의 合인 出力單價의 最小條件은 바로 이 두 條件 사이에 存在함을 증명하였다.

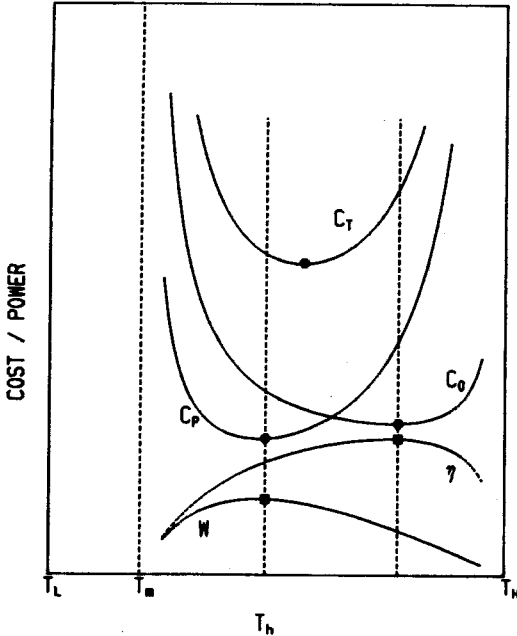


Fig. 3 Operational characteristics of plant cost, operation cost and total cost

4. 結 論

두 고정된 熱源 사이에서 작동되는 熱機關에 대하여 熱傳達과 熱損失을 고려하므로써 運轉條件에 따른 出

참 고 문 헌

- (1) Stoecker, W.F., 1980, "Design of Thermal Systems", 2nd ed., McGraw-hill, Tokyo, pp. 26~49.
- (2) Wood, B.D., 1969, "Applications of Thermodynamics", Addison-Wesley, Reading, p. 51, 95, 177, 394.
- (3) 정명석, 차진걸, 노승탁, 1985, "열교환 과정을 고려한 브레이튼 사이클의 최대출력조건", 대한기계학회논문집, 제 9 권, 제 6 호, pp. 795~800.
- (4) 김수연, 정명석, 1986, "열전달 및 열손실을 고려한 열기관 해석", 대한기계학회 '86년도 춘계학술대회 초록집, pp. 183~185.
- (5) Obert, E.F., 1973, "Internal Combustion Engines and Air Pollution", 3rd ed., Intext Educational Pub., New York, p. 508.
- (6) Walker, G., 1980, "Stirling Engines", Clarendon Press, Oxford, p. 210, 329, 333.
- (7) Shepherd, D.G., 1964, "Principles of Turbomachinery", MacMillan Co., New York, pp. 375~380.
- (8) ASHRAE Handbook, 1981, Fundamentals, 1981, pp. 1~30.
- (9) 坪島茂彦, 中村修照, 1975, "電動機 技術完成", 一信技術書籍編輯室編譯, p. 234.