

<論 文>

産業體 熱併合發電 시스템의 最適設計

(有用에너지에 의한 蒸發器의 最適條件)

鄭 坪 錫\* · 盧 承 卓\*

(1981年 3月 28日 接受)

The Optimum Design of a Cogeneration System

(The Optimum Condition of an Evaporator for a Power Cycle by Available Energy Concept)

Pyung Suk Jung and Sung Tack Ro

Abstract

The concept of available energy has been adopted in terms of effectiveness for an evaporator of vapor power cycle. This kind of practice is emphasized in a case of heat and power cogeneration in order to find optimum condition for the energy utilization of the exhaust gas.

It has been shown that the optimum condition can be given in terms of the saturation pressure or the saturation temperature of the working fluid.

Similar method has been applied to show that the effectiveness is increased asymptotically with the number of evaporator stages.

記 號 說 明

$\delta Q$  微小 熱傳達量

$T$  溫度

$T_0$  周圍溫度

$H$  엔탈피

$S$  엔트로피

$B$  流動系의 有用에너지

$\epsilon$  有用度

$b$  單位質量當의 有用에너지

$m$  流量

$h$  單位質量當 엔탈피

$s$  單位質量當 엔트로피

$\tilde{T}$   $\frac{\Delta H}{\Delta S}$ 로 定義한 量

$P$  壓力

$c_p$  定壓比熱

$F$  式(19)~式(23)으로 定義된 量

$\Delta T_0$  最小接近溫度差

<添 字>

$c$  低溫部

$h$  高溫部

$i$  入口

$o$  出口 또는 外部

$s$  飽和狀態

$T$  蒸發器 全體

\* 正會員, 서울大學校 工科大学

## 1. 緒 論

에너지의 不足은 現在 및 未來에 있어서 가장 重要한 問題의 하나로 대두되고 있다. 에너지와 聯關된 問題를 解決하는 最善의 方法은 使用 可能한 에너지源을 繼續的으로 發見, 發明하는 것이겠으나 現在로서 더욱 有力한 方法은 에너지를 좀 더 効率的으로 利用하는 方法을 모색하는 것이라 하겠다. 에너지의 効率的 利用 即, 시스템이나 個別 機器의 効率 增加를 위하여서는 이미 繼續的인 努力이 行하여져서 相當 部分의 機器에 있어서 個別 機器의 効率は 現存의 技術로서 거의 飽和狀態에 到達하거나 增加率에 있어서 漸近的인 狀態에 있다.<sup>1)</sup>

이에 比하여 두 가지 以上의 機器나 在來的인 方法을 組合하여 에너지를 使用하는 熱併合 發電이 에너지 利用 効力率面에서 劃期的인 利點이 있음은 잘 알려진 事實이다.<sup>2,3)</sup> 그러나 아직 組合된 시스템에서 利用 効率을 最大化시키는 最適條件이 주어지지 않은 것은 아니다. 本論文에서는 熱併合發電시스템에서 提起될 수 있는 境遇로서, 主燃燒裝置에서 排出되는 燃燒가스를 利用하여 最大의 有用한 일을 얻을 수 있는 最適條件을 求하고자 한다. 即, 주어진 條件의 燃燒排出가스로서 流體를 加熱시켜 일을 生産하는 시스템에서 流體蒸發의 最適條件을 찾으려는 것이다. 이러한 시스템의 計算에 있어서는 有用에너지를 利用한 合理的 効率을 使用함이 타당한 것으로 알려져 있다.<sup>4,5)</sup>

## 2. 蒸發器에서의 有用에너지 傳達

### 2.1. 熱交換器에서의 有用에너지 傳達

對向流 熱交換器의 任意 地點에서 Fig. 1과 같은 制限體積을 設定하여, 單位 時間當  $\delta Q$ 의 熱量이 微小面積을 通하여 溫度  $T_h$ 의 高溫流體로부터 溫度  $T_c$ 의 低溫流體로 傳達되고 있다고 생각하면, 高溫流體가 單位

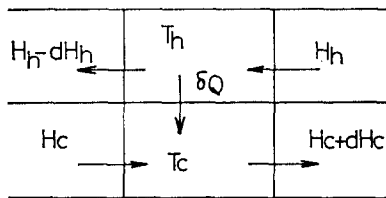


Fig. 1 Control volume for analysis of heat exchanger.

時間當 잃는 에너지는 低溫流體가 얻는 에너지와 같다.

그러나 溫度  $T_h$ 의 熱量  $\delta Q$ 를, 低溫流體 代身 人間生活 周邊溫度  $T_0$ 의 大氣中으로 熱機關을 通하여 排出시킨다면, 그때 얻을 수 있는 理想的인 最大일을 곧 高溫流體가 잃는 有用에너지로 생각할 수 있다. 그런데 그 最大일은 熱力學 第2法則에 의하여 可逆機關인 카노熱機關을 使用하는 境遇가 되며 다음과 같다.

$$\frac{T_h - T_0}{T_h} \delta Q = \delta Q - T_0 \frac{\delta Q}{T_h} \quad (1)$$

그런데 에너지 傳達量은 곧 各 流體의 엔탈피 變化量과 같아지므로  $\delta Q$ 는  $dH_h$  또는  $dH_c$ 와 같아지고 또 카노 熱機關內의 모든 過程은 可逆過程이므로  $\frac{\delta Q}{T_h}$ 는 엔트로피 變化量 即,  $dS_h$ 로 表示될 수 있다. 따라서 高溫流體가 單位時間當 잃는 有用에너지는 다음과 같이 바꾸어 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} \delta Q - T_0 \frac{\delta Q}{T_h} &= dH_h - T_0 dS_h \\ &= d(H_h - T_0 S_h) \end{aligned} \quad (2)$$

또한 低溫流體가 單位時間當 얻는 有用에너지도 類似的인 方法으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\delta Q - T_0 \frac{\delta Q}{T_c} = d(H_c - T_0 S_c) \quad (3)$$

이제 熱交換器의 有用에너지 傳達量은 入口에서 出口까지 積分하면 된다. 그런데  $H - T_0 S$ 는 物質의 純粹한 狀態量으로서 一般的으로  $B$ 로 表示되며 流動系에서의 有用에너지라 불리운다. 따라서 入口에서 出口까지의 有用에너지 傳達量 또는 吸收量은 出口와 入口 두 地點의 溫度나 壓力 등 두 가지 以上의 狀態量을 알면 그 流體의 熱力學的 性質로부터 곧 計算될 수 있다.

即, 高溫流體가 單位時間當 잃는 有用에너지는

$$\begin{aligned} \int_{out}^{in} d(H_h - T_0 S_h) &= H_{hi} - T_0 S_{hi} - H_{ho} + T_0 S_{ho} \\ &= B_{hi} - B_{ho} \\ &= \Delta B_h \end{aligned} \quad (4)$$

이며, 低溫流體가 얻는 有用에너지는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \int_{in}^{out} d(H_c - T_0 S_c) &= B_{co} - B_{ci} \\ &= \Delta B_c \end{aligned} \quad (5)$$

또한 式(2)와 式(3)을 比較하면, 高溫部溫度  $T_h$ 가 恒常 低溫部溫度  $T_c$ 보다 높으므로  $d(H_h - T_0 S_h)$  即,  $\Delta B_h$ 는 恒常  $\Delta B_c$ 보다 큰값을 가지게 된다. 이것은 高溫流體가 잃는 有用에너지는 全量이 低溫流體로 傳達되지 못하고 中途에서 一部가 消滅함을 뜻한다. 또한  $T_h$ 와  $\delta Q$ 가 固定되어  $\Delta B_h$ 가 一定할 때  $\Delta B_c$ 를 크게하기

위하여서는  $T_c$ 가 높을 수록 좋으며,  $T_c$ 가  $T_s$ 와 같아질 때  $dB_c$ 는 最大가 되어  $dB_s$ 와 같아지게 된다.

따라서 熱交換器의 有用度(effectiveness)를 높이려면 熱傳達部位 全般을 통하여 高溫部와 低溫部 사이의 溫度差를 줄여 주어야 함을 알 수 있다.

여기서 熱交換器의 有用도를  $\epsilon$ 으로 나타내면

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{\text{低溫流體가 얻는 有用에너지}}{\text{高溫流體가 잃는 有用에너지}} \\ &= \frac{DB_c}{DB_s} \end{aligned} \quad (6)$$

로 定義할 수 있으며 熱交換器의 境遇 恒常 0에서 1사이의 값을 갖는다.

### 2.2. 蒸發器의 特性

蒸發器는 熱에너지 自體의 傳達을 目的으로 하는 熱交換器의 代表的 實例로서, 低溫部의 熱的 性質이 相異한 다음과 같은 3區域으로 構成되는 것이 普通이다.

- ① 液體區域: 低溫流體가 液體狀態로 投入되어 熱을 吸收하여 飽和液이 되는 區域으로서 많은 境遇에 節炭器(economizer)가 이 役割을 擔當한다.
- ② 蒸發區域: 飽和된 液體가 蒸發하여 飽和蒸氣로 되는 區域으로 實際 大部分의 熱이 이 區域에서 傳達된다.
- ③ 過熱區域: 一段 氣化한 低溫流體는 터빈에서의 乾度維持 等の 必要에 依하여 이 區域에서 더욱 高溫으로 加熱되며 有用에너지 觀點에서도 매우 重要한 役割을 한다.

그런데 蒸發區域을 지나는 동안 高溫流體의 溫度는 繼續 下降하는 反面 低溫流體의 溫度는 一定하게 維持되므로 蒸發器 全體의 溫度分布는 매우 不規則한 狀態가 된다. 即, 蒸發溫度가 낮아지면 蒸發區域에서 高溫流體와 低溫流體 사이에 큰 溫度差가 생겨 有用에너지 損失을 가져오며, 反對로 蒸發溫度가 높아지면 有用도가 낮은 液體區域에서의 熱傳達量이 增加하게 되므로 역시 蒸發器 全體의 有用도는 낮아지게 된다.

뿐만아니라, 蒸發溫度가 變하면 低溫部出入口의 狀態 및 流量 등도 變하므로 蒸發器의 最適條件을 決定하는 問題는 簡單하지 않다.

### 2.3. 蒸發器의 最適條件

高溫部의 流量과 出口 및 入口에서의 溫度, 壓力 等の 狀態가 固定되어 高溫流體가 잃는 有用에너지가 一定하게 維持되며, 또한 蒸發器의 設計條件으로서 最小 接近溫度差(minimum temperature approach diffe-

rence)가 一定한 對向流 蒸發器를 생각하자.

이 境遇, 高溫流體가 單位時間當 잃는 有用에너지가 一定하므로 주어진 條件에서 低溫流體가 얻는 有用에너지를 最大로 하는 蒸發溫度를 求하면 곧 蒸發器의 最適條件이 된다.

單位質量當의 有用에너지를  $b$ , 流量을  $m$ 으로 表示하면 低溫流體가 吸收하는 有用에너지는 出口와 入口에서의 單位質量當 有用에너지 差異에 流量을 곱한 것이 되므로 Fig. 2에서, 다음과 같다.

$$DB_c = mc(b_8 - b_5) \quad (7)$$

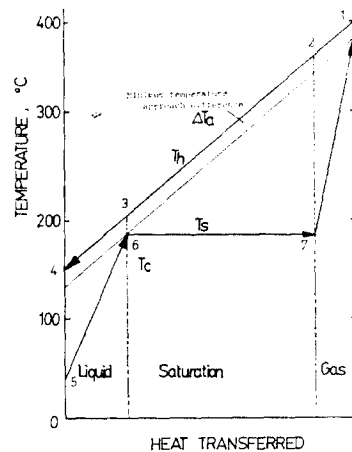


Fig. 2 Temperature-heat transferred diagram for an evaporator.

그런데 低溫流體의 流量은 全體 熱傳達量  $Q_T$ 를 出入口間의 엔탈피差로 나눈 값 即,

$$mc = \frac{Q_T}{h_8 - h_5} \quad (8)$$

이므로

$$\begin{aligned} DB_c &= \frac{Q_T}{h_8 - h_5} \{h_8 - h_5 - T_o(s_8 - s_5)\} \\ &= Q_T \left(1 - T_o \frac{s_8 - s_5}{h_8 - h_5}\right) \end{aligned} \quad (9)$$

이되며, 여기서  $Q_T$ 와  $T_o$ 가 一定하므로  $\frac{s_8 - s_5}{h_8 - h_5}$ 가 最小값을 가질 때  $DB_c$ 는 最大가 된다. 任意의 두 狀態間의 엔탈피差를 엔트로피差로 나눈 값은 溫度의 次元을 가지므로  $\bar{T}$ 로 表示하면, 平均値의 定理에 依하여 蒸發器 全體의  $\bar{T}$ 는  $T_5$ 와  $T_8$ 사이의 값을 가지며, 一定量의 熱에너지 吸收時  $\bar{T}$ 가 높을수록 有用에너지의 吸收量도 커지게 된다.

먼저, 飽和溫度  $T_s$ 가 最小값 即, 高溫部 出口溫度에서 最小接近溫度差를 泫 溫度일 때를 생각하면, 低

蒸部 入口에 바로 飽和液體가 投入되어 蒸發을 始作하는 境遇가 되므로 液體區域이 없어지게 되며, 蒸發區域에서의  $\tilde{T}$ 는 곧 蒸發溫度  $T_s$ 가 되고 過熱區域에서의  $\tilde{T}$ 는  $T_s$ 와  $T_8$  사이의 값을 가질 것이다. 그러나 蒸發溫度가 臨界點보다 어느 程度 낮은 境遇, 蒸發區域에서의 熱傳達量은 全體 熱傳達量의 大部分을 차지하게 되므로 低溫部 全體의  $\tilde{T}$ 는  $T_s$ 보다 조금 더 높은 값을 가질 것이다. 여기에서  $T_s$ 가 上昇하면 처음에는 液體區域의 影響이 작으므로  $\tilde{T}$ 는  $T_s$ 를 따라 上昇할 것이다. 그러나  $T_s$ 가 점차 上昇함에 따라 蒸發區域과 過熱區域의 影響은 줄어들어 反面,  $\tilde{T}$ 가 낮은 液體區域의 影響은 急增하게 된다. 따라서  $T_s$ 上昇에 따른 低溫部 全體의  $\tilde{T}$  上昇率은 減小하게 될 것이며 나아가서  $T_s$ 가 더욱 높아지면, 液體區域의 影響이 더욱 커질 뿐 아니라 低溫部 入口溫度가 急激히 낮아지므로 液體區域의  $\tilde{T}$ 가 낮아져서 全體의  $\tilde{T}$ 는 結局 極大點을 지나 減少하게 될 것이다. 따라서 어느 蒸發溫度에서  $\tilde{T}$ 는 極大값을 가지게 되며 이 때  $\Delta B_c$ 도 極大값을 가지게 되어 有用도가 最大될 것으로 豫想된다.

이제 蒸發溫度 變化에 따른  $\Delta B_c$ 의 增減을 알아보기 위하여  $\Delta B_c$ 의 微分量을 생각하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} d(\Delta B_c) &= -\frac{Q_T T_o}{(h_8 - h_5)^2} \{ (h_8 - h_5) d(s_8 - s_5) \\ &\quad - (s_8 - s_5) d(h_8 - h_5) \} \\ &= \frac{Q_T T_o}{(h_8 - h_5)^2} \left[ - (h_8 - h_5) \left\{ \left( \frac{\partial s_8}{\partial P_s} \right)_{T_8} dP_s \right. \right. \\ &\quad + \left. \left( \frac{\partial s_8}{\partial T_s} \right)_{P_8} dT_8 - \left( \frac{\partial s_5}{\partial P_s} \right)_{T_5} dP_s \right. \\ &\quad \left. - \left( \frac{\partial s_5}{\partial T_s} \right)_{P_5} dT_5 \right\} \\ &\quad + (s_8 - s_5) \left\{ \left( \frac{\partial h_8}{\partial P_s} \right)_{T_8} dP_8 + \left( \frac{\partial h_8}{\partial T_8} \right)_{P_8} dT_8 \right. \\ &\quad \left. - \left( \frac{\partial h_5}{\partial P_s} \right)_{T_5} dP_5 - \left( \frac{\partial h_5}{\partial T_5} \right)_{P_5} dT_5 \right\} \quad (10) \end{aligned}$$

여기서 蒸發器內의 摩擦에 依한 壓力損失을 無視하면 低溫部 全體의 壓力은 均一하며 蒸發區域의 飽和溫度에 依하여 一義의로 決定되므로,  $P_8 = P_5 = P_s$ 이다. 따라서 괄호內의 各 項은  $P_s$ ,  $T_8$ ,  $T_5$ 의 세 變數中 둘만 주어지면 나머지는 에너지 均衡에 依하여 計算될 수 있다. 특히  $T_1$ 과 關聯하여  $T_8$ 이 固定된 境遇를 考慮하면  $P_s$ 만이 獨立變數로 남게 된다. 그런데  $P_s$ 는  $T_s$ 에 따라 一義의로 決定되므로

$$dT_8 = 0 \quad (11)$$

$$dT_5 = \frac{dT_5}{dT_s} dT_s \quad (12)$$

$$dP_s = \frac{dP_s}{dT_s} dT_s \quad (13)$$

가 成立하며 式(10)에 代入하면 다음 式이 얻어진다.

$$\begin{aligned} \frac{d(\Delta B_c)}{dT_s} &= \frac{T_o Q_T}{(h_8 - h_5)^2} \left\{ - (h_8 - h_5) \left( \frac{\partial s_8}{\partial P_s} \right)_{T_8} \right. \\ &\quad + (h_8 - h_5) \left( \frac{\partial s_5}{\partial P_s} \right)_{T_5} + (s_8 - s_5) \left( \frac{\partial h_8}{\partial P_s} \right)_{T_8} \\ &\quad \left. - (s_8 - s_5) \left( \frac{\partial h_5}{\partial P_s} \right)_{T_5} \right\} \frac{dP_s}{dT_s} \\ &\quad + \left\{ (h_8 - h_5) \left( \frac{\partial s_8}{\partial T_s} \right)_{P_8} \right. \\ &\quad \left. - (s_8 - s_5) \left( \frac{\partial h_5}{\partial T_s} \right)_{P_5} \right\} \frac{dT_5}{dT_s} \quad (14) \end{aligned}$$

따라서 蒸發器의 最適條件으로서의 蒸發飽和壓力 또는 飽和溫度는 式(14)의 값이 0이 되는 點을 구하면 된다. 그런데  $\frac{T_o Q_T}{(h_8 - h_5)^2}$ 은 恒常陽의 값을 가지므로 괄호속의 값을 調査하면  $T_s$ 에 對한  $\Delta B_c$ 의 增減變化를 알 수가 있다.

그런데 實際 計算에 있어서 液體의 엔탈피 및 엔트로피는 壓力에 거의 無關하므로  $\left( \frac{\partial s_5}{\partial P_s} \right)_{T_5}$ 와  $\left( \frac{\partial h_5}{\partial P_s} \right)_{T_5}$ 는 無視할 수 있고, 괄호속의 各 項들은  $T_5$ 만 計算하면 나머지는 蒸氣表 등에서 곧 찾을 수 있다. 따라서, 주어진  $T_s$ 에 對한  $T_5$ 를 計算하기 위하여 蒸發點의 液體區域을 考慮해 보면 Fig. 2에서

$$m_c(h_6 - h_5) = m_h(h_3 - h_4) \quad (15)$$

이고,

$$\frac{m_h}{m_c} = \frac{h_8 - h_6}{h_1 - h_3} \quad (16)$$

이므로 다음이 成立된다.

$$h_5 = h_6 - \frac{h_8 - h_6}{h_1 - h_3} (h_3 - h_4) \quad (17)$$

即,  $T_s$ 가 주어지면  $P_s$ 가 決定되므로  $h_5$ 는 주어진 條件에 對하여 곧 計算될 수 있다. 略算의 境遇 高溫流體와 低溫部 液體區域의 比熱이 一定하다고 생각하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$T_5 = T_s - \left( \frac{h_8}{c_{p5}} - T_s \right) \frac{(T_3 - T_4)}{(T_1 - T_3)} \quad (18)$$

## 2.4. 計算例

式(14)의 괄호속의  $\left( \frac{\partial s_5}{\partial P_s} \right)_{T_5}$ ,  $\left( \frac{\partial h_5}{\partial P_s} \right)_{T_5}$  을 無視한 各 項을 分離하여,

$$\begin{aligned} F_T &= \left\{ - (h_8 - h_5) \left( \frac{\partial s_8}{\partial P_s} \right)_{T_8} \right. \\ &\quad + (s_8 - s_5) \left( \frac{\partial h_8}{\partial P_s} \right)_{T_8} \left. \right\} \frac{dP_s}{dT_s} \\ &\quad + \left\{ (h_8 - h_5) \left( \frac{\partial s_8}{\partial T_s} \right)_{P_8} \right. \end{aligned}$$

$$-(s_8 - s_5) \left( \frac{\partial h_5}{\partial T_5} \right)_{P_5} \left. \frac{dT_5}{dT_5} \right\} \quad (19)$$

$$F_1 = -(h_8 - h_5) \left( \frac{\partial s_8}{\partial P_5} \right)_{T_8} \frac{dP_5}{dT_5} \quad (20)$$

$$F_2 = (s_8 - s_5) \left( \frac{\partial h_8}{\partial P_5} \right)_{T_8} \frac{dP_5}{dT_5} \quad (21)$$

$$F_3 = (h_8 - h_5) \left( \frac{\partial s_5}{\partial T_5} \right)_{P_5} \frac{dT_5}{dT_5} \quad (22)$$

$$F_4 = -(s_8 - s_5) \left( \frac{\partial h_5}{\partial T_5} \right)_{P_5} \frac{dT_5}{dT_5} \quad (23)$$

라 하면,  $F_T$ 가 陽이면  $\Delta Bc$ 는 增加하고 陰이면  $\Delta Bc$ 는 減少하며 0이면 極값을 갖게 된다. 이제, 아래와 같은 條件에 對하여 式(18)과 蒸氣表을 利用하여  $T_s$ 의 變化에 따른 各  $F$ 의 값을 計算한 結果가 Fig. 3에 나타나 있다.

- (1) 高溫流體 : 輕油의 燃燒가스로서 물比는 다음과 같다.  
 $CO_2 : 11.1\%$ ,  $H_2O : 15.2\%$ ,  $CO : 1.4\%$ ,  
 $N_2 : 72.3\%$
- (2) 低壓流體 : 물 및 水蒸氣
- (3) 高溫部 流量,  $m_h : 1kg/s$
- (4) 周圍溫度,  $T_o : 300K$
- (5) 最小接近溫度差,  $\Delta T_c : 17^\circ C$
- (6) 高溫部 入口溫度,  $T_1 : 400^\circ C$
- (7) 高溫部 出口溫度,  $T_4 : 150^\circ C$
- (8) 低溫部 出口溫度,  $T_8 : 383^\circ C$

여기서  $F_1$ 은 低溫部 出口 過熱蒸氣의 엔트로피 變化가 效率에 미치는 影響을 나타내며 Fig. 3에 依하면  $T_s$ 가 增加함에 따라 조금 減少하나 大體로 一定한 값을 維持하고 있다.

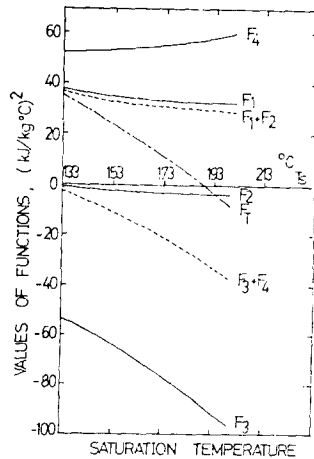


Fig. 3 Variations of F'S with  $T_s=383^\circ C$ ,  $C_{P5}=4.2kJ/kg^\circ C$ .

$F_2$ 는 過熱蒸氣의 엔탈피 變化가 效率에 미치는 影響을 나타내며, 理想氣體의 境遇 엔탈피는 壓力에 無關하므로 항상 0이 되어야 하나 여기서의 過熱蒸氣는,  $T_s$ 가 낮은 境遇 過熱程度가 크므로 理想氣體에 가까와져서 매우 작은 값을 가지나  $T_s$ 가 增加함에 따라 조금씩 커져서  $F_1$ 의 1/10程度에 이르고 있다.

$F_3$ 는 低溫部 入口의 엔트로피 變化가 效率에 미치는 影響을 나타내며  $T_s$ 가 커짐에 따라 絕對값이 急增하고 있다. 이것은  $T_s$ 가 上昇하면 低溫部 入口의 엔트로피 變化로 인하여 效率이 급격히 떨어짐을 意味하며 效率 變化에 가장 重要한 役割을 하게 된다.

$F_4$ 는 低溫部 入口의 엔탈피 變化가 效率에 미치는 影響을 나타내며  $T_s$ 가 上昇함에 따라 서서히 增加하고 있다.

또한 Fig. 3에서  $F_T$ 가 0이되는 點은  $T_s$ 가  $188^\circ C$  附近이며 이 點에서 에너지 利用率이 最大가 될 것으로 豫想된다.

또한 위 條件에 附加하여 低溫部 出口溫度를  $50^\circ C$  間隔으로 變化시키면서 蒸發氣의 有用度, 低溫區域 流量 및 有用에너지 增加를 電算器를 利用하여 計算된 結果가 Fig. 4, 5, 6에 나타나 있다. 이 때 高溫流體의 엔탈피 및 엔트로피는 燃燒ガスの 各 構成物質의 定壓比熱을 溫度에 對한 多項式으로 주어서<sup>6)</sup> 計算하였고, 低溫流體인 水蒸氣의 熱力學的 性質의 計算은 水蒸氣 性質의 既存 프로그램<sup>7,8)</sup>을 利用하였다.

Figure 4는  $T_s$  변화에 따른 有用度의 變化를 나타내며 低溫部 出口溫度가 낮아짐에 따라 最大有用度도 減少하나  $250^\circ C$  附近에서 逆轉되고 있다. 또한  $T_8$ 이  $383^\circ C$

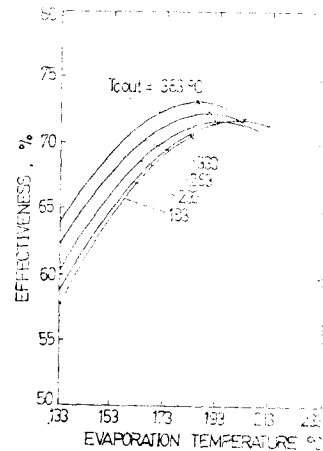


Fig. 4 Variation of effectiveness for a single pressure evaporator.

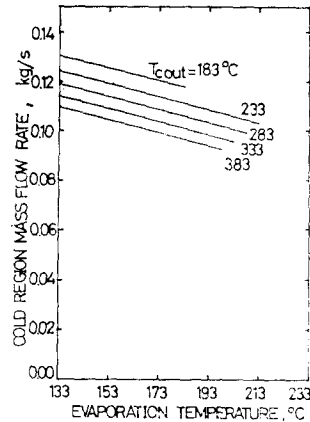


Fig. 5 Variation of cold region mass flow rate for a single pressure evaporator.

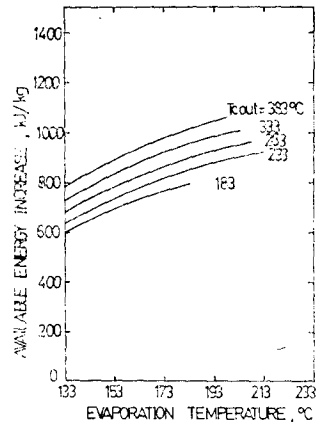


Fig. 6 Increase of available energy for a single pressure evaporator.

일 때의 最大有用度는 73%程度로서  $T_e$ 가 186.7°C에서 나타나고 있으며 앞서의 Fig. 3에 의한 188°C와 약간의 誤差를 보여준다.

Fig. 5에依하면 流量은 蒸發溫度가 上昇함에 따라 거의 線形的으로 서서히 減少하며 또한 低溫部 出口溫度가 낮아 짐에 따라 增加하나 大體로 高溫流體의 1/10程度임을 알 수 있다.

Fig. 6에서, 低溫流體 單位流量當 有用에너지 吸收量은  $T_e$ 가 上昇함에 따라 增加하나 高溫으로 감에 따라 增加趨勢가 減少하며, 出口溫度 上昇에 따라서도 增加함을 알 수 있다.

以上에서,  $T_e$ 가 上昇하면 流量은 減少하고 單位流量當 有用에너지 吸收量은 增加하며, 어느  $T_e$ 에서 그 最大 有用도가 極大값을 가지게 된다고 생각할 수 있다.

## 2.5. 多段階 蒸發器의 最適條件

蒸發器나 凝縮器에서의 熱交換時 作業流體는 相變化를 隨伴하며, 이 때 壓力에 따라 蒸發溫度가 一定하게 維持되므로 低溫部の 溫度上昇曲線을 高溫部の 溫度下降曲線에 接近시키는 데에는 限界가 있다. 그러나 蒸發器의 效率을 높이는 問題는 結局 低溫部の 溫度를 高溫部에 接近시키는 것으로 歸屬되며, 이 目的에 對한 有力한 方法으로, 低溫流體로서 프레온이나 암모니아 등의 有機流體(organic fluid)를 使用하는 方法<sup>9)</sup>과 低溫流體를 多段階에 걸쳐 蒸發시키는 方法<sup>10)</sup>이 있다.

有機流體는 一般的으로 臨界點이 물보다 낮고 蒸發潛熱이 작으므로 熱傳達 溫度差가 커지는 蒸發區域이 줄어들어 低溫部の 溫度를 高溫部에 보다 接近시킬 수 있으며 小形發電 等に 實用化되어 있다.<sup>9)</sup>

多段階 蒸發이란 低壓區域에서 熱을 吸收하여 一段 飽和液에 達한 低溫流體의 一部를 加壓하여 高壓區域으로 보내어 보다 높은 飽和溫度에서 蒸發하게 하므로서 低溫流體 全體의 平均溫度를 高溫流體에 接近시키는 方法이다. 따라서 蒸發段數를 增加시키면 低溫流體 溫度는 점점 더 高溫流體에의 接近이 可能하게 되며, 蒸發段數를 無限히 많게 하면 低溫部는 高溫部와 溫度가 一致하게 되며 熱傳達는 等溫下에 일어나고 有用에너지 損失이 0이되는 理想的인 境遇가 될 수 있다. 또한 어느 한 壓力區域을 除外한 나머지 區域의 流量을 0으로 하면 一段階 蒸發로 還元되며, 따라서 適切한

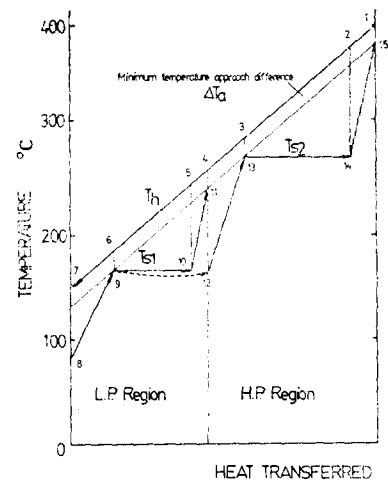


Fig. 7 Temperature-heat transferred diagram for a dual pressure evaporator.

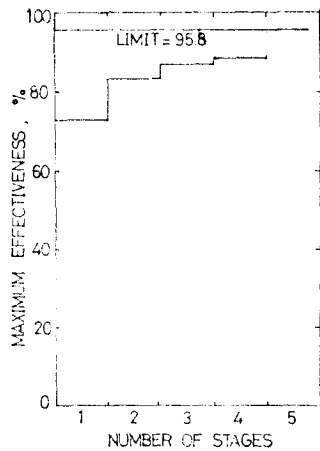


Fig. 8 Maximum effectiveness as a function of number of stages.

蒸發壓力의 排列에 依하여 効率이 極大化될 것으로 豫想할 수 있다. 그림 7은 二段階 蒸發의 熱傳達量에 對한 流體溫度 變化의 概略圖이다.

앞서 計算例의 條件에 對하여 蒸發段數를 二段, 三段 및 四段으로 하였을 境遇의 最適有用度에 對한 電算機 計算結果가 Fig. 8에 나타나 있다. 이 때 壓力段階間의 펌프일은 等엔트로피 過程으로 假定하였으며 各 壓力區域 出口에서의 溫度條件은 高溫部와 低溫部 사이의 溫度差를 最小接近溫度差 卽 17°C로 주어서 計算하였다. 그 結果 最大有用度の 增加趨勢는 蒸發段數가 增加함에 따라 어떤 限界值에 漸近함을 알 수 있다.

따라서 經濟性의 問題와 聯關하여 蒸發段數를 늘이는 데에는 限界가 있으며 二次 및 三次程度까지가 經濟性이 있는 것으로 알려져 있다.<sup>10)</sup>

### 3. 結 論

有用에너지 概念에 依한 에너지 利用効率 卽 有用度를 熱交換器의 特殊한 形態인 蒸發器에 適用하였다. 熱併合 發電에서의 境遇가 같이, 주어진 排氣가스가 있어 이를 最大로 有用하게 使用하기 위한 蒸發部의 最適條件의 飽和壓力 또는 飽和溫度에 依하여 決定될 수

있음을 보였다.

또한 有似한 方法에 依하여 蒸發段數를 增加시킬 때 有用도가 段數의 增加에 따라 漸近的으로 增加함을 例示하였다.

### 後 記

本 研究는 1980年度 三美文化財團의 研究費 支援에 依하여 이루어졌으며 이에 對하여 感謝한다.

### 參 考 文 獻

1. 盧承卓, 熱에너지의 効率의 利用, 大韓機械學會誌 第16卷 第3號(1976).
2. A Study of Inplant Electric Power Generation in the Chemical Petroleum Refining, and Paper and Pulp Industries, Thermo Electric Corp., 1976.
3. J.L. Boyen, Thermal Energy Recovery, 2nd ed., Wiley, 1980.
4. 金孝經, 李澤植, 盧承卓, 포탈 에너지 시스템에 依한 熱에너지의 効率의 利用, 大韓機械學會誌 第18卷 第3號(1978).
5. J.E. Ahern, The Exergy Method of Energy Systems Analysis, Wiley, 1980.
6. G.J. Van Wylen and R.E. Sonntag, Fundamentals of Classical thermodynamics, 2nd ed., Wiley, 1976.
7. J.H. Keenan, F.G. Keyes, P.G. Hill and J.G. Moore, Steam Tables, Wiley 1969.
8. 鄭 模, 水蒸氣의 熱力學의 狀態量의 電算化, 서울 大學校 工科學 學士學位論文, 1980.
9. E.P. Gyftopoulos, L.J. Lazaridis and T.F. Widmer, Potential fuel effectiveness in industry, Ballinger, 1974.
10. R.H. Haywood, Analysis of Engineering Cycles, 2nd ed., Pergamon Press, 1975.