

「이 논문은 1982年度 文敎部 學術研究助成費에 의하여 研究되었음.」

# 船用主機터어빈에서의 冷却水溫度가 復水器眞空에 미치는 영향

金 喜 澈

Effect of Inlet Cooling Water Temperature on  
Condenser Vacuum in Marine Steam Turbine

Kim, Hee-Cheol

## < 目 次 >

### Abstract

- |                         |                      |
|-------------------------|----------------------|
| 1. 序 論                  | 5. 計算例와 實船值와의 比較     |
| 2. 局所熱通過率의 近似式          | 6. 冷却水溫度와 最適循環比와의 關係 |
| 3. 復水器에서의 平均熱通過率        | 7. 結 論               |
| 4. 復水器眞空과 冷却水入口溫度 및 循環比 | 參考文獻                 |

## Abstract

Recently, steam turbines are usually used on the oil tankers operating on the persian Gulf-Korea route. In this route, however, the standard cooling water temperature 24°C for condenser design is not so suited to the actual sea water temperature and it is very difficult to maintain the ordinary design condenser vacuum 722 mmHg.

The author investigated the relation between the inlet cooling water temperature and the condenser vacuum by using a local over all heating transfer coefficient  $K$  as follows,  $K = a(1 + bt)v^n$ . Where  $a$ ,  $b$ ,  $n$  are constant which are determined by the fouling factor, tube materials and tube size and  $t$  is the local cooling water temperature and  $v$  is the water velocity in the tube.

Then, those calculation results are in good agreement with the actual ones gained from one tanker in that route.

As a result of this study, the actual condenser vacuum is given by the inlet cooling water temperature, the heating surface area and the cooling water flow rate, and the actual vacuum is lower than the ordinary design vacuum. Therefore, the condenser vacuum of those steam turbine ships is desired to be designed with suitable sea water temperature of her anticipated route. The results of optimum water flow rate and arrival condenser vacuum on the inlet cooling water temperature are shown in table 9.

$$\alpha_2 = 0.725 \left\{ \frac{r \cdot \gamma_s^2 \lambda_s^2}{(t_s - t_0) d_s \mu_s} \right\}^{\frac{1}{3}} \dots \dots \dots (3)$$

여기에서

- r : 復水器內壓에 相當한 蒸發潛熱
- $\gamma_s$  : 復水の 比重量
- $\lambda_s$  : 復水の 熱傳導率
- $\mu_s$  : 復水の 粘性係數
- $t_s$  : 復水器內壓에 相當한 飽和溫度
- $t_0$  : 管外表面溫度

또한 管外表面溫度  $t_0$  는 冷却媒體가 물이고 管外面에서 蒸氣가 凝縮할 때에는

$$t_0 = t_s - 0.75(t_s - t) \dots \dots \dots (4)$$

를 推獎<sup>6),7)</sup> 하고 있다.

表 3 은 現在 船用主復水器에 많이 使用하고 있는 Aluminium Brass 管에 대하여 冷却管外徑 19mm, 두께 1.2mm, 熱傳導率  $\lambda = 86 \text{ Kcal/mh}^\circ\text{C}$ , 冷却水 流速을 1 m/s 로 一定하게 하고, 復水器內壓에 相當한 飽和蒸氣溫度 및 冷却水溫度를 變化시켰을 때의 局所熱通過率를 計算한 結果이며, 그림 1 은 그 그래프로 表示한 것이다. 여기에서 汚染係數는 流體의 性狀, 溫度 및 流速에 의해서 變하게 된다. 特別히 冷却水로서의 海水는 船舶이 運航하는 航路의 海水汚染狀況이나 季節에 따라 變하기 때문에 簡單히 決定하는 것은 어려운 일이지만 TEMA<sup>8)</sup>에 規定된 것을 引用하였다. 즉 海水溫度가  $51.7^\circ\text{C}$  이하일 때 海水의 汚染係數  $r_i = 0.0001025 \text{ m}^2\text{h}^\circ\text{C/Kcal}$ , 蒸氣의 汚染係數(기름 不含有)  $r_o = 0.0001025 \text{ m}^2\text{h}^\circ\text{C/Kcal}$  를 利用하였다.

表 1. 蒸氣側(復水)의 物性值

| $t_s$       |                     | 30°C                    | 35°C                    | 40°C                    | 45°C                    | 50°C                    |
|-------------|---------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| r           | Kcal/kg             | 580.2                   | 577.4                   | 574.5                   | 571.6                   | 568.8                   |
| $\gamma_s$  | kg/cm <sup>3</sup>  | 995.6                   | 994.1                   | 992.2                   | 990.2                   | 988.0                   |
| $\lambda_s$ | Kcal/mh°C           | 0.529                   | 0.537                   | 0.544                   | 0.550                   | 0.556                   |
| $\mu_s$     | kg·h/m <sup>2</sup> | $2.2444 \times 10^{-8}$ | $2.0388 \times 10^{-8}$ | $1.8638 \times 10^{-8}$ | $1.7138 \times 10^{-8}$ | $1.5722 \times 10^{-8}$ |

表 2. 冷却水(海水)의 物性值

| t           |                   | 0°C                   | 10°C                  | 20°C                  | 30°C                  |
|-------------|-------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| $\nu_w$     | m <sup>2</sup> /s | $1.84 \times 10^{-6}$ | $1.35 \times 10^{-6}$ | $1.06 \times 10^{-6}$ | $0.85 \times 10^{-6}$ |
| $\alpha_w$  | m <sup>2</sup> /s | $1.39 \times 10^{-7}$ | $1.43 \times 10^{-7}$ | $1.49 \times 10^{-7}$ | $1.54 \times 10^{-7}$ |
| $\lambda_w$ | Kcal/mh°C         | 0.480                 | 0.496                 | 0.513                 | 0.529                 |

그림 1 에서 熱通過率  $K_0$  는 蒸氣溫度에 相關없이 冷却水溫度가  $0^\circ\text{C}$  일 때는 거의 同一하며 蒸氣와 冷却水溫度가 매우 僅少하지 않는 限 冷却水溫도의 上昇에 따라 直線의으로 增加한다. 또한 蒸氣溫

表 3.  $v=1 \text{ m/s}$  일 때 蒸氣溫度 및 冷却水溫과 熱通過率

| $t$ |            | $t_s$ | 30℃     | 40℃     | 50℃     |
|-----|------------|-------|---------|---------|---------|
| 0℃  | $\alpha_1$ |       | 2689.89 | 2689.89 | 2689.89 |
|     | $\alpha_2$ |       | 7038.30 | 6976.34 | 6969.48 |
|     | $K_0$      |       | 1328.72 | 1326.47 | 1326.23 |
| 10℃ | $\alpha_1$ |       | 3110.21 | 3110.21 | 3110.21 |
|     | $\alpha_2$ |       | 7924.68 | 7496.57 | 7369.33 |
|     | $K_0$      |       | 1466.09 | 1448.65 | 1443.84 |
| 20℃ | $\alpha_1$ |       | 3485.94 | 3485.94 | 3485.94 |
|     | $\alpha_2$ |       | 9262.94 | 8296.32 | 7918.86 |
|     | $K_0$      |       | 1592.69 | 1561.41 | 1547.51 |
| 30℃ | $\alpha_1$ |       |         | 3875.18 | 3875.18 |
|     | $\alpha_2$ |       |         | 9866.04 | 8763.66 |
|     | $K_0$      |       |         | 1693.43 | 1657.61 |

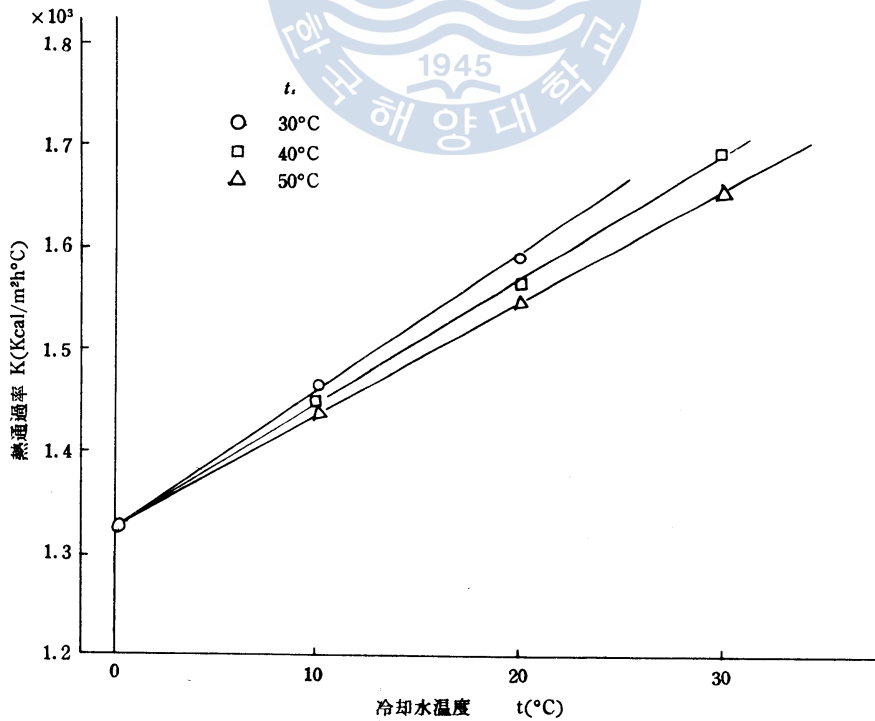


그림 1. 冷却水溫度와 熱通過率

도가 높을수록 增加率은 減少한다. 그런데 復水器의 壓力範圍內에서는 그 變化는 적다고 생각할 수 있으므로 冷却水流速 1 m/s 일 때 熱通過率  $K_0$ 는 近似的으로 冷却水溫度에 관한 1次函數인  $K_0 = a(1+bt)$ 로 表示할 수 있다.

表 4는 前記와 같은 條件下에서 復水器設計壓力에 相當하는 飽和溫度에 가까운  $t_s = 30^\circ\text{C}$ 로 하고 流速을 變化시켰을 때의 熱通過率  $K$ 와 同一溫度에서 流速 1 m/s 일 때의 熱通過率  $K_0$ 와의 比를 구한 것이다.

表 4.  $t_s = 30^\circ\text{C}$ 일 때 流速 및 冷却水溫度와  $K/K_0$

| $t$ |         | $v$     |         |         |         |         |
|-----|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
|     |         | 1 m/s   | 1.5 m/s | 2.0 m/s | 2.5 m/s | 3.0 m/s |
| 0℃  | $K$     | 1328.72 | 1555.99 | 1713.20 | 1830.06 | 1921.00 |
|     | $K/K_0$ | 1.00    | 1.17    | 1.29    | 1.37    | 1.44    |
| 10℃ | $K$     | 1466.09 | 1700.63 | 1862.16 | 1981.06 | 2072.92 |
|     | $K/K_0$ | 1.00    | 1.16    | 1.27    | 1.35    | 1.41    |
| 20℃ | $K$     | 1592.69 | 1841.45 | 2009.90 | 2133.24 | 2228.11 |
|     | $K/K_0$ | 1.00    | 1.15    | 1.26    | 1.34    | 1.40    |

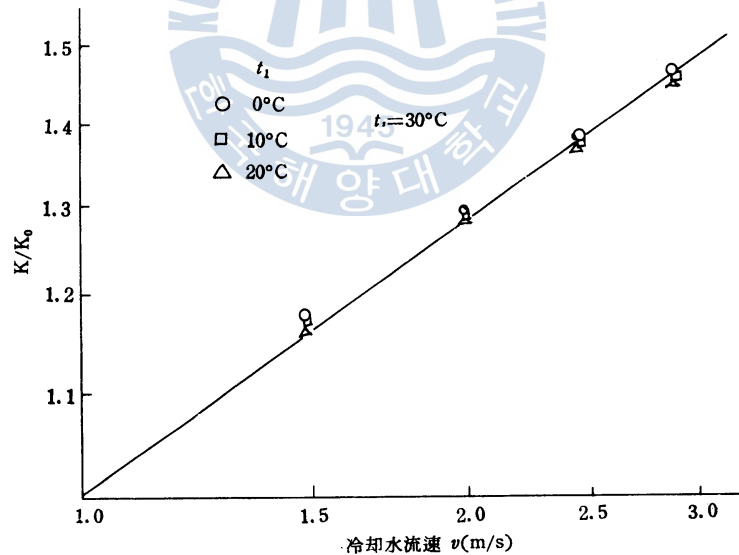


그림 2. 冷却水 流速과 熱通過率

그림 2는 冷却水流速과  $K/K_0$ 의 關係를 全對數그래프에 나타낸 것이며, 冷却水 入口溫度의 變化에 關係없이 冷却水流速에 比例해서  $K/K_0$ 는 直線의으로 增加하므로  $K/K_0 = v^n$ 와 같이 近似시킬 수 있고 冷却水溫度  $t^\circ\text{C}$ , 流速  $v$  m/s 일 때 局所熱通過率  $K$ 는 다음과 같은 近似式으로 나타낼 수 있다.

$$K = a(1+bt)v^n \dots\dots\dots (5)$$

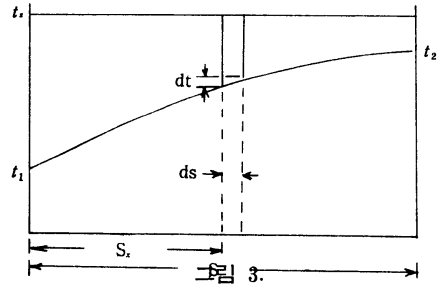
$a$ ,  $b$  및  $n$ 를 表 3, 4에서 구하여 代入하면 (6)式과 같다.

$$K = 1320((1 + 0.009t)v)^{0.35} \dots \dots \dots (6)$$

단, 1 m/s ≤ v ≤ 3 m/s, 20 °C < t<sub>s</sub> < 40 °C

### 3. 復水器에서의 平均熱通過率

復水器內壓에 相當하는 飽和溫度를 t<sub>s</sub>, 冷却水 入口 및 出口溫度를 各各 t<sub>1</sub>, t<sub>2</sub> 라 하면 그림 3 에서와 같은 微小面積 ds에서의 熱交換量 dQ는 冷却水量을 W kg/h, 冷却水の 比熱를 C Kcal/kg °C, ds 사이의 溫度上昇을 dt, 局所熱通過率 (5) 式을 適用하면 다음과 같이 表示할 수 있다.



$$dQ = C \cdot W \cdot dt = K(t_s - t) ds = a(1 + bt)v^n(t_s - t) ds \dots \dots \dots (7)$$

(7)式에서

$$\frac{av^n ds}{CW} = \frac{dt}{(1 + bt)(t_s - t)}$$

兩邊을 冷却水入口溫度에서 出口溫度까지 積分하면

$$\begin{aligned} \frac{av^n s}{CW} &= \int_{t_1}^{t_2} \frac{dt}{t_s - (1 - bt_s)t - bt^2} \\ &= \frac{1}{1 + bt_s} \log_e \frac{(t_s - t_1)(1 + bt_2)}{(t_s - t_2)(1 + bt_1)} \dots \dots \dots (8) \end{aligned}$$

Q = CW ∫<sub>t<sub>1</sub></sub><sup>t<sub>2</sub></sup> dt = CW(t<sub>2</sub> - t<sub>1</sub>)로 부터 傳熱量 Q는

$$Q = \frac{a(1 + bt_s)v^n(t_2 - t_1) \cdot S}{\log_e \frac{(t_s - t_1)(1 + bt_2)}{(t_s - t_2)(1 + bt_1)}} \text{ Kcal/h} \dots \dots \dots (9)$$

이다.

平均熱通過率 K<sub>m</sub>는 對數平均溫度差<sup>8)</sup>를 基準으로 하므로

$$Q = K_m \cdot \frac{t_2 - t_1}{\log_e \frac{t_s - t_1}{t_s - t_2}} \cdot S$$

이고, 따라서

$$K_m = a(1 + bt_s)v^n \frac{\log_e \frac{t_s - t_1}{t_s - t_2}}{\log_e \frac{(t_s - t_1)(1 + bt_2)}{(t_s - t_2)(1 + bt_1)}} \dots \dots \dots (10)$$

이다.

復水器에 있어서 平均熱通過率은 GUY-WINSTANLEY에 의하여 提示된 實驗式<sup>9)</sup> (11)式

$$K_m = 650 \left(\frac{w}{5}\right)^{0.5} \left(\frac{t_2 - t_1}{100}\right)^{0.25} \dots \dots \dots (11)$$

단, K<sub>m</sub> : BTU/ft<sup>2</sup>·h·°F, w : ft/s, t<sub>1</sub>, t<sub>2</sub> : °F

表 5. 平均熱通過率 ( $t_1=20^\circ\text{C}$  일 때)

| $v$     | ⑩式      | GUY-WINSTANLEY |
|---------|---------|----------------|
| 1.0 m/s | 1590.57 | 1467.98        |
| 1.5 "   | 1833.09 | 1724.07        |
| 2.0 "   | 2027.27 | 1991.06        |
| 2.5 "   | 2191.95 | 2226.06        |
| 3.0 "   | 2336.38 | 2438.63        |

을 많이 利用하고 있으며, 그림 4는 冷却水入口 溫度  $20^\circ\text{C}$  일 때의 實驗式과 (10)式에 의한 平均 熱通過率를 比較한 것이다.

實際 復水器에서의 流速範圍( $1.8 < v < 2.2 \text{m/s}$ ) 에서는 (10)式에 의한것이 GUY-WINSTANLEY 式보다 若干 높은 값을 나타내지만 이것은 復水器內的 不凝縮空氣 등을 考慮하지 않은 原因이라 생각되며 큰 差는 없음을 알 수 있다.

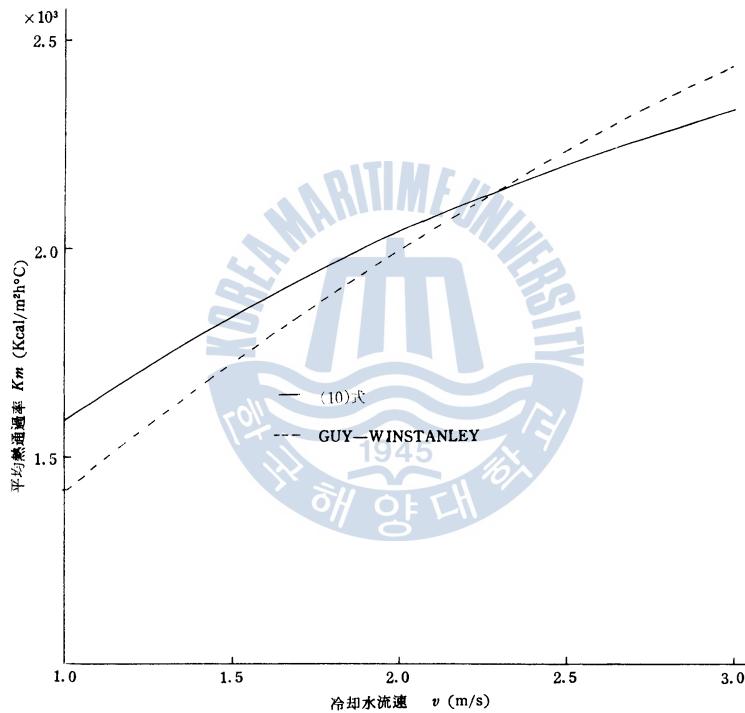


그림 4. 平均熱通過率의 比較

#### 4. 復水器眞空과 冷却水入口溫度 및 循環比

(8)式에서

$$\frac{(t_s - t_2)(1 + bt_1)}{(t_s - t_1)(1 + bt_2)} = e^{-\frac{S}{CW} a(1+bt_s) v^n}$$

$$\frac{t_s - t_2}{1 + bt_2} = \frac{t_s - t_1}{1 + bt_1} \cdot e^{-\frac{S}{CW} a(1+bt_s) v^n} \dots\dots\dots (12)$$

復水器로의 蒸氣流入量을  $G \text{ kg/h}$ , 復水器入口蒸氣의 乾度를  $x$ , 蒸發熱를  $r \text{ Kcal/kg}$  라고 하면

$$G \cdot xr = CW(t_2 - t_1) \dots\dots\dots (13)$$

循環比(單位蒸氣量當 冷却水量)  $m = \frac{W}{G}$ , 冷却水の 比熱  $C \doteq 1 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C}$  이라 하면 (12)式은

$$t_2 = t_1 + \frac{xr}{m} \dots\dots\dots (14)$$

이며, (12)式과 (14)式으로 부터

$$xr = m(t_s - t_1) - \left\{ m(t_s - t_1) + \frac{bxr(t_s - t_1)}{1 + bt_1} \right\} \cdot e^{-\frac{S}{W} a(1+bt_s) v^n} \dots\dots\dots (15)$$

또한 傳熱面負荷를  $M = G/S \text{ kg/m}^2\text{h}$ , 冷却水流速이  $1 \text{ m/s}$  일 때의 循環比를  $m_0 = W_0/G$  라면 (15)式의 指數는

$$\begin{aligned} -\frac{S}{W} a(1+bt_s) v^n &= -\frac{GS}{WG} a(1+bt_s) \left( \frac{W/G}{W_0/G} \right)^n \\ &= -\frac{a(1+bt_s)}{mM} \cdot \left( \frac{m}{m_0} \right)^n \dots\dots\dots (a) \end{aligned}$$

또한 冷却管의 길이  $l_m$ , 管數  $N$ , 回流數  $R$ , 冷却水比重量  $r_w \doteq 1000 \text{ kg/cm}^3$  이라고 하면

$$W_0 = \frac{\pi}{4} d_1^2 \cdot \frac{N}{R} \cdot r_w \cdot 3600 = 9 \times 10^5 \pi d_1^2 \frac{N}{R}$$

$$G = \pi d_2 l \cdot N \cdot M$$

이므로

$$m_0 = \frac{W_0}{G} = 9 \times 10^5 \cdot \frac{1}{M} \cdot \frac{d_1^2}{d_2} \cdot \frac{1}{Rl} \dots\dots\dots (b)$$

(a), (b)를 (15)式에 代入하면

$$xr = m(t_s - t_1) - \left\{ m(t_s - t_1) + \frac{bxr(t_s - t_1)}{1 + bt_1} \right\} \cdot e^{-\frac{a(1+bt_s) \left( \frac{Rd_2 l}{9 \times 10^5 \cdot d_1^2} \right)^n}{(mM)^{1-n}}} \dots\dots (16)$$

$$r \doteq 597.1 - 0.565t_s, \quad 0 \leq t_s \leq 50^\circ\text{C}$$

(16)式으로 부터 冷却水入口溫度  $t_1$  이 一定할 때의 循環比  $m$  와  $t_s$ , 즉 復水器眞空과의 關係 또는 循環比  $m$  이 一定인 경우의 冷却水入口溫度  $t_1$  과 復水器眞空의 關係를 알 수 있다.

### 5. 計算例와 實船值와의 比較

管外徑  $d_2 = 19 \text{ mm}$ , 두께  $\delta = 1.2 \text{ mm}$ , 길이  $l = 4.5 \text{ m}$  인 Aluminium Brass 管, 傳熱負荷  $M = 34 \text{ kg/m}^2\text{h}$ , 復水器流入蒸氣乾度  $x = 0.9$ , 單流式復水器에 關하여 計算結果는 表 6 과 같다. 단, 完全眞空을  $760 \text{ mmHg}$  로 하여 表示하였다.

그림 5에서 實線은 (16)式에 의한 計算結果이며 點線은 熱通過率이 無限大라고 假定한 理想的인 경우를 나타낸 것이다. 그림에서 復水器眞空은 冷却水入口溫度  $t_1$  과 循環比  $m$  에 의해서 큰 影響을 받으며, 眞空度を 上昇시키려면  $t_1$  이 높을수록 冷却水量을 增加시켜야 한다. 그러나 冷却水量이 어느程度 以上되면 眞空度の 上昇率은 冷却水量의 增加率에 比해서 작게 됨을 알 수 있다. 또한 熱通過率이 無限大인 경우와 比較하면 點線과 實線과의 差에서 알 수 있는바와 같이 冷却水溫度가 높을

表 6. 冷却水溫度, 循環比와 復水器眞空

| $t_1$ |       | m | 20     | 40     | 60     | 70     | 80     | 100    | 120    |
|-------|-------|---|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 0℃    | $t_s$ |   | 36,178 | 24,766 | 20,287 | 18,867 | 17,741 | 16,045 | 14,810 |
|       | $p_s$ |   | 0.0612 | 0.0317 | 0.0242 | 0.0222 | 0.0206 | 0.0186 | 0.0171 |
|       | mmHg  |   | 715.4  | 736.6  | 742.2  | 743.6  | 744.8  | 746.4  | 747.4  |
| 10℃   | $t_s$ |   | 44,570 | 33,284 | 28,933 | 27,566 | 26,486 | 24,867 | 23,694 |
|       | $p_s$ |   | 0.0985 | 0.0521 | 0.0407 | 0.0375 | 0.0352 | 0.0320 | 0.0298 |
|       | mmHg  |   | 689.6  | 721.5  | 730.2  | 732.4  | 734.1  | 736.4  | 738.0  |
| 20℃   | $t_s$ |   | 53,182 | 42,011 | 37,774 | 36,453 | 35,413 | 33,860 | 32,741 |
|       | $p_s$ |   | 0.1479 | 0.0836 | 0.0667 | 0.0621 | 0.0586 | 0.0538 | 0.0505 |
|       | mmHg  |   | 651.2  | 698.5  | 710.9  | 714.3  | 716.8  | 720.4  | 722.8  |
| 30℃   | $t_s$ |   | 61,970 | 50,905 | 46,769 | 45,489 | 44,484 | 42,991 | 41,919 |
|       | $p_s$ |   | 0.3054 | 0.1321 | 0.1071 | 0.1003 | 0.0952 | 0.0881 | 0.0836 |
|       | mmHg  |   | 595.6  | 662.9  | 681.3  | 686.2  | 689.9  | 695.2  | 698.6  |

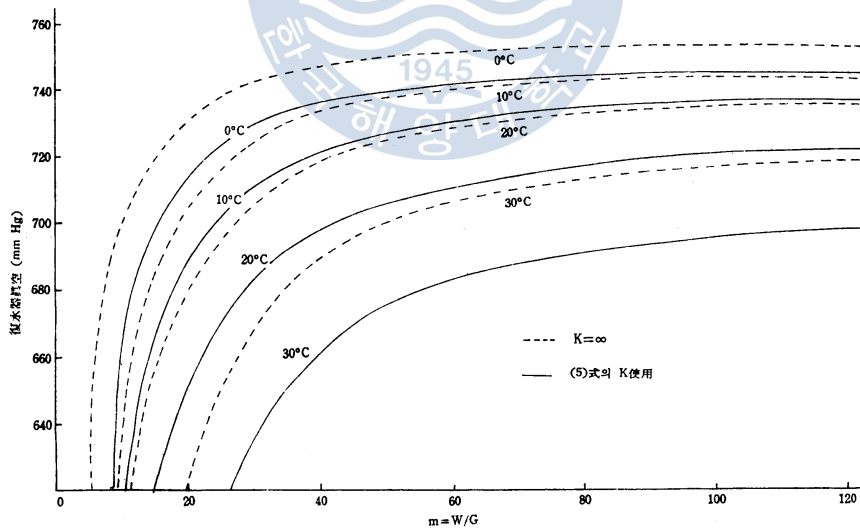


그림 5 單流式 復水器의 計算例

수록 그 差는 크게 된다.

그림 6은 PERSIA 灣과 蔚山灣航路를 就航하고 있는 油漕船(KOREA VENUS 號)의 冷却水入口溫度와 復水器眞空의 實測値를 나타낸 것이다. 實船의 冷却管의 外徑  $d_2=19\text{mm}$ , 두께  $\delta=1. \text{mm}$ , 길이  $l=4.5\text{m}$ 의 單流式이며 常用出力時의 循環比  $m=70$ , 傳熱負荷  $M=34 \text{Kcal/m}^2\text{h}$ 인 경우이다. 그



림에서 實線은 (16)式에 의한 結果이며 循環水펌프를 使用할 때에는 거의 一致함을 나타내고 있으나 Scoop를 使用할때 보다는 眞空度가 若干 낮게 된다. 이것은 Scoop 使用할 때는 循環比의 增加로 眞空度가 上昇하는 것으로 推定된다.

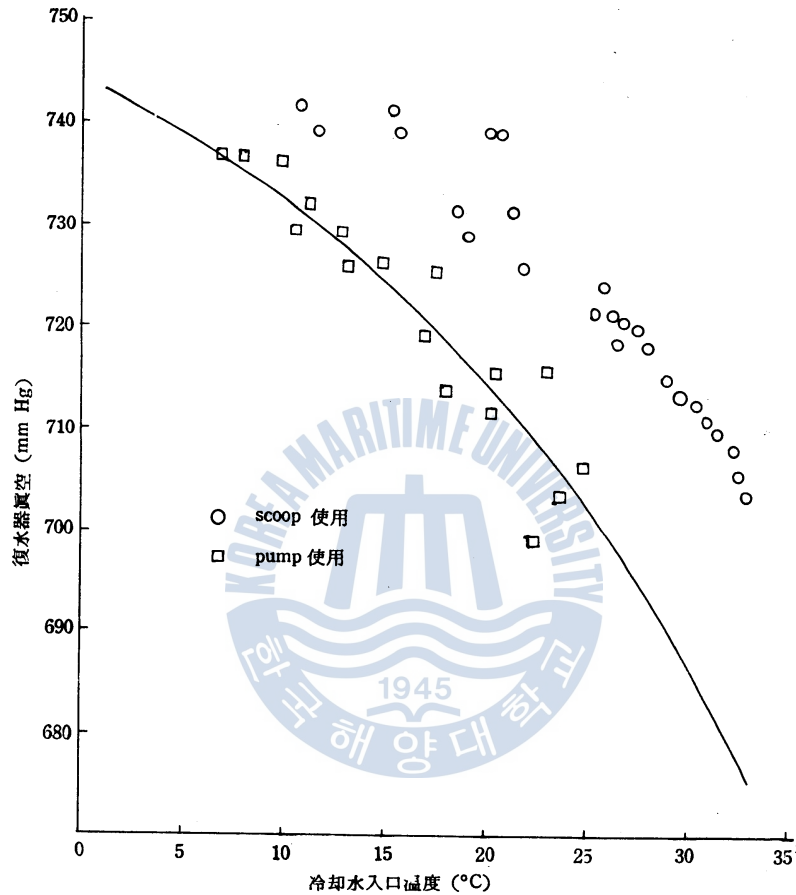


그림 6. 實船에서의 冷却水入口溫度와 復水器眞空

### 6. 冷却水溫度와 最適循環比와의 關係

冷却水入口溫度가 一定한 경우에 復水器眞空을 上昇시키기 위해서는 傳熱面積이나 冷却水量을 增加시키므로써 達成할 수 있다. 그러나 傳熱面積의 增加는 復水器容積의 增大, 設備費의 增加를 招來하게 되며 冷却水量의 增加에 의한 方法이 가장 効果的이다. 그런데 冷却水量의 增加는 循環水펌프의 出力增大를 隨伴하게 되므로 그 利益率이 循環比의 增加에 따라 減少하게 되고 總效率을 最高로 하는 最適冷却水量<sup>10)</sup>이 存在하게 된다.

機關純出力  $N$ 는

$$N = \frac{1}{632} G_s \cdot \eta_s \cdot H - (N_w + N_c + N_a) \dots\dots\dots (17)$$

이다. 여기에서

$H$  kcal/kg : 主機에서의 熱落差

$G_s$  kg/h : 蒸氣消費量

$N_w$  ps : 循環水펌프動力

$N_c$  ps : 復水펌프動力

$N_0$  ps : 抽氣이젝터動力

循環水펌프의 動力  $N_w$  는 必要水頭  $h_m$ , 冷却水量  $W$  kg/h, 펌프效率  $\eta_p$  이라고 하면

$$N_w = \frac{W \cdot h}{3600 \times 75 \times \eta_p} = \frac{m G_s h}{3600 \times 75 \times \eta_p} \dots \dots \dots (18)$$

이다.

또한 冷却水入口溫度  $t_1$  을 飽和溫度로 하는 限界眞空까지 斷熱膨脹시켰을 때의 機關出力  $N_0$  는

$$N_0 = \frac{1}{632} \cdot G_s \cdot \eta_s \cdot H_0 \dots \dots \dots (19)$$

단,  $H_0$  Kcal/kg : 限界眞空까지의 熱落差

지금 出力減少量  $\Delta N = N_0 - N$

熱落差減少量  $\Delta H = H_0 - H$

表 7.  $t_1 = 20^\circ\text{C}$ 일 때  $m$  와  $\Delta N/N_0$  ( $i'' = 605.9$ ,  $H_0 = 206.4$ )

| $m$ | $p_s$  | $i''$ | $H$   | $\Delta H$ | $\Delta N/N_0$ |                |                |
|-----|--------|-------|-------|------------|----------------|----------------|----------------|
|     |        |       |       |            | $h=5\text{m}$  | $h=10\text{m}$ | $h=20\text{m}$ |
| 20  | 0.1449 | 620.0 | 192.3 | 14.1       | 0.0705         | 0.0728         | 0.0773         |
| 40  | 0.0836 | 615.3 | 197.0 | 9.4        | 0.0500         | 0.0546         | 0.0636         |
| 60  | 0.0667 | 613.5 | 198.8 | 7.6        | 0.0436         | 0.0504         | 0.0640         |
| 80  | 0.0586 | 612.5 | 199.8 | 6.6        | 0.0409         | 0.0500         | 0.0682         |
| 100 | 0.0538 | 611.8 | 200.5 | 5.9        | 0.0398         | 0.0512         | 0.0738         |
| 120 | 0.0505 | 611.4 | 200.9 | 5.5        | 0.0402         | 0.0538         | 0.0811         |

表 8.  $t_1 = 30^\circ\text{C}$ 일 때  $m$  와  $\Delta N/N_0$  ( $i'' = 610.1$ ,  $H_0 = 202.2$ )

| $m$ | $p_s$  | $i''$ | $H$   | $\Delta H$ | $\Delta N/N_0$ |                |                |
|-----|--------|-------|-------|------------|----------------|----------------|----------------|
|     |        |       |       |            | $h=5\text{m}$  | $h=10\text{m}$ | $h=20\text{m}$ |
| 20  | 0.3054 | 626.6 | 185.7 | 16.5       | 0.0839         | 0.0862         | 0.0908         |
| 40  | 0.1321 | 619.1 | 193.2 | 9.0        | 0.0491         | 0.0537         | 0.0630         |
| 60  | 0.1071 | 617.3 | 195.0 | 7.2        | 0.0425         | 0.0495         | 0.0634         |
| 80  | 0.0952 | 616.4 | 195.9 | 6.3        | 0.0403         | 0.0496         | 0.0681         |
| 100 | 0.0881 | 615.8 | 196.5 | 5.7        | 0.0397         | 0.0510         | 0.0735         |
| 120 | 0.0836 | 615.3 | 197.0 | 5.2        | 0.0395         | 0.0535         | 0.0809         |

라고 하면 出力減少率  $\Delta N/N_0$  는 다음과 같다.

$$\frac{\Delta N}{N_0} = \frac{1}{H_0} \left( \Delta H + \frac{mh}{427 \eta_t \eta_p} \right) + \frac{N_c + N_a}{N_0} \dots \dots \dots (20)$$

表 7, 8 은 使用蒸氣壓力 40kg/cm<sup>2</sup>, 溫度 480°C 이고  $\eta_t \cdot \eta_p = 0.5$  로 假定하였을 때의 各 冷却水溫度에 대한 出力減少率과 循環比와의 關係를 나타낸 것이며, 여기에서 (20) 式의 末項의 값은 작고 또한 循環比에 의해서 큰 影響을 받지 않기 때문에 이 項은 無視하였다.

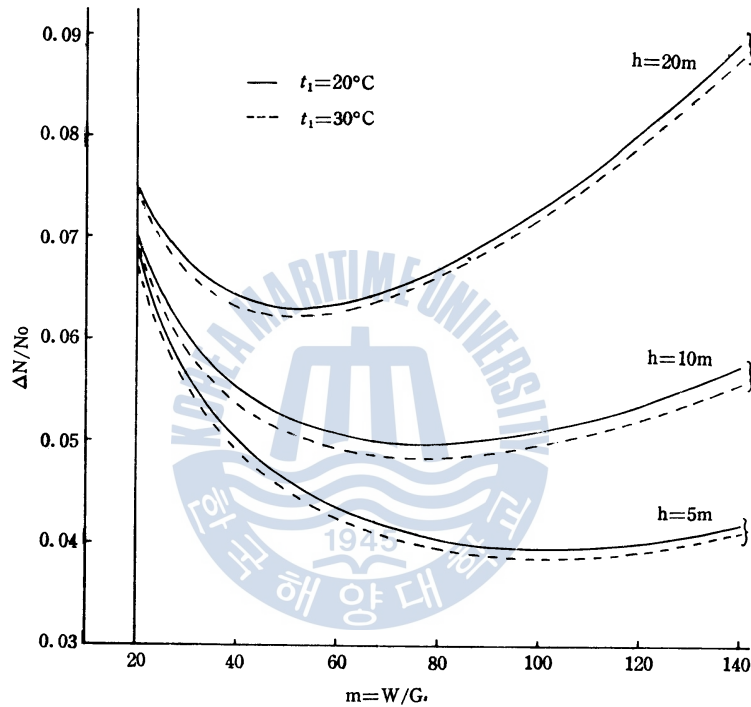


그림 7. 循環比와 出力減少率과의 關係

그림 7에서 出力減少率이 最低로 되는 最適冷却水量은 冷却水入口溫度에 의해서는 거의 影響을 받지 않고 必要水頭에 의하여 크게 變化하고 h가 클수록 펌프動力이 增加하기 때문에 循環比 m의 適正值는 작게 됨을 알 수 있다.

그림 8은 前記 條件下에서 冷却水入口溫度  $t_1 = 20^\circ\text{C}$ ,  $30^\circ\text{C}$  일 때 限界眞空까지 斷熱膨脹한 경우와 各循環比에서 實際到達眞空까지 斷熱膨脹하였을 때의 熱落差減少量  $\Delta H$ 와 循環比 m와의 關係를 全對數그래프로 圖示한 것이다. 이 그래프는 거의 直線이므로 近似的으로 다음과 같이 表示할 수 있다.

$$\Delta H = \frac{b}{\sqrt{m}} \dots \dots \dots (21)$$

단,  $30 < m < 140$

(21) 式을 (20) 式에 代入하고, (20) 式의 右邊 末項을 常數로 보고 m의 最適值를 구하면

$$\frac{d}{dm} \left( \frac{\Delta N}{N_0} \right) = -\frac{1}{H_0} \cdot \frac{d}{dm} \left( \Delta H + \frac{mh}{427 \cdot \eta_i \cdot \eta_p} \right) = 0$$

으로 하는  $m$ 는

$$m = \left( \frac{427 \cdot b \cdot \eta_i \cdot \eta_p}{2h} \right)^{\frac{2}{3}} \dots \dots \dots (22)$$

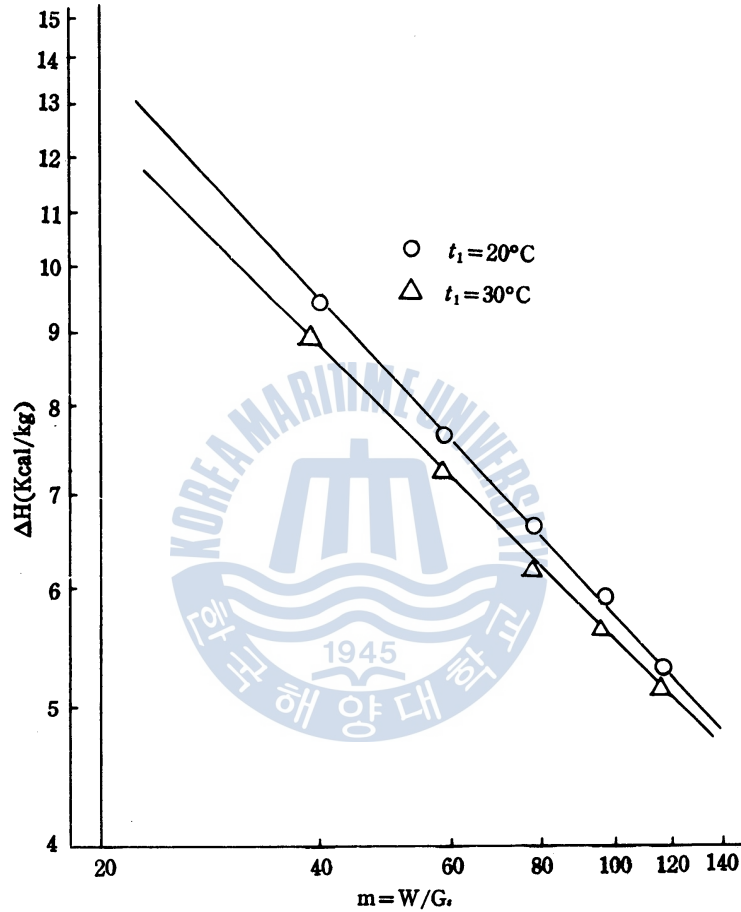


그림 8. 循環比  $m$  와  $\Delta H$

(22)式에서  $\eta_n \cdot \eta_p = 0.5$ ,  $t_1 = 20^\circ\text{C}$ 일 때  $b = 59$ .  
3,  $t_1 = 30^\circ\text{C}$ 일 때  $b = 56.6$ 을 利用하여 計算한 最適循環比 및 그때의 到達眞空은 表9와 같다.

그러나 펌프容量增大에 隨伴되는 設備費增加와 循環比增大에 따른 流動低抗의 增加를 考慮하면 最適循環比는 出力減少率  $\Delta N/N_0$ 을 最小로 하는 값보다 若干 낮은 값이 되리라고 생각된다.

表 9. 最適循環比와 到達眞空

| $h$  | $t_1$ | $m$    | 到達眞空   |
|------|-------|--------|--------|
| 5 m  | 20℃   | 117.03 | 723.22 |
|      | 30℃   | 113.45 | 698.22 |
| 10 m | 20℃   | 73.72  | 712.17 |
|      | 30℃   | 71.47  | 686.39 |
| 20 m | 20℃   | 46.44  | 704.13 |
|      | 30℃   | 45.02  | 671.04 |

## 7. 結 論

復水器에서의 熱通過率를 冷却水溫度 및 流速의 函數로 하는 近似式을 구하고, 이것을 適用시켜 冷却水入口溫度 및 循環比와 復水器眞空과의 關係를 檢討하여 다음 結論을 얻었다.

(1) 復水器에서 到達할 수 있는 最高眞空은 冷却水溫度에 의해서 決定되나 實際 到達眞空은 冷却管의 汚染의 程度, 循環比, 傳熱面負荷 등의 影響을 받기 때문에 限界眞空보다는 낮은 값을 갖고 冷却水溫이 높을수록 그 差는 크다. 따라서 平均海水溫度가 設計冷却水溫度 24℃보다 높은 航路를 運航하는 蒸氣터어빈船은 設計眞空을 維持하기는 困難하며 이 航路에 適合한 復水器眞空으로서 設計하는 것이 바람직하다.

(2) (6)式을 適用한 (16)式으로 冷却水入口溫度 및 循環比와 復水器眞空과의 計算値와 實船에서의 實測値와 比較한 結果 거의 一致하였다. 단, Scoop 使用할 때의 實測値가 計算値보다 높은 眞空을 維持하고 있으나 이것은 循環比의 增大로 인한 것이라 推定된다.

(3) 循環比 增加에 따른 펌프動力의 增加와 眞空度上昇으로 인한 터어빈出力增加와의 關係로 부터 最適循環比를 구한 結果, 最適値는 冷却水溫度에는 큰 影響을 받지 않으며 必要水頭에 의해서 크게 變化함을 알 수 있다.

끝으로 本 研究에 있어서 各種 資料를 提供해 주신 亞細亞商船株式會社 蔚山事務所 工務部 및 協力과 助言을 하여 주신 여러분에게 深甚한 謝意를 표하는 바이다.

## 參 考 文 獻

1. 主機タービン設計部, “大形船用主機タービンにおける主復水器眞空度による經濟性”, 石川島播磨技報, 第14卷, 第3號, pp. 266~270.
2. KOREA VENUS 號 機關口誌(1981.1~1982.4).
3. 日本機械學會, “傳熱工學資料”, pp. 218.
4. WARREN H. GIEDT 原著, 李澤植譯, “熱傳達”, pp. 151~153.
5. 熱交換器設計ハンドブック, pp. 323~332.
6. 安田豊, “船用熱交換器の設計”, 日本船用機關學會誌, 第5卷, 第1號, pp. 5~8.
7. Macdams, “Heat transmission 3rd ed”, pp. 190~193.
8. ① Standards of Tubular Exchange Manufacturcs Association 5th ed (1968), pp. 123.  
② 熱交換器設計ハンドブック, pp. 169~170.
9. ① H. L. Guy and E. V. Winstanley “Engineering”, pp. 137, pp. 159~161. pp. 204~207, pp. 275~276.  
② 藤井哲・上原春男, “復水器の發達と熱傳達”, 機械の研究, 第26卷, 第5號, pp. 85~89.
10. G. Flügel 原著, 高橋安人譯, “蒸氣タービン”, pp. 172~173.

