

# 有限要素法에 의한 空氣壓縮機 실린더 헤드의 放熱에 關한 研究

李 昌 植 \*

A Study on the Heat Dissipation of Air Compressor Cylinder Head  
by the Finite Elements Method

Chang Sik Lee \*

## Abstract

This study describes the conduction of heat in the discharge head of air compressor. It also gives a base for a finite elements analysis of two dimensional steady-state heat conduction in the cylinder head of air cooled type reciprocating compressor.

Using a single cylinder compressor operated at a given speed, tests were made observing outside temperature, final pressure and discharge temperature of air in cylinder head.

As a result, the following were obtained: (1) The rate of heat flow from the inner surface of discharge head to outside wall reach 46.328 kcal/h at a speed of 796 rpm under the constant temperature of inlet air. (2) The compression work of air increase in accordance with temperature rise of inlet air.

## I. 序 論

空氣 壓縮機는 建築物의 換氣, 坑道, 地下鐵道 등의 換氣를 비롯하여 冷凍, 化學工業 등의 産業 用으로 널리 使用되고 있으며 그 種類도 型式 및 用途에 따라 여러 가지로 分類되고 있다. 特 히 往復式壓縮機는 遠心壓縮機에 比하여 壓力比 가 크고 回轉數가 比較的 低速이므로 電動機와 直結할 수 없는 缺點을 가지고 있다. 또한 壓縮 機의 隙間比가 크므로 壓縮末의 溫度가 높아져서 體積效率의 低下를 가져 오므로 실린더 및 실린 더 헤드의 効熱은 壓縮機의 性能을 支配하는 主 된 因子가 되고 있다.

따라서 高壓多段 壓縮機에서는 실린더壁을 冷

却水에 依하여 強制冷却하고 小形壓縮機에서는 冷却편에 依하여 自然冷却시키고 있다. 特 히 冷 凍機와 같이 冷媒의 比熱比가 큰 경우에는 壓縮 後의 溫度上昇도 현저하다.

往復壓縮機에서 실린더 內로 吸入된 새로운 空氣는 隙間體積에 남아 있는 殘留空氣 및 실린 더 壁으로부터의 傳熱에 依하여 壓縮初의 溫度 는 大氣溫度보다 훨씬 높아지게 된다. 따라서 空 氣의 比體積이 증가하여 吸入空氣容量이 減少하 고 體積效率은 低下하게 마련이다. 이러한 現象 은 壓縮機의 壓縮比가 증가함에 따라 顯著하게 低下한다.<sup>(1)</sup> 그러므로 壓縮機 本體部の 効熱量을 解析하고, 이를 바탕으로 하는 合理的인 設計는 壓縮機의 性能向上이란 觀點에서 볼 때 가장 重

\* 正會員, 漢陽大學校 工科大學

要한 問題의 하나라고 指摘할 수 있다.

특히 空機壓縮機는 吸入口에서 比較的 차거운 空氣가 流入되고 送出口에서는 壓縮熱에 의하여 吸入空氣보다 높은 溫度의 壓縮空氣가 送出되므로 실린더 헤드의 溫度分布도 一定하지 않다고 볼 수 있다.

그러므로 本 論文은 往復式 空氣壓縮機의 放熱量을 求하기 위하여 우선 실린더 헤드의 壓縮空氣 送出포오트 周圍의 溫度分布를 定常熱傳導에 대한 有限要素法으로 解析하고, 吸入空氣의 溫度變化에 따른 所要壓縮일과 壓縮後의 最終溫度變化와의 關係를 求한 것이다. 또한 送出側 헤드의 放熱量은 有限要素解析으로 부터 求한 溫度分布로부터 計算하였다.

### 記 號 說 明

- $A$  : Cross sectional area of cylinder head
- $C_1^{(e)}, C_2^{(e)}, C_3^{(e)}$  : Constants in equation (10)
- $[D^{(e)}]$  : displacement matrix defined by equation (7b)
- $[D_s^{(e)}]$  : displacement matrix defined by equation (7c)
- $[D^{(e)}]$  : tranpose of  $[D^{(e)}]$
- $E$  : total number of finite elements
- $i, j, k$  : vertices of the triangular elements
- $l_x, l_y$  : direction cosines of the outward to the boundary curve
- $I$  : variational integral defined by equation (3)
- $I_k^{(e)}, I_q^{(e)}$  : variational integral defined by equation (13) and (14)
- $K$  : thermal conductivity of the cylinder head
- $\{P\}$  : Column matrix defined by equation (10 a)
- $\{P\}$  : tranpose of  $\{P\}$
- $q^*$  : surface heat-flux
- $R$  : gas constant

$[R^{(e)}]$  : matrix defined by equation (10b)

$t$  : temperature

$\{t\}$  : global column matrix

$[t^{(e)}]$  nodal column matrix defined by equation (10c)

$T_i$  : initial temperature

$T_2$  : final temperature

$\Delta W$  : increasing rate of compression work

$P_i$  : initial pressure

$P_f$  : final pressure

$x, y$  : cartesian coordinates

$\{ \}$  : column matrix

$[ \ ]$  : matrix

Subscripts

$e$  : quantities associated with particular triangular elements

$i$  : initial state

$f$  : final state

## II. 실린더 헤드의 放熱解析

### 2-1 실린더 헤드의 放熱解析

실린더 헤드의 傳熱過程을 定常熱傳導라 하면 2次元 熱傳導의 微分方程式은

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( K_x \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( K_y \frac{\partial t}{\partial y} \right) + q^* = 0 \quad (1)$$

로 表示된다. 一般의 任意的 領域을 갖는 境界表面의 周圍  $S_1, S_2$  에서의 境界條件이

$$S_1 \text{에서 } t = t(x, y)$$

$$S_2 \text{에서 } K_x \frac{\partial t}{\partial x} l_x + K_y \frac{\partial t}{\partial y} l_y + q = 0 \quad (2)$$

로 表示될 때 熱傳導微分方程式 (1)을 停留函數式 (2)를 境界條件으로 하는 汎函數  $I$ 는 실린더 헤드의 熱傳導만을 考慮하면 다음 式으로 表示된다.<sup>(2)</sup>

$$I = \iint_A \left[ \frac{K_x}{2} \left( \frac{\partial t}{\partial x} \right)^2 + \frac{K_y}{2} \left( \frac{\partial t}{\partial y} \right)^2 - q^* t \right] dx dy \quad (3)$$

여기서  $I(t)$ 의 最小值를 求하기 위하여,

$$\left\{ \frac{\partial I}{\partial t} \right\} = \{ 0 \} \text{를 求하면}^{(8), (4), (5)}$$

$$\left\{ \frac{\partial I}{\partial t} \right\} = \left\{ \frac{\partial I_K}{\partial t} \right\} - \left\{ \frac{\partial I_q}{\partial t} \right\} = \{ 0 \} \quad (4)$$

여기서  $K_x = K_y = K$  라 하면

$$\left. \begin{aligned} I_K &= \frac{1}{2} \iint_A k \left[ \left( \frac{\partial t}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial t}{\partial y} \right)^2 \right] dx dy \\ I_q &= \int_{B_q} q'' t dS \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

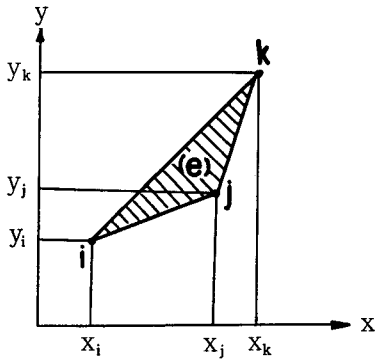


Fig 1. Finite elements triangle for two-dimensional conduction.

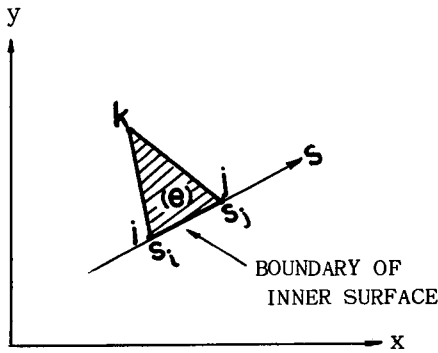


Fig 2. Finite element at the inner surface of compressor

실린더 헤드를 Fig 1.과 같은 有限한 3 角形 要素로 分割하고, 要素를 (e)로 表記하면

$$\left\{ \frac{\partial I}{\partial t} \right\} = \left\{ \sum_{e=1}^E \frac{\partial I^{(e)}}{\partial t} \right\} \quad (6)$$

式 (8)을 Myers<sup>(8)</sup>의 方法으로 展開하면

$$\left\{ \frac{\partial I_K^{(e)}}{\partial t} \right\} = [D^{(e)}] \left\{ \frac{\partial I_K^{(e)}}{\partial t^{(e)}} \right\} \quad (7)$$

$$\left\{ \frac{\partial I_q^{(e)}}{\partial t} \right\} = [D_s^{(e)}] \left\{ \frac{\partial I_q^{(e)}}{\partial t_s^{(e)}} \right\} \quad (8)$$

여기서,

$$\left\{ \frac{\partial I_K^{(e)}}{\partial t^{(e)}} \right\} \equiv \begin{Bmatrix} \frac{\partial I_K^{(e)}}{\partial t_i} \\ \frac{\partial I_K^{(e)}}{\partial t_j} \\ \frac{\partial I_K^{(e)}}{\partial t_k} \end{Bmatrix} \quad (7a)$$

$$\left\{ \frac{\partial I_q^{(e)}}{\partial t_s} \right\} \equiv \begin{Bmatrix} \frac{\partial I_q^{(e)}}{\partial t_{s_i}^{(e)}} \\ \frac{\partial I_q^{(e)}}{\partial t_{s_j}^{(e)}} \end{Bmatrix} \quad (8a)$$

또한 Displacement matrix  $[D^{(e)}]$ ,  $[D_s^{(e)}]$ 는

$$[D^{(e)}] = \begin{Bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 1 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{Bmatrix} \quad \begin{array}{l} \text{--- } i\text{th row} \\ \text{--- } j\text{th row} \\ \text{--- } k\text{th row} \end{array} \quad (7b)$$

$$[D_s^{(e)}] = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ 1 & 0 \\ \vdots & \vdots \\ 0 & 1 \\ \vdots & \vdots \\ 0 & 0 \end{Bmatrix} \quad \begin{array}{l} \text{--- } i\text{th row} \\ \text{--- } j\text{th row} \end{array} \quad (8b)$$

各 要素의 節點溫度를 다음과 같이 表示하면

$$t^{(e)} = C_1^{(e)} + C_2^{(e)}x + C_3^{(e)}y \quad (9)$$

式 (9)를 매트릭스形態로 表示하면

$$t^{(e)} = \{P\}^T [R^{(e)}] \{t^{(e)}\} \quad (10)$$

여기서

$$\{P\} = \begin{Bmatrix} 1 \\ x \\ y \end{Bmatrix} \quad (10a)$$

$$[R^{(e)}] = \frac{1}{2A^{(e)}} \begin{bmatrix} \alpha_u & \alpha_v & \alpha_w \\ \beta_u & \beta_v & \beta_w \\ \gamma_u & \gamma_v & \gamma_w \end{bmatrix} \quad (10b)$$

$$\{t^{(e)}\} = \begin{Bmatrix} t_i \\ t_j \\ t_k \end{Bmatrix} \quad (10c)$$

여기서,

$$\left. \begin{aligned}
 A^{(e)} &= \frac{1}{2} | x_{ij} y_{jk} - x_{jk} y_{ij} | \\
 x_{ij} &\equiv x_i - x_j, y_{jk} \equiv x_k - x_j, y_{ij} = y_j - y_i \\
 \alpha_u &= x_i x_k - x_k x_j, \alpha_u = x_k y_i - x_i y_k, \\
 \alpha_w &= x_i y_j - x_j y_i \\
 \beta_u &= -y_{ik}, \beta_v = y_{jk}, \beta_w = -y_{ij} \\
 \tau_u &= x_{jk}, \tau_v = -x_{ik}, \tau_w = x_{ij}
 \end{aligned} \right\} (11)$$

式 (5)를 要素 (e)에 대하여 適用하면

$$I_k^{(e)} = \frac{K^{(e)}}{2} \iint_{A^{(e)}} \left[ \left( \frac{\partial t^{(e)}}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial t^{(e)}}{\partial y} \right)^2 \right] dx dy \quad (12)$$

$$I_q^{(e)} = q^{(e)} \int_{x_i}^{x_j} t_s^{(e)} dS \quad (13)$$

여기서

$$t_s^{(e)} = C_1^{(e)} + C_2^{(e)} S \quad (14)$$

$$t_s^{(e)} = \{S\}^T [S^{(e)}] \{t_s^{(e)}\} \quad (15)$$

$\{S\}^T, [S^{(e)}]$ 는

$$\{S\}^T = [1 \quad S] \quad (16)$$

$$[S^{(e)}] = \frac{1}{S_{ij}} \begin{bmatrix} S_j & S_i \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (17)$$

따라서 式 (12), (13)은

$$I_k^{(e)} = \frac{K^{(e)}}{2} \iint_{A^{(e)}} \left[ (\{Px\}^T [R^{(e)}] \{t^{(e)}\})^2 + (\{Py\}^T [R^{(e)}] \{t^{(e)}\})^2 \right] dx dy \quad (18)$$

$$I_q^{(e)} = q^{(e)} \int_{S_i}^{S_j} \{S\}^T [S^{(e)}] \{t_s^{(e)}\} dS$$

式 (7), (8)을 정리하여 다시 쓰면 다음關係가 成立한다.

$$\left\{ \frac{\partial I_k^{(e)}}{\partial t^{(e)}} \right\} = \frac{K^{(e)}}{2} \iint_{A^{(e)}} \left[ 2(\{Px\}^T [R^{(e)}] \{t^{(e)}\}) \cdot (\{P_x\}^T [R^{(e)}])^T + 2(\{Py\}^T [R^{(e)}] \{t^{(e)}\}) \cdot (\{P_y\}^T [R^{(e)}])^T \right] dx dy \quad (20)$$

여기서

$$\left. \begin{aligned}
 \{P_x\}^T &= \left\{ \frac{\partial P_x}{\partial x} \right\}^T = [0 \quad 1 \quad 0] \\
 \{P_y\}^T &= \left\{ \frac{\partial P_y}{\partial y} \right\}^T = [0 \quad 0 \quad 1]
 \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

式 (20)은

$$\left\{ \frac{\partial I_k^{(e)}}{\partial t^{(e)}} \right\} = K^{(e)} [R^{(e)}]^T \iint_{A^{(e)}} (\{Px\} \{Px\}^T + \{Py\} \{Py\}^T) dx dy [R^{(e)}] \{t^{(e)}\} \quad (22)$$

式 (22) 内の 積分은

$$\iint_{A^{(e)}} (\{Px\} \{Px\}^T + \{Py\} \{Py\}^T) dx dy = A^{(e)} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (22a)$$

따라서 式 (20)은 다음과 같이 표시된다.

$$\left\{ \frac{\partial I_k^{(e)}}{\partial t^{(e)}} \right\} = [K^{(e)}] \{t^{(e)}\} \quad (23)$$

여기서 要素 (e)의 熱傳導 매트릭스  $[K^{(e)}]$ 는

$$[K^{(e)}] = \frac{K^{(e)} A^{(e)}}{(x_{ij} y_{jk} - x_{jk} y_{ij})} \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} \\ & K_{22} & K_{23} \\ \text{(Symmetric)} & & K_{33} \end{bmatrix} \quad (24)$$

但,

$$\left. \begin{aligned}
 K_{11} &= x_{jk}^2 + y_{jk}^2 \\
 K_{12} &= -(x_{jk} y_{jk} + y_{ik} y_{jk}) \\
 K_{13} &= x_{ij} x_{jk} + y_{ij} y_{jk} \\
 K_{22} &= x_{jk}^2 + y_{jk}^2 \\
 K_{23} &= -(x_{ij} x_{jk} + y_{ij} y_{jk}) \\
 K_{33} &= x_{ij}^2 + y_{ij}^2
 \end{aligned} \right\} \quad (24a)$$

式 (23)을 全體要素에 대하여 適用하면

$$\left\{ \frac{\partial I_k}{\partial t} \right\} = \sum_{e=1}^E [D^{(e)}] [K^{(e)}] \{t^{(e)}\} = \sum_{e=1}^E [D^{(e)}] [K^{(e)}] [D^{(e)}]^T \{t\} \quad (25)$$

따라서 求하고자 하는 실린더 헤드全體의 熱傳導 매트릭스를

$$[K] = \sum_{e=1}^E [D^{(e)}] [K^{(e)}] [D^{(e)}]^T \quad (26)$$

라 하면 式 (25)는 다음 式으로 表示된다.

$$\left\{ \frac{\partial I_k}{\partial t} \right\} = [K] \{t\} \quad (27)$$

또한 式 (19)의 偏微分은

$$\left\{ \frac{\partial I_q^{(e)}}{\partial t_s^{(e)}} \right\} = q^{(e)} \int_{S_j}^{S_i} (\{S\}^T [S^{(e)}])^T dS = q^{(e)} [S^{(e)}]^T \int_{S_i}^{S_j} \{S\} dS \quad (28)$$

따라서

$$\left\{ \frac{\partial I_q^{(e)}}{\partial t^{(e)}} \right\} = \{ q_s^{(e)} \} \quad (29)$$

여기서 실린더 헤드의 內表面으로 供給되는 內表面 熱매트릭스  $\{q_s^{(e)}\}$ 는

$$\{ q_s^{(e)} \} = q^{(e)} S_{ij} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (30)$$

따라서 式(4)의  $\left\{ \frac{\partial I_q}{\partial t} \right\}$ 는 다음 式으로 表示된다.

$$\left\{ \frac{\partial I_q}{\partial t} \right\} = \sum_{e=1}^{Eq} [D_s^{(e)}] \{ q_s^{(e)} \} \quad (31)$$

실린더 헤드의 內扱面全體의 供給熱量 매트릭스  $\{q_s\}$ 는

$$\{ q_s \} = \sum_{e=1}^{Eq} [D_s^{(e)}] \{ q_s^{(e)} \} \quad (32)$$

式(31)의 關係로부터

$$\left\{ \frac{\partial I_q}{\partial t} \right\} = \{ q_s \} \quad (33)$$

여기서

$$[D_s^{(e)}] \{ q_s^{(e)} \} = \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{Bmatrix} \quad \begin{array}{l} - i \text{ th row} \\ - j \text{ th row} \end{array} \quad (34)$$

이들의 關係를 綜合하면 式(1)의 微分方程式은

다음 式으로 表示할 수 있다.

$$\left\{ \frac{\partial I}{\partial t} \right\} = [K] \{ t \} - \{ q_s \} = \{ 0 \} \quad (35)$$

따라서 式(35)를 이용하여 실린더 헤드 全體의 溫度分布를 求할 수 있다.

2-2 실린더 헤드의 放熱량과 空氣의 壓縮일 실린더 헤드 內外表面의 溫度를 式(35)에서 求하면 放熱量  $q$ 를 求할 수 있다.

$$q = -KA \frac{\partial t}{\partial x} \quad (36)$$

往復壓縮機에서 吸入空氣를 送出壓力  $P_2$  까지 壓縮하는데 必要한 壓縮일은 다음 式으로 表示된다.

$$W = RT_i \frac{m}{m-1} \left\{ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right\} \text{ kg} \cdot \text{m} / \text{kg} \quad (37)$$

### 2-3 실린더 헤드의 理論모델

실린더 헤드의 溫度分布計算을 위한 計算 모델은 Fig. 3과 같이 실린더 헤드의 送出側을 81節點, 96個의 3角形 要素로 分割하였다.

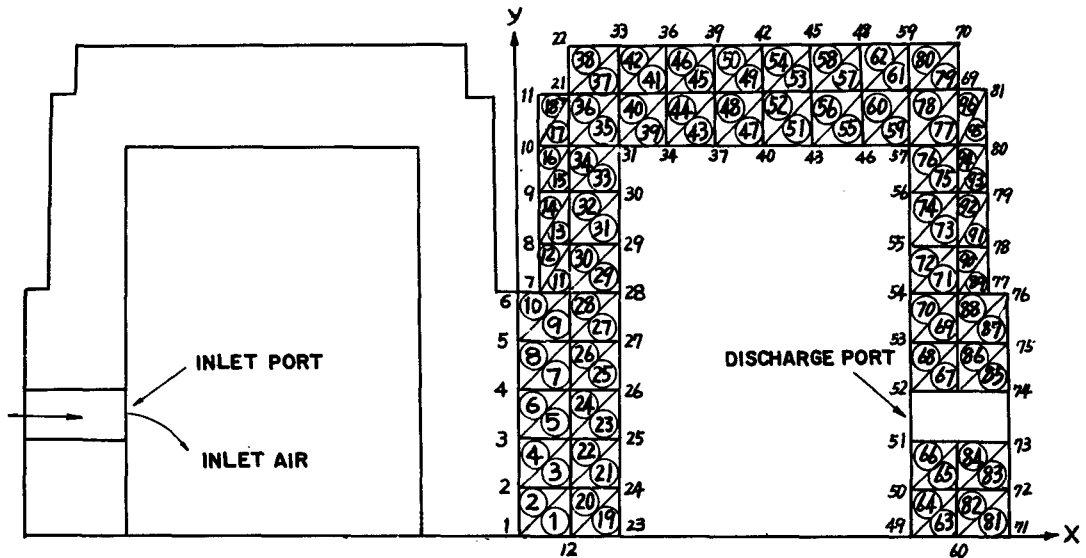


Fig. 3 Suction and discharge cylinder head of air compressor.

그림에서 送出側 실린더 헤드의 內表面과 送 出포트의 內表面은 壓縮熱에 의한 內表面熱매

트릭스  $\{q^{(e)}\}$ 를 갖는 것으로取扱하였고, 外表面溫度는 實測하여 求하였다. 따라서 式 (35)의  $\{q_s\}$ 는 送出口 실린더 헤드 內表面의 面熱源인  $\sum_{e=1}^{Eq} [D_s^{(e)}] \{q_s^{(e)}\}$ 로 부터 구할 수 있으므로  $\{t\}$ 를 計算할 수 있다.

### III. 實驗裝置 및 實驗方法

本 實驗에 使用한 空氣壓縮機는 空冷式單실린더 壓縮機로서 실린더 內經 50.5mm, 行程 38.5 mm, 使用壓力 7 kg/cm<sup>2</sup>, 壓力比 5, 回轉數 796 rpm으로 一定하게 유지하였고, 外表面 溫度는 表面 溫度計로서 測定하였다. 이 때 壓縮機의 溫度는 定常作動溫度에 達한 후 外表面 各節點溫

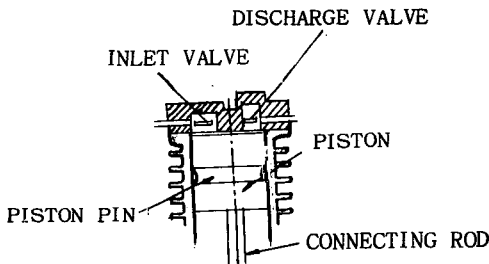


Fig. 4 Cross section of cylinder head

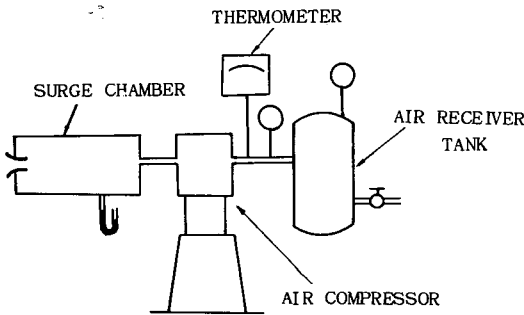


Fig. 5 Experimental apparatus

度를 計測한 다음 이 溫度를 式 (35)에 代入하여 計算하였다.

壓縮熱에 依한 內表面의 供給熱源은 式 (33)에 의한 理論計算으로 부터 求하였다.

또한 空氣壓縮機 送出口에서의 空氣溫度는 Digital thermometer로 計測하였으며 空氣

크의 壓力은 安全밸브를 使用하여 調節하였다.

### IV. 實驗結果 및 考察

#### 4-1 실린더 헤드 送出口周圍의 溫度分布

本 實驗에서 測定한 실린더 헤드 送出口周圍의 外表面 溫度를 利用하여 式 (35)의 有限要素法에 의한 熱傳導解析으로 부터 求한 溫度分布는 Fig. 6과 같다. 이 線圖에서 알 수 있는 바와 같이  $n = 796$  rpm일 경우 溫度分布 傾向을 살펴보면 壓縮空氣의 送出口內 表面周圍의 溫度가 81°C로 가장 높고, 送出口와 反對쪽인 吸入

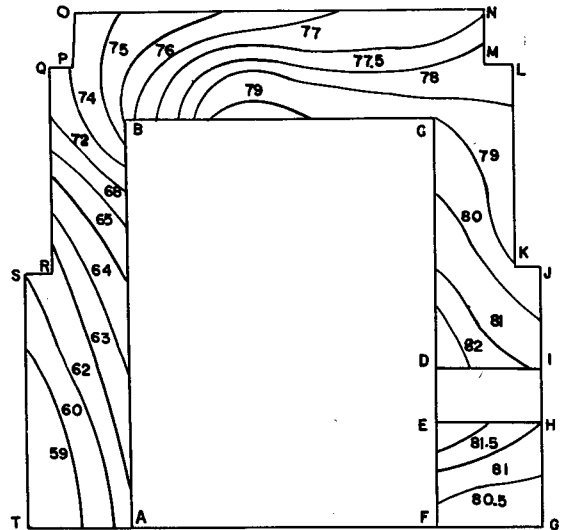


Fig. 6 Isothermal lines in discharge head ( $n = 796$  rpm)

側壁의 溫度가 가장 낮게 나타났다. 이것은 壓縮機吸入側의 밸브構造가 吸入作用만을 할 수 있도록 체크 밸브의 構能을 가지므로 항상 비교적 차거운 空氣가 吸入行程마다 流入되고 있으므로 吸入側의 溫度는 약 66°C로 비교적 낮다.

그러나 送出口側 周圍는  $P_f$  壓力까지 壓縮된 후 送出口를 열고 送出口를 통하여 排出되므로 空氣의 壓縮熱이 內表面에 가해져서 실린더 헤드 全體의 溫度는 上昇되나, 吸入側은 內表面 熱源은 吸入밸브 表面만이 되므로 送出口에 比하면 항상 低溫側이 된다고 볼 수 있다. 이에 反하여 送出口의 內表面은 送出口壓力  $P_f$ 보다 작

을 때에는 밸브表面과 밸브를 除外한 실린더 헤드 內表面만이 熱源이라고 생각되나  $P_f$ 보다 壓縮壓力가 높아지면 送출밸브가 열리면서 空氣貯藏탱크로 排出되므로 內表面 ABCDEF가 모두 壓縮熱을 받게 된다. 따라서 入熱源은 內表面에서 均一하게 받는다고 假定할 수 있다.

空氣壓縮機는 往復動內燃機關과 같은 作動機構를 가지고 있으나 內燃機關은 壓縮 混合氣를 着火시켜 動力을 얻고 있으므로 表面으로 傳達되는 燃燒熱이 大端히 높게 取扱되어야 하나 壓縮機는 단순히 外部動力에 의하여 作動되고 空氣도 壓縮熱만을 가지므로 內外表面의 溫度差는 낮다고 생각할 수 있다. 물론 嚴密한 意味에서는 壓縮機의 膨脹, 吸入, 壓縮 및 送출의 各過程에서의 熱移動은 相異하나 여기서는 各行程의 反復이 一定時間 되풀이 된 후의 放熱은 一定하다고 생각한 것이다.

#### 4-2 初溫과 送出後의 溫度

Fig. 7 은 空氣壓縮機로 供給되는 吸氣의 壓縮初溫  $t_i$ 를  $0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 50^\circ\text{C}$ 의 4段階로 變化시켰을 경우 壓縮後의 送出溫度를 表示한 것이다. 壓縮末의 溫度는 壓力比  $\frac{P_f}{P_i}$ 와 폴리트로우프 指數  $m$ 의 값에 따라 變化하므로 初溫이 높아짐에 따라 그림과 같이 增加하였다. 이와 같

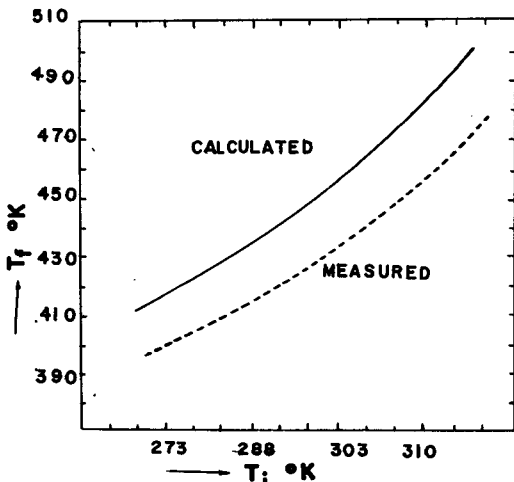


Fig. 7 Relation between initial temperature and discharge temperature

은 傾向은 數森敏郎<sup>(6)</sup>의 理論線圖와도 같은 傾向을 나타내었다. 空氣壓縮機에서  $\frac{P_f}{P_i}$ 가 一定한 경우 式 (8)에 의한 定常熱傳解析을 위해서는 初溫을 常溫으로 維持시켜야 하며, 吸氣의 溫度가 上昇하면 壓縮機 本體의 放熱效果가 低下하여 過熱現象이 隨伴된다. 따라서 定常熱傳解析의 適用은 吸氣溫度가 常溫일 경우에만 可能하다고 생각할 수 있다.

吸氣 溫度의 上昇은 또한 氣의 初期狀態의 比體積이 增加하여 體積效率이 低下하므로 吸氣의 初溫은 恒常 常溫附近의 溫度로 維持하는 것이 性能向上에 바람직하다고 생각한다.

#### 4-3 吸氣溫度와 所要壓縮일

空氣壓縮機의 回轉數를  $n = 796 \text{ rpm}$ 으로 一定하게 維持하고 吸入空氣의 溫度를  $0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 50^\circ\text{C}$ 로 變化시켰을 경우 所要壓縮일과 初溫과의 關係를 圖示하면 Fig. 8 과 같다. 所要壓縮일은 吸入空氣의 溫度가 높아짐에 따라 그림과 같이 거의 直線的으로 增加하는 傾向을 나

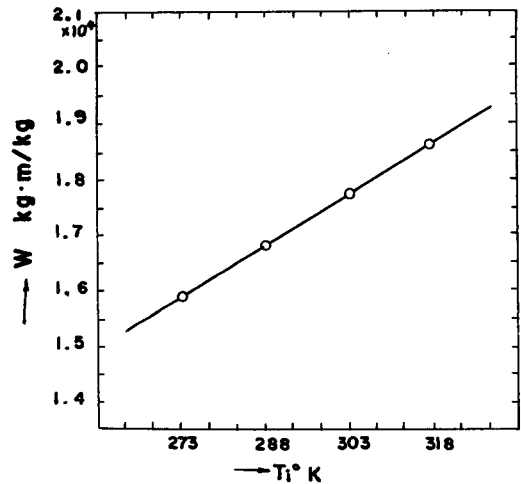


Fig. 8 Relation between inlet air temperature and compression work of inlet air

타내었다.

所要壓縮일의 增加傾向을 살펴보면 初溫  $T_i$  =  $273^\circ\text{K}$ 일 때 所要일  $W$ 는  $15,952.932 \text{ kg}\cdot\text{m}/\text{kg}$  이었으나,  $T_i = 318^\circ\text{K}$ 에서는  $18,582.211 \text{ kg}\cdot\text{m}/\text{kg}$

으로서 壓縮일의 增加比率는 16.481%程度 이었다.

Fig. 9는  $T_i = 273^\circ\text{K}$ 일 때의 所要壓縮일에 對한  $T_i = 288^\circ\text{K}, 303^\circ\text{K}, 318^\circ\text{K}$ 일 경우의 壓縮일의 增加比率를 圖示한 것이다. 이것은 吸入空氣의 溫度가 上昇함에 따라 比體積이 增加하

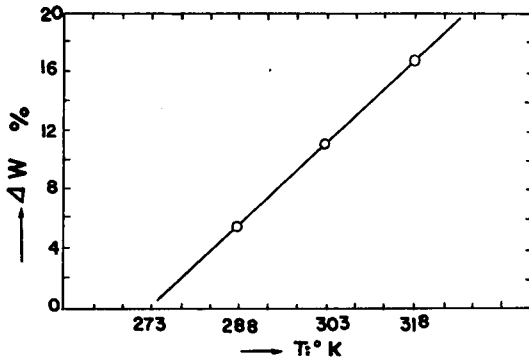


Fig. 9 Relation between increasing rate of compression work and inlet air temperature

므로 所要壓縮일은 증가하는 것으로 볼 수 있다.

### V. 結 論

往復式 空氣壓縮機의 送出側 실린더 헤드 放熱의 有限要素解析과 吸氣溫度變化에 따른 送出溫度, 所要壓縮일을 比較한 結果로부터 얻은 結論은 다음과 같다.

(1) 壓縮機의 回轉速度  $n = 796$  rpm일 때 送

出側헤드의 放熱量은  $46,328$  kcal/h 이었고, 溫度分布는 送出側의 溫度가 높고, 吸入側  $\overline{AB}$ 의 溫度는 吸入空氣의 影響으로 낮은 溫度分布를 나타내었다.

(2) 空氣壓縮機의 回轉數가 一定할 때 吸入空氣의 初溫  $t_i$ 를 變化시킨 경우 送出溫度  $t_f$ 는  $t_i$ 의 上昇과 더불어 거의 直線的으로 增加하는 傾向을 나타내었다.

(3) 空氣壓縮機의 回轉速度가 一定할 때 空氣의 壓縮所要일은 吸入空氣의 溫度가 上昇함에 따라 增加하였다.

### 引 用 文 獻

- (1) 山田治夫: "冷凍および 空氣調和" P. 93 1969
- (2) Kenneth H. Huebner: "The Finite Element Method for Engineers" PP. 113~116
- (3) Glen E. Myers: "Analytical Methods in Conduction Heat Transfer" P. 344 McGraw Hill Book Company, 1971
- (4) A. L. Nayak and Ping Cheng: "Finite Element Analysis of Laminar Convective Heat Transfer in Vertical Duct with Arbitrary Cross Sections" Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 18 PP. 227-236, 1975
- (5) O. C. ツイエンキーヴィッツ, Y. K. チェーン: "マトリックス有限要素法" PP. 162-168 培風館 1970
- (6) 數森敏郎: "新版壓縮機" PP. 31-32 日刊工業新聞社 1961