

冷凍壓縮機用 環狀型吐出밸브의 變形

The Strain of Flexible Ring Type Valve used for Refrigeration Compressor

鄭 晉 雄,* 趙 權 玉**
J. W. Jeong , K. O. Jo

ABSTRACT

On a refrigeration compressor, damage of a discharge valve is one of the annoying troubles for an engineer. Small size compressors, having ring plate type discharge valve are recently used. Therefore, it is very important for engineers to measure and analyze strains of discharge valve.

The purpose of this study is to obtain the basic data of the strain of the flexible ring valve. Measurements were performed by the strain gauge bonded on the surface of the flexible ring valve. Stress and strain of the valve were calculated by the method of uniformly loaded circular plates with a central hole.

The results obtained are as follows;

- (1) the strain of flexible ring discharge valve in refrigeration compressor was influenced by tension and compression strain simultaneously.
- (2) for a given discharge pressure, the tangential and radial strains was increased with increasing discharge pressure.
- (3) the value of radial strain was larger than that of tangential strain.

記 號 說 明

m : Poisson 比의 역수

r : 밸브의 半徑方向의 길이, [mm]

R_o : 外徑, [mm]

R_i : 밸브 固定部의 內徑, [mm]

V^2 : $\frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} (r \cdot \frac{d}{dr})$

M_1 : 半徑方向의 Bending Moment [kg·cm]

M_2 : 圓周方向의 Bending Moment [kg·cm]

δ : Deflection of Plate, [mm]

t : Thickness of Valve, [mm]

D : $\frac{Et}{12(1-\mu^2)}$, [kg/cm]

P_1 : 吐出時에 밸브에 加해지는 等分布荷重 [kg/cm]

δ_1 : Fig.4에 따른 Deflection [mm]

E : 彈性係數, [kg/cm]

* 농수산물유통공사 종합식품연구원

** 부산수산대학 냉동공학과

Z : 斷面係數 ($= \frac{bt^2}{6}$), [cm³]

σ_r : 半徑方向의 Stress, [kg/cm²]

σ_t : 圓周方向의 Stress, [kg/cm²]

σ_x : x 軸 方向의 單位길이當 應力 [kg/cm²]

σ_y : y 軸 方向의 單位길이當 應力 [kg/cm²]

τ_z : z 軸 方向의 單位길이當 剪斷力 [kg/cm²]

I. 序 論

最近 30 年間에 걸쳐 冷凍壓縮機工業의 發展과 아울러 高速往復壓縮機의 밸브 動作에 관하여 폭넓은 研究 開發이 進行되어 오고 있다. 그것은 冷凍壓縮機의 設計時 構成要素의 信賴性 評價와 壓縮機 最大效率의 追求라는 2 가지 觀點에서 밸브의 중요성을 檢討할 必要가 있는 것이다. 이러한 問題를 效率的으로 檢討하기 위한 目的으로 지금까지 많은 研究者들에 의해 壓縮機 作動時에 發生되는 밸브의 應力에 대한 解析과 數學的 Model 및 Simulation 技法이 報告되어 相當한 研究가 進行되어 왔으나 이런 研究의 大部分은 Leaf Type 밸브를 對象으로 하였다.¹⁻³⁾

그러나 最近에는 冷媒流量이 比較的 큰 冷凍壓縮機 및 空氣調和用 壓縮機에 Ring Type 의 環狀型吐出밸브(Flexible Ring Type Discharge Valve)가 폭넓게 使用되어 지고 있다. 이 形式의 밸브設計에서는 밸브 및 밸브 주위 構造의 寸수를 決定해야만 하는 必要性이 있으므로 밸브의 信賴性의 觀點에서 밸브揚程을 될 수록 작게하여 밸브應力을 疲勞限度 以下로 抑制하는 條件과 壓縮機 效率의 觀點에서 큰 變形이 밸브에 發生하지 않도록 하기 위해 開口流量面積을 크게 하는 것이다.

이와같이 밸브의 變形과 應力의 發生狀態를 명백히 하기 위한 基礎 Data 를 얻기 위해 本 研究에서는 冷凍用 壓縮機의 環狀吐出밸브(Flexible Ring Valve)를 對象으로 吐出壓力과 밸브 두께에 따른 밸브의 變形 및 應力을 Strain Gauge에 의해 測定하고 이를 이미 發表되어 있는 川平陸義⁴⁾와 J.C. Georgian⁵⁾의 等分布荷重을 받는 圓形板 밸브의 應力과 比

較 檢討하였다.

II. 本 論

2-1. 實驗裝置 및 實驗裝置

實驗裝置의 概略圖를 Fig.1에 나타내었으며, 밸브의 斷面概略圖를 Fig.2에 나타내었다. 本 實驗에서는 環狀吐出밸브(Flexible Ring Discharge Valve)를 實驗用 밸브로 하였다. 밸브는 空氣壓縮機를 使用하여 冷凍壓縮機의 吐出室을 模擬한 助走管(Panel Tube)의 끝部分에 固定시켰으며, 固定壓縮機와 助走管 사이에는 調整밸브를 設置하여 壓力에 따른 空氣의 流路를 閉閉함으로 해서 밸브變形이 發生되도록 하였다.

壓力調節은 調整밸브에 의해 壓縮空氣를 1 kg/cm²씩 減少시켜 最高 10 kg/cm²에서 最低 5 kg/cm²까지의 各 壓力에 對하여 半徑方向 및 圓周方向의 Strain을 各各 測定하였다.

또한, 本 實驗에서는 Bridge Box를 利用한 動應力測定器를 使用하여 Oscillograph에 Strain의 變動狀態를 記錄하였다.

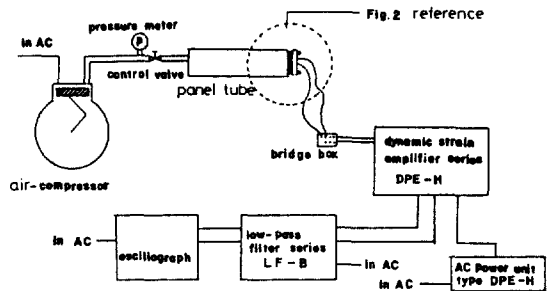


Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus.

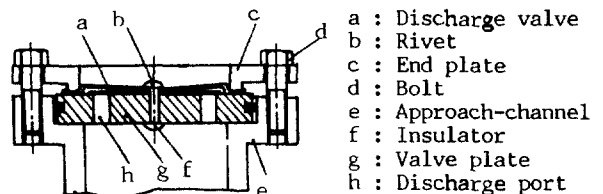


Fig.2 Cross sectional diagram of experimental valve.

2-2. 實驗用 밸브

Table 1에 본 實驗에 사용한 밸브의 種類 및 치수를 나타내었다.

本 實驗에 사용한 스웨덴 鋼製의 밸브는 밸브두께가 0.5 mm, 0.4 mm, 0.3 mm, 0.2 mm인 4種으로 各各의 밸브의 應力에 미치는 밸브두께의 影響을 調査하였다.

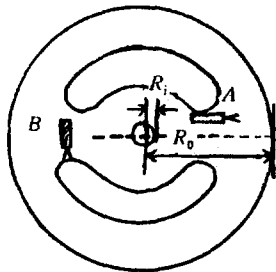
Table 1. Experimental valve

valve	t (mm)	R _o (mm)	R _i (mm)
a	0.5	40.75	14.43
b	0.4		
c	0.3		
d	0.2		

Fig. 3은 實驗用 밸브에 附着한 Strain Gauge의 位置를 나타낸 概略圖이다. Strain Gauge를 利用한 밸브의 應力測定은 Lowery⁶⁾에 의해 처음 시도되었으며, 그 후 Ukrainetz²⁾와 Gluck³⁾등에 의해 Leaf 밸브를 對象으로 여러 種類의 實驗이 이루어졌다.

Strain Gauge에 의한 應力測定法은 밸브의 變動應力測定에 매우 有效한 方法으로 보고되어져 있다.¹⁰⁾ 그러므로 本 實驗에 있어서도 Strain Gauge에 의한 밸브 應力測定法을 利用하여 밸브의 變動應力을 測定하였다.

本 實驗에 사용한 Strain Gauge는 단축형의 Foil Type인 KFC Phester Gauge (Dimension : 10mm × 5mm, 사용범위 : -196° ~ +180 °C,



A: radial direction
B: tangential direction

Fig. 3 Strain gauge adherence.

日, 共和)이며, 2枚의 Gauge를 半徑 및 圖周方向으로 各各 附着시켜 에폭시樹脂(Epoxy Resin)로 約 0.8 mm 程度의 두께로 Coating하였다.¹⁰⁾

이때, Strain Gauge의 附着位置는 豫備實驗으로 큰 Stain이 발생하는 위치를 미리 選定하여, Ring의 内外部를 연결하는 腕 部分에서 腕의 方向과 일치시켜 附着하였다.

Table 2. Chemical composition of Sweden steel.

C	Si	Mn	P	S
0.97 ~1.07	0.18 ~0.30	0.28 ~0.52	<0.030	<0.025

2-3. 밸브의 應力과 變形 計算

2-3-1. 理論式

吐出밸브의 運動을 Fig. 4에 나타내었다. 吐出行程에서는 Fig. 4에서와 같이 밸브에 垂直인 等分布荷重 P₁을 받는다고 假定한다.

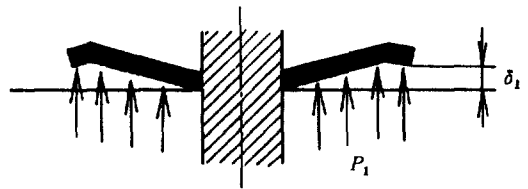


Fig. 4 Operation of discharge valve.

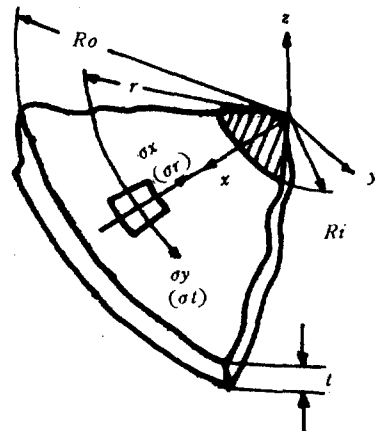


Fig. 5 Stress sketch of ring plate valve.

吐出밸브의 應力計算은 內徑 R_i 의 Central hole 을 가지고 等分布荷重을 받으며 양쪽 가장자리가 단순 지지된 얇은 薄板의 圓型밸브로 假定하여 計算하였다.^{4,5)}

Fig.5 와 같이 圓周座標 r, θ, z 에 따라 나타내면 밸브의 Deflection, δ 는 式(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\delta = f(x, y) \dots\dots\dots (1)$$

$$\text{여기서 } x = r \cos \theta, y = r \sin \theta \dots\dots\dots (2)$$

이러한 境遇 板은 一定한 壓力을 받으므로 z 軸에 대하여 對稱이다. 따라서 θ 의 變化에 따라 어떠한 變化도 없으며, δ 는 다만 r 만의 函數로 나타내어진다. 즉,

$$V^2 \delta = \frac{d^2 \delta}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d\delta}{dr} = \frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \left(r \frac{d\delta}{dr} \right)$$

$$\sigma_x = -\frac{mEZ}{m^2-1} \left(m \frac{d^2 \delta}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d\delta}{dr} \right) \dots (3)$$

$$\sigma_y = -\frac{mEZ}{m^2-1} \left(\frac{m}{r} \cdot \frac{d\delta}{dr} + \frac{d^2 \delta}{dr^2} \right) \dots\dots (4)$$

$$\tau_z = -\frac{m^2 E}{2(m^2-1)} (h^2 - Z^2) \frac{d}{dr} \left\{ \frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \left(r \cdot \frac{d\delta}{dr} \right) \right\} \dots\dots\dots (5)$$

板의 基礎方程式은,

$$V^4 \delta = \frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \left\{ r \frac{d}{dr} \left\{ \frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \left(r \cdot \frac{d\delta}{dr} \right) \right\} \right\} = -\frac{P}{D} \dots\dots\dots (6)$$

Fig.4 의 記號를 (6)式에 代入하면

$$V^4 \delta = -\frac{P_1}{D} \dots\dots\dots (6')$$

이를 積分하면,

$$D\delta = -\frac{1}{64} P_1 r^4 + \frac{1}{4} a r^2 (\log r - 1) + \frac{1}{4} b r^2 + c \log r + d \dots\dots (7)$$

여기서, a, b, c, d . 는 常數이다.

또, 밸브의 바깥부분은 아무런 구속을 받지

않으므로 半徑方向의 應力은 0 로 된다.

즉, $r = R_o$ 에서

$$\sigma_x = -\frac{mEZ}{m^2-1} \left(m \frac{d^2 \delta}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d\delta}{dr} \right) = 0 \dots\dots\dots (8)$$

$$\tau_z = -\frac{m^2 E}{2(m^2-1)} (h^2 - Z^2) \left(\frac{d^3 \delta}{dr^3} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d^2 \delta}{dr^2} - \frac{1}{r^2} \cdot \frac{d\delta}{dr} \right) = 0 \dots\dots (9)$$

(5)式을 微分하여 이 結果를 (8)式에 代入하면,

$$m \frac{d^2 \delta}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d\delta}{dr} = \frac{1}{D} \left\{ -\frac{1}{16} (3m+1) P_1 r^2 + \frac{1}{4} (m-1) a + \frac{1}{2} (m+1) a \log r + \frac{1}{2} (m+1) b - (m-1) \frac{c}{r^2} \right\} \dots\dots (10)$$

$r = R_o$ 의 境遇 (10)式은,

$$m \frac{d^2 \delta}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d\delta}{dr} = -\frac{1}{16} (3m+1) P_1 R_o^2 + \frac{1}{4} (m-1) a + \frac{1}{2} (m+1) a \log R_o + \frac{1}{2} (m+1) b - (m-1) \frac{c}{R_o^2} = 0 \dots\dots (11)$$

같은 方法으로 (7)式에서,

$$\frac{d^3 \delta}{dr^3} + \frac{1}{r} \cdot \frac{d^2 \delta}{dr^2} - \frac{1}{r^2} \cdot \frac{d\delta}{dr} = \frac{1}{D} \left(-\frac{1}{2} P_1 r + \frac{a}{r} \right) = 0 \dots\dots\dots (12)$$

$r = R_o$ 의 境遇 (12)式은,

$$-\frac{1}{2} P_1 R_o + \frac{a}{R_o} = 0 \dots\dots\dots (13)$$

그리고, 밸브의 안쪽은 固定되어 있으므로 $r = R_i$ 에서는

$$\delta = 0 \quad \text{즉,} \quad \frac{d\delta}{dr} = 0$$

따라서 (7)式에서,

$$-\frac{1}{64} P_1 R_i^4 + \frac{1}{4} a R_i^2 (\log R_i - 1) + \frac{1}{4} b R_i^2 + c \log R_i + d = 0 \dots\dots (14)$$

$$-\frac{1}{16} P_1 R_i^3 - \frac{1}{4} a R_i + \frac{1}{2} a R_i \log R_i + \frac{1}{2} b R_i + \frac{c}{R_i} = 0 \dots\dots\dots (15)$$

(11), (13), (14), (15)式에서 (7)式的 常數 a, b, c, d 를 구하면,

$$\begin{aligned}
 a &= \frac{1}{2} P_1 R_0^2 \\
 b &= \frac{1}{(m-1)R_1^2 + (m+1)R_0^2} \left\{ \frac{1}{8} P_1 \left[(m-1)R_1^4 + 2(m-1)R_1^2 R_0^2 + (m+3)R_0^4 \right] - \frac{1}{2} P_1 R_0^2 \left\{ (m-1)R_1^2 \log R_1 + (m+1)R_0^2 \log R_0 \right\} \right\} \\
 c &= \frac{1}{(m-1)R_1^2 + (m+1)R_0^2} \left\{ \frac{1}{16} P_1 R_1^2 R_0^2 \left\{ (m+1)R_1^2 + (m-1)R_0^2 \right\} - \frac{1}{4} (m+1) P_1 R_1^2 R_0^4 \log \frac{R_1}{R_0} \right\} \\
 d &= \frac{1}{64} P_1 R_1^4 - \frac{1}{4} a R_1^2 (\log R_1 - 1) - \frac{1}{4} d R_1^2 - c \log R_1
 \end{aligned}$$

따라서 Deflection δ 는,

$$\begin{aligned}
 \delta &= \frac{1}{D} \left\{ -\frac{1}{64} P_1 (r^4 - R_1^4) + \frac{1}{8} P_1 R_0^2 \left\{ r^2 (\log r - 1) - R_1^2 (\log R_1 - 1) \right\} \right. \\
 &\quad + \frac{\frac{1}{32} P_1 \{ (m-1)R_1^4 + 2(m-1)R_1^2 R_0^2 + (m+3)R_0^4 \}}{(m-1)R_1^2 + (m+1)R_0^2} \times (r^2 - R_1^2) \\
 &= \frac{\frac{1}{8} P_1 R_0^2 \{ (m-1)R_1^2 \log R_1 + (m+1)R_0^2 \log R_0 \}}{(m-1)R_1^2 + (m+1)R_0^2} \times (r^2 - R_1^2) \\
 &\quad + \frac{1}{(m-1)R_1^2 + (m+1)R_0^2} \left\{ \frac{1}{16} P_1 R_0^2 R_1^2 \{ (m+1)R_1^2 + (m-1)R_0^2 \} - \frac{1}{4} (m+1) P_1 R_1^2 R_0^4 \log \frac{R_1}{R_0} \right\} \times (\log r - \log R_1) \left. \right\} \quad (16)
 \end{aligned}$$

다음에 굽힘모멘트 (Bending Moment) 와 曲率 과의 關係에서,

$$M_1 = D \left(\frac{d\varphi}{dr} + \mu \frac{\varphi}{r} \right) = -D \left(\frac{d^2 \delta}{dr^2} + \frac{1}{m} \cdot \frac{1}{r} \cdot \frac{d\delta}{dr} \right)$$

$$M_2 = D \left(\frac{\varphi}{r} + \mu \frac{d\varphi}{dr} \right) = -D \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{d\delta}{dr} + \mu \frac{d^2 \delta}{dr^2} \right)$$

여기서 $\varphi = \frac{d\delta}{dr}$

(7)式에서 $\frac{d^2 \delta}{dr^2}$, $\frac{d\delta}{dr}$ 를 구하면,

$$\begin{aligned}
 M_1 &= - \left\{ \left(-\frac{3}{16} P_1 r^2 + \frac{1}{2} a \log r + \frac{1}{4} a + \frac{1}{2} b - \frac{c}{r^2} \right) + \mu \left(-\frac{1}{16} P_1 r^2 + \frac{1}{2} a \log r - \frac{1}{4} a + \frac{1}{2} b + \frac{c}{r^2} \right) \right\}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_2 &= \left\{ \left(-\frac{1}{16} P_1 r^2 + \frac{1}{2} a \log r - \frac{1}{4} a + \frac{1}{2} b + \frac{c}{r^2} \right) + \mu \left(-\frac{3}{16} P_1 r^2 + \frac{1}{2} a \log r - \frac{1}{4} a + \frac{1}{2} b + \frac{c}{r^2} \right) \right\}
 \end{aligned}$$

따라서 σ_x, σ_y 를 通常의 應力 記號 σ_r, σ_t 로 나타내면,

$$\begin{aligned}
 \sigma_r &= \frac{M_1}{Z} = -\frac{6}{t^2} \left\{ \left(-\frac{3}{16} P_1 r^2 + \frac{1}{2} a \log r + \frac{1}{4} a + \frac{1}{2} b - \frac{c}{r^2} \right) + \mu \left(-\frac{1}{16} P_1 r^2 + \frac{1}{2} a \log r - \frac{1}{4} a + \frac{1}{2} b - \frac{c}{r^2} \right) \right\} \quad (17)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \sigma_t &= \frac{M_2}{Z} = \frac{6}{t^2} \left\{ \left(-\frac{1}{16} P_1 r^2 + \frac{1}{2} a \log r - \frac{1}{4} a + \frac{1}{2} b + \frac{c}{r^2} \right) + \mu \left(-\frac{3}{16} P_1 r^2 + \frac{1}{2} a \log r + \frac{1}{4} a + \frac{1}{2} b - \frac{c}{r^2} \right) \right\} \quad (18)
 \end{aligned}$$

예로서 (17)式과 (18)式을 使用하여 計算을 해

보면,

$m = 3.5, E = 2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2,$
 $R_o = 40.75 \text{ mm}, R_i = 14.43 \text{ mm}, t = 0.3 \text{ mm}$
 일때,

實驗中 吐出壓力(P_a) = 10 kg/cm^2 (gauge 壓力)
 으로 壓縮空氣를 加할 境遇 δ_1 을 계산하면,

$$\delta_1 = 0.02 \text{ cm} \text{로 된다.}$$

이 값을 (16)式에 代入하여 P_1 을 구하면 $P_1 = 0.2 \text{ kg/cm}^2$ 로 된다.

다음에 이 값을 (17)式과 (18)式에 代入하여 $r = R_i$ 의 境遇 σ_t, σ_r 를 구하면,

$$\sigma_r = 539.5 \text{ kg/cm}^2 \text{ (} 535.3 \text{ kg/cm}^2 \text{*)}$$

$$\sigma_t = 210.5 \text{ kg/cm}^2 \text{ (} 199.5 \text{ kg/cm}^2 \text{*)}$$

으로 된다.

*는 實驗值를 나타낸 것이다.

2-3-2. 實驗式

Fig. 6에서와 같은 變動現象波形的 記錄值에서 最大 Strain 및 Stress를 算出하면 다음과 같다.

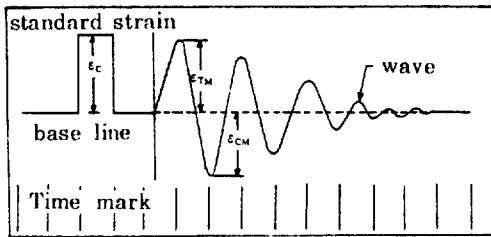


Fig. 6 Example of phenomenon wave form.

最大 Strain (ϵ_M) 및 Stress (σ_M)의 算出

$$\text{引張變形 } \epsilon_{TM} = \epsilon_c \times \frac{h_{CM}}{h_C} \times \frac{2.00}{Ks} \dots\dots\dots (1)$$

$$\sigma_{TM} = E \cdot \epsilon_{TM}$$

$$\text{壓縮變形 } \epsilon_{CM} = \epsilon_c \times \frac{h_{CM}}{h_C} \times \frac{2.00}{Ks} \dots\dots\dots (2)$$

$$\sigma_{CM} = E \cdot \epsilon_{CM}$$

여기서, ϵ_c : 標準等價 Strain

h_c : ϵ_c 의 높이

h_{TM}, h_{CM} : $\epsilon_{TM}, \epsilon_{CM}$ 의 높이

Ks : Gauge Factor

E : Young's Ratio

3. 實驗結果 및 考察

3-1 吐出壓力에 따른 밸브의 變形

壓力을 얻기위해 空氣壓縮機*를 使用한 本實驗에 있어, 實驗用 吐出밸브 C에 의해 생기는 半徑方向 및 圓周方向 Strain의 變動狀態를 記錄한 一例를 Fig. 7과 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 7에서 나타난 바와 같이 半徑方向의 Strain은 比較的 큰 引張Strain이 發生하며, 吐出壓力의 增加에 따라 Strain도 增加함을 알 수 있다.

그러나 圓周方向의 Strain은 吐出壓力의 增加에 따라 거의 一定한 形態의 Strain이 생기고 있음을 알 수 있으며, 半徑方向의 Strain과 달리 壓縮變形(Compression Strain)과 引張變形(Tension Strain)이 서로 作用하고 있다.

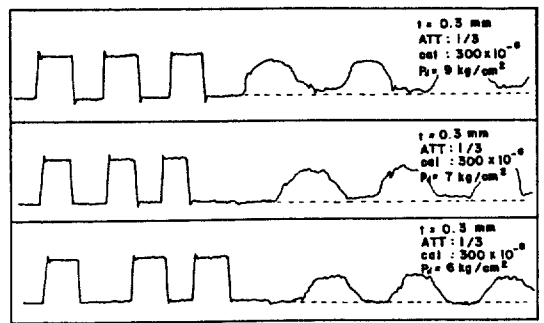


Fig. 7. Change of radial strain

*日立製作所
 徑×行程×數 500 mm × 65 mm × 1
 吐出空氣量 78 l/min
 回轉數 1000rpm
 1段, 0.75 kw 3φ用

Timer: 0.01 sec
 Speed: 200 cm/min

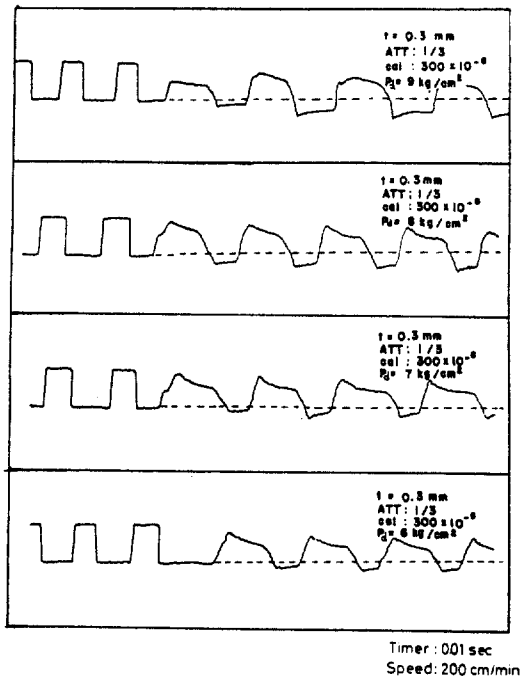


Fig. 8. Change of tangential strain

즉, 兩振한다는 事實이 明確하다고 보여진 다. 이와같은 結果에서 지금까지 많은 研究者¹⁻³⁾가 Leaf形밸브의 變形을 測定하여 變形의 發生狀態는 引張變形에 의한 單振이라는 理論과는 가장 큰 相異點이라고 할 수 있다. 따라서 同一水準의 變形이 생길 境遇에는 휨 (Deflection) 疲勞強度의 觀點에서 環狀形吐出 밸브는 Leaf밸브보다 심한 變形波형을 일으키므로 밸브設計時에는 兩振變形이 作用한다는 점을 考慮하여 밸브의 強度設計를 할 必要가 있다고 여겨진다.

한편, 半徑方向 및 圓周方向 밸브應力の 實驗値와 計算値를 比較해 보면, Fig. 9와 Fig. 10에서 나타난 바와같이 半徑方向의 Strain값은 計算値보다 實驗値가 比較的 큰 값을 나타내고 있으나 거의 一致하고 있음을 알 수 있고, 또한 壓力增加에 比例하여 增加함을 보여 준다. 이와 마찬가지로 圓周方向의 Strain 값도 比較的 잘 一致하고 있음을 알 수 있다.

이와같은 結果에서 吐出壓力에 따른 밸브의 Strain 값은 本 計算에서 利用한 等分布荷重을

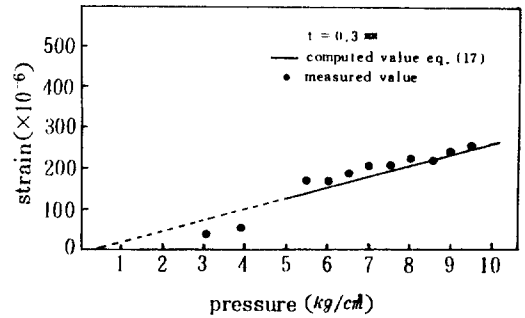


Fig. 9. Relationship between radial strain and discharge pressure

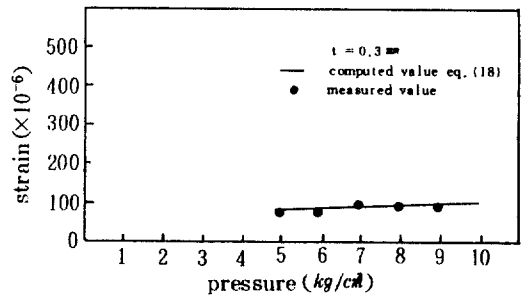


Fig. 10. Relationship between tangential strain and discharge pressure

맞는 圓型板의 밸브應力法으로 구할 수 있다는 것이 判明되었다.

3-2 밸브두께에 따른 밸브의 變形

一定한 壓力下에서 밸브두께에 따른 밸브의 變形을 Fig. 11과 Fig. 12에 나타내었다. Fig. 11은 一定한 吐出壓力 9kg/cm²에서 測定하였는바, 밸브의 變形은 두께 t=0.3mm 이상에서는 比較的 引張變形만을 보이고 있으나, 두께 t=0.2mm에서는 심한 引張變形과 약한 壓縮變形이 兩振함을 보여주고 있다. 또한 Fig. 12의 圓周方向 Strain變動狀態를 살펴보면 t=0.3mm에서 壓縮과 引張에 의한 兩振變動이 同時에 作用하기 始作하여 t=0.2mm에서는 壓縮變形만이 發生하고 있다. 이와같이 밸브두께에 따른 圓周方向 및 半徑方向의 Strain 값이 t=0.3mm, 0.2mm 사이에는 相當한 差가 있음을 알 수 있다.

한편, 半徑方向 및 圓周方向 Strain의 實驗

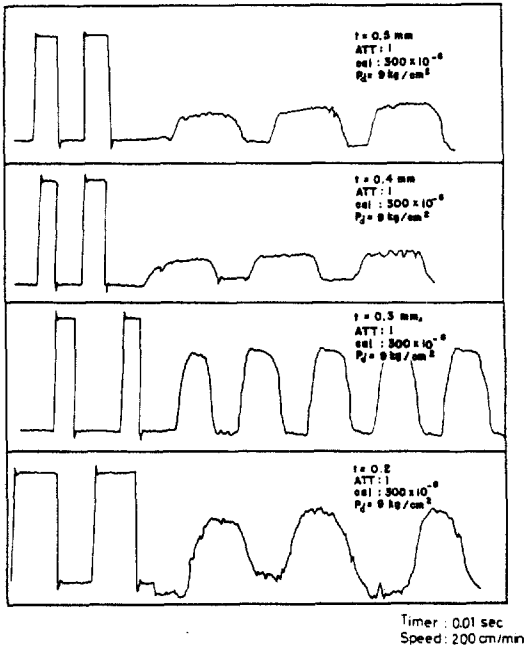


Fig. 11. Change of radial strain

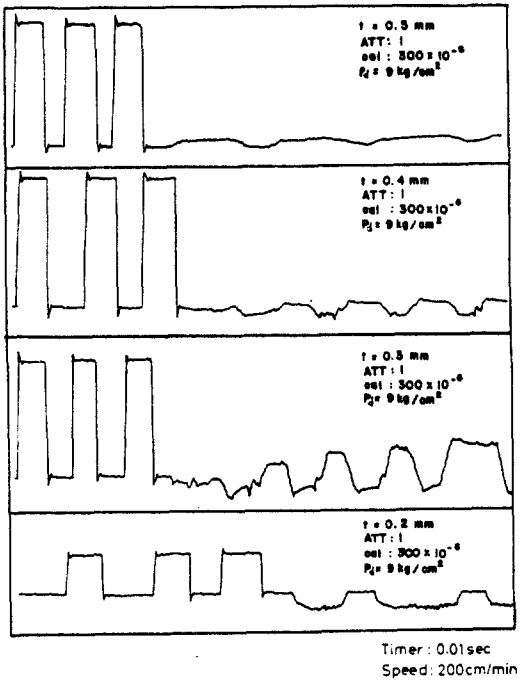


Fig. 12. Change of tangential strain

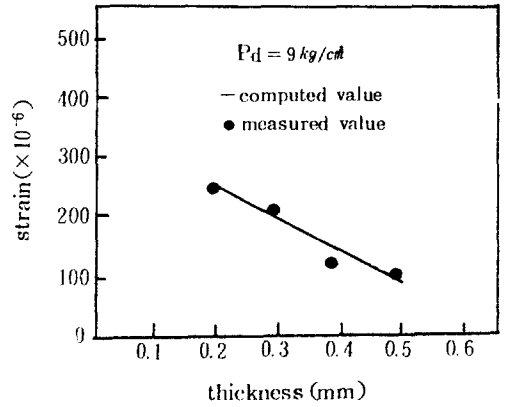


Fig. 13. Relationship between thickness and radial strain

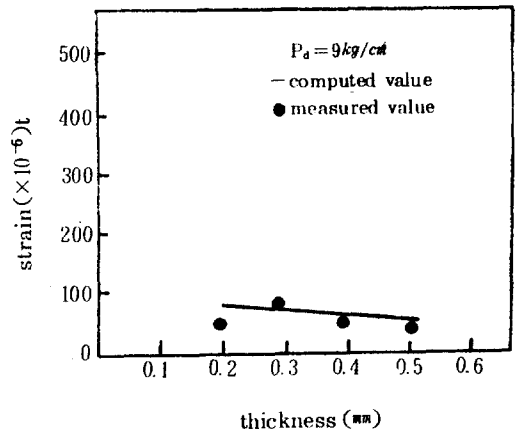


Fig. 14. Relationship between thickness and tangential strain

值和 計算値를 比較해 보면 Fig. 13의 半徑方向 Strain 값은 두께 t 의 增加에 따라 反比例 하고 實驗値와 計算値가 比較的 一致하고 있음을 알 수 있다. 그러나 Fig. 14의 圓周方向에 있어서는 거의 完만한 反比例 關係를 보여주고 있으나, 實驗値와 計算値는 一致하고 있음을 알 수 있다.

4. 結 論

本 實驗에 使用한 壓縮空氣만의 Simulation Model 에 의한 吐出밸브의 Strain 測定에서 얻

어진 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 大部分의 圓型板밸브(Ring Plate Valve)와 마찬가지로 環狀型밸브(Flexible Ring Type Valve)도 圓周方向보다 半徑方向으로 많은 Strain이 걸린다.
- (2) 冷凍壓縮機의 作動時 實驗用으로 使用한 環狀型吐出밸브는 引張變形과 壓縮變形의 兩振이 同時에 作用하였다.
- (3) 吐出行程에서는 冷媒가스의 누르는 힘에 따른 굽힘變形(Bending Strain)으로 起因된 應力이 생긴다. 이 應力은 밸브의 두께 및 밸브에 미치는 밸브주위의 諸 拘束因子에 따라서 影響을 받는다.

참 고 문 헌

1. Doige, A.G., A Stress and Vibration Analysis of a Leaf-Type Compressor Valve, Ph.D. Thesis, Purdue University, Jan. 1966.
2. Ukrainetz, P.R., Compressor Valve Stress Studies in Conjunction with Accelerated Life Tests, ASHRAE Transaction, Vol.71, Part II, pp.162-168, 1965.
3. Gluck, R., Development of Fatigue Life Index as a Criterion for Evaluating Compressor Leaf Valve Design, Ph.D. Thesis, Purdue University, Jan. 1963.
4. 川平睦義, 田中軍一, 本 問貴, 冷凍壓縮機用 吐出·吸込弁의 應力について, 冷凍 38-430, pp. 594~612, 1963.
5. Georgian, J.C. and S.T. Louis., Uniformly Loaded Circular Plates with a Central Hole and Both Edges Supported, ASME Journal of Applied Mechanics, Vol.24, March, 1957.
6. Lowery, R.L., High Speed Compressor Valve Noise and Vibration Studies, Ph.D. Thesis, Purdue University, June, 1961.
7. 犬養 健, 矢畑 昇, 冗澤 洋, 米産健二, 弁板と弁座材料, 冷凍 47-542, pp. 1179~1185, 1972.
8. 二川曉美, 苗村康次, 古川博一, 冷凍壓縮機用 小判形吐出弁의 動的應力, 冷凍 56~647, pp. 757~764, 1981.
9. 二川曉美, 苗村康次, 江本浩徳, 冷凍壓縮機用 腕付環狀吐出弁의 變形と應力, 冷凍 55-635, pp. 761~769, 1980.
10. 二川曉美, 苗村康次, 佐保和生 大門啓治, 冷凍壓縮機의 環狀吐出弁의 應力, 冷凍 50-570, pp. 253~261, 1975.
11. 二川曉美, 苗村康次, 古川博一, 大井手正彦. 低溫用冷凍壓縮機의 信賴性의 評價法의 開發, 三菱電機技報, Vol. 53, No. 10, 1979.
12. 川面惠司, 二川曉美, 佐保和生, 大門啓治. 往復式冷凍壓縮機의 環狀吐出弁의 運動, 三菱電機技報, Vol. 46, No. 3, 1972.
13. 松坂 孝, 伊丹次男. 壓縮機用 링게弁의 應力解析, 冷凍 49-561, pp. 606~611, 1974.
14. 樋口金次郎. 弁의 應力測定と解釋, 冷凍 48-551, pp. 880~886, 1973.
15. Ukrainetz, P.R., On accelerated life tests for high Speed Compressor Valves, ASHRAE Journal, Jan. 1966.
16. Cohen. R., Valve Stress Analysis for Fatigue Problems, ASHRAE Journal, pp. 57-61, January, 1973.
17. 寶谷幸男, 長岡順吉. 가스速度를 利用 せる 吐出し弁의 試みについて 冷凍 34-384, pp. 760~776, 1960.