

## 비대칭 랩 스크롤 압축기의 바이패스 밸브 설계에 관한 연구

최진섭, 곽상호, 김현진\*

### A study on the by-pass valve design of a scroll compressor with asymmetric wrap

J. S. Choi, S. H. Kwag, H. J. Kim

(Received July 23, 1999; revision received November 11, 1999)

#### ABSTRACT

The scroll compressor used for heat pump has a wide range of operation condition. To cover both heating and cooling modes, the operating pressure ratio ranges from 1.5 to 6.8. Since the scroll compressor, however, is a type of compressor whose pressure ratio is fixed, some loss in the compression work is caused by the operation at the pressure ratio different from the built-in pressure ratio. A way of avoiding this problem is to introduce by-pass holes in compression chambers, so that the compressed gas of pressure higher than the discharge pressure, yet not reached to the discharge port can be released earlier through the by-pass holes. In this paper, an optimum positioning of the by-pass hole and the effect of the by-pass valve on the compressor performance are studied.

**Key words:** Scroll compressor (스크롤 압축기), By-pass valve (바이패스 밸브), Asymmetric wrap (비대칭 랩), Built-in pressure ratio (설계 압력비)

#### 기 호 설 명

$A_e$  : 유효 토출면적 [ $m^2$ ]  
 $a$  : 기초원 반경 [mm]  
 $B_v$  : 밸브에 작용하는 힘면적 [ $m^2$ ]  
 $c_f$  : 밸브 감쇠도 [ $N \cdot s/m$ ]  
 $k$  : 밸브 스프링 상수 [ $N/m$ ]  
 $M$  : 압축실내 가스 질량 [kg]  
 $\dot{M}$  : 압축실내 가스 질량유동률 [kg/s]  
 $\dot{m}_o$  : 밸브를 통해 나가는 질량유량 [kg/s]

$\dot{m}_i$  : 압축실내로 들어오는 질량유량 [kg/s]  
 $\dot{m}_o$  : 압축실내에서 나가는 질량유량 [kg/s]  
 $m_v$  : 밸브 유효 질량 [kg]  
 $n$  : 폴리트로픽 압축 지수  
 $p_{bp}$  : 바이패스 압력 [pa]  
 $p_{crit}$  : 밸브가 작동하는 임계압력 [pa]  
 $p_d$  : 토출압력 [pa]  
 $p_s$  : 흡입압력 [pa]  
 $p_u$  : 밸브전 압력 [pa]  
 $R$  : 기체상수 [ $kJ/kg \cdot K$ ]  
 $r$  : 바이패스 구멍의 반경 [mm]  
 $r_s$  : 선회 반경 [mm]  
 $T_u$  : 밸브전 온도 [K]  
 $t$  : 랩 두께 [mm]

\* 인천대학교 대학원  
 (E-mail address: cjslocus@hanmail.net)  
 \*\* 정회원, 인천대학교 기계공학과

- $V$  : 압축실내 체적 [ $m^3$ ]  
 $x$  : 밸브 변위 [m]  
 $y_B$  : 기초원에서 바이패스 구멍 중심까지 거리 [mm]

### 그리스 문자

- $\alpha$  : 초기 인볼루트 각 [ $^\circ$ ]  
 $\phi_{e2}$  : 고정부재 랩 끝각 [ $^\circ$ ]  
 $\phi_{e1}$  : 선회부재 랩 끝각 [ $^\circ$ ]  
 $\eta_v$  : 체적 효율 [%]  
 $\eta_{ad}$  : 단열 압축 효율 [%]  
 $\theta_2, \theta_1$  : 가스 압축이 시작되는 크랭크각 [ $^\circ$ ]  
 $\theta_2^*, \theta_1^*$  : 압축실 압력이 바이패스 압력과 같아지는 크랭크각 [ $^\circ$ ]

### 하첨자

- $1$  : 압축실 B  
 $2$  : 압축실 A  
 $m$  : 최대

## 1. 서론

최근 들어 스크롤 압축기는 다른 기종의 압축기에 비해 높은 체적효율 및 뛰어난 성능으로 인해 냉매 압축기로 널리 사용되고 있다. 특히 냉난방을 겸하여 사용 가능한 열펌프에 용량 조절이 용이한 가변속용 스크롤 압축기가 채용되고 있는 추세이다. 그런데 스크롤 압축기는 왕복동식 압축기와는 달리 토출압과 흡입압과의 비로 나타내는 압력비가 변화하면 성능상의 손실이 급격히 증가하는 단점이 있다. 스크롤 압축기에서는 토출개시각이 스크롤 랩의 기하학적 형상에 의해 결정되므로 어느 주어진 형상의 스크롤에서는 흡입 체적과 토출체적의 비가 고정되게 되고 이 고정 체적비에 의해 압력비가 자연 결정되게 된다.

운전조건에서 주어지는 흡입압과 토출압이 이루는 압력비가 스크롤 압축기의 고유 설계 압력비와 일치할 때에는 압축손실이 최소가 되지만 이 두 압력비가 일치하지 않을 때는 손실이 증가

한다. 만약 운전 압력비가 설계 압력비보다 높게 설정될 경우에는 압축실 내의 가스 압력이 아직 토출압에 이르지 못했을지라도 토출 개시각에 이르면 압축 과정의 가스가 토출구에 노출되게 되고 이때 토출실의 가스압이 높기 때문에 토출실에서 압축실로의 역류가 발생한다. 반대로 운전 압력비가 설계 압력비보다 낮을 경우에는 압축실 내의 가스 압력이 토출압과 같아지더라도 아직 토출 개시각에 이르지 않는다면 압축이 계속 진행되므로 과압축 손실을 일으키게 된다.

이러한 압력비가 일치하지 않음에 의한 압축손실의 증가를 방지하기 위한 방법의 하나로서 바이패스 밸브를 설치하는 수단이 있다. 이는 운전 압력비가 설계 압력비보다 낮을 경우 압축과정의 가스가 토출압에 이르면 바이패스 밸브가 열리고 바이패스 구멍을 통해 압축실내의 가스가 토출실로 유출되도록 해주는 장치이다. 이러한 바이패스 장치는 과압축 손실을 크게 완화시켜준다<sup>(1,2)</sup>.

하지만 이러한 바이패스 장치로는 운전 압력비가 설계 압력비보다 높은 경우에 발생하는 역류손실은 해결할 수 없다. 다만 설계 압력비를 실제 압축기 운전시 발생 가능한 고압력비 쪽으로 가깝게 설정하면 역류 손실을 작게 해줄 수 있다. 최대 압력비가 예상되는 열펌프 운전조건은  $p_s=2.19 \text{ kg/cm}^2$ ,  $p_d=14.81 \text{ kg/cm}^2$  에서 6.8이며, 최저 압력비가 예상되는 운전 조건은 흡입압과 토출압이 각각  $p_s=7.54 \text{ kg/cm}^2$ ,  $p_d=11.14 \text{ kg/cm}^2$  에서 1.5정도이다. 통상 스크롤 압축기 설계는 에어컨 조건이라고 불리는  $p_s=6.37 \text{ kg/cm}^2$ ,  $p_d=18 \text{ kg/cm}^2$ 의 압력비 2.83을 기준 하여 이루어진다.

비대칭 랩이라 함은 선회부재의 랩 끝 각과 고정부재의 랩 끝 각이 다른 경우를 뜻하는데, 여기서는 고정부재의 랩 끝 각이 선회부재보다  $180^\circ$  긴 경우를 다루고자 한다. 이러한 비대칭 랩의 장점은 주어진 공간을 최대 한도로 활용함으로써 동일한 행정체적을 형성함에 있어 랩의 높이를 감소시킬 수 있다는 것이다. 랩 높이의 감소는 선회부재의 전복 모멘트의 감소를 가져오고, 이는 또한 선회부재의 전복 방지를 위한 배압력을 줄여줄 수가 있어서 마찰손실의 감소를 꾀할 수 있다.

본 연구에서는 비대칭 랩 형상을 갖는 스크롤 압축기에 적합한 바이패스 밸브에 대해 최적 설

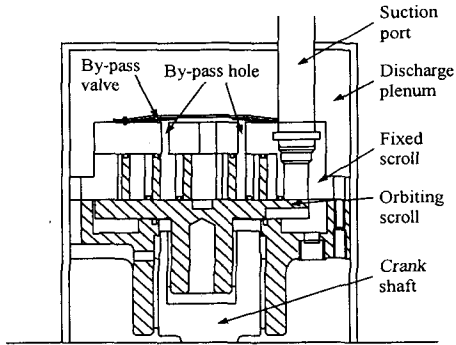


Fig. 1 Cross-sectional view of scroll compressor with by-pass valve.

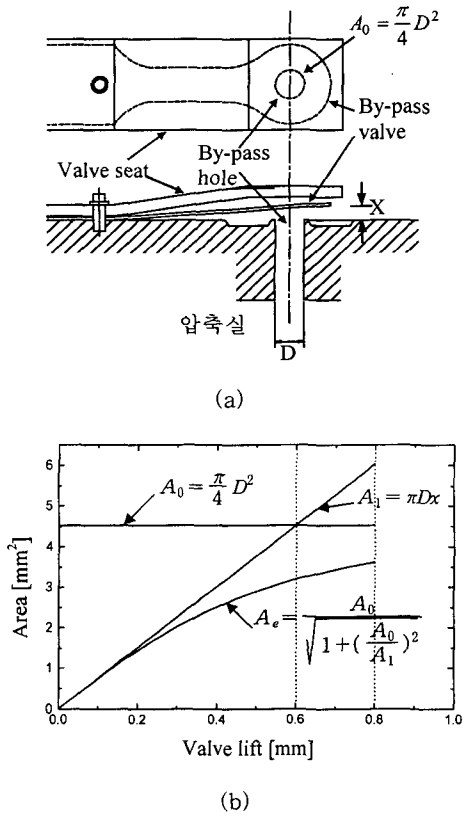


Fig. 2 By-pass valve;  
 (a) details of by-pass valve,  
 (b) effective flow area.

계를 제시하고, 이 바이패스 밸브가 스크롤 압축기의 성능에 미치는 영향을 살펴보고자 한다.

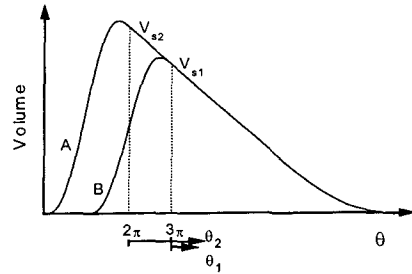


Fig. 3 Volume diagram.

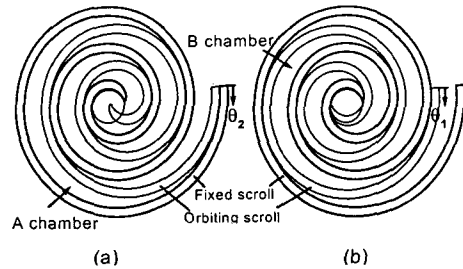


Fig. 4 Compression chambers at the beginnings of gas compression:  
 (a) Chamber A, (b) Chamber B.

## 2. 바이패스 밸브 구성

Fig. 1은 비대칭 스크롤 압축기의 단면에 바이패스 밸브를 장착한 개념도이다. 고정 스크롤과 선회 스크롤이 맞물려 이루는 여러 쌍의 압축실 상단에 바이패스 구멍과 이를 덮고 있는 바이패스 밸브가 설치되어 있다. 압축실 압력이 토출실 압력보다 높아지면 바이패스 밸브는 열리게 되고 바이패스 구멍을 통해 가스가 압축실에서 토출실로 직접 토출되는 구조이다.

Fig. 2(a)에는 바이패스 밸브의 상세도를 나타내었다. 리드형(reed type) 밸브가 바이패스 구멍 출구에 장착되어 있고, 밸브 시트가 밸브 후면에 설치되어 있다. 밸브 변위에 따른 유효유로 면적은 Fig. 2(b)에 나타내었다. 여기서,  $A_0$ 는 바이패스 구멍의 단면에 해당하는 면적이고,  $A_1$ 은 밸브 변위에 의한 바이패스 구멍의 원주부위에 발생하는 면적이며,  $A_e$ 는 이들 면적들이 직렬로 연결됨에 따른 유효 토출면적이다.

## 3. 바이패스 설계

바이패스 구멍을 어디에 설치할 것인가는 바이패스 밸브 설계 압력비  $p_{bp}/p_s$ 에 달려 있다. 비대칭 램프인 경우 Fig. 4와 같이 고정스크롤과 선회스크롤이 이루는 밀폐공간 가운데 최외각에 위치할 때의 체적으로 정의되는 압축실 A와 압축실 B의 행정체적이 다르고 각 압축실에서 가스 압축이 시작되는 시점도 달라서, 크랭크각의 진행에 따라 각 압축실의 압력 형성이 달라지며 결국은 각 압축실의 바이패스 밸브가 열리는 시점도 다르게 된다.

Fig. 3은 압축실 A와 압축실 B의 체적이 크랭크각에 따라 변화하는 체적 선도를 보여주며, Fig. 4(a)(b)는 각각 압축실의 압축이 개시되는 시점, 즉 각 압축실의 행정 체적이 형성되는 시점에서의 고정부재와 선회부재의 조합 상태를 보여준다. 여기서 각 압축실 별로 가스 압축이 시작되는 시점에서 출발하는 별도의 각  $\theta_2, \theta_1$ 을 다음과 같이 정의 할 수 있다.

$$\theta_2 = \theta - 2\pi, \quad \theta_1 = \theta - 3\pi \quad (1)$$

각 압축실에서 누설이 없다고 가정하면, 크랭크각  $\theta_2$  및  $\theta_1$ 에서 각 압축실의 가스 압력은 다음의 식(2)(3)과 같다.

$$p_2 = p_s \cdot (V_2/V_2)^n \quad (2)$$

$$p_1 = p_s \cdot (V_1/V_1)^n \quad (3)$$

여기서  $n$ 은 가스의 폴리트로픽 압축 지수이며, 하첨자 2,1은 각각 압축실 A와 압축실 B를 나타내고,  $V_{s2}, V_{s1}$ 은 각 압축실의 행정 체적이다.

압축실 A의 경우 크랭크각  $\theta_2^*$ 에서 압축실 내 가스 압력  $p_2$ 가 바이패스 압력  $p_{bp}$ 와 같아 진다면,

$$\left(\frac{p_{bp}}{p_s}\right)^{\frac{1}{n}} = \frac{V_2}{V_2} = \frac{2\phi_{e2} - 3\pi}{2\phi_{e2} - 3\pi - 2\theta_2^*} \quad (4)$$

여기서  $\phi_{e2}$ 는 고정부재의 인볼루트 끝각이다.

한편 압축실 B의 경우에는 크랭크각  $\theta_1^*$ 에서 압축실 내가스압력  $p_1$ 가 바이패스 압력  $p_{bp}$ 와 같

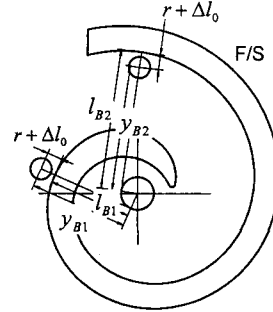


Fig. 5 Determination of by-pass hole locations

아 진다면,

$$\left(\frac{p_{bp}}{p_s}\right)^{\frac{1}{n}} = \frac{V_{s1}}{V_1} = \frac{2\phi_{e1} - 3\pi}{2\phi_{e1} - 3\pi - 2\theta_1^*} \quad (5)$$

식(4)(5)에서 각 압축실 압력이 바이패스압과 같아지는 크랭크 각은

$$\theta_2^* = \frac{2\phi_{e2} - 3\pi}{2} \left\{ 1 - \left(\frac{p_{bp}}{p_s}\right)^{-\frac{1}{n}} \right\} \quad (6)$$

$$\theta_1^* = \frac{2\phi_{e1} - 3\pi}{2} \left\{ 1 - \left(\frac{p_{bp}}{p_s}\right)^{-\frac{1}{n}} \right\} \quad (7)$$

이 때 각 압축실들의 꼬리 및 머리에 해당하는 인볼루트 각들은 각각

$$\phi_{e2} = \phi_{e2} - \theta_2^*, \quad \phi_{e1} = (\phi_{e2} - 2\pi) - \theta_1^* \quad (8)$$

$$\phi_{h2} = \phi_{e2} - \theta_2^* - 2\pi, \quad \phi_{h1} = (\phi_{e2} - 2\pi) - \theta_1^* - 2\pi \quad (9)$$

그러나 각 압축실의 머리 부분에는 바이패스 구멍이 설치된다고 하여도 바이패스 구멍이 열려 있을 수 있는 공간이 없으므로 이 머리점보다  $\pi/2$  만큼 뒤로 온 지점에 바이패스 구멍을 설치한다. 그러면 이들의 인볼루트 각도는 각각

$$\phi_2^* = \phi_{e2} - \theta_2^* - 3/2\pi \quad (10)$$

$$\phi_1^* = (\phi_{e2} - 2\pi) - \theta_1^* - 3/2\pi \quad (11)$$

이며, 고정부재 기초원 중심에서부터의 거리는 Fig. 5에서부터 각각

Table 1 Asymmetric wrap data

Parameter	Vs2 [cc]	Vs1 [cc]	$\phi_{e2}$ [deg.]	$\phi_{e1}$ [deg.]	$r_s$ [mm]	a [mm]	$\alpha$ [deg.]
Value	9.676	7.751	1175.1	995.1	3.0	1.846	43.45

Table 2 By-pass valve hole data

	$\theta^*$ [deg.]	$\phi^*$ [deg.]	$y_B$ [mm]
A chamber	373.1+360	532.0	14.04
B chamber	298.9+540	246.2	11.03

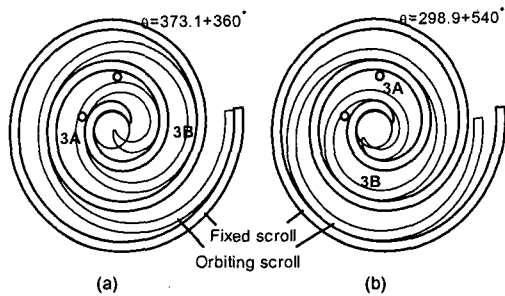


Fig. 6 By-pass hole in the leading portion of the compression chamber at the beginning of by-passing: (a) Chamber A (b) Chamber B.

$$y_{B2} = a(\phi_2^* - \alpha) - (r + \Delta l_0) \quad (12)$$

$$y_{B1} = a(\phi_1^* + \alpha) + (r + \Delta l_0) \quad (13)$$

이 된다.

바이패스 구멍은 필요에 따라 선회 스크롤 랩에 의해 완전히 가리워져 있어야 할 때가 있으므로 바이패스 구멍의 직경은 랩의 두께보다 작아야 한다. 랩이 바이패스 구멍을 덮고도 남는 여분의 한 쪽 두께를  $\Delta t$  라고 하면 바이패스공의 반경은 식(14)와 같다.

$$r = t/2 - \Delta t \quad (14)$$

Table 1과 같은 사양의 비대칭 랩 스크롤 압축기에 대해, 바이패스 압력비를  $p_{bp}/p_s=1.87$ 로 설정한 경우, 위와 같은 방법으로 설계한 바이패스 밸브 관련 데이터를 Table 2에 나타내었다.

Fig.6 (a)(b)는 설계된 바이패스 구멍이 각각 압축실 A 및 압축실 B가 바이패스 압력비에 도달했을 때 각 압축실의 초기 부분에 위치하는 것을 보여주며, 이러한 바이패스 구멍이 선회 스크롤의 선회 운동에 의해 여닫히는 상태를 Fig. 7에 나타내었다.

#### 4. 바이패스 밸브 운동

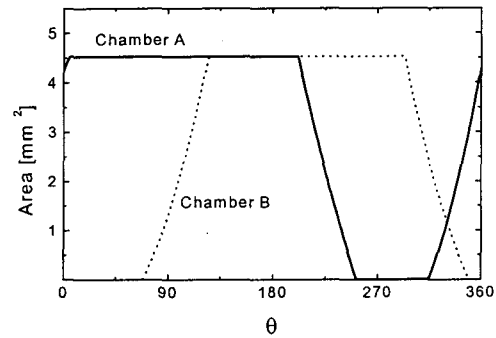


Fig. 7 Variation of by-pass hole opening area with crank angle.

바이패스 구멍을 덮고 있는 밸브의 유효 질량이  $m_v$ , 스프링 상수는  $k$ 라면 밸브의 변위  $x$ 는 다음의 밸브 운동 방정식에 의해 결정된다.

$$m_v \ddot{x} + c_f \dot{x} + kx = (p - p_d)B_v \quad (15)$$

여기서  $c_f$ 는 밸브 감쇄도,  $p_d$ 는 토출실 압력, 그리고  $B_v$ 는 밸브에 작용하는 힘 면적이다. 한편, 압력실 내의 질량과 체적을 각각  $M, V$ 라 하고, 압축 과정을 폴리트로픽 압축으로 가정하면, 가스 압력은 식(16)과 같이 된다.

$$p = p_s \left( \frac{M}{\rho_s V} \right)^n \quad (16)$$

압축실 내의 가스 질량  $M$ 은 질량변동을  $\dot{M}$ 으로부터 얻는다.  $\dot{M}$ 은 식(17)와 같다.

$$\dot{M} = \dot{m}_i - \dot{m}_o - \dot{m}_b \quad (17)$$

여기서  $\dot{m}_i, \dot{m}_o, \dot{m}_b$ 는 각각 압축실 내로 들어오는 질량유량, 나가는 질량유량, 그리고 바이패스를 통해 나가는 질량 유량을 나타낸다.  $\dot{m}_i, \dot{m}_o$ 는 스크롤 압축기의 압축실내로 들어오고 나가는

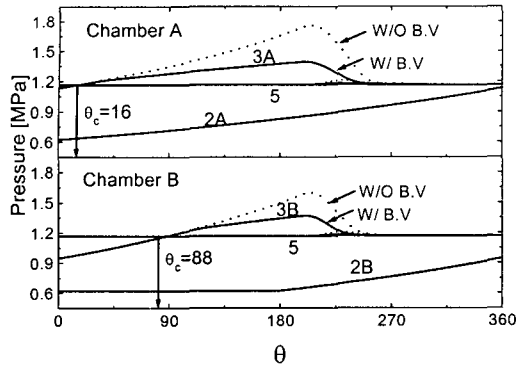


Fig. 8 Effects of by-pass valve on gas compression.

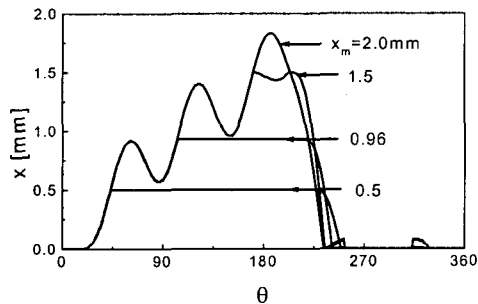


Fig. 9 Valve lift at various valve lift maxima.

질량유동에 관한 일반적인 관련 식을 사용하면 된다.

바이패스 밸브를 통과하는 질량유동을 오리피스 유동으로 간주하면, 밸브 전후의 압력을 각각  $p_u, p_d$  라고 할 때 식(18)과 같다.

$$m_b = p_u A_e \sqrt{\frac{2n}{(n-1)RT_u}} \sqrt{\left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{2/n} - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{(n+1)/n}} \quad (18)$$

초크된 경우, 즉  $p_d/p_u < p_{crit}/p_u$  일 때는  $p_d = p_{crit}$  을 사용한다.

이상의 식(15)-(18)에서 보듯이, 밸브의 변위는 압축실 가스압에 달려 있고, 가스압은 밸브 통과 질량 유량에 달려 있으므로 이들 변수들이 서로 연관되어 상호작용을 하고 있음을 알 수 있다. 이 식들은 컴퓨터를 이용하여 주어진 초기 조건 하에 크랭크 각에 따라 풀 수 있다.

Table 3 By-pass valve data

$m_v$	Effective mass of valve (g)	0.0915
$k_0$	Spring coefficient (N/m)	1396
$c_r$	Damping coefficient (N · s/m)	0.01
$x_{m0}$	Maximum valve lift (mm)	0.93
$r_0$	By-pass valve hole radius (mm)	1.2

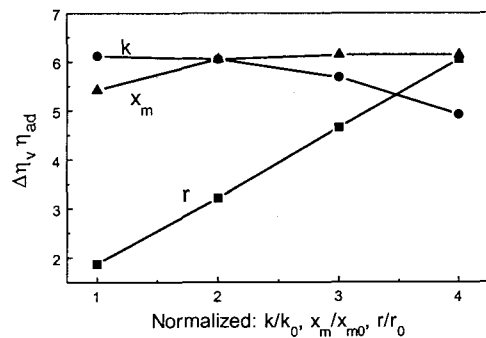


Fig. 10 Effects of  $k, x_m, r$  on compression performance.

### 5. 바이패스 밸브 기능

에어컨 조건에 맞춰서 설계된 스크롤 압축기를 운전조건  $p_s=6.37 \text{ kg/cm}^2, p_d=11.9 \text{ kg/cm}^2$ 에서 즉 운전토출압이 설계토출압보다 약  $6 \text{ kg/cm}^2$  정도 낮은 조건에서 운전했을 때 바이패스 밸브의 장착이 압축실 압력 발달에 미치는 효과를 Fig. 8에 나타내었다. 바이패스 밸브 관련 데이터는 Table 3에 나타내었다. 바이패스 밸브가 있는 경우에는 압력실 내 가스압이 토출압에 이르면 바이패스 밸브가 열리고 가스가 토출실로 빠져나가므로 압력실 내의 압력상승이 상당히 완만해진다. 하지만 밸브가 열린 뒤에도 가스압이 여전히 어느 정도 상승하는 것은 밸브를 통과하는 가스 유량이 충분히 많지 않기 때문이다. 바이패스 구멍의 반경은 식(14)에 의해 제한된다. 압축실 A에서는 밸브가 열리는 시점이 이론치와 거의 같은  $\theta_c=16^\circ$  이지만, 압축실 B에서는 이론식 식(7)에 의하면  $\theta_c=119^\circ$  에서 바이패스 밸브가 열리게 되어 있으나, 성능해석 프로그램을 활용하여 구한 결과에서는 약  $31^\circ$  이른  $\theta_c=88^\circ$  에서 밸브가 열린다. 이는 압축실 B로의 가스 누설 유입이 많아서 압력이 더 빨리 높아지기 때문이다. 하지

만

Table 4 Effect of by-pass valve on scroll comp. performance

By-pass valve	$\eta_v$	$\eta_{ad}$	$\eta_v \cdot \eta_{ad}$
No	96.36	84.36	81.29
Yes	96.47	90.63	87.43

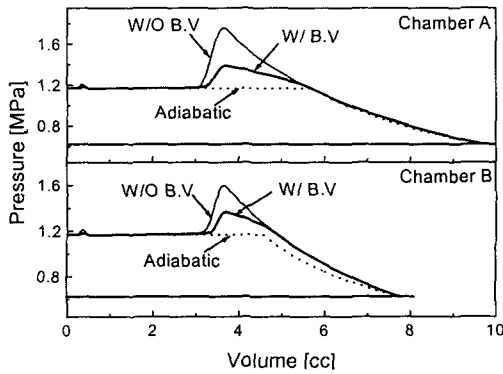


Fig. 11 Effects of by-pass valve on p-V diagram.

바이패스 밸브의 인볼루트각 위치를 앞으로 전진시켜도 선회 스크롤 랩에 바이패스 구멍이 상당부분 가려지므로 실익은 거의 없다.

Fig. 9는 밸브 최대 변위 변화에 따른 밸브 변위를 크랭크각에 따라 보이고 있다. 밸브 최대 변위가 2 mm 일때 밸브가 최대 변위까지 미치지 못하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 10은 바이패스 구멍의 크기와 스프링 상수, 밸브 최대 변위가 체적효율,  $\eta_v$  및 단열압축효율,  $\eta_{ad}$ 의 곱으로 나타나는 종합적인 가스 압축 성능 지수인  $\eta_v \cdot \eta_{ad}$ 에 미치는 영향을 나타낸다. 바이패스 구멍의 크기가 클수록 압축 성능상의 이점은 크다. 밸브 스프링 상수는 작을수록 압축 성능향상에 효과적이다. 하지만 스프링 상수가 충분히 작아 밸브 변위가 항상 최대 변위에 머무르게 되면 더 이상의 스프링 상수 감소가 압축 성능향상에 미치는 영향은 없어진다. 밸브의 최대 변위는  $x_m/x_{m0} > 2$ 에서 가스압축에 미치는 영향이 거의 없는 것으로 나타났다. 이는 Fig. 9에서 볼 수 있듯이 밸브 최대 변위가 커지면 밸브가 최대 변위에 머무르는 시간이 점점 짧아져서 실제 유효 유로 면적 상의 증가는 거의 없기 때문이다.

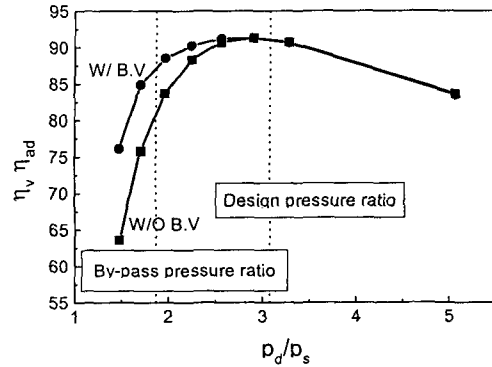


Fig. 12 By-pass valve functioning over various compression ratios.

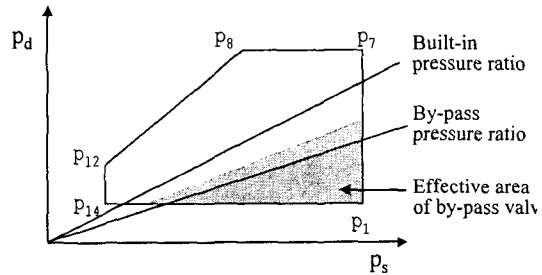


Fig. 13 Effective area of by-pass for various operating conditions.

설계 변수 인자 중 밸브 스프링 상수와 밸브 최

대 변위가 압축 성능에 미치는 영향은 미미하고, 바이패스 구멍의 크기가 압축 성능에 미치는 영향이 상대적으로 크다는 것을 확인 할 수 있다.

Fig. 11은 최적 설계된 바이패스 밸브가 장착된 스크롤 압축기의 p-V 선도를 그린 것이다. Table 4는 밸브 유무에 따른 효율상의 차이를 보이고 있다. 바이패스 밸브의 장착은 체적효율 ( $\eta_v$ )보다는 단열압축효율 ( $\eta_{ad}$ )에 더 큰 이점을 가져온다. 밸브의 설치는 종합적인 성능지표인  $\eta_v \cdot \eta_{ad}$ 로 볼 때 약 6% 정도의 상승을 가져오는 것으로 나타났다.

Fig. 12는 여러 압력비의 운전 조건에서 밸브의 장착이 가져오는 가스 압축 상의 영향을 보여준다. 설계 압력비보다 운전 압력비가 큰 경우 바이패스 밸브의 영향은 거의 없으며, 바이패스 압력비보다 운전 압력비가 작은 경우 효율의 증가는 3-13%에 이른다. 이것을 압축기 운전 영역 상에 나타내어 그리면 Fig. 13과 같다. 여기서 바이패스 밸브의 장착이 압축기 성능향상을 가져오

는 영역을 '유효영역'으로 표시하였다.

## 6. 결론

비대칭 램 스크롤 압축기의 바이패스 밸브 설계에 관한 연구에 있어 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 바이패스 밸브 최적 설계에 관한 기본 이론을 제시하였다. 바이패스 밸브의 위치는 식(10)-(13)로, 바이패스 구멍의 반경은 식(14)으로 결정된다.
- (2) 바이패스 밸브의 스프링 상수는 작을수록 효과적이거나 밸브 변위가 충분히 열리게 되는 상수값 이하에서는 더 이상 압축기의 압축 성능에 큰 영향을 주지는 않는다.
- (3) 바이패스 밸브 최대변위는 어느값 이상에서는 더 이상 가스 압축에 주는 영향이 없다.
- (4) 바이패스 밸브 장착으로 압축기의 운전 압

력비가 설계 압력비 보다 낮은 경우 과압축 손실의 상당한 감소를 얻을 수 있으며, 체적효율상의 변화는 작다. 하지만 운전 압력비가 설계 압력비보다 커지게 되면 밸브 장착이 과압축손실 저감에 미치는 효과는 거의 나타나지 않는다.

## REFERENCE

1. Morimoto, T., et al, 1996, Development of a high SEER scroll compressor, Proc. of Intern. Comp. Eng. Conf., Purdue Univ. USA, pp. 317-322.
2. Takebayashi, M., et al, 1993, Performance improvement of scroll compressors running in a wide range of compression ratio, JSME, Tokai Branch, Conf., No.993-2, pp. 119-120.