

## 동시 선회 스크롤 압축기의 성능해석

### Performance analysis of co-orbiting scroll compressor

김 현 진\*, 김 명 균\*\*, 서 원 열\*\*\*  
H. J. Kim, M. K. Kim, W. Y. Seo

**Key words:** Scroll compressor(스크롤 압축기), Co-orbiting(동시 선회), Orbiting scroll(선회부재), Free scroll(자유부재)

#### ABSTRACT

In co-orbiting scroll compressor, the two scroll members are to orbit with independent radii, producing a relative orbit motion between them. One scroll member is driven by the crank mechanism while the motion of the other member is determined by geometrical constraints and reacting forces. This paper presents an analytical study on the performance of a co-orbiting scroll compressor. The following results have been obtained: Radial contact force between the scroll wraps is virtually free from the centrifugal force of the orbiting scroll member. The frictional losses are somewhat increased due to the complicated drive mechanism, yielding to a little lower EER compared to conventional radially compliant scroll compressors.

#### 기 호 설 명

$b, b_2$  : 올담링(3) 및 올담링(4)의 키 높이  
 $F_1, F_2, F_3, F_4$  : 올담링(3)의 키에 작용하는 반력  
 $F_5, F_6, F_7, F_8$  : 올담링(4)의 키에 작용하는 반력  
 $F_a, F_{rg}, F_{tg}$  : 축방향, 반경방향, 접선방향 가스력  
 $F_{BW}$  : 균형추 원심력  
 $F_{cp}$  : 크랭크핀 반력  
 $F_d$  : 선회부재 경판 추력  
 $F_{osc}, F_{jsc}$  : 선회부재 및 자유부재의 원심력  
 $F_p$  : 파일럿 베어링 반력  
 $F_{sr}$  : 랩간 반경방향 밀봉력  
 $h$  : 랩 높이  
 $m_o, m_{o2}, m_{os}$  : 올담링(3), 올담링(4), 선회부재의 질량

$l$  : 허브 길이  
 $l_2$  : 올담링(3) 키 높이(자유부재 쪽)  
 $l_{BW}$  : 주 저널 베어링에서 균형추까지 거리  
 $l_c$  : 선회부재의 경판 하단에서 무계중심까지의 축 방향 거리  
 $l_{ros}, l_{rts}$  : 선회부재 및 자유부재 경판 반경  
 $l_{ms}$  : 주 저널 베어링에서 보조 저널 베어링까지의 거리  
 $O_c, O_f, O_s$  : 크랭크축, 자유부재, 선회부재의 중심  
 $p_a, p_b$  : 압력실 a와 b에서의 가스압력  
 $r_{mj}$  : 주 저널 베어링 반경  
 $r_{sj}$  : 보조 저널 베어링 반경  
 $r_{hub}$  : 허브 반경  
 $r_c$  : 선회부재 선회반경  
 $r_p$  : 자유부재 선회반경  
 $r_s$  : 양 부재간 상대적 선회반경  
 $r_{x1}, r_{y1}$  : 자유부재 경판에 추력 작용점  
 $r_{x2}, r_{y2}$  : 선회부재 경판에 추력 작용점

\* 정회원, 인천대학교 기계공학과  
 \*\* LG전자 홈 어플라이언스 연구소  
 \*\*\* 인천대학교 대학원

- $R_{ox}, R_{oy}$  : 올담링(3)의 x,y 방향 반경
- $R_{ox2}, R_{oy2}$  : 올담링(4)의 x,y 방향 반경
- $U_{or1}, U_{or2}$  : 올담링(3) 및 올담링(4)의 운동속도

**그리스 문자**

- $\delta$  : 경판 두께
- $\gamma$  : 순용각
- $\gamma_s$  : rc와 rs의 사이각
- $\mu$  : 마찰계수
- $\theta_c$  : 선회부재 중심을 기준한 크랭크각
- $\theta_p$  : 자유부재 중심을 기준한 크랭크각
- $\omega$  : 각속도

**하첨자**

- r : 반경방향
- t : 접선방향
- f : 자유부재
- s : 선회부재
- o : 올담링

**1. 서론**

종래의 스크롤 압축기에서는 누설을 방지하기 위한 수단으로 하나를 순용기구를 널리 사용하고 있다. 누설이 일어나는 주요 경로중의 하나인 반경방향 틈새는 선회부재와 고정부재의 랩간 간격인데 이 랩간 반경방향 틈새를 해결하기 위해 슬라이더 부시 등과 같은 반경방향 순용기구를 흔히 적용한다. 그런데 이런 순용기구를 사용할 경우 선회부재의 원심력이 그대로 반경방향 랩 접촉력에 부과되므로 가변속 운전이나 대용량의 경우 원심력의 증가로 인해 이러한 반경방향 순용기구를 그대로 적용하기가 어려워진다.

선회부재의 원심력 문제를 해결하기 위한 방안의 하나로 동시선회 스크롤 압축기가 Young<sup>(1)</sup>에 의해 처음 제안되었고, 그후 전진된 개념의 구조가 Bush<sup>(2,3)</sup>에 의해 제시되었다. 또한 동시 선회 스크롤의 작동 특성에 대한 연구도 Bush<sup>(4)</sup>에 의해 발표되었다.

종래의 스크롤 압축기에서는 하나의 고정부재와 하나의 선회부재로 구성되어 있는 반면, 동시 선회 스크롤 압축기에서는 두 개의 부재가 모두

선회운동을 한다. 여기서는 종래의 선회부재에 해당하는 부재는 동일하게 크랭크축에 의해 크랭크축 중심을 선회하고, 종래의 고정부재에 상응하는 자유부재는 선회부재와는 다른 선회반경을 갖고 나뉘도록 크랭크축 중심선상을 기준하여 선회운동을 수행한다. 이때 자유부재의 위치는 기하학적인 제한 관계와 작용하는 힘들에 의해 정해지게 되고, 결과적으로는 상대적인 선회운동이 자유부재와 선회부재간에 유지되도록 한다. 이러한 동시 선회의 이점은 랩간에 작용하는 반경방향 접촉력에서 원심력을 배제시킬 수 있다는 것이다.<sup>(4)</sup> 하지만 두 부재를 동시에 선회시켜야 하므로 기구적으로 복잡해지고, 이에 따른 생산단가 증대 및 효율 감소를 예상할 수 있다.

본 연구에서는 동시선회 스크롤 압축기에서 일어나는 손실들을 해석적으로 구해 봄으로써 이러한 동시선회 스크롤 압축기의 효율을 예측해 보고자 한다.

**2. 동시선회 스크롤 압축기 구조 및 구동 삼각형**

본 연구에서는 Bush<sup>(3)</sup>에 의해 제안된 동시선회 스크롤 압축기 구조를 대상으로 성능 해석을 수행하고자 한다. Bush에 의해 제안된 구조의 주요 부분만 Fig. 1에 다시 나타내었다.

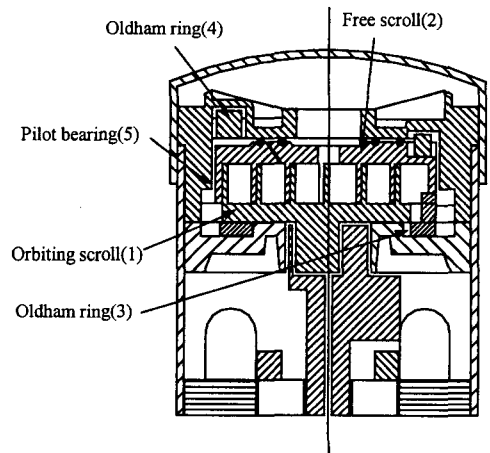


Fig. 1 Example of co-orbiting scroll compressor.

선회부재(1)는 종래의 스크롤 압축기에서와 같이 고정반경식 크랭크에 의해 구동되고, 올담링(3)에 의해 자전이 방지된다. 올담링(3)의 2쌍의 키가운데 한쌍은 선회부재(1)에 끼워지고, 다른 한쌍은 압축기 프레임에 끼워지는 종래의 스크롤과는 달리 자유부재(2)에 끼워진다. 즉 한 개의 올담링(3)을 두 부재가 공유하고 있는 구조이다. 자유부재의 운동반경은 둘레의 파일롯(piolt) 베어링(5)에 의해 제한되고, 자전방지는 자유부재 기판 후면에 있는 통상적인 올담링(4)에 의해 이루어진다.

이러한 부재들의 구동 삼각형을 Fig. 2에 나타내었다. 여기서 선회부재의 선회반경은  $r_c$ , 자유부재의 선회반경은  $r_p$ , 그리고 선회부재와 자유부재간의 상대적 선회반경은  $r_s$ 이다. 순응각  $\gamma$ 는 정상 운전시 일정하지만 압축실내 이상 고압 등이 발생할 시 자유부재의 중심이 선회부재의 중심에서 멀어지면서 일시적으로 감소한다.

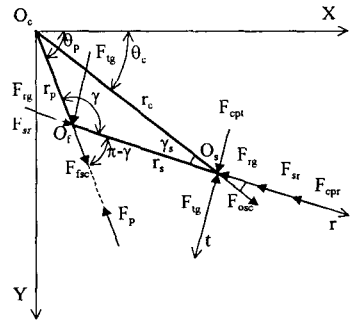


Fig. 2 Drive triangle for scroll members.

### 3. 운동부재들의 동적거동 해석

동시선회 스크롤에서 운동하는 부재로는 선회부재, 자유부재, 2개의 올담링, 그리고 크랭크축 등이 있다.

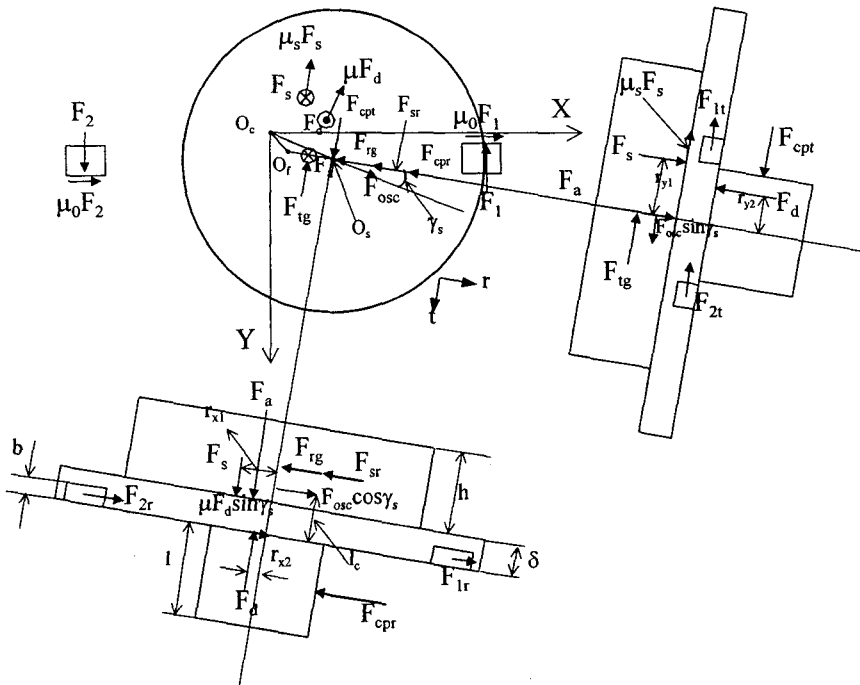


Fig. 3 Freebody diagram of orbiting scroll.

3.1 선회부재

Fig. 3은 선회부재에 작용하는 힘들의 작용도이다. 여기서  $O_c O_s$  방향을 반경방향, 이에 직각인 방향을 접선방향으로 정의한다.  $F_{sr}$ 은 양부재의 랩간 작용하는 반경방향 밀봉력이다. 또한 자유부재 후면에서 가스력에 의해 축방향 아래쪽으로 미는 힘 즉 축방향 순운동력  $F_d$ 로 인해, 양 부재간에  $F_s = F_d - F_a$ 에 해당하는 축방향 밀봉력  $F_s$ 가 발생하고, 그 작용하는 작용점을  $O_s$ 를 중심으로 반경방향으로  $r_{x1}$ , 접선방향으로  $r_{y1}$  떨어진 곳에 잡았다. 선회부재의 후면의 스리스트면에서는 축방향 반력  $F_d$ 를 받는데 그 작용점은 각방향으로  $r_{x2}$ ,  $r_{y2}$ 로 표시하였다.  $F_s$  및  $F_d$ 에 의해 발생하는 마찰력은  $O_c O_s$ 에 직각인 방향으로, 선회부재의 원심력은  $O_c O_s$  방향으로 작용한다.  $F_1, F_2$ 는 올달링(3)에서의 반력이다. 선회부재에 작용하는 힘과 모멘트 평형은 식(1)-(5)와 같다.

$$-F_{rg} - F_{sr} + F_{osc} \cos \gamma_s + \mu F_d \sin \gamma_s - F_{cpr} + F_{2r} + F_{1r} = 0 \tag{1}$$

$$-F_{tg} + F_{osc} \sin \gamma_s - \mu_s F_s - \mu F_d \cos \gamma_s + F_{cpt} - F_{2t} - F_{1t} = 0 \tag{2}$$

$$\begin{aligned} & \frac{r_s}{2} F_{tg} + \mu_s F_s r_{x1} \\ & + \mu F_d \cos \gamma_s r_{x2} + \mu F_d \sin \gamma_s r_{y2} \\ & - \{ R_{ax} - (r_c \cos \theta_c - r_p \cos \theta_p) \} F_1 \\ & - \{ R_{ax} + (r_c \cos \theta_c - r_p \cos \theta_p) \} F_2 = 0 \end{aligned} \tag{3}$$

$$\begin{aligned} & (\delta + \frac{h}{2})(F_{rg} + F_{sr}) \\ & - l_c F_{osc} \cos \gamma_s + \frac{r_s}{2} F_d + r_{x1} F_s \\ & - \frac{b}{2} F_{2r} - \frac{b}{2} F_{1r} - r_{x2} F_d - \frac{l}{2} F_{cpr} = 0 \end{aligned} \tag{4}$$

$$\begin{aligned} & -(\delta + \frac{h}{2}) F_{tg} + l_c F_{osc} \sin \gamma_s \\ & - r_{y1} F_s + r_{y2} F_d - \delta \mu_s F_s \\ & - \frac{b}{2} F_{2t} - \frac{b}{2} F_{1t} - \frac{l}{2} F_{cpt} = 0 \end{aligned} \tag{5}$$

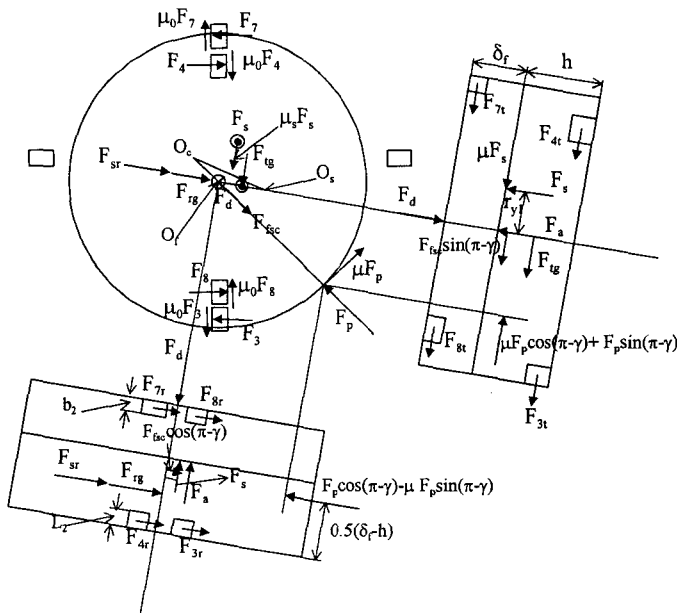


Fig. 4 Freebody diagram of free scroll.

3.2 자유부재

Fig. 4는 자유부재에 작용하는 힘들의 작용도이다. 올담링(3)에서 올라온 키에 작용하는 힘들은  $F_3, F_4$ 로, 올담링(4)의 키에 작용하는 힘들은  $F_7, F_8$ 로, 그리고 자유부재 기관이 파일럿 베어링에서 받는 반력을  $F_p$ 로 표시하였다.  $F_{fsc}$ 는 자유부재의 원심력이다. 자유부재에 작용하는 힘과 모멘트 평형은 식(6)-(10)과 같다.

$$F_{7r} + F_{8r} + F_{3r} + F_{4r} + F_{3\theta} - \{ F_p \cos(\pi - \gamma) - \mu F_p \sin(\pi - \gamma) \} + F_{fsc} \cos(\pi - \gamma) = 0 \quad (6)$$

$$F_{7t} + F_{8t} + F_{4t} + F_{3t} + F_{4\theta} - \{ F_p \sin(\pi - \gamma) + \mu F_p \cos(\pi - \gamma) \} + F_{fsc} \sin(\pi - \gamma) + \mu_s F_s = 0 \quad (7)$$

$$\frac{r_s}{2} F_{4\theta} + \mu_s F_s (r_s - r_{x1}) + \{ R_{oy} - (r_c \sin \theta_c - r_p \sin \theta_p) \} F_4 + \{ R_{oy} + (r_c \sin \theta_c - r_p \sin \theta_p) \} F_3 - (R_{o2} + r_p \sin \theta_p) F_7 - (R_{o2} - r_p \sin \theta_p) F_8 - l_{r2} \mu F_p = 0 \quad (8)$$

$$- F_{7r} \left( \delta_f - \frac{b_2}{2} \right) - F_{8r} \left( \delta_f - \frac{b_2}{2} \right) + (l_{cf} - \delta_f) F_{fsc} \cos(\pi - \gamma) + (r_s - r_{x1}) F_s + \frac{r_s}{2} F_a + \frac{h}{2} F_{3r} + \frac{h}{2} F_{4r} - \frac{1}{2} (h - \delta_f) F_p \{ \cos(\pi - \gamma) - \mu \sin(\pi - \gamma) \} + (h - \frac{l_2}{2}) F_{4r} + (h - \frac{l_2}{2}) F_{3r} = 0 \quad (9)$$

$$F_{7t} \left( \delta_f - \frac{b_2}{2} \right) + F_{8t} \left( \delta_f - \frac{b_2}{2} \right) - (l_{cf} - \delta_f) F_{fsc} \sin(\pi - \gamma) + r_{y1} F_s - \frac{h}{2} F_{4\theta} + \frac{1}{2} (h - \delta_f) F_p \{ \sin(\pi - \gamma) + \mu \cos(\pi - \gamma) \} - (h - \frac{l_2}{2}) F_{4t} - (h - \frac{l_2}{2}) F_{3t} = 0 \quad (10)$$

3.3 올담링

양부재가 공유하는 올담링(3)에 대한 힘 작용도는 Fig. 5(a)에, 자유부재 기관 후면의 올담링(4)에 대한 힘 작용도는 Fig. 5(b)에 나타내었다. 올담링(3)은 x 방향으로  $\dot{x} = -r_p \omega^2 \cos \theta_p$ , y

방향으로는  $\dot{y} = -r_c \omega^2 \sin \theta_c$  의 가속도를 받으며, 올담링(4)는 x 방향으로 올담링(3)과 같은 가속도를 받는다.  $F_5, F_6$ 은 압축기 프레임과의 반력이다. 올담링(3)에 대해서는 식(11)-(13)에, 올담링(4)에 대해서는 식(14)-(16)에 힘과 모멘트 평형을 각각 나타내었다.

$$-\mu_0 F_1 - \mu_0 F_2 + F_3 - F_4 - m_0 \ddot{x} = 0 \quad (11)$$

$$F_1 - F_2 - \mu_0 F_3 - \mu_0 F_4 - m_0 \ddot{y} = 0 \quad (12)$$

$$R_{ox} F_1 + R_{ox} F_2 - R_{oy} F_3 - R_{oy} F_4 = 0 \quad (13)$$

$$\mu_0 F_5 + \mu_0 F_6 + F_7 - F_8 - m_{o2} \ddot{x} = 0 \quad (14)$$

$$-F_5 + F_6 + \mu_0 F_7 + \mu_0 F_8 = 0 \quad (15)$$

$$-R_{o2} F_5 - R_{o2} F_6 + R_{o2} F_7 + R_{o2} F_8 = 0 \quad (16)$$

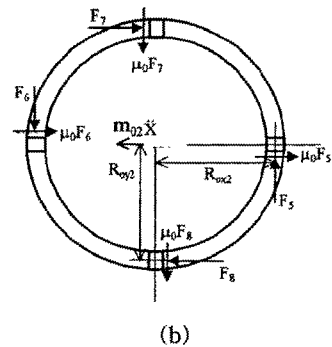
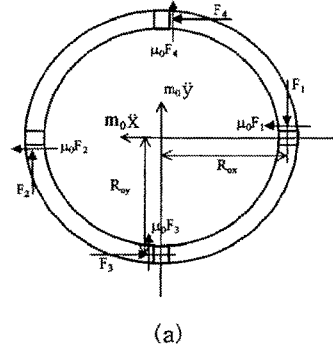


Fig. 5 (a) Freebody diagram of oldham ring(3), (b) oldham ring(4).

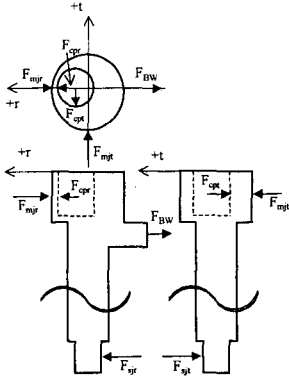


Fig. 6 Freebody diagram of crank shaft.

### 3.4 크랭크축

Fig. 6은 크랭크축에 작용하는 힘을 보여준다. 크랭크축은 상단에서 주저널 베어링과 하단에서 보조 저널 베어링으로 지지되게 하였고, 선회부재의 원심력이 베어링 부하에 반영되는 것을 피하기 위해 균형추를 설치하였다. 식(17)-(20)은 크랭크축 운동방정식이다.

$$F_{cpr} - F_{mjr} + F_{sjr} - F_{BW} = 0 \quad (17)$$

$$- F_{cpt} + F_{mjt} - F_{sjt} = 0 \quad (18)$$

$$l_{BW} F_{BW} - l_{ms} F_{sjr} = 0 \quad (19)$$

$$l_{ms} F_{sjt} = 0 \quad (20)$$

이상의 식 20개를 20원 1차 연립방정식으로 크랭크축에 대해 풀었다. 이때 미지수로는 \$F\_{cpt}\$, \$F\_{cpr}\$, \$F\_1\$, \$F\_2\$, \$F\_3\$, \$F\_4\$, \$F\_5\$, \$F\_6\$, \$F\_7\$, \$F\_8\$, \$r\_{x1}\$, \$r\_{y1}\$, \$r\_{x2}\$, \$r\_{y2}\$, \$F\_{sr}\$, \$F\_p\$, \$F\_{mjt}\$, \$F\_{mjr}\$, \$F\_{sjt}\$, \$F\_{sjr}\$의 20개이다. 가스력 \$F\_a\$, \$F\_{tg}\$, \$F\_{rg}\$는 이들 운동방정식들에 대한 입력값들이다.

### 4. 계산 결과 및 고찰

압축기 운전조건으로 ASHRAE/T 조건을 사용하였고, 냉매는 R-22이다. 압축기의 각종 형상 치수들은 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Dimensions of co-orbiting scroll

symbol	dimension	symbol	dimension
$l_{ros}$	92 mm	$R_{ox}, R_{oy}$	100 mm
$l$	30 mm	$R_{ox2}, R_{oy2}$	90 mm
$r_{hub}$	14 mm	$l_{ms}$	300 mm
$m_{os}$	3.444 kg	$r_{mi}$	56 mm
$l_{rfs}$	97 mm	$r_{si}$	20 mm
$\delta, \delta_f$	15 mm	$h$	26.28 mm
$l_2$	10 mm	$r_D$	2.9 mm
$b, b_2$	6 mm	$r_c$	10.33 mm
$m_{fs}$	3.672 kg	$r_s$	8.566 mm

각 치수의 결정은 다음을 기준하였다. 즉 압축기 용량을 동시선회 스크롤 압축기의 적용이 유망할 것으로 예상되는 비교적 큰 용량인 10 냉동톤급으로 정하고 행정체적을 이에 맞춰 160 cc로 잡았다. 스크롤 형상인자들은 이러한 행정체적을 제공할 수 있는 설계치로부터 구하였다.

### 4.1 가스압축손실 및 냉매 질량유량

압축실 가스압력과 가스력 계산은 종래의 스크롤 압축기에서와 동일하다.<sup>(5)</sup> Fig. 7은 계산된 p-V 선도를 보여준다. 한 쌍의 대칭인 압축실에 대해 압력 변화(\$P\_a, P\_b\$)를 각각 계산하였는데, 거의 전 압축과정에 걸쳐 동일한 압축양상을 보이며 단지 토출부근에서 미세한 차이를 보인다. 내부누설로 인한 체적효율은 \$\eta\_{il} = 94.71\%\$이고, 단열압축효율은 \$\eta\_{ad} = 93.66\%\$로서, 가스압축 손실은 \$L\_{gas\\_comp} = 541.3\$ W이다. 이 손실은 주로 토출개시각을 지나면서 토출실로부터의 고압가스가 역류하여 발생하는 손실이다.

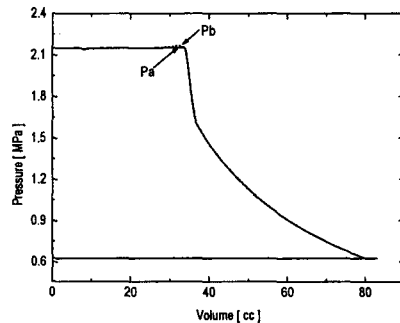


Fig. 7 p-V diagram.

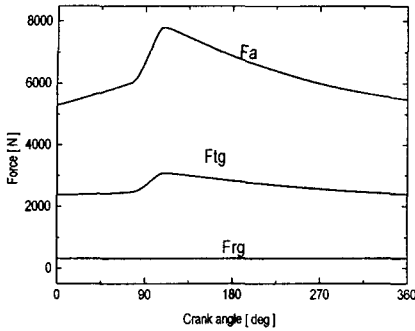


Fig. 8 Gas force.

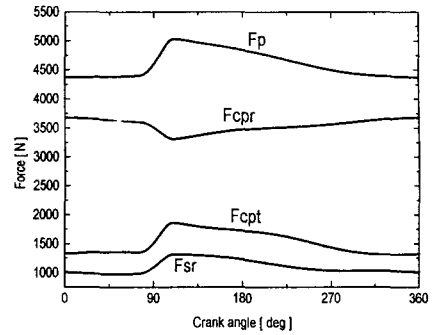


Fig. 9 Reactions on scroll members.

Fig. 8은 압축실내의 각 방향으로의 가스력을 보여준다. 축방향 가스력  $F_a$ 가 접선방향 가스력  $F_{tg}$ 보다 상당히 크게 나타난 것은 축방향 가스력은 압축실 단면적에 비례하고( $F_a \propto S$ ), 접선방향 가스력은 랩 높이에 비례하므로( $F_{tg} \propto h$ ), 주어진 행정체적( $V_s \propto h \cdot S$ )에서 랩 높이가 비교적 낮아서 압축실 단면적이 상대적으로 증가하였기 때문이다.

4.2 운동부재 작용력 및 기계적 손실

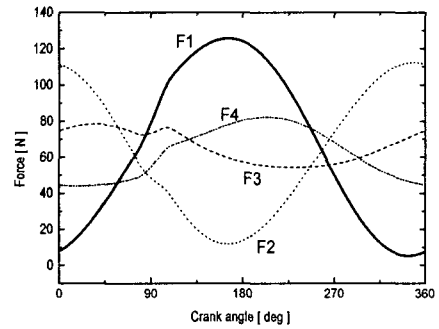
앞의 20개의 운동방정식을 풀 계산 결과를 Fig. 9-Fig. 11에 나타내었다. Fig. 9는 선회부재와 자유부재에 작용하는 반력들을 보여준다. 자유부재가 파일럿 베어링으로부터 받는 반력  $F_p$ , 선회부재의 허브에 작용하는 크랭크축으로부터의 반력  $F_{cpt}$ ,  $F_{cpr}$ , 그리고 양부재간의 반경방향 접촉력  $F_{sr}$ 은 울담링 반력 및 마찰력 등과 같은 작은 크기의 항들 무시한다면 Fig. 2의 자유물체도로부터 구한 다음과 같은 간략화된 식과 비교될 수 있다.

$$F_p = F_{fsc} + \frac{F_{tg}}{\sin \gamma} \quad (21)$$

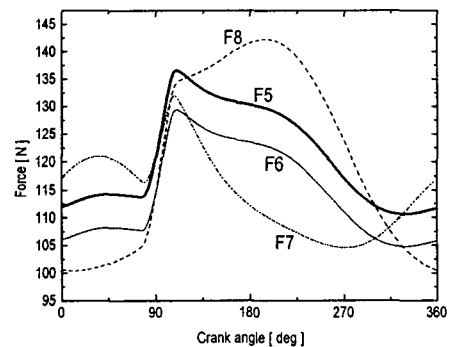
$$F_{cpt} = F_{tg} - F_{osc} \sin \gamma_s \quad (22)$$

$$F_{cpr} = F_{osc} \cos \gamma_s + \frac{F_{tg}}{\tan \gamma} \quad (23)$$

$$F_{sr} = -\frac{F_{tg}}{\tan \gamma} - F_{rg} \quad (24)$$



(a)



(b)

Fig. 10 (a) Freebody diagram of oldham ring(3), (b) oldham ring(4).

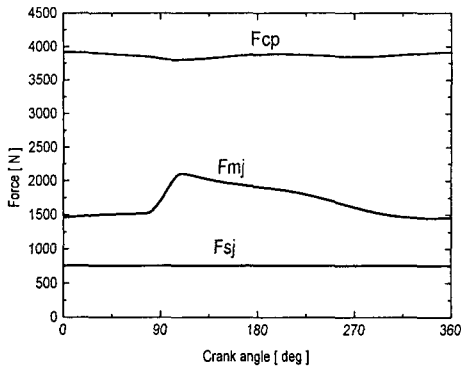


Fig. 11 Reactions on bearings.

이 식들로부터 양 부재의 랩간 접촉력  $F_{sr}$ 은 단지 가스력과만 연관되며 선회부재나 자유부재의 원심력은 개입되지 않음을 알 수 있다. 따라서 운전속도의 증대에 따른 선회부재의 원심력이 증가하는( $F_{osc} \propto \omega^2$ )경우나, 대용량이 됨으로써 선회부재의 크기가 커져서 원심력이 증가하는( $F_{osc} \propto m_{os}$ ) 경우 모두 반경방향 랩간 접촉력  $F_{sr}$ 의 크기에 영향을 주지 않는다. 그 대신 자유부재의 원심력은 파일럿 베어링에서 감당하며, 선회부재의 원심력은 크랭크 헤드부에서 감당한다.  $F_{sr}$ 을 줄여주려면 순응각  $\gamma$ 를 감소시켜 90°에 접근하게 해주면 된다. 이럴 경우 줄어든 만큼의 힘이  $F_{cp}$ 에 부과된다. 크랭크 헤드에 부과되는 선회부재의 원심력을 상쇄시키기 위해서는 크랭크축 상단에 균형추가 필요하다.(식(1)과 식(17)참조)

Fig. 10은 올담링 키에 작용하는 반력들을 보여준다. 이들 크기는 선회부재 원심력의 2% 수준에 불과하다. Fig. 11은 베어링 부하를 보여준다. 구동 베어링에 작용하는 힘  $F_{cp}$ 는 앞서 선회부재의 허브에 작용하는 각 분력의 합력과 같고, 저널 베어링 하중  $F_{mj}$ ,  $F_{sj}$ 도 각 분력의 합력을 나타낸다. 주저널 베어링 하중  $F_{mj}$ 가 구동 베어링 하중  $F_{cp}$  보다 상당히 작아진 것은 균형추의 효과이다(식(17)과 Fig. 6 참조). 이들 결과로부터 기계적 마찰손실이 일어나는 부위와 각 손실의 크기를 정리하면 다음의 Table 2와 같다.

Table 2 Breakdown of mechanical losses

location	reaction	fric. coeff.	velocit y	fric. loss(W)	%
axial contact of two scroll members	$F_s$	$\mu_s$	$r_s \omega$	235.35	24.70
radial contact of two scroll members	$F_{sr}$	$\mu_s$	$r_s \omega$	96.08	10.08
thrust on orbiting scroll	$F_d$	$\mu$	$r_c \omega$	175.24	18.40
oldham ring(3)	$F_1, F_2, F_3, F_4$	$\mu_0$	$u_{OR1}$	0.339	0.04
oldham ring(4)	$F_5, F_6, F_7, F_8$	$\mu_0$	$u_{OR2}$	0.48	0.05
pilot bearing	$F_p$	$\mu_p$	$r_p \omega$	135.84	14.26
crank head	$F_{cp}$	$\mu$	$r_{hub} \omega$	101.97	10.70
main journal bearing	$F_{mj}$	$\mu$	$r_{mj} \omega$	178.86	18.77
sub journal bearing	$F_{sj}$	$\mu$	$r_{sj} \omega$	28.6	3.00
total				952.747	100

축방향 밀봉력에 의한 마찰손실이 전체 기계적 손실의 24.7%로 제일 큰 부분을 차지하며 그 다음으로는 주 저널 베어링과 스러스트 베어링에서의 손실로 각각 18.77%와 18.4%를 차지한다. 축방향 밀봉력과 스러스트면에서의 손실은 축방향 순응력  $F_d$ 에 의해 지배되는데 이를 작게 해주려면  $F_d$ 를 감소시켜야 한다.  $F_d$ 의 감소는 랩 높이를 증가시켜 압축실 단면적을 줄여줌으로 얻을 수 있다. 하지만 랩 높이의 증가에는 여러 가지 설계 및 제조상의 제한이 따르게 되므로 어느 적정치를 선정할 수밖에 없다.

### 4.3 성능평가

본 동시선회 스크롤 압축기의 성능평가를 위해 각 항목별 손실을 전형적인 1냉동톤급 스크롤 압축기<sup>(6)</sup>의 해당 항목별 손실과 Table 3에 비교하여 나타내었다. 이때 모터손실과 유체저항손실은 양쪽 스크롤 압축기에서 각각 동일하다고 가정하였다. 동시선회 스크롤 압축기에서 기계적 손실이 종래의 스크롤에 비해 3.31% 정도 증가하였고, 이 증가분은 373 W에 해당한다. 이 가운데 자유부재의 선회운동이 일으키는 마찰손실이 135.8 W이며, 나머지 증가분 237 W의 상당 부분은 축방향 접촉마찰 손실과 스러스트 베어링 손실이 증대한 때문으로 여겨지므로  $F_d$ 의 감소를 통해 이러한 손실들은 감소를 꾀할 수 있다.



Table 3 Performance comparison of co-orbiting type scroll compressor with conventional one

		1 RT typical		10 RT	
		conventional scroll		co-orbiting scroll	
$W_c$		Watt	%	Watt	%
				759.72	100
	$W_{ad}$	546.2	71.89	7995.9	70.87
	$L_{gas-comp.}$	53.8	7.08	541.3	4.80
	$L_{mech}$	39.0	5.13	952.75	8.44
	$L_{flow}$	6.76	0.89	100.42	0.89
	$L_{motor}$	113.96	15.00	1692.41	15.00
$\dot{m}$ (kg/s)		0.01401		0.2012	
$Q_c$ (Btu/hr)		8159.6		117180.8	
EER		10.74		10.39	

반면 가스압축 손실은 2.28% 감소하였는데, 이는 동시선회 스크롤이라는 구조적 특징의 차이에 기인한 것이 아니고, 주로 토출 개시각 설정에 관련된 사항이다. 스크롤 압축기는 고정 체적비를 가지므로 설계시 이 고정 체적비를 어느 운전 조건에 맞추어 주느냐에 따라서 설계 운전 조건이 아닌 다른 조건에서 운전하는 경우 추가적인 가스압손실이 발생하는 것을 피할 수 없다. 동시선회 스크롤은 ASHRAE/T 조건에 맞춰 토출 개시각을 설정한 것이고, 비교 대상인 1냉동톤급 스크롤 압축기는 A/C 조건에 맞춰 설정된 것이므로 현 계산 조건인 ASHRAE/T 조건에서는 후자가 더 큰 가스 압축 손실을 보이게 된다. 전체적인 성능지수인 EER은 10.39로서 종래의 1냉동톤급 스크롤에 비해 3.3%정도 감소하였다.

## 5. 결론

두 개의 부재가 동시에 선회하는 동시선회 스크롤 압축기에 대한 성능해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 동시선회스크롤 압축기에서는 랩간 반경방향 접촉력에 운동부재들의 원심력이 작용하지

않으므로 가변속 운전이나 대용량에 적용하기 유리하다는 것을 확인하였다.

(2) 자유부재가 선회운동하는 등의 구조적인 차이로 인해 기계적 손실의 증가를 피할 수는 없으나, 실제 마찰손실 증가분에서 상당 부분이 기존의 마찰부위에서 발생하므로 선회 반경을 줄여 주는 등의 적정 설계를 통해 손실 증가분을 충분히 낮추어 줄 수 있다.

(3) 만약 기계적 마찰손실의 증가를 자유부재의 선회운동으로 인한 마찰손실로만 제한 시켜 줄 수 있다면, 전체 기계적 손실을 953 W에서 716 W로 감소시켜 줄 수 있고, 이는 종래 방식의 스크롤 압축기의 기계적 효율에 매우 접근하는 결과를 얻을 수 있어 결과적으로 EER상의 손실은 매우 적을 것으로 예상된다.

## 참고문헌

1. Young, N.O., 1975, Positive displacement scroll apparatus with axially radially compliant scroll member, US Patent 3,874,827
2. Bush, J.W., 1992, Method for dynamically balanced nested coupling mechanisms for scroll machines, US Patent 5,141,417
3. Bush, J.W., 1994, Dynamically balanced co-orbiting scrolls, US Patent 5,281,114
4. Bush, J.W. and Beagle, W.P., 1994, Co-orbiting scroll design and operational characteristics, Proc. of Intern. Comp. Eng. Conf. at Purdue, pp.187-192
5. Morishita, E., Sugihara, M., Inaba, T., Nakamura, T., and Works, W., 1984, Scroll compressor analytical model, Proc. of Intern. Comp. Eng. Conf. at Purdue, pp.487-495
6. 김현진, 김재호, 이진갑, 1998, 반경방향 순응 기구를 갖는 스크롤 압축기의 동적 거동, 공기조화 냉동공학 논문집, 제10권, 제1호, pp. 33-43