

배압실의 설계를 통한 상호회전 스크롤 압축기의 전복 모멘트 최소화

구인회* · 박진무**
(1999년 8월 23일 접수)

Minimization of Tilting Moment of Co-Rotating Scroll Compressor by Design of Back Pressure Chamber

In-Hwe Koo and Jin-Moo Park

Key Words: Scroll(스크롤), Compressor(압축기), Co-Rotating(상호회전), Tilting Moment(전복 모멘트), Overturning Moment(전복 모멘트), Tipping Moment(전복 모멘트), Minimization(최소화), Stability(안정성), Back Pressure Chamber(배압실)

Abstract

In a co-rotating scroll compressor, both scrolls rotate on their fixed axes contrary to the conventional orbiting type scroll machine. This implies fixed locations and directions of the gas pressure force and sealing force. Because the tilting moment is mainly caused by interplay between the resultant force of above forces and bearing reaction force, the variation during one cycle is relatively small. Under real operation, this moment is balanced by the restoring moment created by the reaction between the baseplate and thrust bearing or between the scroll tip and baseplate. If these reactions become too large, greater torque is required due to increased friction in addition to the wear of mating parts. Consequently, appropriate study and minimization of tilting moment is important in the design of scroll machines. In this study, taking into account of the small variation of tilting moment during one cycle, we minimize the moment and thrust bearing reaction force by a properly designed back pressure chamber. As a result, for both the driving and driven scrolls, the tilting moment and the reaction force of thrust bearing can be minimized. And the stability is improved for all cases.

기호설명

L_b : 스크롤과 배압실간의 거리
 M : 전복 모멘트(tilting moment)의 크기
 S : 안정성(stability)의 척도
 b : 배압실 (back pressure chamber)
 g : 구동 스크롤 (driving scroll)
 n : 피동 스크롤 (driven scroll)
 avr : 한 주기 동안의 평균치

org : 배압실 적용 전의 상태
 mdf : 배압실 적용 후의 상태
 ϵ : 구동 및 피동 스크롤간의 편심량
 η : 전복 모멘트의 방향
 η_b : 배압실의 각도
 μ : 마찰계수
 μ_o : $\mu \text{ sign}(\cos \theta)$
 μ_t : $\mu \text{ sign}(\sin \theta)$

1. 서론

기존의 선회형 스크롤 기구는 하나는 고정되어 있고 다른 하나는 이 고정부에 대하여 선회운동을 하는 스크롤이라는 두 개의 서로 끼워진 나선

* 회원, 고려대학교 대학원 기계공학과

E-mail : ovivo@bigfoot.com

TEL : (02)922-5153 FAX : 1-240-384-7243

** 회원, 고려대학교 기계공학과

의 상호 작용에 의하여 압축을 수행하는 기구를 말한다.⁽¹⁾ 이것은 1900년대 초 미국에서 처음으로 특허를 받았지만 고도의 정밀 가공을 요하는 기술이었기 때문에 당시에는 실용화되지 못하였다. 1980년대에 들어서 인류는 에너지 위기를 맞아 에너지 보존에 대한 인식을 새롭게 하게 되고 고효율, 소형, 경량 및 저소음 등의 시대적 요구에 부응하기 위하여 스크롤 압축기는 다시 주목을 받기 시작하였으며, 그 이후 이에 대한 많은 연구가 수행되어 왔다.⁽²⁾

최근에는 더욱 우수한 특성을 갖는 몇 가지 다른 형태의 스크롤 기구가 고안되었고,⁽³⁾ 본 연구에서는 그 중 상호회전 스크롤 압축기에 초점을 맞추기로 한다. E. Morishita 등은 스크롤 압축기의 반경방향 순응기구를 고려하지 않은 경우와 고려한 경우 각각에 대해 동역학 관계식을 이끌어 내어 그 거동에 대한 해석을 수행하였고,^(4,5) 상호회전 스크롤 기구를 제안하여 진공펌프와 팬에 적용하였으며,⁽⁶⁻⁸⁾ 이후 이를 압축기에 적용하였다.⁽⁹⁾ 또 H. Hasegawa 등은 상호회전 스크롤 압축기의 올덤 커플링이 존재하는 경우와 존재하지 않는 경우 각각에 대한 동역학 해석을 수행하였다.⁽¹⁰⁾ 상호회전 스크롤 압축기는 기존의 선회형과는 달리 두 개의 스크롤이 제 자리에서 회전을 한다. 이러한 특성으로 인하여 몇 가지 주목할 만한 잇점이 있는데, 그 중 가장 중요한 것은 가스력의 세 방향 성분 및 밀봉력이 작용하는 방향이 일정하게 유지된다는 것이다. 상호회전 스크롤 압축기는 이러한 특성으로 인하여 선회형에 비해 가스력과 밀봉을 제어하기가 용이하다. 특히 전복 모멘트는 스크롤 압축기의 안정성과 신뢰성에 큰 영향을 미치므로 이를 감소시키기 위한 많은 연구가 진행되고 있다. J. R. Williams 등은 전복 모멘트가 없는 스크롤 압축기를 제안하였다.⁽¹¹⁾ 이들은 가스력과 구동력의 작용점이 일치하지 않음으로 해서 모멘트 팔이 생겨 전복 모멘트가 발생한다는 근본적인 원인으로부터 접근 방법을 모색하였다. 이로 인하여 전복 모멘트를 획기적으로 감소시켰으며 압축기의 높이가 감소되었다는 측면에서 긍정적인 평가를 받을 수 있으나, 필연적으로 나선의 시작각의 크기가 증가하고, 이로 인하여 누설 통로의 길이가 길어지며, 같은 압축비를 구현하기 위해서는 하우징의 단면적이 커져야 하는 단점을 안고 있다.

본 연구에서는 구동 및 피동 스크롤의 동적 거동 해석 모델을 제시하였으며, 이 해석 결과를 이용하여 올덤 커플링이 존재하는 경우와 존재하지 않는 경우에 대하여 상호회전 스크롤 압축기의 트러스트 베어링 반력과 전복 모멘트를 평가하고, 이를 최소화하기 위하여 전술한 특징을 이용하여 배압실을 설계하였다. 배압실을 적용하기 전의 모델과 적용 후의 모델을 비교·검토함으로써 트러스트 베어링 반력과 전복 모멘트의 감소량 및 안정성의 개선 정도를 평가하였다.

2. 상호회전 스크롤 압축기

상호회전 스크롤 압축기는 크랭크 축과 직접 연결이 되어 있는 구동 스크롤 및 이와 ε 의 편심량을 가지고 결합되어 있는 피동 스크롤로 구성되어 있다. 구동 스크롤은 크랭크 축에 의하여 회전이 되며 피동 스크롤은 구동 스크롤에 의해 직접 회전력을 전달받던가, 아니면 올덤 커플링을 통해 회전력을 전달받는 두 가지 형태가 가능

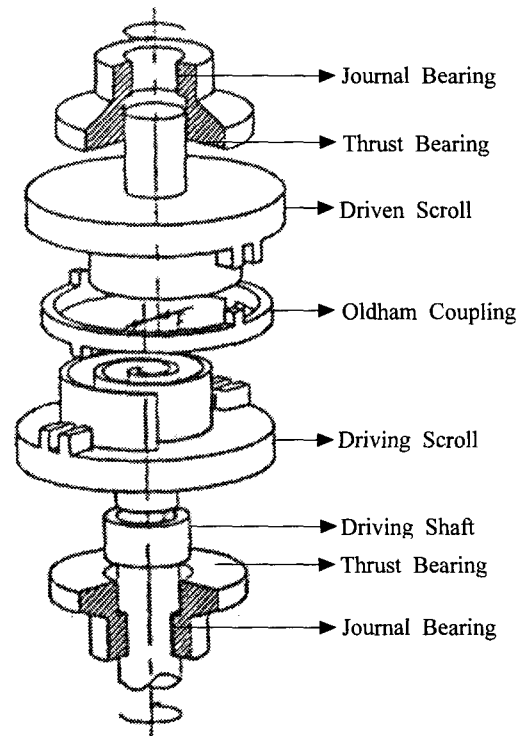


Fig. 1 Structure of co-rotating scroll compressor

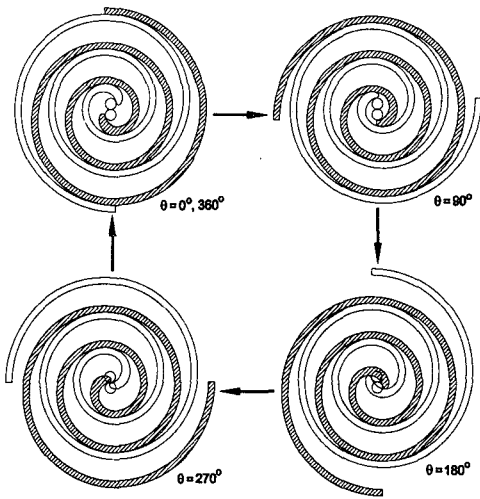


Fig. 2 Operation procedure

하다. Fig. 1은 그 구조를 나타낸 것이다. 상호회전 스크롤 압축기는 기존의 선회형 압축기와 비교해 볼 때, 두 가지 큰 차이점이 있다. 하나는 두 개의 스크롤이 모두 제자리에서 자전만을 수행한다는 것이고, 또 하나는 올댐 커플링이 없어도 구동이 가능하다는 것이다. 기존의 선회형 스크롤 압축기에서 올댐 커플링은 자전 방지 기구로서의 역할을 수행하였으나, 상호회전 스크롤 압축기에서는 편심량이 ϵ 으로 일정하게 유지되므로 올댐 커플링이 없어도 구동이 가능하며, 이 경우 올댐 커플링은 밀봉력의 크기를 감소시켜주고 피동 스크롤이 안정적으로 회전하는 것을 도와주는 역할을 한다. 그러나 올댐 커플링이 있는 경우와 없는 경우는 그 동적 거동에 많은 차이가 있다. 이는 올댐 커플링의 원심력 및 올댐 커플링과 양 스크롤과의 반력에 기인한 것이다. 올댐 커플링이 존재하지 않는 경우는 존재하는 경우에 비해 밀봉력이 크고 이로 인하여 전복 모멘트가 증가한다. Fig. 2는 상호회전 스크롤 압축기의 압축 과정을 도시한 것이다. 그림에서 볼 수 있듯이 상호회전 방식은 두 개의 스크롤이 자전을 한다는 측면에서 하나의 스크롤만이 공전을 하는 선회형과는 다르다. 이런 이유로 상호회전 스크롤 압축기는 몇 가지 주목할 만한 특징이 있다. 선회에 필요한 공간이 필요 없어서 선회형에 비해 하우징의 단면적을 감소시킬 수 있다. 편심되

어 회전하는 부분이 없기 때문에 균형추가 필요 없고, 이는 압축기의 경량화를 가능하게 한다. 밀봉력이 압축기의 동작 속도와 무관하므로 인버터 방식에 적용되었을 경우 밀봉력의 제어가 용이하다. 가장 중요한 것은 가스력의 세 방향 성분 및 밀봉력이 작용하는 방향이 변하지 않으므로 이의 제어가 용이하며, 이는 설계 엔지니어에게 상당히 유용한 특징이다.

3. 전복 모멘트의 해석

전복 모멘트는 가스력과 밀봉력의 벡터합 및 베어링 반력의 상호작용에 의해 주로 발생한다. 이 모멘트는 경관과 트러스트 베어링의 반력 혹은 스크롤 깃의 끝단과 상대편 스크롤의 경관간의 반력에 의해 발생하는 복원 모멘트에 의하여 평형이 유지된다. 만약 이러한 반력이 과도하게 작용하면 마찰에 의한 저항력이 증가하고 이로 인하여 구동에 필요한 동력이 증가하며, 금속간의 직접 접촉에 의한 마모를 유발하여 결국 안정적인 운전이 어려워진다. 따라서 전복 모멘트의 해석 및 최소화는 스크롤 압축기의 설계에 있어서 중요한 부분을 차지하고 있다.

기존의 선회형 스크롤 압축기는 전복 모멘트 발생의 원인이 되는 가스압 및 밀봉력의 방향이 스크롤이 선회함에 따라 지속적으로 변화한다. 그러나 상호회전형 스크롤 압축기에서는 이러한 힘들이 작용하는 방향 및 위치가 Fig. 6과 Fig. 8의 original의 경우에서 나타난 것과 같이 거의 변화가 없다. 실제 이 각각의 힘들의 방향은 전혀 변화가 없지만 그 크기가 약간씩 변해서 전체 전복 모멘트의 크기가 약간씩 변하는 것을 알 수 있다. 본 연구에서 사용한 동역학 모델링 및 관계식은 H. Hasegawa⁽¹⁰⁾의 논문을 참고하여 본 연구에 사용된 모델에 적용한 것이며, 크랭크 축, 구동 및 피동 스크롤, 올댐 커플링을 포함하는 동역학 모델을 구성하여 그 해석을 수행하였다. Fig. 3과 Fig. 4는 각각 구동 및 피동 스크롤의 동역학 모델을 제시한 것이다.

식 (1)과 (2)는 구동 스크롤의 x 및 y 방향의 전복 모멘트 성분을 나타낸 것이다.

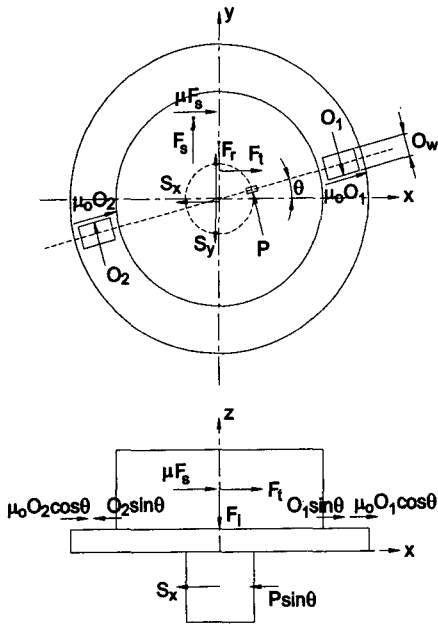


Fig. 3 Model of driving scroll

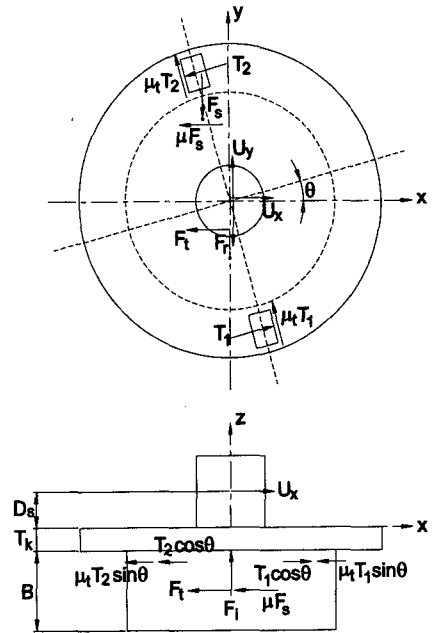


Fig. 4 Model of driven scroll

$$(M_{gx})_{org} = -F_i \frac{\epsilon}{2} - (F_r + F_s) \left(T_k + \frac{B}{2} \right) + (P \cos \theta - S_y) D_s + ((O_1 - O_2) \cos \theta - \mu_o (O_1 + O_2) \sin \theta) \left(\frac{O_h}{2} + T_k \right) \quad (1)$$

$$(M_{gy})_{org} = (F_t + \mu F_s) \left(T_k + \frac{B}{2} \right) + (P \sin \theta + S_x) D_s + ((O_1 - O_2) \sin \theta + \mu_o (O_1 + O_2) \cos \theta) \left(\frac{O_h}{2} + T_k \right) \quad (2)$$

여기서 F_r , F_t , F_s 는 각각 반경방향, 원주방향 및 축방향 가스력을 의미하며, 이 중 F_t 는 트러스트 베어링 반력과 같은 값을 갖는다. F_s 는 밀봉력을, P 는 크랭크 축에 의해서 키에 전달된 힘을 나타낸다. O_1 , O_2 는 올댐 커플링과의 반력을, S_x , S_y 는 크랭크 축과의 반력을 나타낸다. 또, D_h , T_k , B 는 Fig. 4에 도시된 것과 같으며, O_h 는 올댐 커플링 키홈의 깊이를 나타낸다.

식 (3)과 (4)는 각각 구동 스크롤에 작용하는 전복 모멘트의 크기와 방향을 나타낸 것이다.

$$M_g = \sqrt{M_{gx}^2 + M_{gy}^2} \quad (3)$$

$$\eta_g = \tan 2^{-1}(M_{gx}, M_{gy}) \quad (4)$$

식 (5)~(8)은 이와 유사한 방법으로 파동 스크롤의 x 및 y 방향 전복 모멘트 성분과 그 크기 및 방향을 나타낸 것이다.

$$(M_{nx})_{org} = -F_i \frac{\epsilon}{2} - (F_r + F_s) \left(T_k + \frac{B}{2} \right) - U_y D_s + ((T_1 - T_2) \sin \theta + \mu_t (T_1 + T_2) \cos \theta) \left(\frac{O_h}{2} + T_k \right) \quad (5)$$

$$(M_{ny})_{org} = (F_t + \mu F_s) \left(T_k + \frac{B}{2} \right) + U_x D_s - ((T_1 - T_2) \cos \theta - \mu_t (T_1 + T_2) \sin \theta) \left(\frac{O_h}{2} + T_k \right) \quad (6)$$

여기서 T_1 , T_2 는 파동 스크롤과 올댐 커플링 간의 반력을 나타내며, U_x , U_y 는 저널베어링의 반력을 나타낸다.

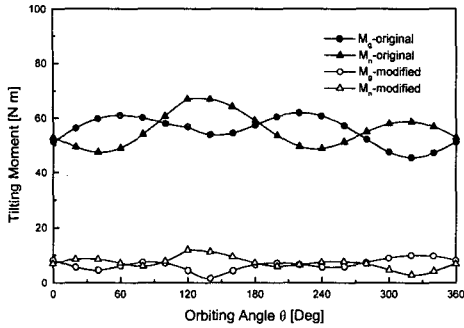


Fig. 5 Magnitude of tilting moment with oldham coupling

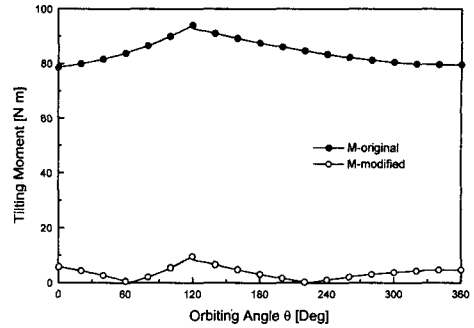


Fig. 7 Magnitude of tilting moment without oldham coupling

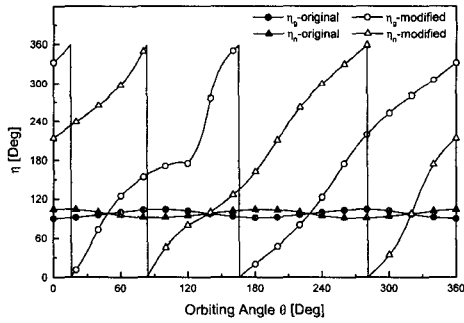


Fig. 6 Direction of tilting moment with oldham coupling

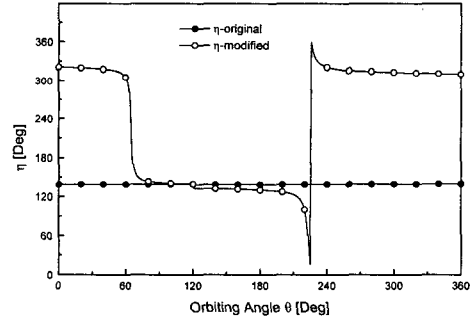


Fig. 8 Direction of tilting moment without oldham coupling

$$M_n = \sqrt{M_{nx}^2 + M_{ny}^2} \quad (7)$$

$$\eta_n = \tan 2^{-1}(M_{nx}, M_{ny}) \quad (8)$$

위의 값들은 한 주기 동안의 등역학 관계식을 풀어서 나온 결과를 이용하였으며, Fig. 5 ~ Fig. 8에 그 결과를 도시하였다. Fig. 5와 Fig. 6의 original은 올덤 커플링이 존재하는 경우, 구동 및 피동 스크롤에 작용하는 전복 모멘트의 크기와 방향을 나타낸 것이며, Fig. 7과 Fig. 8은 올덤 커플링이 없는 경우를 나타낸 것이다. 이 두 경우 모두 방향의 변화는 극히 미미한 것을 알 수 있다. 또 올덤 커플링이 존재하는 경우 구동 스크

롤과 피동 스크롤에 작용하는 전복 모멘트는 그 크기와 방향이 서로 다른 반면에 올덤 커플링이 없는 경우는 이 두 값이 일치한다.

4. 전복 모멘트의 최소화

위의 결과로부터 한 주기 동안에 전복 모멘트의 크기와 방향은 그 변화 폭이 작음을 알 수 있었다. 이는 만약 전복 모멘트를 상쇄할 수 있을 정도의 일정한 크기와 방향을 갖는 복원 모멘트를 가해 줄 수 있다면, 전복 모멘트를 충분히 감소시킬 수 있다는 의미를 내포하고 있다. 본 연구에서는 트러스트 베어링 반력 및 전복 모멘트를 상쇄시킬 수 있도록 배압실을 설계하였다. 배

압실은 축방향 가스력을 상쇄할 수 있는 면적을 가져야 하며 이 배압실에 의해 발생한 축방향 힘은 스크롤 경판과 트러스트 베어링 혹은 스크롤 경판과 상대편 스크롤의 갭 끝단간의 반력의 형태로 나타난다.

$$A_b = \frac{(F_i)_{avr}}{P_d - P_s} \quad (9)$$

식 (9)의 A_b , P_d , P_s 는 각각 배압실의 면적, 토출구 및 흡입구의 냉매 가스의 압력을 나타낸다. 본 연구에서는 흡입 냉매가 압축기 내부를 채우고 있다고 가정하였으며, 배압실은 토출구와 연결되어 그 냉매 가스의 압력은 토출구와 같다고 가정하였다. A_b 의 면적을 갖는 배압실은 전복 모멘트를 상쇄시킬 수 있도록 적절한 위치에 존재하여야 하기 때문에 그 도심은 스크롤의 회전 중심과 일치하지 않는다.

$$L_{bg} = \frac{(M_g)_{avr}}{(F_i)_{avr}} \quad (10)$$

$$\eta_{bg} = (\eta_g)_{avr} - 90^\circ \quad (11)$$

$$L_{bn} = \frac{(M_n)_{avr}}{(F_i)_{avr}} \quad (12)$$

$$\eta_{bn} = (\eta_n)_{avr} + 90^\circ \quad (13)$$

식 (10)의 L_{bg} 는 구동 스크롤의 회전 중심과 배압실의 도심과의 거리를 나타내며, 이는 복원 모멘트의 크기를 결정짓는 모멘트 팔의 길이를 의미한다. 식 (11)의 η_{bg} 는 x 축에서 스크롤의 회전 중심과 배압실의 도심을 잇는 선까지의 각을 나타내며 복원 모멘트가 전복 모멘트를 상쇄시킬 수 있도록 그 방향을 결정짓는 요소이다. 식 (12)와 (13)은 피동 스크롤의 경우를 나타내며, Fig. 9는 배압실의 위치를 도시한 것이다.

식 (14) ~ (17)은 위에서 언급한 배압실을 적용했을 경우에 전복 모멘트의 x 및 y 방향 성분을 나타낸 것이며, 그 크기와 방향은 식 (3), (4), (7), (8)로부터 얻을 수 있다.

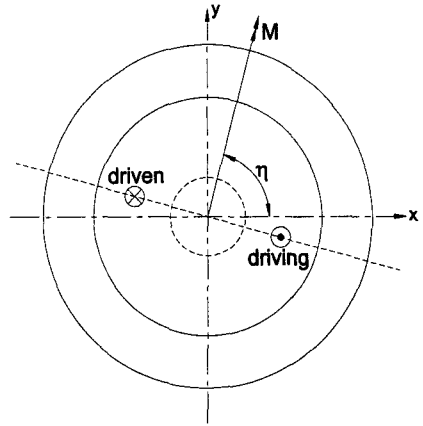


Fig. 9 Locations of back pressure chambers

$$(M_{gx})_{mdf} = (M_{gx})_{org} + (F_i)_{avr} L_{bg} \sin(\eta_{bg})_{avr} \quad (14)$$

$$(M_{gy})_{mdf} = (M_{gy})_{org} - (F_i)_{avr} L_{bg} \cos(\eta_{bg})_{avr} \quad (15)$$

$$(M_{nx})_{mdf} = (M_{nx})_{org} - (F_i)_{avr} L_{bn} \sin(\eta_{bn})_{avr} \quad (16)$$

$$(M_{ny})_{mdf} = (M_{ny})_{org} + (F_i)_{avr} L_{bn} \cos(\eta_{bn})_{avr} \quad (17)$$

이상의 과정을 거쳐 얻은 결과로부터 배압실 적용 전·후의 안정성을 비교·평가하기 위해서는 이를 수치화해 주는 것이 필요하므로, 안정성의 척도를 나타내는 무차원 수 S 를 도입하였다.⁽¹²⁾ 축방향 하중이 작용하는 위치가 회전축으로부터 r_m 만큼 떨어져 있다고 하면 이는 M/F_i 와 같고, 트러스트 베어링의 외반경 r_i 와 이의 비를 무차원 수 S 라고 한다.

$$S = \frac{r_m}{r_i} = \frac{M}{F_i \cdot r_i} \quad (18)$$

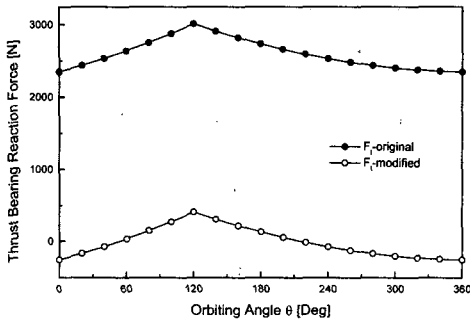


Fig. 10 Thrust bearing reaction force

이 값이 작을수록 안정적인 계가 된다는 것을 의미하며, 압축기가 안정적으로 작동하기 위해서는 $S < 1$ 이 성립하여야 한다.

5. 결과 및 고찰

Fig. 5는 올댐 커플링이 존재하는 경우의 전복 모멘트의 크기를 나타내며, Fig. 6은 그 작용 방향을 나타낸다. Fig. 7과 Fig. 8은 올댐 커플링이 존재하지 않는 경우의 전복 모멘트의 크기와 방향을 나타낸다. 그림에서 알 수 있듯이 위에서 언급한 배압실을 적용했을 때, 올댐 커플링이 존재하는 경우 구동 스크롤의 전복 모멘트는 78.0% 이상 감소하였고 피동 스크롤의 경우 81.8% 이상 감소하였다. 올댐 커플링이 존재하지 않는 경우 구동 및 피동 스크롤 공히 89.8% 이상의 전복 모멘트 감소 효과를 보였다. 전복 모멘트의 감소율은 올댐 커플링이 존재하지 않을 경우가 더 크며, 이는 그 밀봉력이 올댐 커플링이 존재하는 경우에 비해서 더 크기 때문이다. 이와 대조적으로 전복 모멘트가 작용하는 방향은 배압실을 적용한 후 그 변화 폭이 크게 증가한 것을 알 수 있지만, 압축기의 작동 중 문제가 발생할 소지가 있는 것은 전복 모멘트의 크기이므로 무시할 수 있다.

배압실을 적용하기 전에는 축방향 가스력이 모두 트러스트 베어링 반력의 형태로 나타나지만, 적용 후 Fig. 10에서 볼 수 있듯이 86.5% 이상의 반력이 감소한 것을 알 수 있었다. 이 그림에서

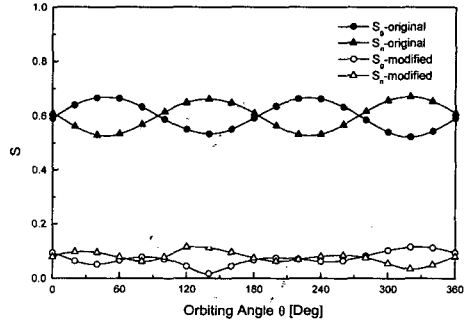


Fig. 11 Stability parameter S for cases with oldham coupling

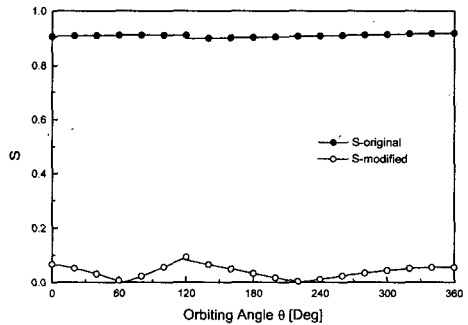


Fig. 12 Stability parameter S for cases without oldham coupling

양의 값은 스크롤 경판과 트러스트 베어링의 상호작용에 의한 반력을 나타내며, 음의 값은 스크롤 끝단과 상대편 스크롤 경판간의 반력을 나타낸다.

Fig. 11과 Fig. 12는 각각 올댐 커플링이 존재하는 경우와 존재하지 않는 경우의 안정성을 나타낸 것이다. S는 안정성을 나타내는 척도이며 이 값이 올댐 커플링이 존재하는 경우 구동 및 피동 스크롤 각각에 대하여 78.0% 및 81.8% 이상 감소하였고, 존재하지 않는 경우 89.8% 이상 감소하였다.

이상과 같이 상호회전 스크롤 압축기의 트러스트 베어링 반력과 전복 모멘트를 최소화하였다.

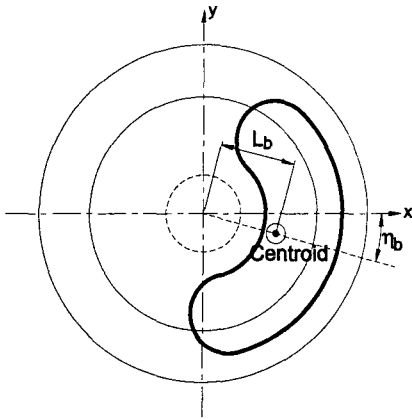


Fig. 13 Location and shape of back pressure chamber

그러나 만약 배압실의 면적이 너무 크거나 혹은 스크롤의 회전 중심에서 너무 멀리 떨어져 있으면, 배압실이 스크롤 경판에 위치할 수 없게 되어 실질적인 적용이 불가능하게 된다. 따라서 본 연구에서는 배압실의 대략적인 크기 및 그 위치에 대해 검토해 보았다. 그 결과 Fig. 13에 도시한 바와 같이 본 연구에서 사용한 적용 예의 경우는 배압실의 면적 및 위치가 적절한 것으로 판단되었다.

6. 결론

본 연구는 스크롤 압축기의 구동에 악영향을 미칠 수 있는 전복 모멘트의 최소화에 그 목적을 두고 있다. 상호회전 스크롤 압축기는 몇 가지 주목할 만한 특성이 있는데, 이 중 가장 중요한 것은 가스력의 세 방향 성분과 밀봉력이 작용하는 위치 및 방향이 변하지 않는다는 것이다. 전복 모멘트는 주로 가스력 및 밀봉력의 벡터합과 트러스트 베어링 반력간의 상호작용에 의해 발생하며 한 주기 동안의 그 크기의 변화 폭은 매우 작다. 본 연구에서는 상호회전 스크롤 압축기의 이와 같은 특성을 이용하여, 전복 모멘트와 트러스트 베어링 반력을 동시에 상쇄할 수 있는 배압실을 설계하였다. 배압실의 면적은 축방향 가스력을 상쇄할 수 있는 크기를 가져야하며, 그 위치는 전복 모멘트를 상쇄할 수 있어야 한다. 이

경우 배압실의 면적과 위치만이 의미를 가지며 그 형상은 아무 영향도 주지 않는다.

그 결과 올댐 커플링이 존재하는 경우와 올댐 커플링이 존재하지 않는 경우 모두에서 구동 및 피동 스크롤의 트러스트 베어링 반력과 전복 모멘트 감소 효과를 볼 수 있었으며, 안정성의 척도인 S값 역시 뚜렷한 감소현상을 보여 안정성의 향상을 기대할 수 있었다.

후 기

본 연구는 1998년도 한국학술진흥재단 대학부설연구소과제 연구비에 의하여 연구되었음.

참고문헌

- (1) John E. McCullough, Fritz Hirschfeld, 1979, "The Scroll Machine-An Old Principle with a New Twist," *Mechanical Engineering*, December, pp. 46~51.
- (2) Naoshi Uchikawa, Hirokiyo Terada, Tetsuya Arata, 1987, "Scroll Compressor for Air Conditioner," *Hitachi Review*, Vol. 36, No. 3, pp. 155~162.
- (3) Zhenquan Liu, Tadashi Yanagisawa, 1998, "New Mechanical Model for the Scroll Mechanism and its Mechanical Analysis," *Proceedings of the 1998 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 507~512.
- (4) Etsuo Morishita, Masahiro Sugihara, Toshiyuki Nakamura, 1986, "Scroll Compressor Dynamics (1st Report, The Model for the Fixed Radius Crank)," *Bulletin of JSME*, Vol. 29, No. 248, pp. 476~482.
- (5) Etsuo Morishita, Masahiro Sugihara, Tsutomu Inaba, Tadashi Kimura, 1986, "Scroll Compressor Dynamics (2nd Report, The Compliant Crank and the Vibration Model)," *Bulletin of JSME*, Vol. 29, No. 248, pp. 483~488.
- (6) Etsuo Morishita, Yoshihisa Kirota, Takuta Suganami, Sakuei Yamamoto, Mitsuhiro Nishida, 1988, "Rotating Scroll Vacuum Pump," *Proceedings of the 1988 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 198~205.

- (7) 森下悦生, 菅波拓也, 西田光博, 木藤良善久, 山本作衛, 藤井好三郎, 1988, "스크롤真空ポンプの研究," 日本機械学会論文集(B編), 54巻, 498号, pp. 410~413.
- (8) 森下悦生, 角田昌之, 1988, "스크롤ファンおよびブロワの研究," 日本機械学会論文集(B編), 54巻, 498号, pp. 442~445.
- (9) Etsuo Morishita, Mutsuo Sekiya, Osamu Yatsuki, 1994, "A Co-Rotating Scroll Compressor for Positive Displacement and Centrifugal Dual-Mode Operations," *Proceedings of the 1994 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 671~676.
- (10) Hiroshi Hasegawa, Mitsuhiro Ikoma, Fumitoshi Nishiwaki, Terumaru Harada, Hidenobu Shintaku, 1998, "Dynamic Analysis of a Co-Rotating Scroll Compressor," *Proceedings of the 1998 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 643~648.
- (11) John R. Williams, Joe T. Hill, Gene M. Field, 1998, "Scroll Compressor with No Tipping Moment," *Proceedings of the 1998 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 743~748.
- (12) Etsuo Morishita, Masahiro Sugihara, Tsutomu Inaba, Toshiyuki Nakamura, 1984, "Scroll Compressor Analytical Model," *Proceedings of the 1984 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 487~495.