

로터리 컴프레서의 축계 진동해석

정의봉*, 0김태학**, 이현욱***, 박영도***

Vibration Analysis of Rotor System for Rotary Compressor

Weui-Bong Jeong, Tae-Hak Kim, Hyun-Wook Lee and Young-Do Park

ABSTRACT

Large dynamic loads act on the rotor in rotary compressors. There are unbalance forces due to eccentric rotation parts and gas forces induced by the difference in pressure between compression and suction gases. Rotor-journal bearing system is nonlinear since the stiffness and damping coefficients of the lubricating oil film are not constant in the bearings. In this paper, the program for predicting the behaviors of rotor-journal bearing system of rotary compressor is developed. Finite element modeling is used to analyze the flexible rotor. The numerical results are compared with experimental results. The location of balancer weight are suggested for reducing rotor whirling displacement.

1. 서 론

로터리 컴프레서는 압축 작용시 가스압력에 의한 가스힘, 축계의 편심에 따른 원심력, 저널 베어링의 유막의 비선형 반력 등의 기진력이 발생한다. 회전체-저널 베어링계는 베어링의 유막의 강성과 감쇠가 변위, 속도 등에 변하기 때문에 비선형이 된다. 특히 인버터형 컴프레서에서는 고속 회전시 더욱 큰 기진력을 유발시키며 회전체는 큰 탄성체 변형을 일으켜 진동, 소음 발생 원인이 되며 베어링 힘의 증대로 마모를 일으켜 고장의 원인이 되기도 한다.

본 연구에서는 회전체-저널 베어링계의 회전체의 회전에 따른 기진력과 회전체 변위 응답을 예측하고 이에 회전체 변위 응답을 회전수 변동에 따른 실험으로 검증하였다. 그리고 기존의 밸런서 위치

를 변화시킴으로서 회전체의 휘돌림 변위를 저감하였다.

2. 발생력 해석

2.1 저널 베어링 반력 해석

Fig. 1과 같은 저널 베어링에서 원주 방향으로 유막두께의 압력구배는 short 베어링 이론에 의하여 무시할 수 있으므로 유막두께에 대한 Reynolds 방정식은 다음과 같다⁽¹⁾.

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(h_i^3 \frac{\partial p_i}{\partial z} \right) = 6 \omega \mu_i \frac{\partial h_i}{\partial \theta} + 12 \mu_i \frac{\partial h_i}{\partial t} \quad (1)$$

여기서 i 는 베어링의 번호이고, p_i 는 압력이고, μ_i 는 점성계수이고, c_i 는 반경틈새이며, ω 는 회전각 속도이다. 유막두께 h_i 를

$$h_i(\theta) = c_i - x_n \cos \theta - y_n \sin \theta \quad (2)$$

로 가정하고 경계조건 $z = 0, L_i$ 일 때 $p_i(\theta) = 0$ 을 고려하여 식 (1)에 대입하면 원주방향 θ 에 대한 압력분포 $p_i(\theta)$ 는

$$p_i(\theta) = 3 \mu_i Z(Z - L_i) f_p(\theta) \quad (3)$$

* 부산대학교 공과대학 기계공학과부

** 부산대학교 대학원

*** LG전자(주)

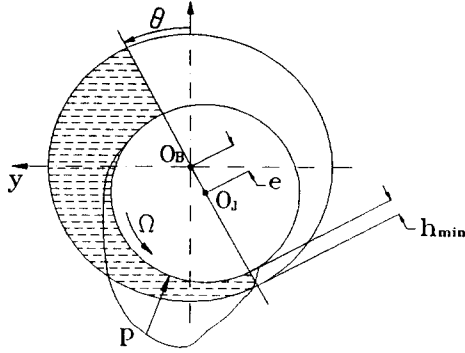


Fig. 1 Journal bearing equilibrium position

단,

$$f_p(\theta) = \frac{1}{(c_i - x_n \cos \theta - y_n \sin \theta)^3} \{ \omega(x_n \sin \theta - y_n \cos \theta) - 2(\dot{x}_n \cos \theta - \dot{y}_n \sin \theta) \}$$

가 된다. 여기서 L_i 는 베어링의 길이이다. 베어링 반력은 식 (3)으로 주어지는 압력분포를 원주방향 θ 에 대하여 적분하면 다음과 같이 구해진다.

$$F_B = \frac{1}{2} R_{Bi} \mu_i L_i^3 \int_{\theta_1}^{\theta_2} f_p(\theta) e^{i\theta} d\theta \quad (4)$$

여기서, R_{Bi} 는 i 번째 베어링의 회전체 반경이다. 이 때 적분구간 θ_1, θ_2 는 베어링 압력이 영이 되는 값이므로 다음과 같이 주어진다.

$$\tan \theta = \frac{(\omega y + 2\dot{x})}{(\omega x - 2\dot{y})} \quad (5)$$

음의 압력 구간은 실제로는 공동현상이 발생하여 대기압($p=0$)이 되므로 적분 구간은 양의 압력을 갖는 구간으로 취한다.

2.2 가스력 해석

Fig. 2와 같은 실린더 내의 압축과 흡입과정에 있는 blade로 나누어지는 두 cell의 합력 차에 의하여 발생하는 가스력은 다음과 같이 가정할 수 있다⁽²⁾.

$$F_G(\psi) = 2(p(\psi) - p_s) h_c R_r \sin\left(\pi - \frac{\varphi}{2}\right) e^{j\frac{\varphi}{2}} \quad (6)$$

여기서, $\varphi = 2\pi - \psi$ 이고, p_s 는 흡입압력이며, h_c 는 실린더의 높이, R_r 는 rolling piston의 반경이다. 가스가 $\psi = 0$ 에서부터 단열과정으로 압축될 때, $p(\psi)$ 는 다음과 같다.

$$p(\psi) = \begin{cases} p_s \left(\frac{V_s}{V(\psi)}\right)^\gamma & p(\psi) < p_d \\ p_d & p(\psi) \geq p_d \end{cases} \quad (7)$$

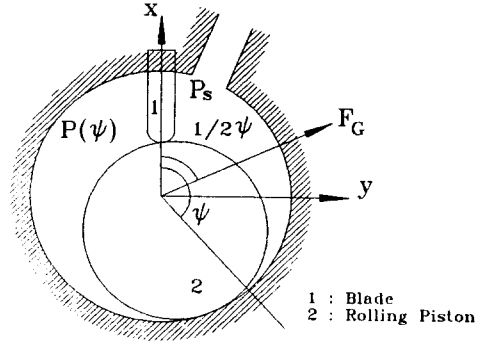


Fig. 2 Compression Unit Model

여기서 γ 는 비열비, p_d 는 배출압력, $V_s = V(0)$ 이다. 그리고 $V(\psi)$ 는 다음과 같다.

$$V(\psi) = \frac{1}{2} h_c R_c^2 f(\psi) \quad (8)$$

단,

$$f(\psi) = (1-a^2)\varphi - \frac{1}{2}(1-a)^2 \sin(2\varphi) - a^2 \sin^{-1}\left\{\left(\frac{1}{a}-1\right)\sin\varphi\right\} - a(1-a)\sin\varphi \sqrt{1 - \left\{\left(\frac{1}{a}-1\right)\sin\varphi\right\}^2}$$

여기서, $a=R_r/R_c$ 이며 R_c 는 실린더의 내경이다.

2.3 불평형력 해석

로터리 컴프레서에는 Rolling Piston이 편심 되어 있으며, 이 불평형을 줄이기 위하여 밸런서가 설치 되어 있다. 회전속도 ω 로 회전하는 Rolling Piston과 밸런서에 의한 불평형력은 아래와 같이 가정할 수 있다.

$$F_U = \sum_j m_j r_j \omega^2 e^{j(\psi + \varphi_j)} \quad (9)$$

여기서, m_j 는 불평형 질량이며, r_j 는 편심반경이며, ψ 는 회전체의 회전각도이고, φ_j 는 위상차이다.

3. 회전체-베어링계의 동적해석

회전체의 비틀림과 축방향 진동을 무시하고 횡진동만 고려하면, 회전체의 유한요소 모델은 Fig. 3과 같이 보요소로 가정할 수 있으므로 각 요소에 대한 모델링⁽³⁾을 회전체 전체계에 대하여 합성하면 다음과 같은 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x\} = \{F(x, y, \dot{x}, \dot{y}, t)\} \quad (10)$$

4. 해석결과

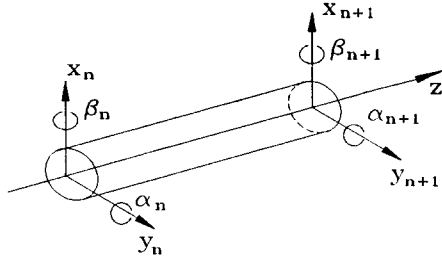


Fig. 3 Finite element of rotor model

우변의 $(F(x, \dot{x}, y, \dot{y}, t))$ 는 회전체에 작용하는 발생기전력의 함으로

$$\begin{aligned} (F(x, y, \dot{x}, \dot{y}, t)) = & \{F_B(x, \dot{x}, y, \dot{y}, t)\} \\ & + \{F_G(t)\} + \{F_U(t)\} \end{aligned} \quad (11)$$

이다. 여기서 $(F_B(x, \dot{x}, y, \dot{y}, t))$ 는 식 (4)으로 주어지는 베어링의 반력이고, $\{F_G(t)\}$ 는 식(6)으로 주어지는 컴프레서의 가스력이고, $\{F_U(t)\}$ 는 컴프레서 피스톤 부와 밸런서에 의한 원심력으로 식 (9)으로 주어진다.

식 (10)으로 주어지는 회전체-저널 베어링계의 운동방정식을 다음과 같이 모드좌표로 변환한다.

$$\{x(t)\} = [\Phi] \{q(t)\} \quad (12)$$

여기서 $\{x(t)\}$ 는 계의 물리좌표($n \times 1$), $[\Phi]$ 는 저차 p개의 고유모드 벡터($n \times p$)이며, $\{q(t)\}$ 는 모드좌표($p \times 1$)이다. 식(12)을 식(10)에 대입하여 모드좌표로 변환하면 다음과 같이 비연성화된 운동방정식이 된다.

$$\begin{aligned} [\Phi]^T [M] [\Phi] \{\ddot{q}(t)\} + [\Phi]^T [K] [\Phi] \{q(t)\} \\ = [\Phi]^T \{F(x, y, \dot{x}, \dot{y}, t)\} \end{aligned} \quad (13)$$

고유벡터의 직교성으로부터

$$[\Phi]^T [M] [\Phi] = [I] \quad (14)$$

이 되도록 정규화 하면

$$[\Phi]^T [K] [\Phi] = [\Omega^2] \quad (15)$$

이므로 식 (13)은

$$\{\ddot{q}(t)\} + [\Omega^2] \{q(t)\} = [\Phi]^T \{F(x, y, \dot{x}, \dot{y}, t)\} \quad (16)$$

가 된다. 여기서 $[\Omega^2] = \text{diag}(\omega_1, \dots, \omega_p)$ ($p \times p$)인 대각행렬이며, ω_i 는 i 차 고유진동수이다.

시뮬레이션에서 이용한 회전체-저널 베어링계의 해석 모델은 Fig. 4와 같으며 상부베어링은 2개의 베어링으로 가정하였다. 회전 각속도는 150Hz로 하였다. 회전체의 변위가 변하면 저널베어링의 압력분포가 변하므로 매 단계마다 식 (3)의 베어링의 반력을 다시 계산해야 하는데 적분에 걸리는 시간을 단축시키기 위하여 Gauss 적분법을 이용하였다. 식 (16)을 4차 Runge Kutta법에 의하여 수치적분하였다.

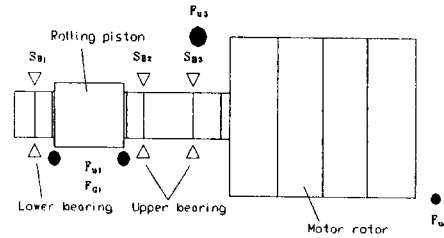


Fig. 4 Analysis Models

이러한 조건하에서 모델 해석 결과는 Fig. 5 ~ Fig. 9와 같다. Fig. 5는 실린더 내 피스톤에 의한 가스력이다. $\psi = 220^\circ$ 일 때 Y축에 대한 가스력이 최대임을 알 수 있다. 또한 이 때 가스의 압력이 최대가 되며 가스의 배출이 시작된다. Fig. 6은 베어링에서의 매 회전시 각 베어링의 가운데 부분 ($z = L_i/2$)에서의 압력분포의 변화를 나타낸다. 각 그림은 $\psi = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$ 일 때 생성되는 경계 조건 θ_1, θ_2 의 변화를 표시하며, z축은 유막의 압력분포의 크기를 표시하였다. 베어링 3부분의 압력은 ψ 의 위상으로 θ 방향으로 이동하며 진 영역에서 발생한다. 이는 베어링 3부분의 회전체 궤적이 베어링 내면을 따라 휘돌림 하기 때문이다. 베어링 1부분의 분포되는 압력은 300° 에서 220° 구간에서 주로 발생한다. Fig. 7은 각 분포 압력을 적분하여 베어링의 반력을 나타내었다. Fig. 8은 베어링 지지부에서의 회전체의 정상상태에서의 궤적이다. 베어링 1, 2부분의 회전체 중심은 편심 되어 있으며, 타원형태의 궤적을 그린다. 베어링 3부분의 궤적은 정원에 가까운 형태의 궤적을 보이며, 이는 베어링 1부분이 가스력의 영향을 많이 받기 때문이고, 베어링 3부분은 불평형력의 영향을 많이

받기 때문에 원형계적을 그린다. Fig. 9는 로터리 컴프레서의 해석에 의해서 얻어진 회전체의 계적을 각각 x 방향과 y 방향에 대하여 나타내었다. $\psi=0^\circ, 90^\circ, 180^\circ$ 와 270° 일 때의 회전체 중심의 위치를 나타내고 있으며, 굽힘변형과 함께 휘돌림 하는 것을 볼 수 있다. 특히 모터 회전체부분이 변형과 휘돌림이 크울 알 수 있다. 이것은 베어링 3 부분으로부터 가장 먼 위치인 모터 회전체의 끝부분의 밸런서에 기인한 것이다. 즉, 모터 회전체는 불평형력에 기인된 굽힘 모멘트에 의해서 가장 큰 굽힘변형이 일어남을 의미한다. 반경 방향의 휘돌림 최대 반경은 0.192mm 이며, 베어링 1과 베어링 2 사이의 회전체의 움직임은 모터 회전체의 굽힘변형에 의해서 가장 영향을 많이 받는다. 베어링 3번은 베어링 1, 2번과 위상이 반대임을 알 수 있다.

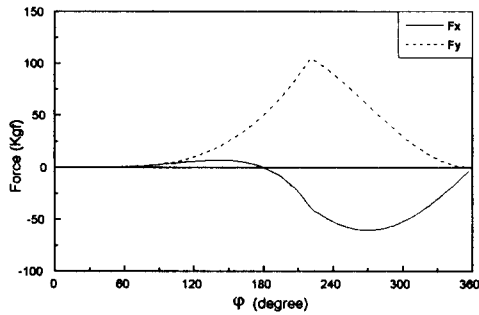
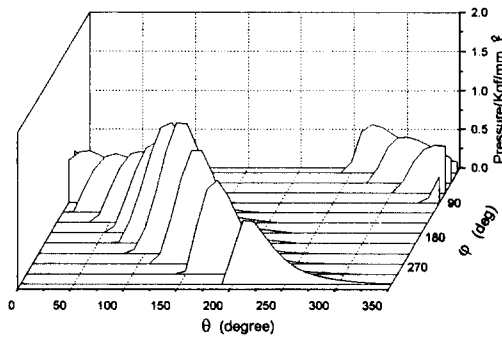
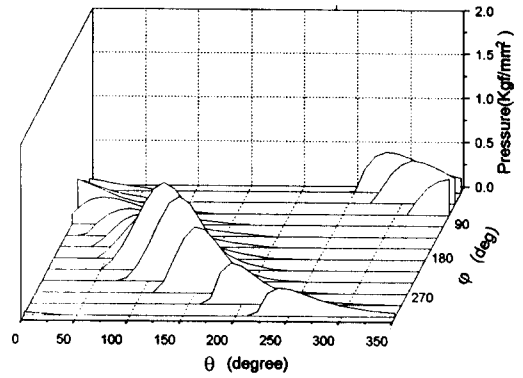


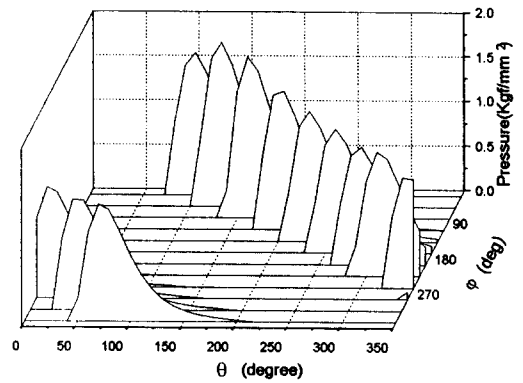
Fig. 5 Gas force



(a) bearing 1



(b) bearing 2



(c) bearing 3

Fig. 6 Pressure distribution of bearings

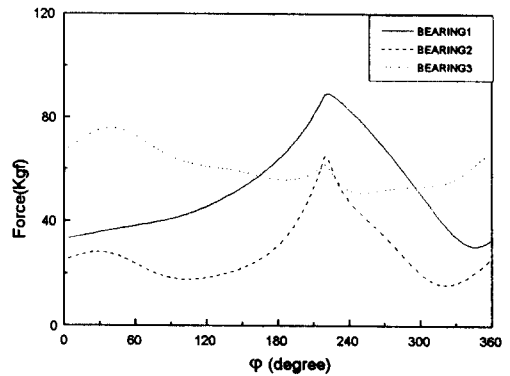


Fig. 7 Bearing force

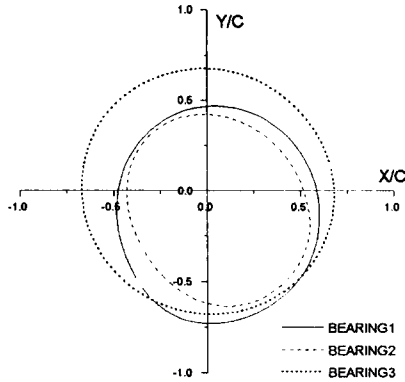
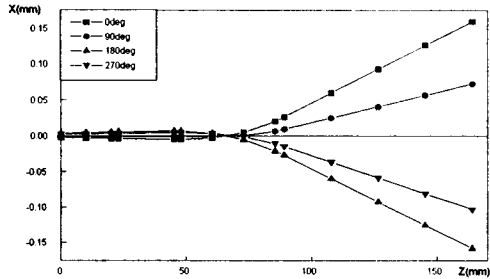
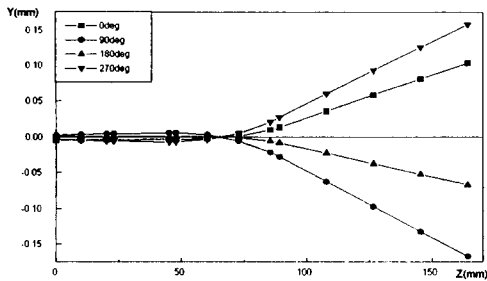


Fig. 8 Loci of rotor in bearings



(a) X deflection



(b) Y deflection

Fig. 9 Rotor Y deflection

5. 실험 검증

해석 결과를 검증하기 위해서 회전수에 따른 모터 회전체의 변형량을 측정하였다. 회전체의 변형량 측정방법은 모터 회전체의 끝단부의 위치에 X, Y 방향으로 간격 센서를 설치하여 간격 센서

와 모터 회전체 사이의 간극으로 모터 회전체 부의 변위량을 측정하였다. 변형량에 대한 해석 결과와 실험 결과를 Fig. 10에 나타냈으며, 두 결과가 잘 일치하였다.

회전수 증가에 따른 하부 베어링(베어링 1)의 최소유막두께는 증가하며 면압은 감소하였다. 또한 상부 베어링(베어링 2, 3)은 회전수 증가에 따라 최소유막두께는 감소하며 면압은 증가하였다.

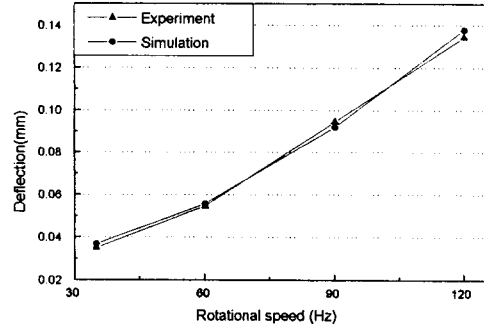


Fig. 10 Comparison experiment & simulation

6. 밸런싱 설계

Fig. 4와 같은 밸런서 위치는 베어링부의 회전체 변위를 줄이는 효과는 있지만 2번 밸런서의 원심력에 의하여 모터 끝단의 변위가 증가되고 있다. 이와 같은 문제점을 해결하기 위해서는 Fig. 11과 같이 2번 밸런서 위치를 하부 베어링(1번 베어링)의 하단부에 설치하는 것이 바람직하다.

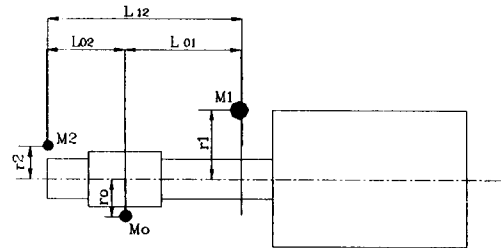


Fig. 11 Suggested balancer Weight

중력에 대한 모멘트 평형조건으로부터 정적 밸런싱과 동적 밸런싱에 의한 결과식은 다음과 같다.

$$M_1 = \frac{r_0 L_{02}}{r_1 L_{12}} M_0$$

$$M_2 = \frac{r_0 L_{01}}{r_2 L_{12}} M_0 \quad (17)$$

단,

L_{01} : 실린더 Roller의 편심질량과 1번 밸런서 중량의 상대 거리

L_{12} : 1번 밸런서와 2번 밸런서의 상대 거리

L_{02} : 실린더 Roller의 편심질량과 2번 밸런서의 상대 거리

M_0 : 실린더 Roller의 편심집중질량

M_1 : 1번 밸런서의 편심집중질량

M_2 : 2번 밸런서의 편심집중질량

회전주파수 150Hz에 대한 시뮬레이션 결과 새로 설계된 밸런서는 기존의 밸런서보다 다음과 같은 효과를 나타냈다. 모터 회전체의 끝단에 변위량을 55%의 감소를 보였다. 또한 베어링에서의 최대면 압은 하부베어링(베어링 1)의 경우 49% 감소하였고 상부 베어링 하단부(베어링 2)는 65% 감소, 상부 베어링 상단부(베어링3)는 61% 감소하여 베어링에 대한 부하가 상당히 줄어든다. 그러므로 저널 베어링부의 유막두께가 커져 축과 저널과의 마모에 의한 가능성이 줄어들게 된다.

7.결론

1. 회전체 저널-베어링계의 실동시의 거동예측 프로그램을 개발하였다.
2. 개발된 프로그램의 해석결과를 실험으로 검증하였다.
3. 새로운 밸런서 위치설계를 제안하였다.

참고문헌

- (1) Hirosh Hattori and Noritsugu Kawashima, " Dynamic Analysis of a Rotor-Journal Bearing System for Twin Rotary Compressors "
- (2) Pandeya P. and Soedel W., 1978 PURDUE. Compressor Conference 1978, pp.209
- (3) Maurice Petyt, 1990, " Introduction to finite element vibration analysis ", Cambridge University Press, pp.114~121