

냉동·공조용 로터리 콤프레서의 축심궤적 해석

조인성·장원수·김진문·김동우*·오석형**·정재연***

전북대학교 대학원 정밀기계공학과, *현대자동차(주) 연구소
군산대학교 기계공학부, *전북대학교 기계공학부

The Analysis of Shaft Center Locus in the Refrigeration & Air-conditioning Rotary Compressor

Ihn-Sung Cho, Won-Soo Chang, Jin-Mun Kim
Dong-Woo Kim*, Seok-Hyung Oh**, Jae-Youn Jung***

Department of Precision Mechanical Engineering Graduate School, Chonbuk National University
*Hyundai Motor Company Research Institute

**Department of Mechanical Engineering, Kunsan National University

***Department of Mechanical Engineering, Chonbuk National University

Abstract—Rapid increase of Refrigeration and Air conditioning system in modern industries brings attention to the urgency of core technology development in the area. This paper presents theoretical investigation of the lubrication characteristics of rotary compressor for refrigeration and air conditioning. In order to analyze the lubrication characteristics of the main & sub bearing of rotary compressor, the bearing force and locus of shaft center are analyzed by the dynamic analysis of rotary compressor and numerical analysis of Reynolds equation as the operating condition is changed in various ways. In this paper, we used the Runge-Kutta method for the dynamic analysis of rotary compressor and the SOR (Successive OverRelaxation) method for the numerical analysis of Reynolds equation. The result shows that the operating condition of sub bearing is severer than that of main bearing, and eccentricity ratio grows as the bearing force increases. It is believed that the result can be applied to the design of alternative refrigerant rotary compressor.

1. 서 론

최근 들어 산업의 각 분야에 있어 냉동·공조시스템의 급속한 수요와 각광은 이 분야의 핵심기술에 대한 연구개발을 그 어느 때보다도 절실하게 필요로 하고 있다. 특히, 이 냉동 공조시스템의 성능을 좌우하는 가장 중요한 부분으로는 단연 냉동·공조용 냉매 압축기를 들 수 있는데, 근년, 이 냉매압축기의 고효율화, 장수명화, 특수 냉매에의 적합화의 요구에 따라 운전조건이 점점 가혹화 되어지는 추세에 있으며, 이에 따라 압축기내의 각 슬라이딩부도 고온, 고속화되어 윤활조건이 매우 중요하게 되었다. 이 냉동·공조용 냉매압축기의 윤활에 있어서 가장 특징적인 것은 냉매가 다량으로 용해되어있는 윤활유속에서 각 요소

들을 윤활시키는 것인데, 압축기내의 온도, 압력, 축의 회전수 등의 변화에 따라 윤활유에 대한 냉매의 용해도 및 윤활유의 점도, 캐비테이션 영역의 상태가 크게 변하고, 윤활유 흐름의 변화가 복잡하게 될 것으로 생각되어진다. 그러나, 압축기내의 축심궤적 및 베어링 하중은 압축기의 성능을 결정하는 중요한 설계인자로 작용하기 때문에, 상·하부 베어링의 윤활특성을 파악하는 것은 압축기의 성능개선을 위해서 필수적이다. 그럼에도 불구하고 작용하는 파라미터가 다양하고, 가혹하여 국내외적으로 거의 연구보고가 이루어지지 않고 있는 실정이다.

따라서, 본 연구에서는 상·하부 베어링에서의 윤활특성을 파악하기 위하여, 압축기의 동역학적 해석 및 레이놀즈방정식을 이용하여, 베어링의 하중 및 축

심체적을 수치해석에 의해 결정하고, 여러 운전조건에서 축심체적의 변화를 살펴보았다.

2. 로터리 콤프레서의 구조 및 지배방정식

2-1. 로터리 콤프레서의 구조

본 해석에서는 Fig. 1과 같은 냉동·공조용 롤링피스톤형 로터리 콤프레서를 대상으로 했다. 로터리 콤프레서는 편심부가 회전하면서 흡입부로 인입된 냉매를 압축시켜, 설정된 토출압에 도달하면 토출밸브가 열림으로서 압축작용을 하게된다. 본 연구는 상부 및 하부베어링(Main & Sub Bearing)을 해석 대상으로 하였다. 냉동·공조용 냉매압축기내 베어링의 해석에는 주로 아래와 같은 가정을 한다.

- (1) 베어링의 유막압력의 해석에는 유한폭 베어링 이론을 적용한다.

- (2) 축의 변형을 무시한다.
- (3) 압축기내 접동부의 점성계수는 동일하다고 가정한다.
- (4) 베어링내의 유체흐름은 냉매와 오일이 혼합된 단일상이라 가정한다.
- (5) 윤활유체는 비압축성이다.
- (6) 유막의 캐비테이션 파단부의 경계조건은 Reynolds의 조건을 적용한다.

2-2. 유막반력과 베어링하중에 관한 기초식

베어링 하중은 윤활 막의 유체방정식을 풀어 구해진 압력분포를 적분하는 것에 의해 얻어진다. 즉, 축하중을 받는 베어링의 축심체적을 구하기 위한 유막반력과 베어링하중에 관한 식으로서 (1)식이 얻어진다.

$$F_B \sin\phi = \int_0^l \int_{\theta_1}^{\theta_2} p R \sin \theta d \theta dz$$

$$F_B \cos\phi = \int_0^l \int_{\theta_1}^{\theta_2} p R \cos \theta d \theta dz \quad (1)$$

여기에, θ_1 및 θ_2 는 캐비테이션이 없는 유막의 존재 영역($\theta_1 \leq \theta \leq \theta_2$)의 경계값이 된다. (1)식의 수치적분을 실행하면 축심체적을 구해낼 수 있다.

2-3. 베어링 하중의 계산

Fig. 2에 베인과 롤링피스톤에 작용하는 각 작용력과 모멘트를 표시했다. 베어링에 작용하는 하중은 베인의 운동방정식과 롤링피스톤의 운동방정식으로부터 얻어지고, 베인선단하중 F_{vn} 은 베인에 작용하는 x, y 축 방향의 힘과 모멘트의 관계식을 연립함으로써 구할 수 있는데 이미 확립된 기존 방정식을 이용했다[1].

$$m_v \ddot{x}_v = F_{v_x} + F_{t1} + F_{t2} + F_{v_n} \cos\alpha + F_{v_t} \sin\alpha - F_s + F_v$$

$$F_{v_y} + F_{n1} - F_{n2} + F_{v_t} \cos\alpha - F_{v_n} \sin\alpha = 0$$

$$(r + l_s - x_v)F_{n1} + \frac{a}{2}F_{t1} - (r - x_v)F_{n2} -$$

$$\frac{a}{2}F_{t2} + M_v - r_v F_{v_t} = 0 \quad (2)$$

롤링피스톤의 운동방정식은 편심축 중심점 O_p 주위의 모멘트 관계에 의해서 얻어진다.

$$I_p \dot{\omega}_p = M_c - M_p - r_o (F_{v_t} + F_{c_t}) \quad (3)$$

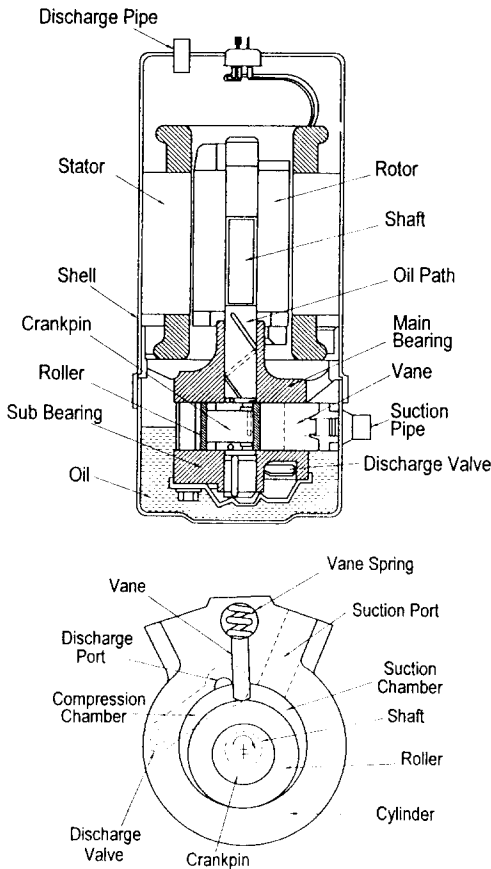


Fig. 1. Structure of compressor.

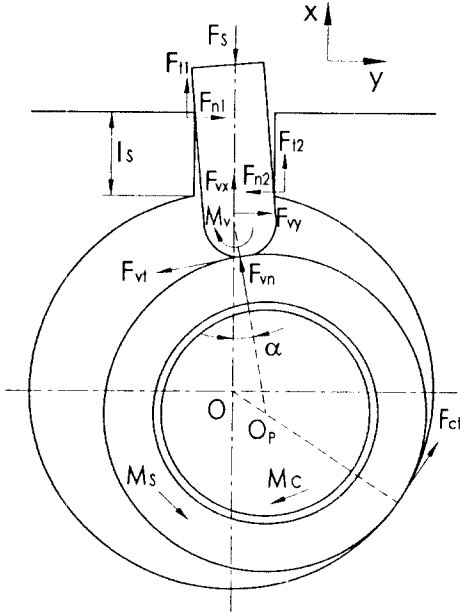


Fig. 2. Force and moment on the vane and rolling piston.

롤링피스톤에 작용하는 이들 모두의 힘이 고려된 롤링피스톤의 x, y 방향의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 F_x &= m_p \ddot{x}_p = F_{pg} \cos\left(\frac{\theta + \alpha}{2}\right) - F_{vn} \cos(\theta + \alpha) - \\
 &\quad F_{vt} \sin(\theta + \alpha) + F_c \cos\alpha + F_p \sin\theta \\
 F_y &= m_p \ddot{y}_p = F_{pg} \sin\left(\frac{\theta + \alpha}{2}\right) + F_{vn} \sin(\theta + \alpha) - \\
 &\quad F_{vt} \cos(\theta + \alpha) + F_c \sin\alpha - F_p \cos\theta
 \end{aligned} \tag{4}$$

따라서, 롤링피스톤의 부하하중의 크기 F 및 편심 각 ϕ 는 각각 다음 식으로 표시된다.

$$\begin{aligned}
 F &= \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \\
 \phi &= \tan^{-1}\left(\frac{F_y}{F_x}\right)
 \end{aligned} \tag{5}$$

2-4. 유막압력의 계산

2-4-1. 미끄럼베어링의 좌표계 기호

여기에서는 다음 Fig. 3과 같은 진원 저널베어링을 해석의 대상으로 했다. 축방향(지면에 수직방향)의 좌표를 z 축으로 한다.

2-4-2. 유막의 지배방정식

상·하부 베어링에서의 윤활은 다음의 Reynolds 방

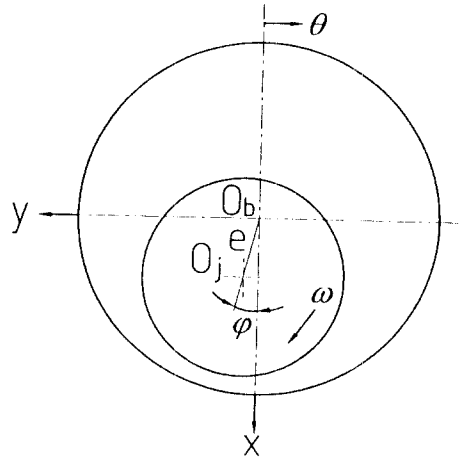


Fig. 3. Coordinate of journal bearing.

정식으로 기술할 수 있다

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta u \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t} \tag{6}$$

여기서, $u = R\omega$ 이다.

또한, 변수를 (7)식과 같이 무차원화 한다.

$$\begin{aligned}
 H &= \frac{h}{c}, \quad \zeta = \frac{L}{R}, \quad \tau = t\omega, \\
 Z &= \frac{z}{L}, \quad X = \frac{x}{R}, \quad P = \frac{p}{\eta\omega} \left(\frac{c}{r} \right)^2
 \end{aligned} \tag{7}$$

무차원화 시킨 Reynolds 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \left(\frac{1}{\zeta} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = 6 \frac{\partial H}{\partial X} + 12 \frac{\partial H}{\partial \tau} \tag{8}$$

2-4-3. 베어링의 동특성 해석

축심궤적을 보다 정확히 계산하기 위해 베어링 유막의 탄성계수, 감쇠계수를 계산하는 경우가 많다. 이번 계산에서는 다음과 같이 어떤 상태의 미소한 변동을 생각하여 비변동성분에 첨자 0을, 변동성분에는 ~를 붙인다.

$$\begin{aligned}
 X &= X_0 + \tilde{X}, \quad Y = Y_0 + \tilde{Y} \\
 H &= H_0 + \tilde{H}, \quad P = P_0 + \tilde{P}
 \end{aligned} \tag{9}$$

이때 유막두께의 변동성분과 X, Y 의 변동성분과는 다음의 관계가 있다.

$$\tilde{H} = \tilde{X} \cos\phi - \tilde{Y} \sin\phi \tag{10}$$

(8)식의 제 0성분은 이하와 같은 방정식이 된다.

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial X} \right) + \left(\frac{1}{\zeta} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left(H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial Z} \right) = 6 \frac{\partial H_0}{\partial X} + 12 \frac{\partial H_0}{\partial \tau} \quad (11)$$

그리고, (8)식에서 제 0성분과 변동성분의 고차(2차 이상)항을 무시하면,

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial X} \left(H_0^3 \frac{\partial \tilde{P}}{\partial X} + 3H_0^2 \tilde{H} \frac{\partial P_0}{\partial X} \right) + \\ & \left(\frac{1}{\zeta} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left(H_0^3 \frac{\partial \tilde{P}}{\partial Z} + 3H_0^2 \tilde{H} \frac{\partial P_0}{\partial Z} \right) = 6 \frac{\partial \tilde{H}}{\partial X} + 12 \frac{\partial \tilde{H}}{\partial \tau} \end{aligned} \quad (12)$$

이 된다.

탄성계수 또는 감쇠계수는 일반적으로 이하와 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} K_{ij} &= \int_0^{2\pi} \int_0^1 \frac{\partial P}{\partial \tilde{X}_i} q_j d\phi dZ \\ C_{ij} &= \int_0^{2\pi} \int_0^1 \frac{\partial P}{\partial \tilde{X}_i} q_j d\phi dZ \end{aligned} \quad (13)$$

여기서, K는 탄성계수, C는 감쇠계수이다.

$$q_j = \begin{cases} \cos\phi & (j=X) \\ \sin\phi & (j=Y) \end{cases}$$

$$\tilde{X}_i = \begin{cases} \tilde{X} & (i=X) \\ \tilde{Y} & (i=Y) \end{cases}$$

운동방정식(또는 힘의 연립방정식)을

$$f(X, \dot{X}) = F_{bearing} - F_{comp} = 0 \quad (14)$$

로 한다. 축심궤적을 구할 경우에는 이것들의 탄성계수 또는 감쇠계수를 이용한다.

$$\begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \Delta X \\ \Delta Y \end{pmatrix} \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \Delta \dot{X} \\ \Delta \dot{Y} \end{pmatrix} = f(X, \dots, X) \quad (15)$$

2-4-4. 기초방정식의 차분화

무차원화한 레이놀즈방정식을 차분화하기 위해, 우선 격자점 i, j , 시간 t 에서의 유막압력 $P_{i,j}$ 로하고, 중심차분법을 이용하면, (8)식의 좌항의 각 편미분계

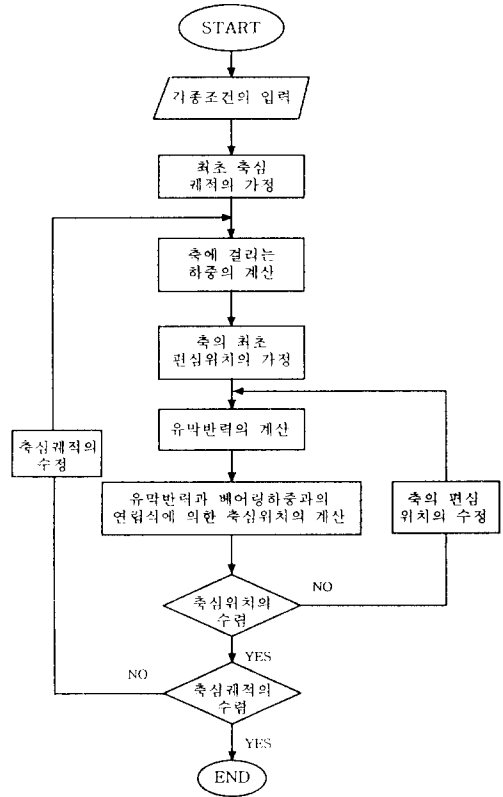


Fig. 4. Flow chart.

수는

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial X} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial X} \right) &= \frac{1}{\Delta X^2} [H^3_{i,j+v2,j} P_{i,j+1} - \\ & (H^3_{i,j+v2,j} + H^3_{i,j-v2,j}) P_{i,j} + H^3_{i,j-v2,j} P_{i,j-1}] \\ \frac{\partial}{\partial Z} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) &= \frac{1}{\Delta Z^2} [H^3_{i,j+v2} P_{i,j+1} - \\ & (H^3_{i,j+v2} + H^3_{i,j-v2}) P_{i,j} + H^3_{i,j-v2} P_{i,j-1}] \\ \frac{\partial H}{\partial X} &= \frac{1}{\Delta X} [H_{i+v2,j} - H_{i-v2,j}] \end{aligned} \quad (16)$$

로 된다. 위식에서

$$\begin{aligned} K_1 &= \frac{H^3_{i+v2,j}}{\Delta X^2}, K_2 = \frac{H^3_{i-v2,j}}{\Delta X^2} \\ K_3 &= \frac{H^3_{i,j+v2}}{\Delta Z^2} \left(\frac{R}{L} \right)^2, K_4 = \frac{H^3_{i,j-v2}}{\Delta Z^2} \left(\frac{R}{L} \right)^2 \\ K_5 &= \frac{H^3_{i+v2,j} + H^3_{i-v2,j}}{\Delta X^2} + \frac{H^3_{i,j+v2} + H^3_{i,j-v2}}{\Delta Z^2} \left(\frac{R}{L} \right)^2 \end{aligned}$$

$$K_6 = -\frac{6}{\Delta X} [H_{i+1/2,j} - H_{i-1/2,j}] - 12 \frac{\partial H_{i,j}}{\partial \tau} \quad (17)$$

라 하고, 식 (8)에 대입하면

$$P_{i,j} = \frac{K_1 P_{i+1,j} + K_2 P_{i-1,j} + K_3 P_{i,j+1} + K_4 P_{i,j-1} + K_6}{K_5} \quad (18)$$

가 얻어진다.

그리고, 완화법이론을 적용하면 유막압력(P)을 구해낼 수 있다. 이를 위한 계산과정을 간단히 Fig. 4의 Folw chart로 나타낼 수 있다.

3. 해석결과 및 고찰

3-1. 계산조건

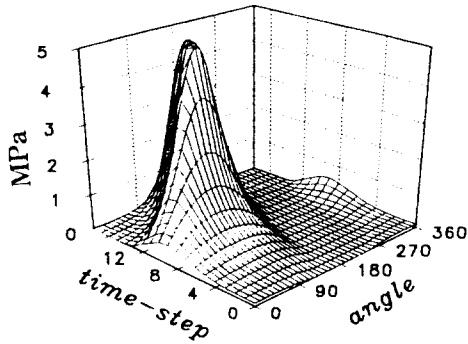
본 연구의 계산에서는 가정용 표준 공조용 압축기를 대상으로 하여 하부베어링, 상부베어링 각각의 하중과 편심률을 계산하였고, 덧붙여 하부베어링에 대

해서 토출압을 변화시켰을 때와 회전수를 변화시켰을 때의 베어링 하중 및 편심률을 계산하였다.

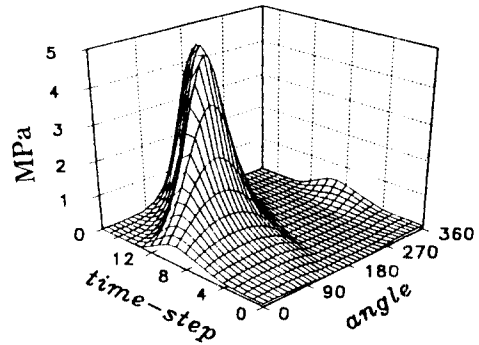
계산에 사용된 압축기의 주요치수는 Table 1과 같다.

Table 1. Data of compressor

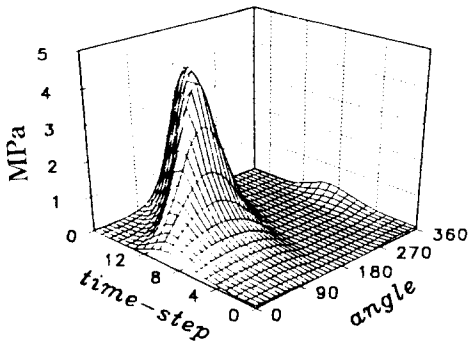
항 목	치 수	단 위
흡 · 토출압	0.62/2.05	MPa
회전수	3386	rpm
로울러의 외반경	1.95	cm
실린더 반경	2.4	cm
오일 점도	3	cP
메인스프링 상수	1364	N/m
실린더 높이	2.78	cm
편심부 길이	1.52	cm
메인베어링 반경	0.9	cm
서브베어링 반경	0.75	cm
메인베어링 간극	18	μm
서브베어링 간극	14	μm



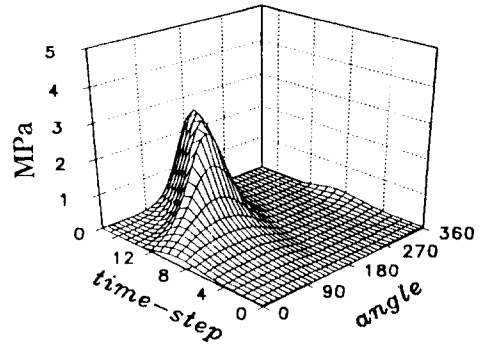
Z=0.0



Z=0.125



Z=0.250



Z=0.375

Fig. 5. Three dimensional pressure distribution of sub-bearing.

3-2. 베어링 주위의 압력분포

Fig. 5에 하부베어링 주위의 압력분포를 나타냈다.

본 해석에서는 베어링을 길이 방향으로 8등분하여 베어링의 길이방향의 중앙점을 $z=0$ 으로 하고, 베어링의 바깥쪽으로는 등분표시를 각각 $z=0.125$, $z=0.250$, $z=0.375$ 로 표시하였다.

Time-step은 축의 360° 회전을 20등분하여 매등분마다의 베어링주위 압력분포를 나타냈다. 그림에서 $z=0$, 즉 베어링 길이방향 중앙점에 압축기 하중의 하부베어링측 분담하중이 가해지므로 압력의 절대크기가 가장 크게 된다. 이들 압력을 적분함으로써 하부베어링측의 베어링하중이 얻어지게 된다. 또한, 본 해석에서 캐비테이션 파단부의 경계조건을 Reynolds 조건으로 하였는데, 이는 다음과 같다.

$$z=0, L \text{에서 } p=p_0$$

$$\theta=0 \text{에서 } p=p_0$$

$$\theta=\theta^* \text{에서 } p=p_0, \frac{\partial p}{\partial \theta}=0$$

여기서, p_0 는 대기압이고, θ^* 는 캐비테이션이 발생하는 경계각도이다. 따라서, 베어링 주위의 압력이 0으로 되는 부분에서 캐비테이션이 발생하는데, 그 범위는 180°~360°의 범위에 걸쳐있다.

3-3. 베어링 하중 및 편심률

본 해석에서는 실제 사용되는 가정용 표준 공조용 압축기를 해석 대상으로 하였다. 해석대상으로 한 압축기의 정상 운전상태의 운전조건은 토출압 2.05 MPa, 흡입압 0.62 MPa 그리고, 회전수가 3386 rpm이며, 이러한 운전조건을 기준으로 했을 때 상부베어링과 하부베어링의 베어링하중과 축심궤적의 결과를 Fig. 6, 7에 각각 표시했다. 그리고 베어링에 걸리는 하중이 상부베어링에 비해 하부베어링에 크게 걸리므

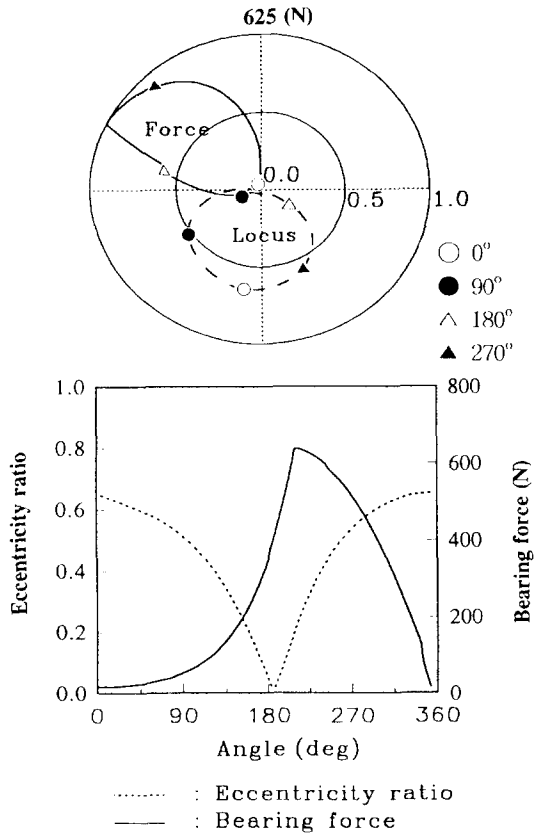


Fig. 6. Main-bearing force and eccentricity ratio.

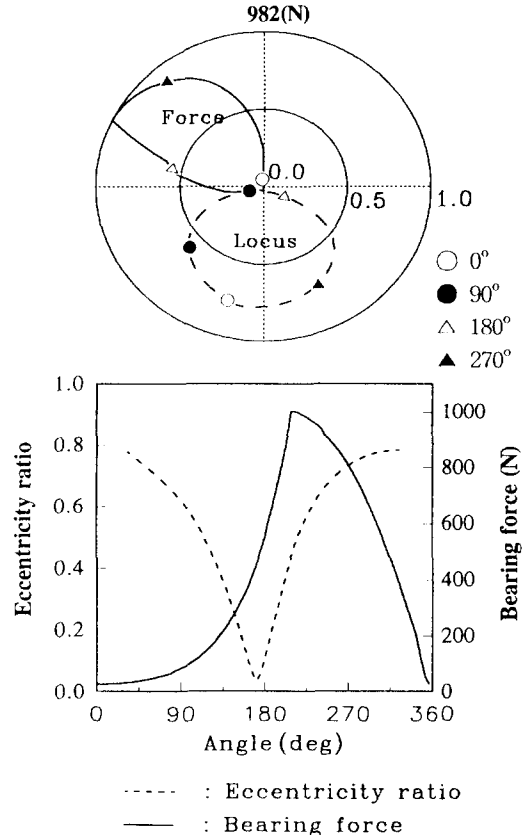


Fig. 7. Sub-bearing force and eccentricity ratio.

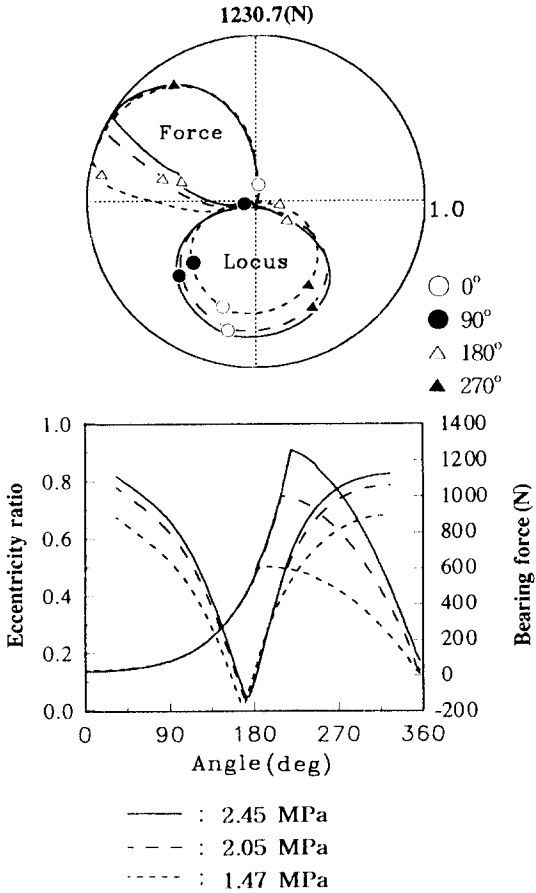


Fig. 8. Bearing force and eccentricity ratio to the variation of discharge pressure.

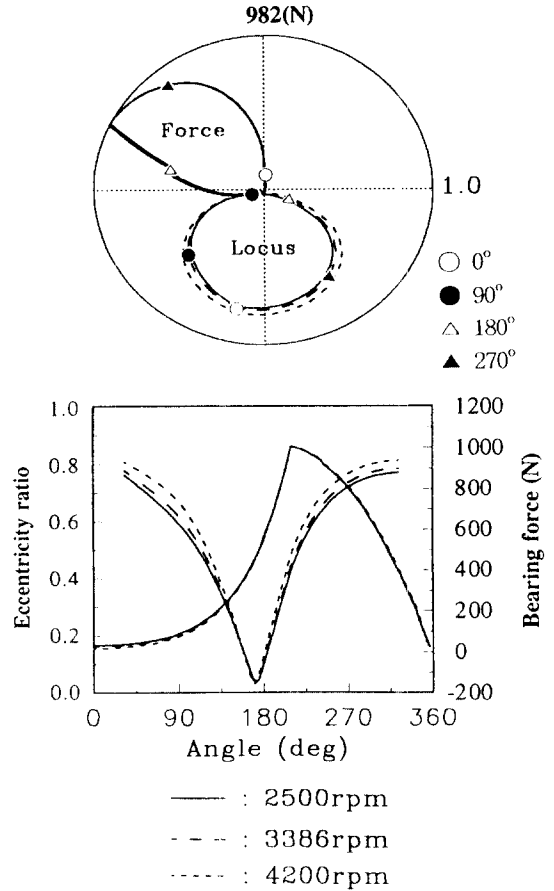


Fig. 9. Bearing force and eccentricity ratio to the variation of RPM.

로 하부베어링에 대해서 정상운전상태를 중심으로 토출압이 각각 2.45 MPa, 1.47 MPa일 때, 그리고 회전수가 각각 4200 rpm, 2500 rpm 일 때의 베어링하중과 축심궤적의 결과를 Fig. 8, 9에 표시했다.

베어링 하중이 증가할 수록 편심률이 증가하고, 최대하중이 가해지는 곳에서 최대편심률을 보인다. 즉, 베어링 하중의 절대크기에 따라 축심궤적이 결정된다.

3-3-1. 토출압의 영향

우선 토출압의 영향을 살펴보면, Fig. 8에서와 같이 토출압의 차이가 궤적에 크게 영향을 준다. 그림에서 토출압이 증가할 수록 베어링 하중이 커져 이에 따라 편심률이 증가하고 있다.

또한, 베인의 중심선으로부터의 각도에서 시계방향의 θ 를 정(+)으로 했을 때 베어링하중 최대값의 위치가 토출압이 증가할 수록 뒤에 위치함을 알 수 있다.

이는 압축실내 설정압력은 토출밸브(Discharge valve)로서 조절하는데, 실제 압축기에서는 압축실내의 압력이 2.05 MPa에 도달했을 때 열리게 된다. 따라서, 이 압력을 기준으로 토출압력에 따라서 밸브의 열리는 각도가 정해지게 된다. 정해진 토출압력에 도달하게 되면 밸브가 열리기 때문에 실린더내 압축실의 압력은 그림에서와 같이 감소하게 된다.

3-3-2. 회전수의 영향

실제 압축기를 대상으로 축의 회전수를 변화 시켰을 때 축심궤적에 대한 영향은 Fig. 9에 나타난 것과 같이 축의 회전수가 크게될 수록 편심률이 증가하고 있고, 베어링하중은 거의 일정한 값을 가진다. 이는 회전수가 증가됨에 따라, 실린더내 편심부의 원심력 성분이 커져, 베어링하중에는 영향을 주지 않고 편심률이 증가하기 때문이다. 그러나, 그림에서와 같이 축

십케적에 대한 회전수의 영향은 토출압변화의 영향에 비해 매우 미미함을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구는 냉동·공조용 로터리 압축기의 상·하부 베어링을 해석한 것으로, 압축기내 점동부의 점성계수는 동일하고, 캐비테이션 압력을 대기압으로 가정 하였으며, 또한 실제의 공조용 압축기의 운전조건에 대한 축심케적의 수치해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 압축기 베어링부의 하중이 베어링 길이가 짧은 하부베어링에서 상부베어링보다 약 57%정도 큰 하중이 작용하고, 하부베어링의 편심률이 상부베어링보다 약 20%정도 더 크게 나타나기 때문에 하부베어링이 더욱 가혹한 운전조건상태에 있음을 알 수 있었다.
2. 베어링 하중은 베인 중심선을 기준으로 토출밸브가 열리는 각도(본 논문의 해석대상인 압축기의 경우 약 210°)부근에서 최대로 되고, 편심률도 이 부근에서 최대가 된다. 이 후에는 베어링 하중이 감소를 시작하고, 편심률도 감소하고 있음을 알 수 있었다.
3. 압축기의 베어링부에서 축심케적은 토출압이 높아질 수록 베어링 하중과 편심률은 현저하게 증가하는 반면, 회전수 변화에 대해서는 거의 영향이 없음을 알 수 있었다.

기호 및 약어 설명

- O_b : 베어링 중심
 O_j : 저널 중심
 O : 실린더의 중심
 O_p : 편심축의 중심
 h : 유막두께
 e : 저널 중심의 반경방향 편심량
 a : 베인의 폭
 L : 베어링 길이
 r : 실린더 반경
 r_o : 로울러의 외반경
 R : 축의 반경
 ζ : 폭경비
 c : 축의 반경 간극
 l_s : 실린더 슬롯의 길이

- x_v : 베인의 변위
 m_v : 베인의 질량
 m_p : 로울러의 질량
 p : 유막 압력
 α : 로울러의 중심편심각
 ε : 편심률
 ϕ : 편심각
 η : 기액 이상 상태에서의 점도
 ω : 축의 회전 각속도
 ω_p : 로울러의 각속도
 $\dot{\omega}_p$: 로울러의 각가속도
 $K_{xx}, K_{xy}, K_{yx}, K_{yy}$: 탄성계수
 $C_{xx}, C_{xy}, C_{yx}, C_{yy}$: 감쇠계수
 F_B : 베어링 하중
 F : 로울러의 부하하중
 F_x, F_y : 로울러의 x,y방향의 힘
 F_{n1}, F_{n2} : 베인과 슬롯벽간의 수직반력
 F_{t1}, F_{t2} : F_{n1}, F_{n2} 에 의한 마찰력
 F_{vx}, F_{vy} : 베인에 작용하는 x,y방향의 gas력
 F_{pg} : 압축실과 흡입실의 압력이 로울러를 미는 힘의 합력
 F_c : 축심에 대한 피스톤의 원심력
 F_p : 로울러의 상하단면에 기름의 점성에 의한 마찰력
 F_s : 베인의 스프링력
 F_v : 베인의 상하 단면에서의 점성마찰력
 F_{vn} : 베인선단하중
 F_{vt} : 베인선단 마찰력
 F_{ct} : 로울러와 실린더간의 냉매에 의한 점성저항력
 I_p : 로울러중심 O_p 점 주위의 관성모멘트
 M_c : 실린더 미끄럼 베어링의 점성마찰모멘트
 M_p : 실린더 단면의 점성마찰모멘트
 M_v : 베인에 작용하는 점성마찰모멘트

참 고 문 헌

1. 今市, "로-리그피스톤形 回轉壓縮機의 振動解析," 日本機械學會 論文集(C編), Vol.49, No.447, pp.1 959-1970, 1983.
2. 柳澤, "로-리그피스톤形 回轉壓縮機의 피스톤 舉動と 機械摩擦損失" (第1報, 피스톤運動의 測定と 理論解析), 日本機械學會 論文集(C編), Vol.48,

- No.429, pp. 732-740, 1982.
3. 岡田, 久山, "로터리 압축기의 피스톤 운동," 冷凍, pp.50-571, 1975.
 4. 清水, "회전 압축기의 압력 변화 특성에 관한 考察," 冷凍, pp. 50-573, 1975.
 5. 田中, Journal of Japanese Society of Tribologists Vol.37, No.4, pp. 312, 1992.
 6. W.D. Beck, R.A. Stein, J.a. Eibling, Design for Minimum Friction in Rotary-Vane Refrigeration Compressors, Trans. ASHRAE.72, Part I, pp. 190-197, 1966.
 7. E.O. Bransford, R.A. Stein, Design Control of Over-compression in Rotary-Vane Compressors, Trans. ASME, Ser.A.82, pp. 221-226, 1960.
 8. R.A. Stein, W.D. Beck, J.A. Eibling, Design for Minimum Leakage in Rotary-Vane Refrigeration Compressor. ASHRAE.71, Part I, pp. 192-199, 1965.
 9. T. Yanagisawa and T. Shinizu, Foaming of refrigerating oil in a rolling piston type rotary compressor. Rev. Int. Forid vol.9 Janvier, 1986
 10. 황평, 김인식, "직접해법에 의한 공기유통 틸팅패드 제어널 베어링의 정특성 및 동특성에 관한 연구," 한국윤활학회지, 제10권, 제1호, pp. 46-55, 1994.
 11. 정성천, 장인배, 한동철, "동수압 베어링으로 지지되는 연성축의 자기 베어링을 이용한 진동제어에 관한 연구," 한국윤활학회지, 제10권, 제2호, pp. 43-50, 1994.
 12. 김청균, 한동철, "엔진 베어링에서 점성조건이 유막 압력분포에 미치는 영향에 관한 유한요소해석," 한국윤활학회지, 제11권, 제1호, pp. 12-19, 1995.