

가변속 왕복동형 압축기 크랭크축-베어링계의 동적 거동 해석

김 태 종[†]

부산대학교 기계공학부 및 기계기술연구소

Dynamic Behavior Analysis of a Crankshaft-Bearing System in Variable Speed Reciprocating Compressor

Tae-Jong Kim[†]

School of Mechanical Engineering, Pusan National University

Abstract – The hermetic reciprocating compressor driven by the BLDC motor rotating with variable speeds, is modelled and analyzed for dynamic characteristics. The governing equations of piston, connecting rod and crankshaft of the reciprocating compression mechanism and characteristics of driving torque of the motor are obtained. Dynamic behavior of the crankshaft supported on 2 journal bearings is analyzed considering compression load and eccentric unbalance for the 4 rotating speeds of crankshaft. And, reaction forces generated from oil film in the journal bearings are analyzed under transient condition using Reynolds' equation. To take into account the dynamic characteristics depending on the variable rotating speeds, comparison on the dynamic behavior of crankshaft is made for the 4 operating modes of the compressor. Results show that the magnitude of crankshaft loci operating on the lower rotating speeds is more larger than the higher ones due to reduction of inertia force of the reciprocating piston.

Keywords – reciprocating compressor, brushless DC motor, crankshaft-journal bearing system, variable rotating speed, reaction force of oil film, eccentric unbalance load, frictional loss, shaft locus.

1. 서 론

냉장고, 에어컨 등의 가전제품에서 압축기에 의해 발생하는 진동 및 소음의 저감은 소비자의 큰 욕구일뿐만 아니라 공학적으로도 중요한 문제중의 하나이다. 압축기는 구동기구에 따라 왕복동형, 로터리형, 스크롤형으로 나누어지는데 로터리형과 스크롤형은 주로 공조용 기기에 사용되고 냉장고에는 대부분 왕복동형 압축기가 사용된다. 특히 냉장고의 저소음화에 대한 소비자의 요구는 다른 가전제품에 비하여 크며, 압축기는 냉장고의 주 소음원으로 작용하고 있다[1]. 왕복동형 압축기는 회전형에 비해 불연속적인 회전 및 왕복운동을 하여 압축과정에서 축에 작용하는 토크 변동이 커 동적으로 불안정한 상태에서 운전된다. 또, 주기적인 냉매의 흡입,

압축, 팽창 및 토출로 인해 다양한 형태의 진동, 소음이 발생한다.

Fig. 1의 냉장고용 왕복동형 압축기는 밀폐용기와 이 용기 내부에 장착된 4개의 코일 스프링과 토출 파이프(loop-pipe)로서 지지되는 압축기 본체 및 피스톤, 연결봉, 크랭크축으로 구성되는 커넥팅 로드(connecting rod) 혹은 스카치 요크(scotch-yoke)기구로서 일반적으로 구성된다. 이 압축기구부는 AC전동기 혹은 BLDC (Brushless Direct Current)전동기에 의해 급격하게 기동되어 일정한 시간동안 연속 운전되고, 순간적으로 전동기의 입력 전류가 차단되어 정지되는 주기적인 과정을 되풀이한다. 전동기의 회전운동은 슬라이더-크랭크 메커니즘에 의해 피스톤의 왕복운동으로 전환되고 흡입 및 토출 밸브의 작용으로 흡입된 냉매기체가 압축되어 토출되는 사이클을 반복한다. 정상운전조건인 경우, 압축력 및 편심질량의 불평형 하

[†]주저자 · 책임저자 : tjong@hyowon.pusan.ac.kr

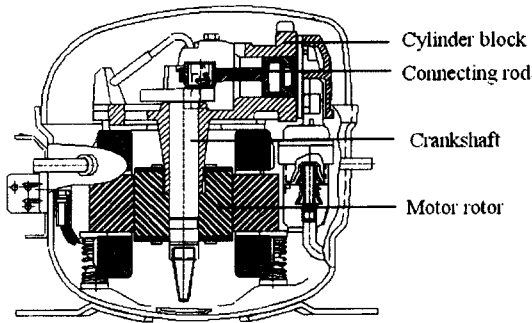


Fig. 1. Schematic view of the reciprocating compressor.

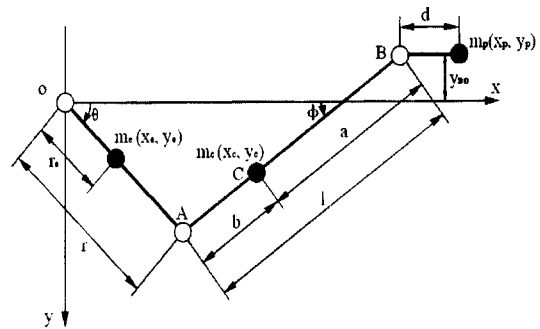


Fig. 2. Connecting-rod mechanism of the reciprocating compressor.

중이 크랭크축에 교차적으로 작용하는 가진력의 진폭 및 진동수는 조화가진의 형태이다. 그러므로, 진동 및 소음의 저감, 압축기 신뢰성 및 성능의 향상을 위해 진동 특성 해석[2], 과도 및 정상운전조건에서의 동적 거동[3] 및 진동 저감[4]에 관한 연구가 수행되었다.

본 논문의 왕복동형 압축기는 BLDC전동기에 의해 36, 48, 58, 65 Hz의 4개 주파수 모드에서의 가변속 구동으로 크랭크축이 회전하면서 커넥팅 로드 기구로 연결된 실린더 및 피스톤에 의해 냉매 기체가 압축된다. 냉매기체의 압축력, 피스톤의 관성력, 균형 무게 (balancer weight)의 원심력 및 저널 베어링의 유막 반력의 작용으로 축의 휘돌림 운동이 발생한다. 이 힘들이 토출 파이프 및 코일 스프링으로 지지되는 압축기 본체를 가진시키고 이 가진력은 지지 스프링을 거쳐 밀폐용기의 외부로 전달된다. 이와 같은 진동계에서 저주파의 운전모드에서 발생하는 가변속 압축기의 이상 진동 현상을 이해하기 위해 압축기구부 및 크랭크축-저널 베어링계의 모델링 및 동적 거동을 해석하였다. 압축기의 기계적 특성 즉, 각 부품의 질량, 무게중심, 크랭크축 및 전동기 회전자의 질량관성모멘트, 전동기의 정상상태에서의 토크 특성 등은 CAD 및 실험적인 방법을 이용하여 산출하였다. 전동기의 구동 토크와 압축하중을 받는 왕복동형 피스톤 기구의 운동방정식을 유도하여 크랭크축에 작용하는 하중을 구하였다. 또, 저널 베어링의 짧은 베어링 이론 [5, 6]을 이용하여 베어링에서의 유막 압력에 의한 반력, 마찰 토크 및 마찰손실을 계산하였다. 저널 베어링으로 지지된 크랭크축 중심의 궤적을 해석[7]하여, 가변속 운전조건에 대한 축의 동적 거동에 관한 특성을 규명하였다.

2. 운동방정식

2-1. 압축기구부

본 연구의 왕복동형 압축기에 적용된 피스톤 크랭크 기구의 기구학적 관계를 Fig. 2에 나타내었다. 피스톤의 운동평면에서 크랭크축의 회전중심위치 o 를 원점으로 하는 xyz 고정좌표계를 설정하였다. 그림에서 m_c , m_r , m_p 는 각각 크랭크축-전동기 회전자, 커넥팅 로드, 피스톤의 집중 질량을 각각 표시한다. (x_c, y_c) , (x_r, y_r) , (x_p, y_p) 는 각각 크랭크축-전동기 회전자, 커넥팅 로드, 피스톤의 무게중심위치를 나타낸다. 또, d 는 피스톤편의 중심에서 피스톤의 질량중심까지의 거리를 나타내고, y_{Bo} 는 실린더 중심이 크랭크축 중심 o 에 대해 편심된 거리(bore offset)를 표시한다. 각 기계요소의 운동을 기술하기 위해 독립 변수의 크랭크축 회전각 θ 를 사용하고, 보조변수로서 커넥팅 로드의 회전각도 ϕ 및 피스톤 위치 x_p, d 등을 이용한다. 커넥팅 로드 기구의 기구학적 관계식은 다음과 같다.

$$r\sin\theta + y_{Bo} = l\sin\phi, \quad x_p = r\cos\theta + l\cos\phi + d \quad (1)$$

$$x_c = x_p - a\cos\phi - d, \quad y_c = a\sin\phi - y_{Bo} \quad (2)$$

Fig. 3의 피스톤 및 커넥팅 로드의 자유물체도에서 T_x, T_y 는 피스톤에 작용하는 반력이고, f 는 실린더 벽면에 의한 마찰력을, $P(t)$ 는 x 방향으로 작용하는 실린더 내 압축기체에 의한 힘을 나타낸다. 왕복운동하는 피스톤의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_p \ddot{x}_p - T_x + P(t) + f = 0 \quad (3)$$

여기서, 마찰력 $f = C_d \cdot \mu_p \cdot |T_y|$ 이고, $\dot{x}_p > 0$ 이면 $C_d = -$

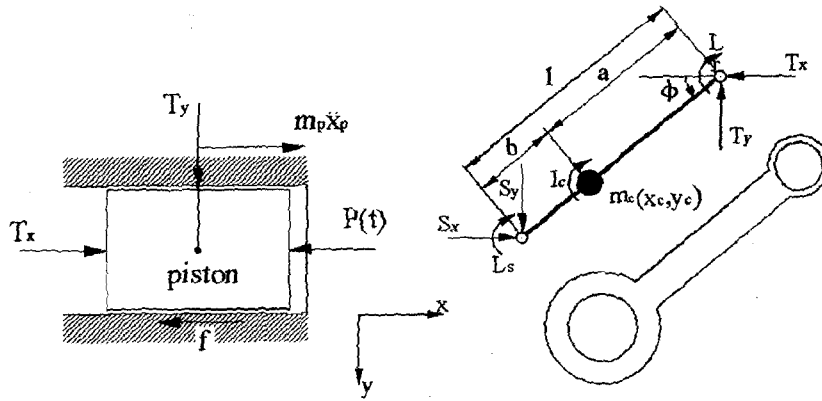


Fig. 3. Free body diagram for reciprocating piston and connecting rod.

1이다. 또, $\dot{x}_p < 0$ 이면, $C_d = 1$ 이다.

또, 커넥팅 로드의 자유물체도에서 피스톤 핀의 반력 T_x, T_y 와 커넥팅 로드와 크랭크축의 연결부에 작용하는 반력 S_x, S_y , 커넥팅 로드 무게중심위치에서의 질량관성모멘트는 I_c 로 표시하였다. 피스톤핀 연결부의 마찰 토크와 크랭크핀에서의 마찰 토크를 각각 L_s, L_r 로 나타낼 때, 커넥팅 로드의 병진 및 회전의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_p \ddot{x}_p - S_x + T_x = 0 \tag{4}$$

$$m_p \ddot{y}_p - S_y + T_y = 0 \tag{5}$$

$$I_c \ddot{\phi} - S_y b \sin \phi - S_x b \cos \phi - T_x a \sin \phi - T_y a \cos \phi + L_s + L_r = 0 \tag{6}$$

여기서, $L_s = \mu_s \sqrt{S_x^2 + S_y^2} \times r_s$, $L_r = \mu_r \sqrt{T_x^2 + T_y^2} \times r_r$ 이다.

각 기계요소별 운동방정식 및 기구학적 관계식에서 압축기구시스템의 운동을 한정하는 구속력들은 다음과 같이 유도된다.

$$T_x = m_p \ddot{x}_p + P(t) + f \tag{7}$$

$$T_y = \frac{(I_c - m_c ab) \ddot{\phi} + L_s + L_r}{l \cos \phi} - [(m_p + m_{rc}) \ddot{x}_p + P(t) + f] \cdot \tan \phi \tag{8}$$

$$S_x = (m_p + m_{rc}) \ddot{x}_p + P(t) + f - m_{rc} \cdot r \frac{d}{dt} (\dot{\theta} \cdot \sin \theta) \tag{9}$$

$$S_y = \frac{(I_c - m_c ab) \ddot{\phi} + L_s + L_r}{l \cos \phi} - [(m_p + m_{rc}) \ddot{x}_p + P(t) + f] \cdot \tan \phi + m_{rc} \cdot r \frac{d}{dt} (\dot{\theta} \cdot \cos \theta) \tag{10}$$

여기서, $m_{rc} = \frac{a}{l} m_c$, $m_{rc} = \frac{b}{l} m_c$ 이다.

2-2. 크랭크축

크랭크축의 제작 및 베어링의 부하 특성에 대한 연구는 축-베어링계의 신뢰성 평가, 베어링 설계등에 있어서 큰 의미를 가진다. 저널 베어링에 의해 지지되는 수직 형상의 크랭크축에 있어서, 축에 작용하는 정하중이 존재하지 않아 정적 평형점이 정해지지 않거나 평형점을 정해주는 정하중에 비해 비교적 큰 동하중이 작용하는 경우 베어링 유막의 강성 및 감쇠계수는 항상 변하게 되므로 비선형적이다. 이로 인해 베어링이 가지고 있는 유막특성이 선형의 강성 및 감쇠계수로 치환할 수 없기 때문에 크랭크축의 동적 거동은 비선형의 유막 힘을 고려한 비선형 과도응답에 의해 해석된다.

Fig. 4에 왕복동형 압축기 크랭크축의 해석 모델을 나타내었다. 전동기 회전자(rotor)는 크랭크축에 열박음 공정으로 결합되며, 전동기 고정자(stator)는 압축기 본체에 강체적으로 연결된다. 해석 모델에서 베어링의 중심과 일치하는 크랭크축의 기하학적 중심에 XY고정좌표계를 설정한 다음, 축방향의 무게중심 위치에 좌표계의 원점 O를 둔다. XYZ 좌표계는 평형상태에서 앞서 설정된 xyz고정좌표계와 평행한다. 축의 운동은 X 방향으로 X_c , Y 방향으로 Y_c 의 병진운동성분 및 Y축 회전인 α , X축 회전인 β 의 회전운동을 하는 경사운동성분의 강제운동으로 가정한다. 여기서 α, β 의 양은 미소하다고 가정한다. X-Y평면상에서 살펴보면 기하학적 중심으로부터 축의 무게중심이 편심되어 있으므로 편심 질량에 의한 불평형 하중을 고려한다. 편심질

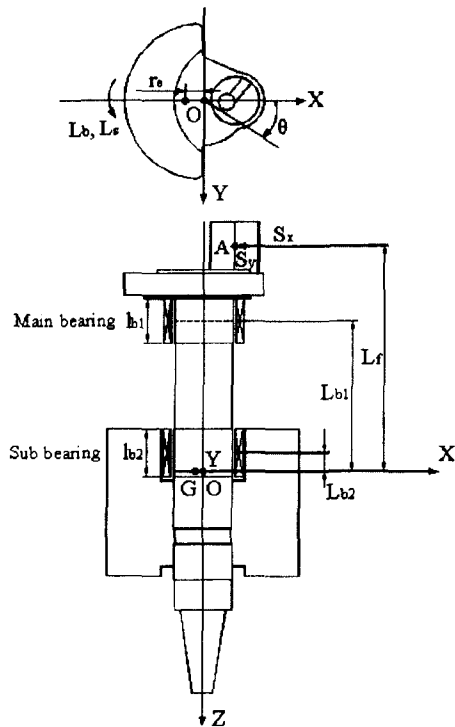


Fig. 4. Analytical model for the crank shaft-journal bearing system.

량의 편심반경을 r_o 로 표시하면, 편심질량의 위치는 기하학적 중심으로부터 $(X_o - r_o \cos(\theta + \phi), Y_o - r_o \sin(\theta + \phi))$ 인 곳으로 결정된다.

축의 편심 질량에 의한 불평형 하중과 전동기 회전자의 자이로 모멘트를 고려한 강체 축의 운동방정식을 유도한다. 오른손의 법칙에 의해 Y방향의 세차운동 $\dot{\alpha}$ 와 X 방향의 세차운동 $\dot{\beta}$ 가 존재하면 X방향으로 $T_x = I_x \dot{\alpha}$, Y 방향으로 $T_y = -I_y \dot{\beta}$ 의 자이로 모멘트가 각각 작용하게 된다. 크랭크축에 있어서 X, Y, Z 축의 회전 관성모멘트를 각각 I_x, I_y, I_z 라 하고, 전동기의 구동 토크를 $N(\dot{\theta})$, 크랭크핀에서의 마찰 토크 L_s , 저널 베어링에서의 마찰 토크를 L_b 라 하면 운동방정식은 다음과 같이 유도된다.

$$\sum F_x = m_c \ddot{X}_o, \quad m_c \ddot{X}_o = -S_x + F_{bx} - m_c r_o \omega^2 \cos(\omega t + \phi) \quad (11)$$

$$\sum F_y = m_c \ddot{Y}_o, \quad m_c \ddot{Y}_o = -S_y + F_{by} - m_c r_o \omega^2 \sin(\omega t + \phi) \quad (12)$$

$$\sum M_z = I_z \ddot{\theta} + I_z \dot{\theta} \dot{\alpha}, \quad I_z \ddot{\theta} = N(\dot{\theta}) + S_x r \sin \theta - S_y r \cos \theta - L_b - L_s \quad (13)$$

$$\sum M_y = I_y \ddot{\alpha} - I_z \omega \dot{\beta}, \quad I_y \ddot{\alpha} = I_z \omega \dot{\beta} + M_y + M_{by} \quad (14)$$

$$\sum M_z = I_z \ddot{\theta}, \quad I_z \ddot{\theta} = N(\dot{\theta}) + S_x r \sin \theta - S_y r \cos \theta - L_b - L_s \quad (15)$$

$$\begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \end{Bmatrix} = \pm \begin{Bmatrix} S_y \\ S_x \end{Bmatrix} L_{fs} \begin{Bmatrix} M_{bx} \\ M_{by} \end{Bmatrix} = \pm \sum_{i=1}^2 \begin{Bmatrix} F_{bxi} \\ F_{bxi} \end{Bmatrix}$$

$$Z_{1i} = \begin{Bmatrix} L_{b1} F_{b1i} + L_{b2} F_{b2i} \\ -L_{b1} F_{bx1} - L_{b2} F_{bx2} \end{Bmatrix} \quad (16)$$

여기서, $\begin{Bmatrix} F_{bx} \\ F_{by} \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^2 \begin{Bmatrix} F_{bxi} \\ F_{bxi} \end{Bmatrix}$ 이다. 또, $L_b = \sum_{i=1}^2 L_{bi}$, $L_{bi} = \mu_i \sqrt{F_{bx1}^2 + F_{bx2}^2} \times r_i$, $Z_{11} = -L_{b1}$, $Z_{12} = -L_{b2}$ 이고, $i = 1, 2$ 는 각각 주 및 보조 베어링을 표시한다. 각 베어링의 축방향의 중심에서, 크랭크축 중심의 위치 및 속도는 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} X_i \\ Y_i \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_o + \alpha \cdot Z_{1i} \\ Y_o - \beta \cdot Z_{1i} \end{Bmatrix}, \quad \begin{Bmatrix} \dot{X}_i \\ \dot{Y}_i \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \dot{X}_o + \dot{\alpha} \cdot Z_{1i} \\ \dot{Y}_o - \dot{\beta} \cdot Z_{1i} \end{Bmatrix}, \quad (i=1, 2) \quad (17)$$

2.3. 저널 베어링의 유막 반력

저널 베어링에서 유막 압력의 합력에 의한 베어링 반력은 레이놀즈 방정식에서 구할 수 있고, 베어링의 축방향에 비해 원주방향의 압력 구배는 무시할 수 있으므로 무한히 짧은 베어링으로 모델링하였다. Fig. 5에서 베어링의 중심에서 크랭크축 중심까지의 거리를 X_i, Y_o 로 표시한다. 크랭크축의 각속도를 ω 로 표시하면 레이놀즈 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(h_i^3 \frac{\partial p_i}{\partial z} \right) = 6\lambda \theta \frac{\partial h_i}{\partial \theta} + 12\lambda \frac{\partial h_i}{\partial t} \quad (18)$$

여기서, $h_i = C_i - X_i \cos \theta - Y_i \sin \theta$ 이고, 하첨자 $i = 1, 2$ 는 각각 주 베어링과 보조 베어링을 표시하고, p_i 는 유막 압력, λ 는 냉동기유의 점성 계수, C_i 는 저널과 베어링의 중심이 일치할 때의 반경 틈새, h_i 는 유막의 간극을 나타낸다. 베어링내 유막의 발생압력은 다음과 같이 결정된다.

$$p_i - p_a = 3\lambda z(z - l_{bi}) \frac{\theta(X_i \sin \theta - Y_i \cos \theta) - 2(\dot{X}_i \cos \theta + \dot{Y}_i \sin \theta)}{h_i^3} = 3\lambda z(z - l_{bi}) f_{pi}(\theta) \quad (19)$$

저널 베어링의 유막 압력의 합력에 의한 반력의 계산에 있어서, 음압의 유막 영역은 제외되어야 하므로 Gumbel의 경계조건을 이용하여 유막의 발생 압력 $p_i -$

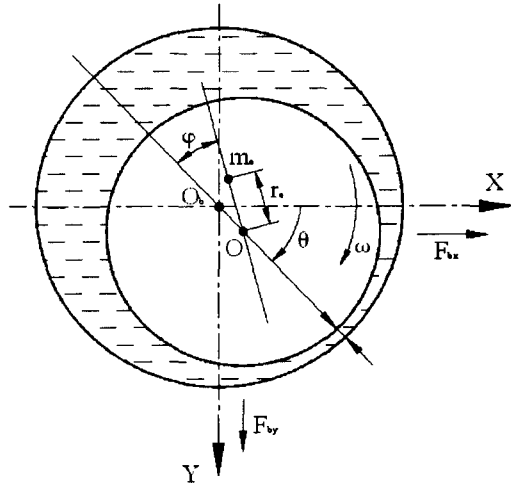


Fig. 5. Crankshaft and journal bearing notation.

p_z 가 0이 되는 베어링의 원주방향의 경계점 q_{n1} , q_{n2} 를 결정한다. 저널 베어링의 유막압력에 의한 반력은 식 (19)를 적분하여 구한다.

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} F_{bxi} \\ F_{byi} \end{pmatrix} &= -r_i \int_0^{q_{n1}} \int_{\theta_1}^{\theta_2} (p_i - p_a) \begin{pmatrix} \cos \theta \\ \sin \theta \end{pmatrix} \cdot d\theta dz \\ &= \frac{\lambda r_i l_{bi}^3}{2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} f_{bi}(\theta) \begin{pmatrix} \cos \theta \\ \sin \theta \end{pmatrix} \cdot d\theta dz \end{aligned} \quad (20)$$

2.4. 저널 베어링의 마찰 토크 및 마찰 손실

저널 베어링에서 유막의 압력차에 의한 전단효과를 무시하면, 전단응력은 $\tau = \frac{\lambda \theta r_i}{h}$ 로 표시되고 마찰력은 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} F_{fi} &= \int_0^{2\pi} \frac{\lambda \theta r_i}{h_i} \cdot l_{bi} \cdot r_i \cdot d\theta \\ &= \lambda l_{bi} r_i^2 \int_0^{2\pi} \frac{\theta}{(C_i - X_i \cos \theta - Y_i \sin \theta)} d\theta \end{aligned} \quad (21)$$

주 및 보조 베어링에서, 마찰 토크 T_b 및 크랭크축의 마찰력에 의한 마찰손실 L 는 다음과 같다.

$$T_b = T_1 + T_2 = F_{f1} \cdot r_1 + F_{f2} \cdot r_2 \quad (22)$$

$$L_i = L_1 + L_2 = \frac{\bar{\theta}}{2\pi} \left[\int_0^T T_1 \cdot \dot{\theta} dt + \int_0^T T_2 \cdot \dot{\theta} dt \right] \quad (23)$$

여기서, $\bar{\theta}$ 는 축의 각속도 ω 의 주기시간 T 동안의 평균값을, 하첨자 1, 2는 각각 주 베어링과 보조 베어링을 나타낸다. 마찰계수는 $\mu_1 = \frac{F_{f1}}{F_{b1}}$, $\mu_2 = \frac{F_{f2}}{F_{b2}}$, $F_{b1} = \sqrt{F_{bx1}^2 + F_{by1}^2}$, $F_{b2} = \sqrt{F_{bx2}^2 + F_{by2}^2}$ 이다.

3. 계산 과정 및 결과

해석 대상의 왕복동형 압축기는 축동력이 200W급인 비교적 소형의 압축기로서, 흡입압력 $p_s = 0.132$ MPa, 토출압력 $p_d = 1.352$ MPa의 조건에서 운전된다. 계산에 사용된 왕복동형 압축기의 주요 설계면수들은 Table 1에 나타내었다. 실린더의 간극체적을 V_c 로 표시하면, 크랭크축의 회전각도 θ 에 따라 변화하는 실린더의 체적은 $V(\theta) = V_c + \pi r_p^2 [r(1 + \cos \theta) + l(\cos \phi - 1)]$ 이다. 여기서, 압축이 시작될 때의 실린더 흡입체적 V_s 는 $\theta = \phi = 0^\circ$ 이므로 $V_s = V_c + 2\pi r_p^2 \cdot r$ 로 주어진다. 냉매기체의 압축과정을 단열압축과정 또는 폴리트로픽과정으로 가정하여 단열압축지수를 k 로 표시하면 압축실의 압력 $p(\theta)$ 는 $p_s(V_s/V(\theta))^k$ 로 계산된다.

기존의 교류전동기에 비해 고효율, 고토크의 특성을 가진 BLDC전동기가 본 연구의 압축기에 사용된다. 전동기의 주파수 모드에 따른 구동 토크의 특성은 Table 2와 같다. 교류전동기가 적용되는 경우 각속도에 따라 구동 토크가 변동되므로 해의 주기성 조건이 만족되는 초기 각속도 $\dot{\theta}(0)$ 가 계산된다. 본 연구의 BLDC전동기의 경우, 제어가 용이하므로 각 주파수별 정상운전 조건에서 Table 2와 같이 일정한 토크로서 구동하는 것으로 가정하였다. 이에 따라, 크랭크축의 한 주기동안 각속도는 일정한 값으로 유지되고, 각 마찰부에서의 마찰계수 값은 $\mu_p = \mu_s = \mu_r = 0.03$ 으로 하였다. 각속도와 마찰계수의 값이 가정되면, 연립 비선형 방정식 계로 구성되는 구속력 T_x, T_y, S_x, S_y 을 Newton-Raphson 방법[8]을 이용하여 계산하였다.

계산결과에서 한 주기동안 실린더내 체적 및 압력은 4가지 조건의 운전모드에 관계없이 일정하다. 운전주파수별 한 주기동안 피스톤의 관성력을 Fig. 6에 나타내었으며, 저주파의 운전조건에서 힘의 크기가 작아지며 90° 와 270° 에서 힘의 작용방향이 반전되는 것을 볼 수 있다. 즉, 상사점을 기준으로 전후 90° 의 크랭크각도 구간에서는 x 축방향으로 관성력이 작용하고, 나머지 구간에서는 $-x$ 축방향으로 힘이 작용한다. 피스톤과 실린더 벽면 사이의 마찰력은 Fig. 7과 같이 계산되며, 피스톤의 운동방향과 반대방향으로 힘이 작용됨을 볼 수 있다. 각 운전주파수별 운전조건에서 피스톤에 작용하는 x, y 방향의 반력 T_x, T_y 를 Fig. 8, 9에 나타내었다. 냉매기체의 압축힘 $P(t)$ 는 일정하고, 상사점을 기준으로 전후 90° 의 크랭크각도 구간에서 x 축방향으로 피스톤의 관성력이 작용하므로 피스톤을 지지하는 힘 T_x 는 저

Table 1. Mechanical properties of the reciprocating compressor

Mass moment of inertia of crankshaft and motor rotor	$I_x = 0.82881 \times 10^{-3} N \cdot m \cdot s^2$ $I_y = 0.8313 \times 10^{-3}$ $I_z = 0.3728 \times 10^{-3}$
Mass of crankshaft and motor rotor	$m_r = 0.91668 \text{ kg}$
Mass moment of inertia of connecting rod	$I_c = 11.301 \times 10^{-6} N \cdot m \cdot s^2$
Mass of connecting rod	$m_c = 0.0370 \text{ kg}$
Rotating length of connecting rod	$a = 33.047 \text{ mm}$
Reciprocating length of connecting rod	$b = 12.393 \text{ mm}$
Mass of piston	$m_p = 0.0471 \text{ kg}$
Radius of piston	$r_p = 12.25 \text{ mm}$
Radius of piston pin	$r_T = 3.75 \text{ mm}$
Radius of crankshaft	$r_i = 8.5 \text{ mm}, (i = 1, 2)$
Radius of crank pin	$r_s = 7.55 \text{ mm}$
Length of between crankshaft center and crank pin center	$r = 9.5 \text{ mm}$
Radius of eccentric mass of crankshaft and motor rotor	$r_e = 0.341 \text{ mm}$
Length of main bearing	$l_{b1} = 14 \text{ mm}$
Length of sub bearing	$l_{b2} = 15 \text{ mm}$
Distance of main bearing axial center position from crankshaft gravitational center G	$L_{b1} = 47.074 \text{ mm}$
Distance of sub bearing axial center position from crankshaft gravitational center G	$L_{b2} = 5.574 \text{ mm}$
Distance of crank pin axial center position from crankshaft gravitational center G	$L_f = 70.574 \text{ mm}$
Viscosity of refrigeration oil	$\lambda = 3 \text{ cP}$
Journal clearance on bearings	$C_i = 10 \mu\text{m}, (i = 1, 2)$
Clearance volume of cylinder	$V_c = 43.103 \times 10^{-9} \text{ m}^3$

Table 2. Characteristics of driving torque of the BLDC motor

Mode	Input power(W)	Input torque of motor(N · m)	Driving torque(N · m)
36 Hz (2160 rpm)	108.4	0.493	0.416
48 Hz (2880 rpm)	144.8	0.480	0.411
58 Hz (3480 rpm)	180.7	0.496	0.430
65 Hz (3900 rpm)	207.2	0.507	0.433

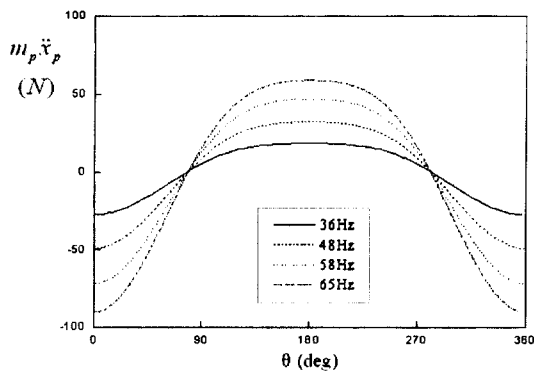


Fig. 6. Inertia force of the piston versus crank angle θ for the 4 operating modes.

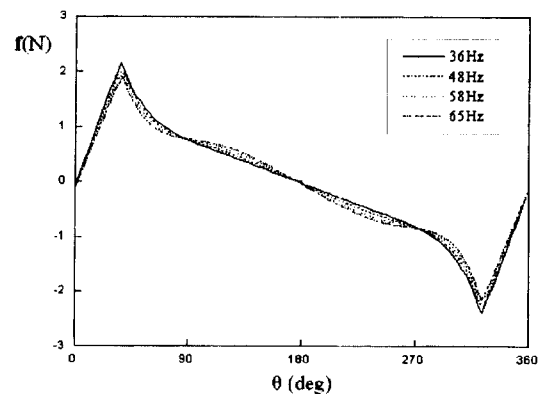


Fig. 7. Friction force between piston and cylinder versus crank angle θ for the 4 operating modes.

주파의 운전조건에서 상대적으로 큰 힘이 작용되어야 한다. 그러므로, 상사점 근처에서 T_i 의 반력은 저주파

운전조건일수록 그 크기가 크고 하사점에서는 작아지는 것을 볼 수 있다. 반력 T_i 의 경우에도 크랭크각도

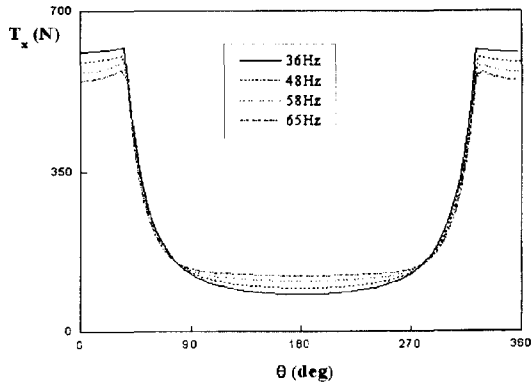


Fig. 8. Reaction force T_x on the reciprocating piston versus crank angle θ for the 4 operating modes.

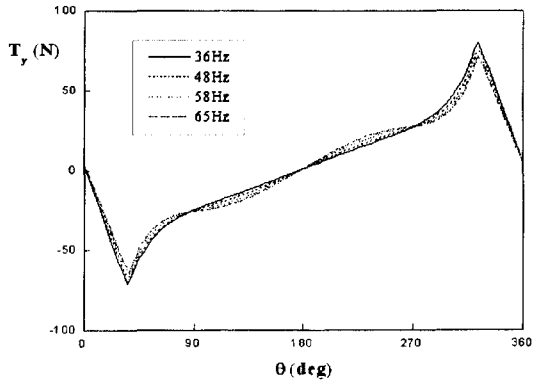


Fig. 9. Reaction force T_y on the reciprocating piston versus crank angle θ for the 4 operating modes.

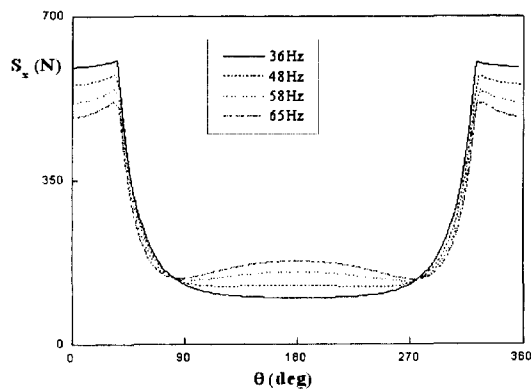


Fig. 10. Applied load S_x on crankshaft versus crank angle θ for the 4 operating modes.

0°, 90°, 180°, 270°을 경계로 하여 각 운전모드에 따라 힘의 크기가 반전되었다. 크랭크축에 작용하는 x, y방

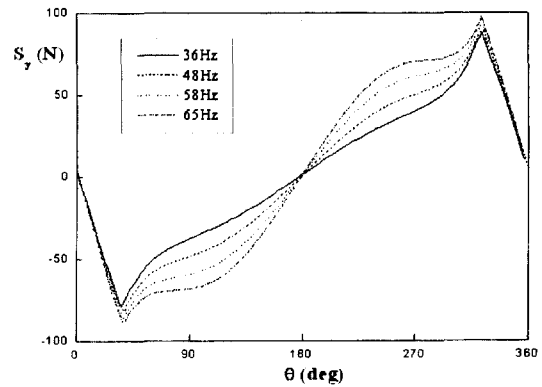


Fig. 11. Applied load S_y on crank pin versus crank angle θ for the 4 operating modes.

향 힘 S_x , S_y 의 운전주파수별 변화는 Fig. 10, 11에 나타내었다. 커넥팅 로드 기구의 특성에 의해 T_x , T_y 의 힘이 전달되므로 이들 힘과 유사한 형태로 변화하였다. 이에 따라, 고주파 조건에 비해 저주파 운전조건에서 피스톤의 관성력이 상대적으로 작게 발생되므로 피스톤을 지지하는 반력 T_x 는 크게 작용되어야 한다. 그러므로 크랭크축에 작용하는 하중 S_x 는 저주파의 운전영역에서 고주파 조건에 비해 크게 작용한다.

저널 베어링으로 지지된 크랭크축의 궤적을 구하기 위해 레이놀즈 방정식에 의해 표시되는 유막압력의 적분에 의한 베어링 반력을 계산한다. 유막압력의 적분을 위한 식 (20)의 계산은 Simpson의 적분공식을 이용하였다. 이때, Fig. 5에서 베어링 원주방향 ϕ 의 원점과 방향을 θ 의 원점 및 방향과 서로 일치하는 것으로 간주한다. 크랭크축의 운동방정식은 비선형의 감쇠력이 존재하는 비보존의 초기치 문제로서 방정식을 시간영역에서 이산화하고 적분 알고리즘을 이용하여 단계적으로 계산해 나가는 직접수치적분이 가능하다. 적분 알고리즘은 명시적 방법(explicit scheme)으로 비선형, 비보존계에서도 계산상의 안정성 및 계산효율이 양호한 4차의 Runge-Kutta법을 적용하였다.

초기 시간 $t=0$ 일 때, 축중심 X_0 , Y_0 의 초기조건을 X-Y좌표계의 원점 부근으로 하여 크랭크축이 정상조건으로 회전하게 되는 3회전동안의 과도응답의 해석결과를 Fig. 12와 같이 구하였다. 해석 대상 압축기 모델의 가장 낮은 운전주파수인 36 Hz에서 주 베어링, 보조 베어링, 무게중심 G의 위치에서의 크랭크축의 과도 응답 특성을 나타내었다. 그림에서 좌표계의 종축과 횡축을 베어링 반경방향의 틱새 $C(C = (C_1 + C_2)/2)$

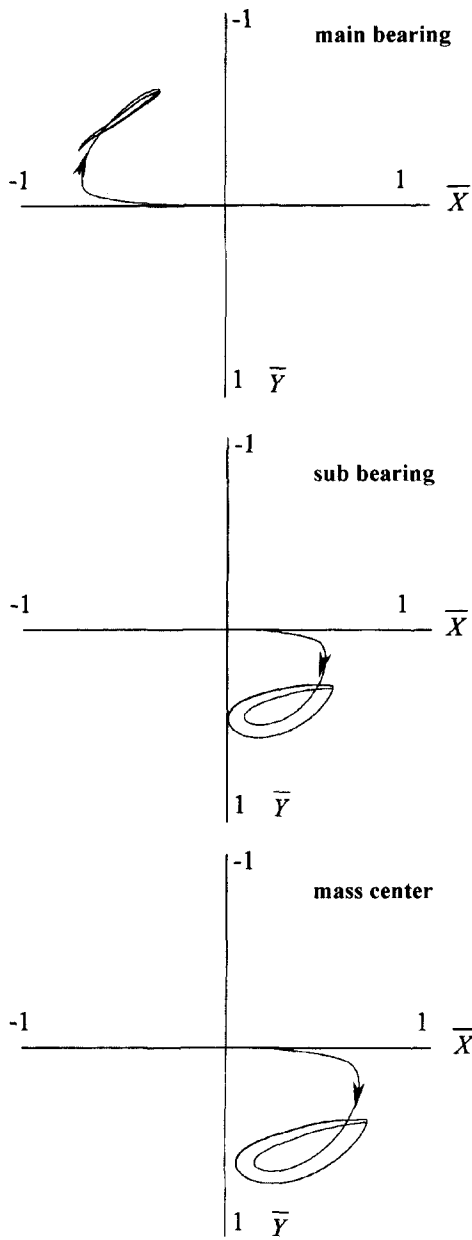


Fig. 12. Transient orbits of crankshaft on main bearing, sub bearing, and mass center position for the 36 Hz operating mode.

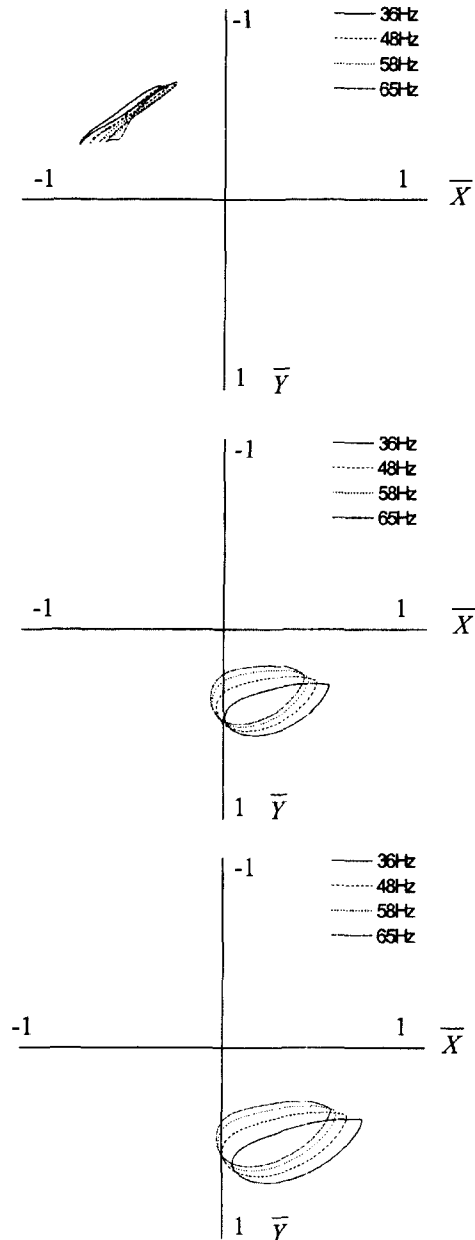


Fig. 13. Comparison of crankshaft orbits on main bearing, sub bearing, and mass center for the 4 operating modes.

로서 무차원 편심을 \bar{X} , \bar{Y} 로 나타내면, 축의 편심도, 진폭의 크기, 수렴의 과정 등을 알 수 있다. 또, 주 베어링의 궤적과 나머지 궤적들은 서로 대칭적인 위치에 있으므로 축이 경사되어 휘얼을 형성하는 것으로

이해된다. 즉, 크랭크축의 휘돌림 형태는 원추형의 진동형태(conical whirl)로서 베어링의 중심에서 편심된 타원형의 궤적으로 운동한다. Fig. 13에서는 크랭크축이 정상조건으로 운전하게 되는 3회전 과정에서의 각

Table 3. Friction losses of the journal bearings for the 4 operating modes.

Mode	Classification	Main bearing		Sub bearing		Total losses
		L_1 (W)	μ_1	L_2 (W)	μ_2	L_t (W)
	36 Hz	1.423	0.0031	1.263	0.009	2.686
	48 Hz	2.405	0.0034	2.161	0.012	4.565
	58 Hz	3.399	0.0036	3.084	0.013	6.483
	65 Hz	4.190	0.0038	3.824	0.014	8.013

주파수별 궤적의 형상과 크기를 나타내었으며, 저주파의 영역으로 운전조건이 변화됨에 따라 궤적의 크기가 커지는 것을 알 수 있다. 이 현상은 Fig. 6의 결과에서 저주파 운전조건인 경우 관성력이 상대적으로 작게 발생되어 압축하중이 크랭크축에 과다하게 작용되기 때문이다. 그러므로, 저주파 운전조건에서도 왕복운동하는 피스톤의 관성력이 충분히 발생되도록 설계하여 축에 작용하는 하중이 적절하도록 하여야 한다. 또, 각 운전조건별 저널 베어링에서의 마찰손실 및 마찰계수를 Table 3에 나타내었다. 마찰손실은 회전속도가 증가함에 따라 비례적으로 증가하지만, 마찰계수는 이에 비해서는 거의 일정하게 계산되었다.

4. 결 론

BLDC전동기로 구동되는 가변속 왕복동형 압축기의 저주파 운전영역에서 발생하는 이상 진동 현상을 규명하기 위해 2개의 저널 베어링으로 지지되는 크랭크축의 동적 거동을 해석하였다. 압축기구부의 동적 모델링 및 해석 결과, 저주파 운전영역에서 왕복운동하는 피스톤의 관성력이 고주파의 운전영역에 비해 상대적으로 작게 작용하였다. 이에 따라, 저주파 운전영역에서 크랭크축에 작용하는 하중이 고속 운전조건에 비해 과다하게 작용하므로 축의 휘돌림 궤적이 상대적으로 크게 나타난다. 이것은, 저주파 운전조건에서 피스톤의 관성력이 작게 작용함에 따라 압축하중을 지지하는 피스톤 반력이 커지기 때문이다. 그러므로, 크랭크축에 작용하는 하중은 저주파 운전조건에서 고주파의 조건보다 크게 되므로 축의 휘돌림 궤적도 크게 나타나는 것으로 이해된다. 또, 크랭크축의 회전속도가 증가함에 따라 마찰손실은 증가하지만, 마찰계수의 값은 운전속도에 크게 영향을 받지 않아 거의 일정하게 계산되었다.

후 기

본 연구는 2000년도 (주)LG전자 냉기컴프레서사업부의 지원으로 진행되었으며, 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참고문헌

1. 김성진, 강경식, 심재술, "소형 왕복동식 압축기 셀에 가해지는 가진력의 간접적 측정," 한국소음진동학회지, 제7권, 제6호, pp.899-908, 1997.
2. 今市憲作, 石井徳章, 鹿籠六信夫, "小形往復圧縮機の振動," 日本機械學會論文集, 第41卷, 348號, pp.2333-2346, 1975.
3. Dufour R., Hagopian J. Der and Lalanne M., "Transient and steady state dynamic behavior of single cylinder compressors: prediction and experiments," Journal of Sound and Vibration, Vol.181, No.1, pp. 23-41, 1995.
4. Kjeldsen, K. and Madsen, P., "Reduction of compressor vibrations by optimizing the location of the counterweight and the internal springs," Proceedings of International Compressor Engineering Conference, Vol.1, pp.55-59, 1978.
5. Kirk, R. G. and Gunter E. J., "Short Bearing Analysis Applied to Rotor Dynamics, Part 1: Theory," Journal of Lubrication Technology, April, pp.319-329, 1975.
6. Lund, J. W., "Review of the concept of dynamic coefficients for fluid film journal bearings," ASME Journal of Tribology, Vol.109, pp.37-41, 1987.
7. 김태중, 한동철, "스크롤 압축기에 적용된 가변반경 크랭크 기구의 동적 거동에 관한 연구," 한국윤활학회지, 제12권, 제2호, pp.8-19, 1996.
8. Press, W. H. and Flannery, B. P., "Numerical Recipes," Cambridge University Press, pp.254-259, 1986.