

<논 문>

## 가변속 왕복동형 압축기 본체의 동적 거동 해석 Dynamic Behavior Analysis of a Reciprocating Compressor Body with Variable Rotating Speed

김 태 종<sup>†</sup>

Tae-Jong Kim

(2001년 8월 25일 접수 : 2001년 10월 11일 심사완료)

**Key Words** : Reciprocating Compressor Body(왕복동형 압축기 본체), Coil Spring(코일 스프링), Loop Pipe(토출관), Measurement of Stiffness(강성 측정), Variable Rotating Speed(가변 회전 속도), Dynamic Behavior Analysis(동적 거동 해석), Transmitted Forces(전달력)

### ABSTRACT

A reciprocating compressor unit with variable rotating speed driven by BLDC motor is mounted inside hermetic chamber on an internal suspension composed of 4 coil springs and a discharge pipe. A method for predicting the dynamic behavior of compressor body is required for a reduction of transmitted vibrations. The mechanical characteristics of spring and discharge pipe stiffness properties have been obtained from experimental tests and mass moment of inertia of the compressor body from CAD. To confirm the vibration model for the compressor body, free vibration analyses are performed with theoretical and experimental methods. Results for analytical investigations on the dynamic behavior of the compressor body and the transmitted forces to the hermetic chamber through the suspension elements are presented.

### 1. 서 론

냉장고, 에어컨 등의 가전제품에서 압축기에 의해 발생하는 진동 및 소음의 저감은 소비자의 큰 욕구일 뿐만 아니라 공학적으로도 중요한 문제중의 하나이다. 압축기는 구동기구에 따라 왕복동형, 회전형, 스크롤형으로 나누어지는데 회전형과 스크롤형은 주로 공조용기기에 사용되고 냉장고에는 대부분 왕복동형 압축기가 사용된다. 특히 냉장고의 저소음화에 대한 소비자의 요구는 다른 가전제품에 비하여 크며, 압축기는 냉장고의 주 소음원으로 작용하고 있다.<sup>(1)</sup>

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. 정상운전조건인 경우, 압축력 및 편심질량의 불평형 하중이 크랭크축에 교차적으로 작용하는 가진력의 진폭 및 진동수는 조화가 진의 형태이다. 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

<sup>†</sup> 책임저자, 정회원, 부산대학교 기계공학부, 기계기술연구소  
E-mail : tjong@hyowon.pusan.ac.kr  
Tel : (051) 510-2474, Fax : (051) 514-7640

및 토출로 인해 다양한 형태의 진동, 소음이 발생한다. 이에 따라, 압축기의 진동 소음을 저감하기 위한 많은 연구가 있었으며 특히, 압축기 본체의 진동 특성, 과도 및 정상운전조건에서의 동적 거동 해석,<sup>(2, 3)</sup> 지지계 및 균형 무게 설계에 의한 진동 저감<sup>(4-6)</sup> 등에 관한 발표가 있다.

본 연구의 왕복동형 압축기는 BLDC전동기에 의해 36, 48, 58, 65 Hz의 4개 주파수 모드에서 가변속 운전된다. 압축기의 진동 소음을 유발시키는 불평형 힘은 본체를 가진시키고, 4개의 코일 스프링 및 토출관을 통해 밀폐용기 및 외부로 진동이 전달된다. 압축기의 밀폐용기 및 외부로 전달되는 진동의 크기를 저감하기 위해서는 가변속 운전영역에 걸쳐 동적으로 안정된 본체의 지지시스템이 설계되어야 한다. 이를 위해, 코일 스프링 및 토출 파이프로서 지지되는 본체 진동계의 동적 거동에 관한 모델링 및 해석에 관한 연구를 수행하였다. 즉, 코일 스프링 및 토출관의 강성 측정 및 본체의 동역학적 모델링으로 본체의 진동방정식을 유도하고, 고유치 및 동적 거동을 해석하였다. 개발된 해석 모델을 이용하여 밀폐용기로 전해지는 전달력을 계산하였다.

## 2. 압축기 본체의 운동방정식

### 2.1 본체에 작용하는 가진력

압축기 본체의 동적 거동 해석을 위해 Fig. 1과 같이 모델링된 본체의 무게중심  $G$ 의 위치에  $XYZ$  절대좌표계를 설정한다. 본체의 질량 행렬을  $[M]$ , 스프링과 토출관에 의해 지지 되어 있는 지지계의 강성 행렬을  $[K]$ 라 하고, 이 진동계에 작용하는 가진력을  $[F(t)]$ 라 하면 계의 운동방정식은 다음과 같다.

$$[M][\ddot{X}(t)] + [K][X(t)] = [F(t)] \quad (1)$$

$$\text{여기서, } [M] = \begin{bmatrix} M & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & M & 0 & 0 & 0 \\ & & M & 0 & 0 \\ & & & I_{XX} & -I_{XY} & -I_{XZ} \\ & & & & I_{YY} & -I_{YZ} \\ & & & & & I_{ZZ} \end{bmatrix} \text{이다}$$

본 연구의 압축기는 커넥팅 로드 기구로 구성되며, 구동용 전동기와 압축기구부는 직결되고 압축기구부는 Fig. 2와 같이 집중질량계로 모델링하였다. 그림의 피스톤 운동평면에서 크랭크축의 회전중심위치  $o_1$ 를

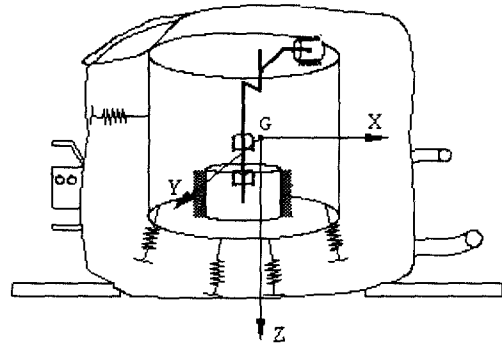


Fig. 1 Modeling of the compressor body supported on 4 coil springs and loop pipe

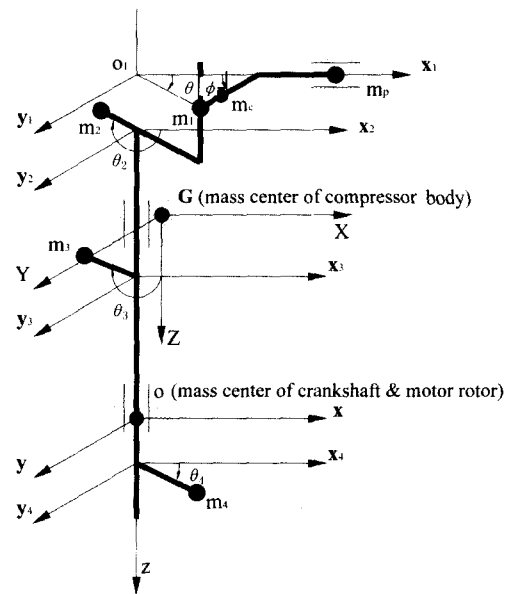


Fig. 2 The concentrated mass modeling of the compressor body and the slider-crank mechanism

원점으로 하는  $x_1 y_1 z_1$  고정좌표계를 설정하였다. 이 좌표계는 본체의 무게중심  $G$ 에 설정된  $XYZ$ 좌표계와 평형조건에서 평행한다.  $m_c$ ,  $m_p$ 는 커넥팅 로드, 피스톤의 집중 질량을,  $(x_c, y_c)$ ,  $(x_p, y_p)$ 는 커넥팅 로드, 피스톤의 무게중심위치를 표시한다. 각 기계 요소의 운동을 기술하기 위해 독립 변수의 크랭크축 회전각  $\theta$ 를 사용하고, 보조변수로서 커넥팅 로드의 회전각도  $\phi$  및 피스톤 위치  $x_p$  등을 이용한다. 본체에 작용하는 가진력은 각 운동요소의 관성에 의해 발생되므로 Fig. 2의 모델링과 같이 4개의 평면에서 힘이 작용하게 된다.  $m_1$ 은 크랭크핀의 질량 및 커넥팅 로

드의 회전질량 ( $m_{ro} = \frac{a}{l} m_c$ )의 합을 나타낸다. 또,  $m_2$ 는 크랭크암(crank arm)의 편심 질량을 표시하고,  $m_3, m_4$ 는 전동기 회전자의 상부, 하부에서의 균형무게(balancer weights)의 질량을 나타낸다. 각 평면에서, 불평형 질량의 회전반경  $r_j$ 와  $x_j$ 사이의 위상각도  $\phi_j$ 에 의해 정의되는 불평형 질량  $m_j$ 에 의한 하중은 다음과 같다.

$$F_{xj} = -m_j r_j \frac{d}{dt}(\dot{\theta} \cdot \sin \theta_j),$$

$$F_{yj} = m_j r_j \frac{d}{dt}(\dot{\theta} \cdot \cos \theta_j), \quad F_{zj} = 0 \quad (j=1, 2, 3, 4)$$

(2)

단,  $\theta_j = \theta + \phi_j, F_{x1} = -m_1 r_1 \frac{d}{dt}(\dot{\theta} \cdot \sin \theta_1) + (m_{re} + m_p) \cdot \dot{x}_p$ 이다.

본체의 무게중심  $G$ 에서 불평형 질량  $m_j$ 의 위치벡터를  $\vec{r}_j = x_j \vec{i} + y_j \vec{j} + z_j \vec{k}$ 라 할 때, 불평형 힘에 의한 모멘트는 다음과 같다.

$$M(G) = \sum_{j=1}^4 \left[ \begin{pmatrix} M_{xj} \\ M_{yj} \\ M_{zj} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -z_j \cdot F_{yj} \\ z_j \cdot F_{xj} \\ x_j \cdot F_{yj} - y_j \cdot F_{xj} \end{pmatrix} \right] \quad (3)$$

여기서,  $M_{xj} = M_{yj} = 0, \sum_{j=1}^4 M_{zj} = (I_o + m_{ro} \cdot r^2) \cdot \ddot{\theta} + (m_c \cdot ab - I_c) \cdot \ddot{\phi} + L_b - L_T$  그러므로, 본체의 무게중심  $G$ 에 작용하는 가진력 벡터  $[F(t)]$ 는 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -z_j & 0 & 1 & 0 & 0 \\ z_j & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -y_j & x_j & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{xj} \\ F_{yj} \\ F_{zj} \\ M_{xj} \\ M_{yj} \\ M_{zj} \end{bmatrix} \quad (4)$$

각 기계요소별 운동방정식 및 기구학적 관계식에서 압축기구시스템의 운동을 한정하는 구속력들은 다음과 같이 유도된다.<sup>(7)</sup>

$$T_x = m_p \ddot{x}_p + P(t) + f \quad (5)$$

$$T_y = \frac{(I_c - m_c ab) \ddot{\phi} + L_S + L_T}{l \cos \phi} - [(m_p + m_{re}) \ddot{x}_p + P(t) + f] \cdot \tan \phi \quad (6)$$

$$S_x = (m_p + m_{re}) \ddot{x}_p + P(t) + f - m_{ro} \cdot r \frac{d}{dt}(\dot{\theta} \cdot \sin \theta) \quad (7)$$

$$S_y = \frac{(I_c - m_c ab) \ddot{\phi} + L_S + L_T}{l \cos \phi} - [(m_p + m_{re}) \ddot{x}_p + P(t) + f] \cdot \tan \phi + m_{ro} \cdot r \frac{d}{dt}(\dot{\theta} \cdot \cos \theta) \quad (8)$$

여기서,  $T_x, T_y$ 는 피스톤에 작용하는 반력이고,  $f$ 는 실린더 벽면에 의한 마찰력을,  $P(t)$ 는  $x$ 방향으로 작용하는 실린더내 압축기체에 의한 힘을 나타낸다. 커넥팅 로드와 크랭크축의 연결부에 작용하는 반력  $S_x, S_y$ , 커넥팅 로드 무게중심위치에서의 질량관성 모멘트는  $I_c$ 로 표시하였다. 피스톤핀 연결부의 마찰토크와 크랭크핀에서의 마찰 토크를 각각  $L_T, L_S$ 로 나타내었다.  $m_{ro} = \frac{a}{l} m_c, m_{re} = \frac{b}{l} m_c$ 이고, 마찰력  $f = C_d \cdot \mu_p \cdot |T_y|$ 에서,  $\dot{x}_p > 0$ 이면  $C_d = -1$ 이고,  $\dot{x}_p < 0$ 이면,  $C_d = 1$ 이다. 또,  $L_S = \mu_s \sqrt{S_x^2 + S_y^2} \times r_s, L_T = \mu_T \sqrt{T_x^2 + T_y^2} \times r_T$ 이다.

왕복동형 압축기의 전동기 회전자는 크랭크축에 열박음 공정으로 결합되며, 고정자는 압축기 본체에 강체적으로 연결된다. Fig. 2의 해석 모델에서 베어링의 중심과 일치하는 크랭크축의 기하학적 중심에  $xy$ 고정좌표계를 설정한 다음, 축방향의 무게중심 위치에 좌표계의 원점  $o$ 를 둔다.  $xyz$  좌표계는 평형상태에서 앞서 설정된  $XYZ$  고정좌표계와 평행한다. 크랭크축의  $z$ 축 회전 관성모멘트를  $I_o$ 라 하고, 전동기의 구동 토크를  $N(\dot{\theta})$ , 크랭크핀에서의 마찰 토크를  $L_S$ , 저널 베어링에서의 마찰 토크를  $L_b$ 라 하면 회전 운동방정식은 다음과 같이 유도된다

$$\sum M_o = I_o \ddot{\theta},$$

$$I_o \ddot{\theta} = N(\dot{\theta}) + S_x r \sin \theta - S_y r \cos \theta - L_b - L_S \quad (9)$$

여기서,  $L_b = \sum_{i=1}^2 L_{bi}, L_{bi} = \mu_i \sqrt{F_{bxi}^2 + F_{byi}^2} \times r_i, i=1, 2$ 는 각각 주 및 보조 베어링을 표시한다. 또,  $F_{bxi}, F_{byi}$ 는 Reynolds방정식에 의해 계산되는 저널 베어링의 유막반력<sup>(8,9)</sup>을 나타낸다.

## 2.2 코일 스프링 지지계의 강성

본 논문의 왕복동형 압축기는 본체 밑부분에 위치하는 4개의 코일 스프링과 실린더에서 압축된 냉매를

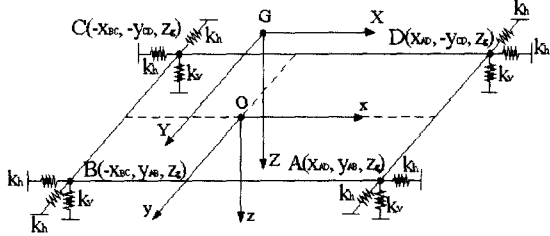


Fig. 3 Geometric configuration of the 4 coil springs

냉동사이클로 보내기 위한 토출관이 밀폐용기에 고정되어 본체를 지지한다. 스프링의 횡방향 강성을  $k_h$ , 종방향 강성을  $k_v$ 로 표시하면 본체의 무게중심 G에서 각 스프링 지지점까지의 위치는 Fig. 3과 같다. 무게중심에서 단위 변위가 가해졌을 때 각 스프링에서 강성에 의한 반력들이 작용되므로 강성행렬 ([D])은 무게중심 G의 위치에서 힘의 평형원리를 이용하여 구할 수 있다. 각 방향 (X, Y, Z,  $\theta_x, \theta_y, \theta_z$ )으로 단위 변위를 가정하면, 스프링 강성 행렬 ([D])은 다음과 같다.

$$[D] = \begin{bmatrix} D_{11} & & \dots & \dots & & D_{16} \\ & D_{22} & & & & \vdots \\ & & D_{33} & & & \vdots \\ & & & D_{44} & & \vdots \\ & sym & & & D_{55} & \vdots \\ & & & & & D_{66} \end{bmatrix} \quad (10)$$

여기서,

$$\begin{aligned} D_{11} &= 4 k_h, & D_{15} &= -4 k_h Z_g, \\ D_{16} &= 2 k_h (Y_{CD} - Y_{AB}), \\ D_{22} &= 4 k_h, & D_{24} &= -4 k_h Z_g, \\ D_{26} &= 2 k_h (X_{AD} - X_{BC}), \\ D_{33} &= 4 k_v, & D_{34} &= 2 k_v (Y_{AB} - Y_{CD}), \\ D_{35} &= 2 k_v (X_{BC} - X_{AD}), \\ D_{44} &= 4 k_h Z_g^2 + 2 k_v (Y_{AB}^2 + Y_{CD}^2), \\ D_{45} &= -2 k_v (X_{AD} - X_{BC})(Y_{AB} - Y_{CD}), \\ D_{46} &= -2 k_h Z_g (X_{AD} - X_{BC}), \\ D_{55} &= 2[2 k_h Z_g^2 + k_v (X_{AD}^2 + X_{BC}^2)], \\ D_{56} &= -2 k_h Z_g (Y_{AB} - Y_{CD}), \\ D_{66} &= 2 k_h (X_{AD}^2 + X_{BC}^2 + Y_{AB}^2 + Y_{CD}^2), \\ D_{12} &= D_{13} = D_{14} = D_{23} = D_{25} = D_{36} = 0 \end{aligned}$$

### 2.3 토출관(loop pipe)의 강성

압축기의 실린더내에서 압축된 냉매를 냉동사이클로 보내기 위한 토출관은 한쪽 끝단이 밀폐용기에 고정되어 코일 스프링과 함께 압축기 본체를 지지한다. 복잡한 형상을 갖는 토출관의 강성을 구하기 위하여 본체와 연결되는 토출관 끝 단에서 6×6 강성행렬을 측정하고, 좌표변환을 이용하여 본체 무게중심 G에서의 토출관의 강성 행렬 ([B])을 계산한다. 토출관의 강성을 측정하는 실험 장치의 개략도 Fig. 4에서 토출관 끝단에 중력방향으로 질량을 부가하고, 각 방향에서의 변위를 측정한다. 이 때 중력방향으로의 변위는 중력방향의 부가 질량에 의한 변위로 중력방향으로의 강성이고, 중력방향 외의 변위는 그 변위를 유발하는 회전방향 변위에 의한 것이다. 이 회전방향 변위는 중력방향 부가 질량과 그 때 회전방향 모멘트에 의해 발생하는 변위로 가정하였다. 좌표계의 기준점 및 위치를 명확히 한 다음, 본체와 연결되는 토출관 끝단에서의 강성 값을 측정하였다. 토출관 끝단에서의 강성행렬을 [B]이라 하면, 힘과 변위의 관계는 식 (11)과 같다.

$$[F] = [B][\delta\xi] \quad (11)$$

토출관의 끝단에  $F_\xi$ 가 가해지면  $\xi$ 방향의 변위  $\delta\xi$ 가 발생되고 또, 모멘트 방정식에 의해  $M_\eta, M_\zeta$ 도 작용된다.  $M_\eta$ 에 의해 토출관의 끝단 지점의 측정위치에서  $\xi$ 방향,  $\zeta$ 방향의 변위가 또  $M_\zeta$ 에 의해  $\eta$ 방향,  $-\xi$ 방향의 변위가 각각 발생한다. 그러므로,  $\zeta$ 방향의 변위 측정값에서  $\delta\theta_\eta = -\frac{\delta\zeta}{r_X}$ 를 이용하여  $\delta\theta_\eta$

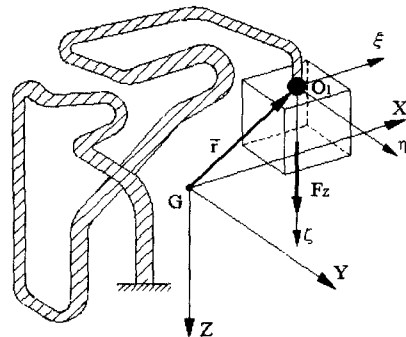


Fig. 4 Loop pipe configuration for experimentation of stiffness

를 계산하고,  $\eta$ 방향의 변위 측정값을 이용하여  $\delta\theta_\xi = -\frac{\delta\eta}{r_x}$ 를 구한다. 또, 무게가 작용되는 방향을 바꾸어 토출관 끝단에서  $F_\eta$ 가 작용되면  $\eta$ 방향의 변위  $\delta\eta$ 가 발생되고  $M_\xi, M_\zeta$ 의 모멘트가 작용한다.  $M_\xi$ 에 의해  $\eta$ 방향,  $-\xi$ 방향의 변위가 발생되고  $M_\zeta$ 에 의해  $-\eta$ 방향,  $\xi$ 방향의 변위가 나타난다.  $\xi$ 방향의 측정값을 이용하여  $\delta\theta_\xi = -\frac{\delta\xi}{r_y}$ 를 구하고  $\zeta$ 방향의 변위 측정값에서  $\delta\theta_\xi = -\frac{\delta\eta}{r_z}$ 를 계산한다. 같은 방법으로  $F_\zeta$ 가 가해졌을 때  $[B']$ 의 요소를 구할 수 있으므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[B'] = \begin{bmatrix} B_{11} & 0 & 0 & 0 & B_{15} & B_{16} \\ & B_{22} & 0 & B_{24} & 0 & B_{26} \\ & & B_{33} & B_{34} & B_{35} & 0 \\ & & & B_{44} & 0 & 0 \\ & sym & & & B_{55} & 0 \\ & & & & & B_{66} \end{bmatrix} \quad (12)$$

본체의 무게중심  $G$ 에 설정된  $XYZ$  좌표계에서 토출관이 본체에 연결되는  $O_1$  점의 좌표를  $r_x, r_y, r_z$ 로 표시하면,  $O_1$ 에 설정된  $\xi\eta\zeta$  국부좌표계의  $XYZ$  좌표계로의 변환은 다음과 같다.

$$[B] = [E]^T [B'] [E] \quad (13)$$

여기서,  $[E] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & r_z & -r_y \\ & 1 & 0 & -r_z & 0 & r_x \\ & & 1 & r_y & -r_x & 0 \\ & & & 1 & 0 & 0 \\ & sym & & & 1 & 0 \\ & & & & & 1 \end{bmatrix}$ 이다.

토출관의 강성 행렬 ( $[B]$ )과 4개 코일 스프링의 강성행렬 ( $[D]$ )을 더하여 본체의 무게중심  $G$ 에서의 전체 지지계의 강성행렬 ( $[K]$ )은 다음과 같이 계산된다.

$$[K] = [D] + [B] \quad (14)$$

### 3. 측정 및 해석 결과

#### 3.1 측정 결과

압축기 본체를 지지하는 코일 스프링의 실제 조건과 일치시키기 위해, 스프링 4개에 대한 강성을 동시

에 측정하고 스프링 하나의 강성은 측정값의 1/4로 계산하였다. 작용 하중에 대해 각 방향에서 측정된, 4개의 코일 스프링으로 구성되는 지지계 강성계수의 선형성은 Fig. 5에서 확인할 수 있다. 이 결과에서 스프링 하나의 종방향 강성  $k_z$ 는 3367.04 N/m, 횡방향의 폭이 좁은 쪽의 강성  $k_x$ 는 1787.36 N/m, 그리고 횡방향의 폭이 넓은 쪽의 강성  $k_y$ 는 1566.66 N/m의 값으로 계산된다. 그러므로, 본체를 지지하는 스프링계의 횡방향 강성  $k_h = (k_x + k_y)/2$ , 종방향 강성을  $k_v = k_z$ 으로 하였다.

또, 본체와 연결되는 토출관 끝단에서 하중을 가하고  $\xi, \eta, \zeta$ 의 3 방향에서 간극센서로서 변위를 측정하여 토출관의 강성값을 구하였다. 측정된 토출관 강성계수의 선형성은 Fig. 6의  $k_{\xi\xi}, k_{\eta\eta}, k_{\zeta\zeta}$ 의 값에서 대표적으로 확인할 수 있으며, 측정된 계수 행렬  $[B']$ 은 부록 A에 나타내었다. 또, 식 (13)에 의해 계산되

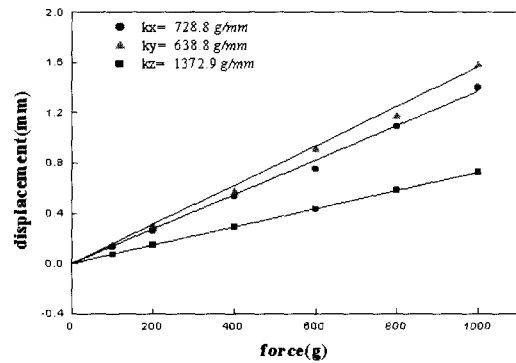


Fig. 5 Plot of measured stiffness coefficients of coil spring, illustrating the linearity

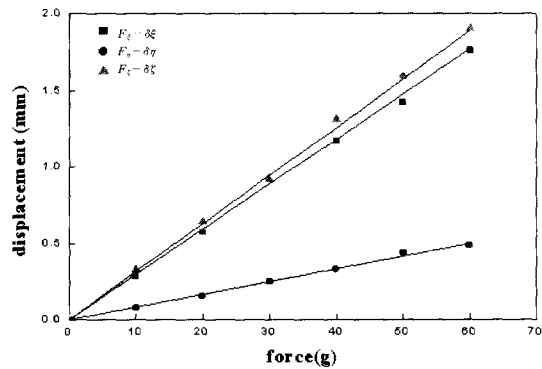


Fig. 6 Measured stiffness coefficients of loop pipe at  $\xi, \eta, \zeta$  directions.

는 토출관의 강성 행렬 [B]와 본체 무게중심에서 계산된 전체 지지계의 강성 행렬 [K]도 부록 A에 나타내었다.

### 3.2 본체의 동적 거동 해석 결과

해석 대상의 왕복동형 압축기는 축동력이 200 W급인 비교적 소형의 압축기로서, 흡입압력  $p_s=0.132$  MPa, 토출압력  $p_d=1.352$  MPa의 조건에서 운전된다. 계산에 사용된 왕복동형 압축기의 주요 설계변수들은 Table 1에 나타내었다. 또, 기존의 교류전동기에 비해 고효율, 고토크의 특성을 가진 BLDC전동기가 사용되며, 36, 48, 58, 65 Hz의 4개 주파수 모드에서 가변속 운전된다. 본 연구는 36 Hz의 저주파 모드의 일정한 각속도에서 구동 토크  $M(\theta)=0.416 \text{ N}\cdot\text{m}$ 로 운전된다고 가정하였다. 압축기 본체의 고유진동수 측정 실험은 압축기에서 가장 많은 힘을 받는 피스톤에 가진기로 힘(pseudo random)을 가하고, X, Y, Z의 방향으로 가속도계를 설치하여 입력 힘과 출력 가속도와의 관계를 주파수응답함수(FRF)를 측정하여 본체의 고유진동수를 구하였고, 그 결과는 Fig. 7과 같

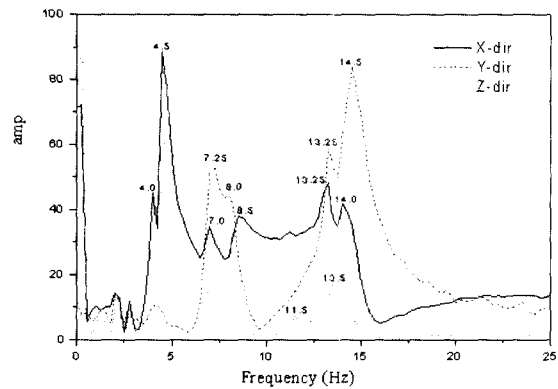


Fig. 7 Measured natural frequencies of the compressor body

다. 그림에서 볼 수 있듯이 실험에 의한 압축기 본체의 고유진동수는 각 방향 모두 5개에서 8개까지 나타남을 알 수 있다. 그리고, 계산으로 구한 압축기 본체의 고유진동수와 실험으로 측정된 값을 Table 2에서 비교하였다.

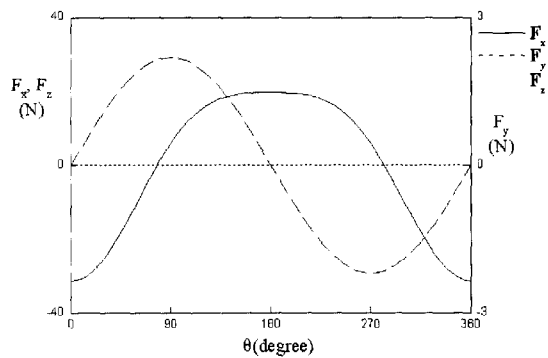
Fig. 8에서 본체에 X축의 압축방향 힘  $F_x$ 는 상사점에서 -31.6 N으로 작용하고 하사점에서 19.78 N으

Table 1 Design parameters of the reciprocating compressor.

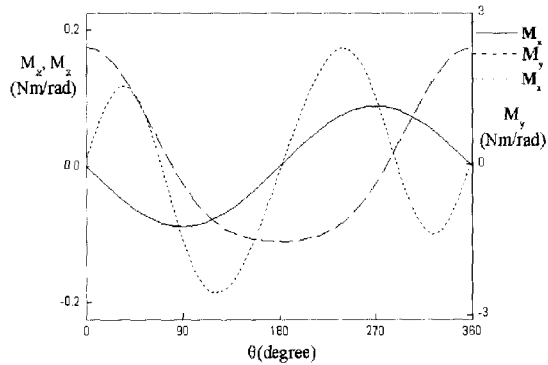
Mass moment of inertia of crankshaft and motor rotor	$I_x = 0.828810^{-3} \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2$
	$I_y = 0.831310^{-3} \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2$
	$I_o = 0.372810^{-3} \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2$
Mass of crankshaft and motor rotor	$m_e = 0.91668 \text{ kg}$
Mass moment of inertia of connecting rod	$I_c = 11.301 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2$
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	$r_S = 7.55 \text{ mm}$
Rotating radius of crankshaft	$r = 9.5 \text{ mm}$
Radius of eccentric mass of crankshaft and motor rotor	$r_e = 0.341 \text{ mm}$
Length of main bearing	$l_{bl} = 14 \text{ mm}$
Length of sub bearing	$l_{bl} = 15 \text{ mm}$
Distance of main bearing axial center from crankshaft gravitational center G	$L_{bl} = 47.074 \text{ mm}$
Distance of sub bearing axial center from crankshaft gravitational center G	$L_{bl} = 5.574 \text{ mm}$
Distance of crank pin axial center 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	$V_c = 73.046 \times 10^{-9} \text{ m}^3$

**Table 2** Comparison of natural frequencies in the compressor body

Mode	Measured (Hz)	Calculated (Hz)
1	4.0	4.0
2	4.5	4.4
3	7.0	6.85
4	7.25	7.7
5	8.0	8.0
6	11.25	11.0



**Fig. 8** Applied forces  $F_x, F_y, F_z$  on the compressor body versus crank angle  $\theta$  for 36 Hz operating mode

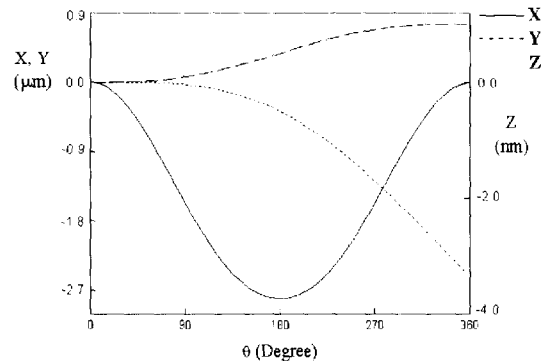


**Fig. 9** Applied Moments  $M_x, M_y, M_z$  on the compressor body versus crank angle  $\theta$  for 36 Hz operating mode

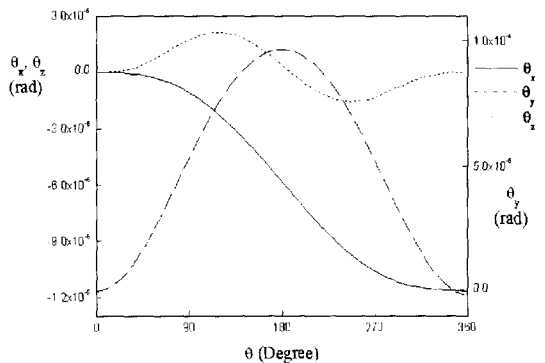
로 작용하여 51.38 N의 변동폭을 갖는다. Y축방향의 힘  $F_y$ 는 크랭크각도 90°의 위치에서 2.19 N, 270°의 위치에서 -2.19 N의 크기를 가져 4.39 N의 변동폭을 가진다. 그러므로 X축의 압축방향의 힘은 Y축 방향의 힘보다 11.7배 크게 변동하게 된다. 또, XY운동평면의 수직방향인 Z축방향의 가진력  $F_z$

는 0이므로 이 방향의 힘은 작용하지 않는다. Fig. 9에서 X축방향의 힘에 의한 Y축방향의 모멘트  $M_y$ 는 상사점에서 2.33 Nm의 크기를 가지며 하사점에서는 -1.55 Nm의 크기를 가지면서 변동한다. 또,  $F_y$ 의 작용에 의해 발생하는 모멘트  $M_x$ 는 서로 대칭적인 변화양상을 보이며 크랭크각도 90°의 위치에서 -0.089 Nm, 270°의 위치에서 0.089 Nm의 크기를 갖는다. 그러므로,  $M_y$ 는  $M_x$ 보다 21.8배의 크기로 작용한다. 이와 같은 가진력 및 모멘트에 의해 X, Y, Z 방향의 변위 및 가속도가 발생된다.

압축기 본체의 동적 거동은 식 (1)을 4차의 Runge-Kutta방법을 적용하여 해석하였다 변위 및 속도의 초기조건은 모두 0으로 가정하여 본체의 동적 응답을 계산하였다. Fig. 10, 11에서 X축방향의 변위 X 및 Y축방향의 각변위  $\theta_y$ 는 압축 가진력에 의해 주기성을 만족시키는 안정적인 궤적 및 진폭의 크기



**Fig. 10** Displacements of the compressor body versus crank angle  $\theta$  for 36 Hz operating mode



**Fig. 11** Angular displacements of the compressor body versus crank angle  $\theta$  for 36 Hz operating mode

를 갖는다. 즉, 압축력에 의한 피스톤의 주 운동은  $X$  축방향이므로 변위  $X$  및  $Y$  축방향의 회전운동(pitch motion)을 나타내는  $\theta_Y$ 는 안정적인 주기운동을 형성한다. 하지만,  $Y$ 축,  $Z$ 축 방향의 변위  $Y$ ,  $Z$  및  $X$ 축 방향의 각변위  $\theta_X$ 는 자려 가진(self-induced)의 힘 및 모멘트에 의해 주기성이 만족되지 않는 불안정한 궤적을 갖게 된다. 즉, 압축기 본체에  $Z$ 방향의 가진력  $F_Z$ 는 작용하지 않지만, 본체에서 발생하는 변위 및 각변위에 의한 자려 가진력이 본체를 가진시켜  $Z$ 방향의 불안정한 변위가 발생된다. 또,  $Z$ 축 방향의 회전운동(yaw motion)을 나타내는  $Z$ 방향의 각변위  $\theta_Z$ 도 모터의 구동 특성  $N(\theta)$ 에 영향을 받지만 안정적인 주기 운동을 나타내었다.

이 자려 가진력은 작으므로 이 힘에 의한 변위가 작아서 저주파 운동의 영향을 받아 주기적 형태로서 한정적인 시간구간에서 지속적으로 증가하고 또, 지속적으로 감소하는 불안정한 형태의 변위를 형성하였다. 이를 관찰하기 위해, 주기시간의 200배 시간동안 본체 무게중심위치에서의 변위  $Y, Z$  및 각변위  $\theta_X, \theta_Z$ 를 Fig. 12, 13에서 나타내었다.  $X$  축방향의 변위는 압축가진력에 의한 변위의 진폭 특성을 나타내지만  $Y$  축,  $Z$ 축 방향의 변위는 그 자체의 진폭을 아주 과다하게 초과하는 저주파 운동성분과 결합하여  $X$  축방향의 진폭보다도 더 큰 변위를 형성하였다. 각 변위 운동에서도  $\theta_X$  방향의 운동은 불안정한 자려운동을 나타내어 저주파 운동 성분과 결합되어 Fig. 13과 같이 과다한 각변위 특성을 나타내게 된다.

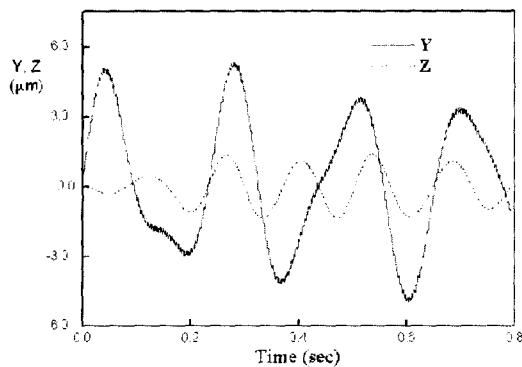


Fig. 12 Displacements of the compressor body versus the time duration for 200 times of period time

한편, Fig. 14는  $X, Y, Z$  축방향의 가속도를 시간 주기의 5배의 시간동안 도시한 것이다. 본체 무게중심위치에서의 가속도 변화는  $X$  축방향으로 작용하는

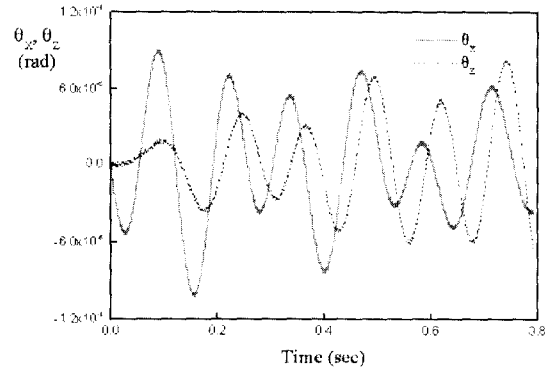


Fig. 13 Angular displacements of the compressor body versus the time duration for 200 times of period time

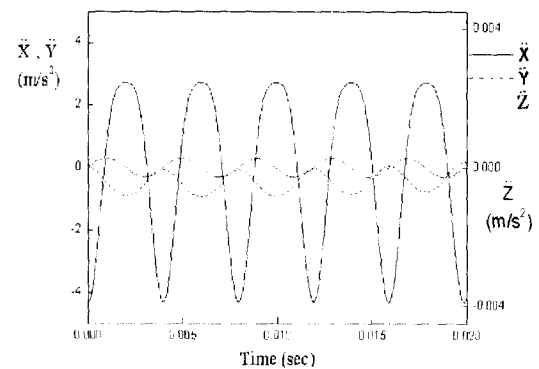


Fig. 14 Accelerations of the compressor body versus the time duration for 5 times of period time

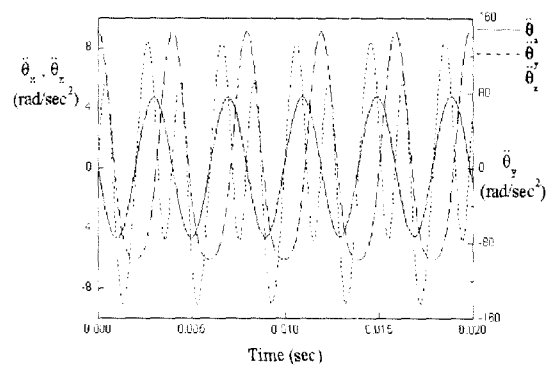


Fig. 15 Angular accelerations of the compressor body versus the time duration for 5 times of period time



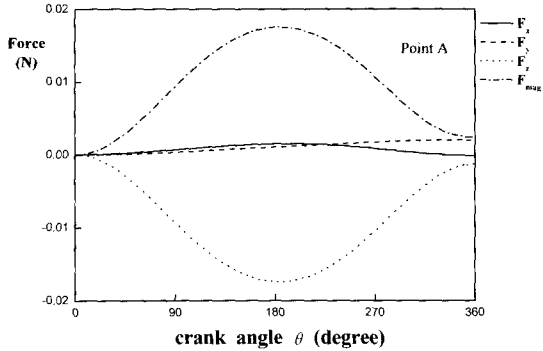


Fig. 16 Transmitted force to hermetic chamber through the coil spring located at point A.

힘의 변화가 가장 크므로 이 방향의 가속도 변화가 큰 진폭으로 변화되는 것을 볼 수 있다. 또, 작용하는 힘과 유사하게 비례적으로 X축방향의 가속도 크기의 변동폭은 Y축방향의 변동폭보다 11.7배 정도로 크다. 가속도와 마찬가지로 각가속도의 경우에도 Fig. 15에서 Y축방향의 각가속도가 가장 크며, 그 크기도 X축방향의 각가속도보다 25.9배 정도의 크기를 갖는다.

또, 코일 스프링이 장착된 4개의 지점중 A점을 통해 밀폐용기로 전달되는 힘  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$ ,  $F_{mag}$ 을 Fig. 16에 나타내었다. Z축방향의 힘  $F_z$ 에 의해 전달력의 크기가 결정되며, C지점을 통해 전달되는 힘이 가장 크지만 0.02 N 이하의 힘이 전달되는 것을 알 수 있다. 스프링으로 지지되는 4곳 중 A점과 D점이 그리고 B점과 C점이 거의 비슷한 전달특성을 나타내지만, 서로 반대의 양상으로 변화되었다. 또, 토출관을 통해 전달되는 힘은 Fig. 17에 나타내었으며, X축 및 Y축 방향으로의 힘이 크게 전달되는 것을 볼 수 있다. 이 전달력은 하나의 코일 스프링을 통해 전달되는 힘의 1/5정도이며 그 크기도 0.004 N 이하이다.

#### 4. 결론

왕복동형 압축기의 밀폐용기를 통해 전달되는 진동을 저감하기 위해 본체의 동적 모델링 및 거동을 해석하였다. 본체를 지지하는 지지계의 특성을 구하기 위해 코일 스프링 및 토출관의 강성을 실험적으로 측정하였다. 이 값을 이용한 압축기 본체의 고유진동수

계산 및 측정 실험을 수행하였으며 그 결과는 거의 일치하였다. 또, 강체로 모델링된 압축기 본체의 동적 거동을 해석하였다. 압축방향의 변위 X 및 Y축방향의 각변위  $\theta_Y$ 는 압축 가진력에 의해 안정적인 주기 운동을 나타내었다. 하지만 Y축, Z축 방향의 변위 및 X축방향의 각변위는 자력 가진(self-induced)의 힘 및 모멘트에 의해 주기성이 만족되지 않는 불안정한 계적을 형성하였다. 또, 본체의 동적 거동 해석 모델을 이용하여 코일 스프링 및 토출관을 통해 밀폐용기로 전달되는 힘을 구하였다. 이와 같은 과정으로 개발된 압축기 본체의 동적 거동 해석 모델은 지지소인 4개의 코일 스프링 및 토출관의 위치 및 강성값, 회전축계의 불평형 가진력, 밀폐용기로의 전달력 등을 고려한 저진동 압축기의 설계에 활용될 수 있다.

#### 후 기

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

#### 참고문헌

- (1) 김성진, 강경식, 심재술, 1997, "소형 왕복동식 압축기 셀에 가해지는 가진력의 간접적 측정," 한국소음진동학회지, 제 7권 제 6호, pp. 899~908.
- (2) 今市憲作, 石井徳章, 鹿籠六信夫, 1975, "小形往復壓縮機の振動," 日本機械學會論文集, 第 41卷 348號, pp. 2333~2346.
- (3) Dufour R., Hagopian J. Der and Lalanne M., 1995, "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.
- (4) Gupta, N. and Bernhard R. J., 1984, "Design of Compressor Suspension Systems Using Modal Analysis," Proceedings of International Compressor Engineering Conference, Vol. 1, pp. 154~161.
- (5) Bacci, V., Zgliczynski and Gili, G., 1984, "Improved Suspension System for Reciprocating Hermetic Compressors," Proceedings of International Compressor Engineering Conference, Vol. 1, pp. 162

~167.

(6) Kjeldsen, K. and Madsen, P., 1978, "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.

(7) 김태중, 2001, "가변속 왕복동형 압축기 크랭크 축-베어링계의 동적 거동 해석," 한국윤활학회지, 논문투고 심사중.

(8) Kirk, R. G. and Gunter E. J., 1975, "Short Bearing Analysis Applied to Rotor Dynamics, Part 1 : Theory," Journal of Lubrication Technology, April, pp. 319~329.

(9) Lund, J. W., 1987, "Review of the Concept of Dynamic Coefficients for Fluid Film Journal Bearings," ASME Journal of Tribology, Vol. 109, pp. 37~41.

부 록 A :

- 본체의 질량 행렬:

$$[M] = \begin{bmatrix} 7.284 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & 7.284 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & 7.284 & 0 & 0 & 0 \\ & & & 0.01893 & -0.002534 & -0.000067 \\ & sym & & & 0.01592 & -0.000338 \\ & & & & & 0.020613 \end{bmatrix}$$

- 본체와 연결되는 토출관 끝단에서의 토출관의 강성 행렬  $[B']$ :

$$[B'] = \begin{bmatrix} 338.33 & 0 & 0 & 0 & 12.68 & 31.15 \\ & 1207 & 0 & -45.9 & 0 & -78.5 \\ & & 306.8 & -28.25 & 20.1 & 0 \\ & & & 9.39 & 0 & 0 \\ & sym & & & 29.65 & 0 \\ & & & & & 18.19 \end{bmatrix}$$

- 토출관  $\xi \eta \zeta$  국부좌표계의 본체 무게중심  $G$ 에 설정된  $XYZ$  좌표계로의 변환행렬  $[E]$ :

$$[E] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -80.7504 & 44.4509 \\ & 1 & 0 & 80.7504 & 0 & 2.863457 \\ & & 1 & -44.4509 & -2.863457 & 0 \\ & & & 1 & 0 & 0 \\ & sym & & & 1 & 0 \\ & & & & & 1 \end{bmatrix}$$

- 본체의 무게중심  $G$ 에서의 토출관의 강성 행렬 ( $[B]$ ):

$$[B] = [E]^T [B'] [E] = \begin{bmatrix} 327.0568 & -0.88056 & 7.6206 & -0.27245 & -4.9752 & 27.7162 \\ & 309.0171 & 1.8493 & 5.9234 & -0.00173 & -19.9021 \\ & & 1164.5981 & -95.2322 & 105.9707 & 0.0000542 \\ & & & 12.9036 & -4.6498 & 1.4381 \\ & sym & & & 26.4699 & 0.57345 \\ & & & & & 20.2875 \end{bmatrix}$$

- 본체 무게중심  $G$ 에서의 전체 지지계의 강성행렬 ( $[K]$ ):

$$[K] = \begin{bmatrix} 7047.2806 & 0 & -0.0295 & -0.2817 & 240.1882 & 47.0034 \\ & 7907.199 & 0 & -205.1444 & 0 & -94.7876 \\ & & 13777.6323 & -42.1957 & 58.8676 & 0.0042 \\ & & & 44.3801 & -0.7735 & -5.4323 \\ & sym & & & 79.0098 & 0 \\ & & & & & 51.5397 \end{bmatrix}$$