

## 베어링 특성을 고려한 CNG 압축기의 동적 거동 및 동특성 해석

김 태 종<sup>\*</sup>

부산대학교 기계기술연구소

### Analysis of the Dynamic Behavior and Characteristics of the CNG Compressor Considering Bearing Characteristics

Tae-Jong Kim<sup>†</sup>

Research Institute of Mechanical Technology, Pusan National University

**Abstract** – In this study, a dynamic behavior of rotor-bearing system used in CNG compressor has been investigated using the combined methodologies of finite elements and transfer matrices. The finite element is formulated including the field element for a shaft section and the point element for roller bearings. The Houbolt method is used to consider the time march for the integration of the system equations. The transient whirl response of rotating shaft supported on roller bearings is obtained, considering compression forces and unbalance forces at eccentric crank-pin part. And, the steady state displacements of the rotor are compared with a variation in stiffness coefficient of roller bearings. Results show that the loci of crankshaft considering unbalance forces and external compression forces are more severe in whirl motion than with only unbalance forces.

**Key words** – CNG compressor, crankshaft-roller bearing system, external compression force, transient dynamic analysis, whirl response, dynamic characteristics.

#### 1. 서 론

석유자원의 고갈이 예상되는 것과 더불어 갈수록 악화되는 지구 환경의 변화를 막기 위한 대체 연료의 개발과 환경보호는 중요한 과제중의 하나이다. 특히 디젤 연료를 사용하는 자동차로 인한 대기 오염은 매우 심각하므로 석유계열의 연료보다는 공해가 적고 매장량이 비교적 많은 천연가스가 좋은 대안이 되고 있다. 천연가스 차량은 매연이 전혀 없고, 오존 생성물질과 소음을 획기적으로 줄일 수 있는 최적 대안으로 평가받고 있다. 자동차에 CNG(Compressed Natural Gas)를 충전하기 위해서는 충전소가 필요하며, 이 충전소에는 도시가스 배관망에 연결된 흡입관을 통하여 CNG를 흡입하여 고압(250 kgf/cm<sup>2</sup>)으로 압축하는 압축기가 필요하다.

본 논문의 CNG자동차 충전용 왕복동형 CNG압축기

는 실린더 블록, 피스톤, 피스톤 로드, 커넥팅 로드, 크랭크축 및 이를 지지하는 구름 베어링 등으로 구성되며, 이 기구부는 성능을 좌우하는 핵심적인 기능을 수행한다. 냉매기체의 압축력, 피스톤 및 피스톤 로드의 관성력, 축 균형무게(balancer weight)의 원심력은 구름 베어링으로 지지되는 크랭크축에 하중으로 작용하여 축의 휘둘림 궤적을 발생시킨다. 또, 왕복동형 기구는 회전형에 비해 불연속적인 회전 및 왕복운동을 하여 압축과정에서 축에 작용하는 토크 변동이 크므로, 동적 안정성 및 마찰손실 저감을 위한 크랭크축의 동적 해석에 관한 연구가 필요하다[1,2,3].

이와 같은 회전축-베어링의 동적 응답은 각 운전 회전수에서의 정상상태 변위 진폭의 값으로 주파수 영역에서 해석된다. 이 방법은 정상상태에서 불평형 질량에 의한 축의 불평형 응답 해석에는 적합하지만 임계속도 및 불안정 한계 속도 부근에서 축의 순간적인 거동을 해석할 수 없다. 해석 대상의 압축기와 같이 압축과정

<sup>†</sup>주저자 · 책임저자 : tjong@pusan.ac.kr

의 힘과 모멘트가 작용하는 경우에도 그 적용이 어렵다. 과도적인 조건에서 축계의 시간 변화 휘둘림(whirl) 궤적 해석은 시간 경과와 접근을 필요로 하며, 시간영역에서의 유연한(flexible) 회전축 시스템의 동적 해석은 유한요소법이 유일하게 검증된 방법으로 알려져 있다. 하지만, 이 방법은 회전축의 동적 자유도가 증가하면 과도한 계산시간 및 비용으로 인해 적용에 어려움이 많다. 본 논문에서는 유한요소 모델링, 시간 경과의 Houbolt 수치 적분 알고리즘과 전달행렬 방법을 이용하여 시간영역 및 동적 계의 비선형 해석까지 전개가 가능한 유한요소-전달행렬(FE-TM)방법을 적용하였다 [4-9].

CNG압축기는 산업용 대형 구조이므로 진동소음과 마찰손실의 저감, 성능의 향상이 중요시되며, 소음의 저감 및 성능 향상을 위한 크랭크축의 휘둘림 궤적의 측정과 같은 실험에도 많은 어려움이 있다. 또, 대형 구조물로 이루어지는 압축기 본체(casing)의 동특성은 회전축의 동적 특성에 의해 직접적인 영향을 받게 된다. 즉, 압축기 크랭크축의 동적 거동은 운전조건에 따라 변화하는 압축하중, 불평형 하중 및 축-베어링의 설계변수, 구름 베어링의 지지 강성 등에 의해 영향을 받고, 축의 동적 특성은 압축기구의 압축 성능과 본체 구조물의 동특성에 영향을 미친다. 그러므로, 크랭크축-구름 베어링의 동적 거동 및 동특성의 변화를 이론적으로 엄밀하게 예측할 수 있는 해석 모델의 개발이 필요하다.

본 논문에서는 구름 베어링으로 지지된 크랭크축의 동적 거동과 동특성을 이론적으로 해석하였다. 압축하중을 받는 왕복운동 압축기구의 운동방정식을 유도하여 크랭크축에 작용하는 하중을 계산하였다. 또, 피스톤의 압축과정에서 크랭크축에 작용하는 압축 힘과 모멘트, 크랭크축의 불평형 하중을 고려하여 구름 베어링으로 지지된 회전축의 동적 거동과 동특성을 해석하였다. 구름 베어링의 지지 강성이 회전축의 동적 거동 및 동특성에 미치는 영향을 조사하기 위해, 그 크기를 변화시켜 휘둘림 궤적의 크기와 동특성을 비교하였다.

## 2. 압축기구의 동역학적 해석

압축기의 피스톤 크랭크기구에서 각 요소의 운동을 나타내기 위해 크랭크축의 회전각  $\theta_2$ , 커넥팅 로드와 회전각  $\theta_3$  및 피스톤 위치  $x_{p12}$ ,  $d_1$  등을 사용하여 기구학적 관계식을 유도하였다.

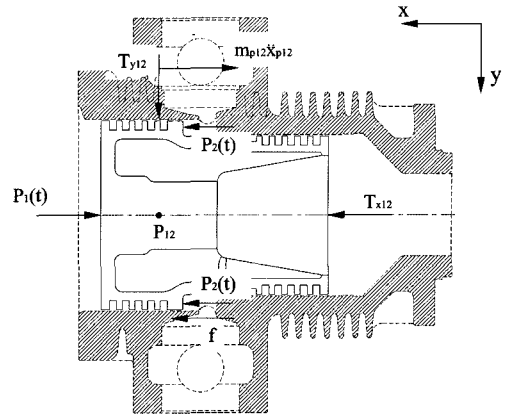


Fig. 1. FBD for the piston of the 1st and 2nd stage.

또, Fig. 1의 1-2단 피스톤의 자유물체도에서  $T_{x12}$ ,  $T_{y12}$ 는 피스톤을 지지하는 반력,  $f$ 는 마찰력,  $P_1(t)$ 는  $x$  방향으로 작용하는 1단 피스톤에서의 실린더 내 기체력,  $P_2(t)$ 는 2단 피스톤에서의 실린더 내 기체력을 나타낸다. 왕복운동하는 피스톤의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_{p12} \ddot{x}_{p12} - T_{x12} + P_{12}(t) + f = 0 \quad (1)$$

$$\text{여기서, } f = C_{d12} \cdot \mu \cdot |T_{y12}|, \quad \begin{cases} \dot{x}_{p12} > 0, & C_{d12} = -1 \\ \dot{x}_{p12} < 0, & C_{d12} = 1 \end{cases}$$

커넥팅 로드와 크랭크축의 연결부에 작용하는 반력  $S_{x12}$ ,  $S_{y12}$ , 커넥팅 로드 무게중심에서의 회전 관성모멘트를  $I_{e12}$ 로 표시하였다. 또, 피스톤 연결부의 마찰 토크와 커넥팅 로드와 크랭크축의 연결부 마찰 토크를 각각  $L_{T12}$ ,  $L_{S12}$ 로 표시하면, 커넥팅 로드의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_{e12} \ddot{x}_{e12} - S_{x12} + T_{x12} = 0 \quad (2)$$

$$m_{e12} \ddot{y}_{e12} - S_{y12} + T_{y12} = 0 \quad (3)$$

$$I_{e12} \ddot{\phi}_{12} + S_{x12} b \sin \phi_{12} + S_{y12} b \cos \phi_{12} + T_{x12} a \sin \phi_{12} + T_{y12} a \cos \phi_{12} + L_{S12} - L_{T12} = 0 \quad (4)$$

$$\text{여기서, } \begin{cases} L_{S12} = \mu_{S12} \sqrt{S_{x12}^2 + S_{y12}^2} \times r_{S12} \text{ 이다.} \\ L_{T12} = \mu_{T12} \sqrt{T_{x12}^2 + T_{y12}^2} \times r_{T12} \end{cases}$$

왕복운동 하는 3-4단 피스톤의 자유물체도 Fig. 2에서 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_{p34} \ddot{x}_{p34} - T_{x34} + P_{34}(t) + f = 0 \quad (5)$$

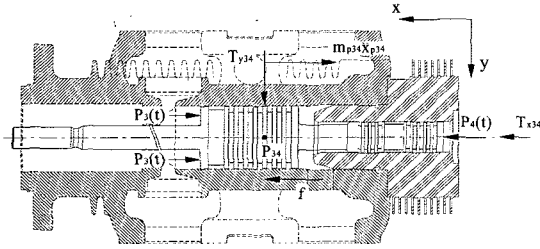


Fig. 2. FBD for the piston of the 3rd and 4th stage.

여기서,  $f = C_{d34} \cdot \mu \cdot |T_{y34}|$ ,  $\dot{x}_{p34} > 0, C_{d34} = -1$   
 $\dot{x}_{p34} < 0, C_{d34} = 1$

각 기계요소별 운동방정식 및 기구학적 관계식에서 압축기 동적 시스템의 운동을 한정하는 구속력들은 다음과 같이 유도된다.

$$T_{x12} = f + m_{p12} \ddot{x}_{p12} + P_1(t) - P_2(t)$$

여기서,  $f = C_{d12} \cdot \mu \cdot |T_{y12}|$  (6)

$$T_{y12} = \frac{(I_{c12} - m_c a \cdot b) \ddot{\phi}_{12} + L_{S12} + L_{T12}}{l \cos \phi_{12}} - [(m_{p12} + m_{re}) \ddot{x}_{p12} + P_1(t) - P_2(t) + f] \tan \phi_{12}$$
 (7)

$$S_{x12} = (m_{p12} + m_{re}) \ddot{x}_{p12} + P_1(t) - P_2(t) + f - m_{re} \cdot r \frac{d}{dt} (\dot{\theta}_{12} \cdot \sin \theta_{12})$$
 (8)

$$S_{y12} = \frac{(I_{c12} - m_c a \cdot b) \ddot{\phi}_{12} + L_{S12} + L_{T12}}{l \cos \phi_{12}} - [(m_{p12} + m_{re}) \ddot{x}_{p12} + P_1(t) - P_2(t) + f] \tan \phi_{12} + m_{ro} \cdot r \frac{d}{dt} (\dot{\theta}_{12} \cdot \cos \theta_{12})$$
 (9)

$$T_{x34} = f + m_{p34} \ddot{x}_{p34} + P_3(t) - P_4(t)$$

여기서,  $f = C_{d34} \cdot \mu \cdot |T_{y34}|$  (10)

$$T_{y34} = \frac{(I_{c34} - m_{c34} a \cdot b) \ddot{\phi}_{34} + L_{S34} + L_{T34}}{l \cos \phi_{34}} - [(m_{p34} + m_{re}) \ddot{x}_{p34} + P_3(t) - P_4(t) + f] \tan \phi_{34}$$
 (11)

$$S_{x34} = (m_{p34} + m_{re}) \ddot{x}_{p34} + P_3(t) - P_4(t) + f - m_{ro} \cdot r \frac{d}{dt} (\dot{\theta}_{34} \cdot \sin \theta_{34})$$
 (12)

$$S_{y34} = \frac{(I_{c34} - m_{c34} a \cdot b) \ddot{\phi}_{34} + L_{S34} + L_{T34}}{l \cos \phi_{34}} - [(m_{p34} + m_{re}) \ddot{x}_{p34} + P_3(t) - P_4(t) + f] \tan \phi_{34} + m_{ro} \cdot r \frac{d}{dt} (\dot{\theta}_{12} \cdot \cos \theta_{12})$$
 (13)

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

간극체적  $V_{ci}$ 이고, 크랭크각도  $\theta$ 에 따라 변화하는 실린더 체적은 다음과 같다.

$$V(\theta) = V_{ci} + A[r + l - x_{pi}(\theta)] = V_{ci} + A[r(1 - \cos \theta) + l(1 - \cos \phi)]$$
 (14)

여기서, 압축이 시작될 때의 실린더의 흡입체적  $V_{ci}$ 는  $\theta = \phi = 0^\circ$  이므로  $V_{si} = V_{ci} + A[r + l]$  로 주어진다.

### 3. 크랭크축의 과도 동적 해석

일반적인 크랭크축-베어링 시스템은 질량 및 탄성을 갖는 유한 축 요소, 강체 원판 및 베어링으로 구성되는 점 요소가 상호 결합된 것으로 가정된다. 해석 대상 CNG압축기의 크랭크축은 축방향으로 단면의 직경이 변화하고, 전동기 회전자가 열 박음 공정으로 압입되므로 16개의 유한 축 요소, 4개의 불평형 질량, 2개의 선형 베어링 요소로서 Fig. 3과 같이 모델링 하였

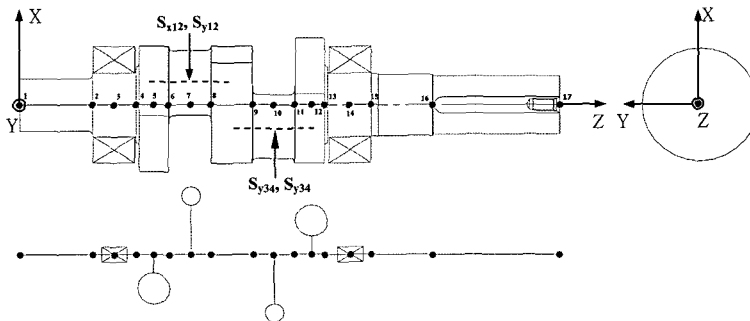


Fig. 3. Analytical model for the crankshaft-bearing system.

다. 이때, 요소의 운동방정식을 행렬형태로 나타내면 식 (15)와 같다.

$$[M^s]\{\ddot{q}(t)\} + [C^s]\{\dot{q}(t)\} + [K^s]\{q(t)\} = \{F^s(t)\} \quad (15)$$

여기서,  $[M^s]$ 는 유한 축 요소의 질량 행렬,  $[C^s]$ 는 자이로 영향을 나타내는 행렬,  $[K^s]$ 는 강성 행렬을 표시한다.

회전축을 지지하는 구름 베어링 요소는 식 (16)과 같이 모델링 된다.

$$[C^b]\{\dot{q}(t)\} + [K^b]\{q(t)\} = \{F^b(t)\} \quad (16)$$

$$[C^b] = \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} & 0 & 0 \\ C_{yx} & C_{yy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad [K^b] = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} & 0 & 0 \\ K_{yx} & K_{yy} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

여기서,  $\{F^b(t)\}$ 는 베어링의 외부에서 작용하는 힘 벡터이고,  $[C^b]$ ,  $[K^b]$ 는 베어링의 선형 감쇠 및 강성 행렬을 각각 표시한다. 유한 축 요소의 식 (15)와 베어링 요소의 식 (16)을 모두 결합하여 절점  $i$  및  $i+1$ 을 갖는 요소  $j$ 의 일반화된 운동방정식을 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$[M_j]\{\ddot{q}(t)\} + [C_j]\{\dot{q}(t)\} + [K_j]\{q(t)\} = \{F(t)\} \quad (17)$$

여기서  $\{F(t)\} = \{^R f_i^T f_{i+1}^T\}$ ,  $\{q(t)\} = \{x_i, y_i, \beta_i, \alpha_i | x_{i+1}, y_{i+1}, \beta_{i+1}, \alpha_{i+1}\}^T$ 는 절점  $i$  및  $i+1$ 에서 각각 일반화된, 시간에 따라 변동하는 힘 및 변위를 표시한다. 절점  $i$ 는 요소  $j-1$ 과 요소  $j$ 의 공유점으로,  $j-1$  요소의 오른쪽에 위치할 때  $^L$ 로 표시하고,  $j$  요소의 왼쪽에 위치할 때  $^R$ 로 한다. 그러므로,  $^R f_i(t)$ 는 요소  $j$ 의 왼쪽 절점에 작용하는 힘을,  $^L f_{i+1}(t)$ 는 같은 요소의 오른쪽 절점에 작용하는 힘을 나타낸다.

크랭크축-베어링의 정상상태 불평형 응답은 다음의 일반화된 불평형 가진력  $\{F\}$ 과 가정된 해  $\{q\}$ 를 식 (17)에 대입함으로써 유도된다.

$$\{F\} = \omega^2 \{U_c\} \cos \omega t + \omega^2 \{U_s\} \sin \omega t \quad (18)$$

$$\{q\} = \{a\} \cos \omega t + \{b\} \sin \omega t \quad (19)$$

여기서,  $\{U_c\}$ 와  $\{U_s\}$ 는 일반화된 불평형 계수이다. 유도과정을 거쳐 다음의 불평형 응답 방정식이 유도된다.

$$\begin{bmatrix} [K] - \omega^2 [M] & \omega [C] \\ -\omega [C] & K - \omega^2 [M] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{a\} \\ \{b\} \end{Bmatrix} = \omega_2 \begin{Bmatrix} \{U_c\} \\ \{U_s\} \end{Bmatrix} \quad (20)$$

이때 불평형 응답 해의 계수  $\{a\}$ 와  $\{b\}$ 는 식 (20)으로부터 계산된다.

## 4. 해석 과정 및 결과

### 4-1. 수치적 계산 과정

정상 운전 조건일 때 크랭크축에서  $2\pi$  (rad)의 회전을 한 주기로 가정하여 그 때의 주기시간을  $T_0$ 라 하면, 처음에 가정된 초기 각속도가 한 주기시간  $T_0$  후의 각속도의 값과 일치해야 하는 해의 주기성 조건을 만족해야 한다. 초기 회전 각속도와 마찰계수의 값이 가정되면, 연립 비선형 방정식계로 구성되는 각 단에서의 구속력  $T_{xi}$ ,  $T_{yi}$ ,  $S_{xi}$ ,  $S_{yi}$  ( $i=12, 34$ )를 Newton-Raphson의 방법으로 계산하였다. 크랭크축의 회전운동방정식은 비선형의 감쇠력이 존재하는 비보존의 초기치 문제로 방정식을 시간영역에서 이산화하고 적분 알고리즘을 이용하여 단계적으로 계산해 나가는 직접수치적분이 가능하다. 적분 알고리즘은 Explicit Scheme으로서 비선형, 비보존계에서도 계산상의 안정성 및 계산 효율이 양호한 4차 Runge-Kutta법을 적용하였다. 또, 앞의 공식화 과정에 따라 다양하게 구성되는 유한 요소에 대해 각 시간 순간에서의 동적 거동을 수치적으로 해석하였다[10-12].

### 4-2. 해석 결과

계산에 적용된 CNG압축기의 주요 기계적 상수 및 운전조건들을 Table 1에 나타내었다. 또, 일반적으로 유연한 축-베어링 시스템은 분포질량 및 탄성을 갖는 유한 축의 영역 요소, 강체 원판 및 이산화된 베어링으로 구성되는 점 요소가 상호 결합된 요소의 조합으로 가정된다. 압축기의 해석 모델에는 원판요소로 간주될만한 형상이 없으므로 고려하지 않았다. 축 단면 직경의 크기 변화는 Table 2에 표시하였다.

압축기의 1-2단 및 3-4단 피스톤에 의해 크랭크축의 크랭크핀 위치에 작용하는  $x$ 방향의 하중  $S_x$  ( $S_x = S_{x12} + S_{x34}$ ),  $y$ 방향의 하중  $S_y$  ( $S_y = S_{y12} + S_{y34}$ )를 Fig. 4, 5에 각각 나타내었다.

회전축-베어링의 과도적(transient) 거동을 불평형 하중을 고려하여 해석하였다. 즉, Fig. 3의 크랭크축의 해석 모델에서, 불평형 질량은 회전축 중심과 각 요소의 질량중심이 일치하지 않는 #5, #7, #10, #12의 요소들에 존재한다. #5와 #12의 요소에서 불평형 질량은 13.13 kg이고 편심 위치는 각각  $-x$  방향으로 9.89 mm,

**Table 1. Mechanical properties of the CNG compressor**

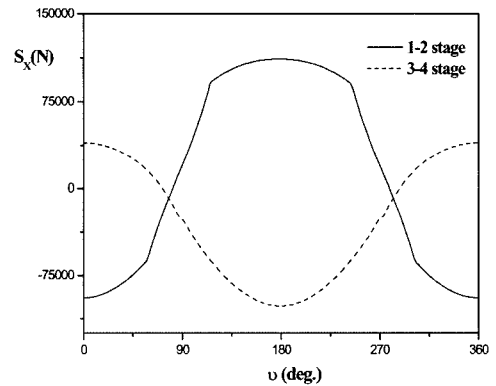
Moment of inertia of connecting-rod	$I_c = 0.190 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2$	
Mass of connecting-rod	$m_c = 12.846 \text{ kg}$	
Rotating length of connecting-rod	$a = 0.146 \text{ m}$	
Reciprocating length of connecting-rod	$b = 0.084 \text{ m}$	
Mass of 1 <sup>st</sup> & 2 <sup>nd</sup> stage piston	$m_{p12} = 17.4 \text{ kg}$	
Clearance volume of 1 <sup>st</sup> stage cylinder	$V_{c1} = 4.294 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	
Clearance volume of 2 <sup>nd</sup> stage cylinder	$V_{c2} = 1.296 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	
Pressure conditions in a tank (kgf/cm <sup>2</sup> )	1 <sup>st</sup> stage	2 <sup>nd</sup> stage
Suction pressure (N/m <sup>2</sup> )	323,400	1,332,800
Discharge pressure (N/m <sup>2</sup> )	1,332,800	5,821,200
Mass of 3 <sup>rd</sup> & 4 <sup>th</sup> stage piston	$m_{p2} = 15.763 \text{ kg}$	
Clearance volume of 3 <sup>rd</sup> stage cylinder	$V_{c3} = 5.802 \times 10^{-4} \text{ m}^3$	
Clearance volume of 4 <sup>th</sup> stage cylinder	$V_{c4} = 1.593 \times 10^{-4} \text{ m}^3$	
Pressure conditions in a tank	3 <sup>rd</sup> stage	4 <sup>th</sup> stage
Suction pressure (N/m <sup>2</sup> )	5,821,200	10,711,400
Discharge pressure (N/m <sup>2</sup> )	10,711,400	24,500, 000
Radius of 1 <sup>st</sup> piston	$R_{p1} = 0.135 \text{ m}$	
Radius of 2 <sup>nd</sup> piston	$R_{p2} = 0.114 \text{ m}$	
Radius of 3 <sup>rd</sup> piston	$R_{p3} = 0.020 \text{ m}$	
Radius of 4 <sup>th</sup> piston	$R_{p3} = 0.026 \text{ m}$	

+x 방향으로 9.89 mm, #7과 #10에서의 불평형 질량은 5.26 kg, 편심 위치는 각각 +x 방향으로 37.5 mm, -x 방향으로 37.5 mm로 계산되었다.

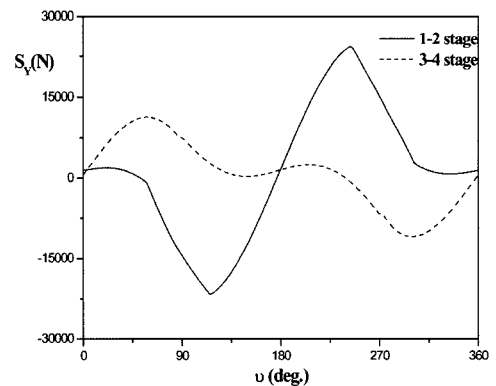
불평형 하중(요소 #5, #7, #10, #12)을 고려한 축의 휘돌림 궤적을 원점 부근의 초기값에서 시작하여 안정적으로 수렴될 때의 형상을 구하여 Fig. 6에 나타내었다. 베어링이 위치하는 절점 #3과 #14의 궤적은 다른 절점과 비교하여 매우 작게 나타나 거의 점으로 보인다. 반면에, #1, #17의 절점에서 궤적이 가장 크게 나타나며, 이 절점들은 지지 베어링의 바깥에 존재하는 외팔보 형태이기 때문이다. 결과에서 볼 수 있듯이, 각

**Table 2. Rotor configuration data**

Element Number	Mass (kg)	Length (m)	Radius (m)
1	8.16	0.153	0.045
2	2.72	0.037	0.055
3	2.72	0.037	0.055
4	6.20	0.028	0.097
5	6.93	0.028	0.097
6	2.63	0.035	0.055
7	2.63	0.035	0.055
8	13.80	0.070	0.090
9	2.63	0.035	0.055
10	2.63	0.035	0.055
11	6.81	0.028	0.097
12	5.43	0.028	0.097
13	3.21	0.043	0.055
14	3.21	0.043	0.055
15	6.32	0.094	0.052
16	12.95	0.210	0.050



**Fig. 4. Applied load  $S_x$  on crank pin versus angle  $\theta$ .**



**Fig. 5. Applied load  $S_y$  on crank pin versus angle  $\theta$ .**

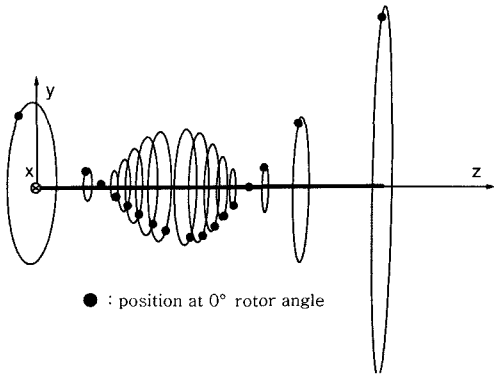


Fig. 6. Steady state orbits along the rotor axis with only unbalance masses.

절점별로 크랭크각이 0°인 점을 이으면 그것이 그 주파수의 고유모드의 특성을 나타내고 다양한 설계 변수의 변화에 따라 축의 휘돌림 궤적이 달라지게 된다.

Fig. 7에는 불평형 하중과 함께 회전축에 작용하는 압축과정의 하중을 고려하여 절점 #1, #3, #5, #7, #10, #12, #14, #16, #17의 과도적 휘돌림 궤적을 z 축을 따라 함께 나타내었다.

일반적으로, 구름 베어링의 강성계수는  $K_{xx}$ 와  $K_{yy}$ 의

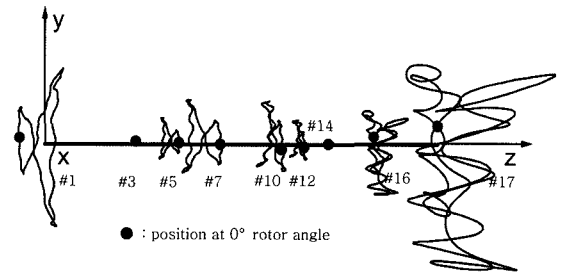


Fig. 7. Steady state orbital plots along the crankshaft axis with external forces.

값이 지배적이고, 롤러 베어링은 서로 같은 크기이므로  $K = K_{xx1} = K_{yy1} = K_{xx2} = K_{yy2}$ 로 가정하였다. 크랭크축을 지지하는 베어링 강성 계수의 영향을 고려하기 위하여, 지지 베어링의 강성값( $K$ )의 변화에 따른 동적 거동을 해석하였다. Fig. 8에서 강성값이 클수록  $x, y$  방향의 변위는 줄어드는 것을 볼 수 있다

운전속도 1780 rpm에서 베어링의 지지 강성을  $10^7$  N/m에서  $10^{11}$  N/m까지 변화시켰을 때, 5차 모드까지의 지지강성에 대한 고유진동수의 변화를 Table 3에 나타내었다. 1, 2차 모드의 고유진동수는 베어링 지지 강성의 증가에 따라 민감하게 증가하여 1차 모드의 경

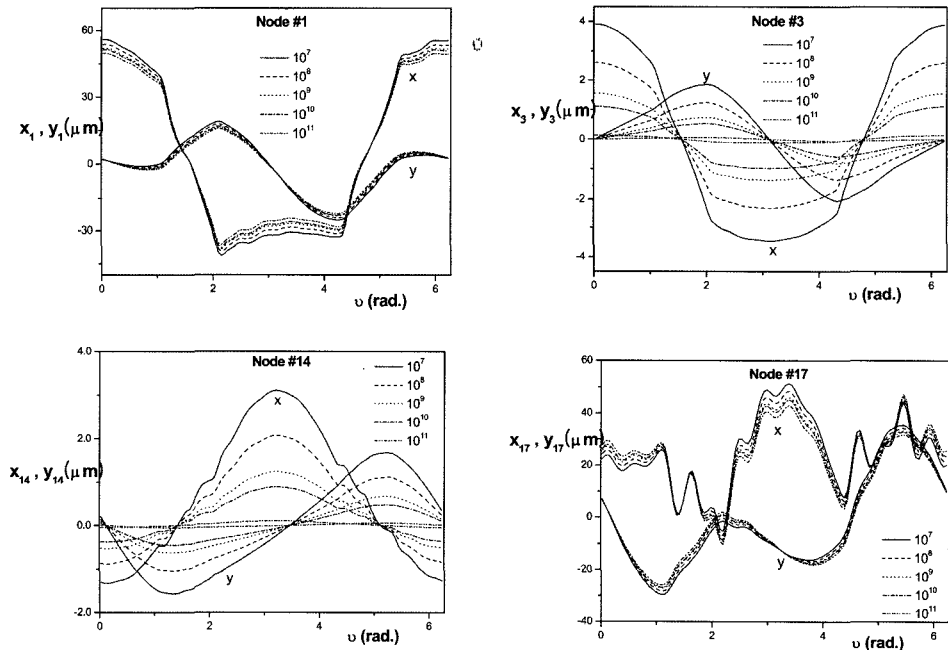


Fig. 8. Comparison of steady state responses of crankshaft on external forces with variation in bearing stiffness coefficient.

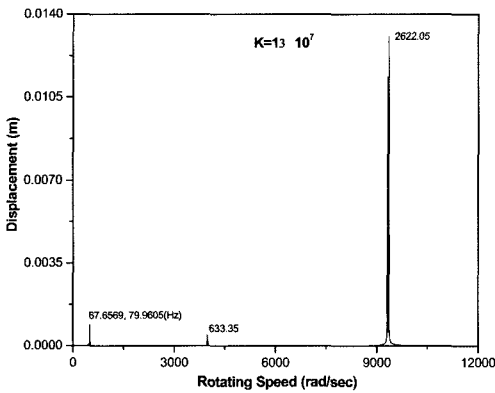
**Table 3. Natural frequencies at each mode w.r.t. bearing stiffness**

Modes	Natural Frequencies (Hz)				
	$K=1 \times 10^7$ (N/m)	$K=1 \times 10^8$ (N/m)	$K=1 \times 10^9$ (N/m)	$K=1 \times 10^{10}$ (N/m)	$K=1 \times 10^{11}$ (N/m)
1st	67.7	208.7	462.9	520.2	524.9
2nd	79.9	249.1	698.8	1,035.4	1,078.0
3rd	633.4	648.2	871.1	1,633.9	1,858.6
4th	1483.4	1500.2	1,692.8	3,148.1	3,565.2
5th	2622.0	2630.8	2,719.3	3,303.2	4,334.2

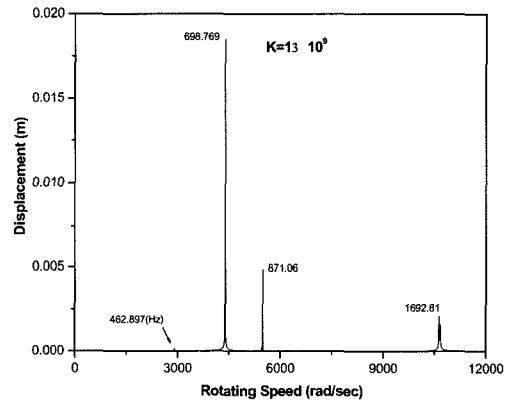
우는 베어링 강성  $10^9$  N/m에서, 그리고 2차 모드의 경우는 강성  $10^{10}$  N/m 에서 포화되는 경향을 보인다. 4, 5차 모드의 경우는 강성의 값이  $10^9$  N/m까지 거의 변화가 없다가 그 이상으로 강성이 증가하면 급격히 증가하는 형태를 보인다. 결과에서 운전속도 1780 rpm 에 도달하기까지 고유진동수가 나타나지 않으므로 축

-베어링 시스템의 공진은 발생되지 않는 것으로 해석되었다.

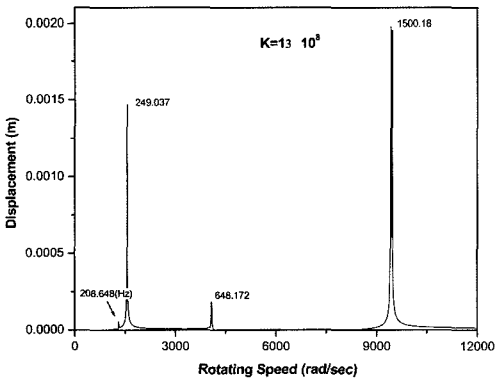
불평형 응답해석은 크랭크축에 4개의 불평형을 적용하여 해석하였다. 축의 불평형 응답을 Fig. 9~12에 나타내었으며 베어링 지지 강성이  $1 \times 10^7$ ,  $1 \times 10^8$ ,  $1 \times 10^9$ ,



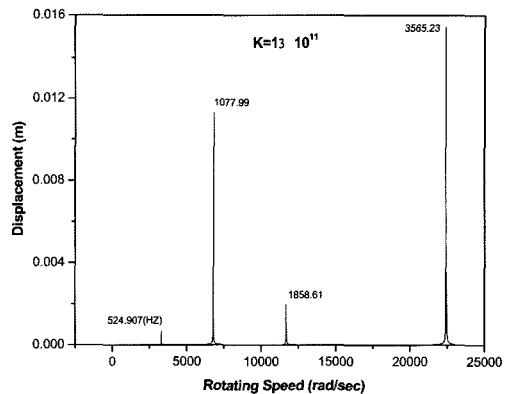
**Fig. 9. Unbalance response of the rotor at bearing stiffness coefficient,  $1 \times 10^7$  (N/m).**



**Fig. 11. Unbalance response of the rotor at bearing stiffness coefficient,  $1 \times 10^9$  (N/m).**



**Fig. 10. Unbalance response of the rotor at bearing stiffness coefficient,  $1 \times 10^8$  (N/m).**



**Fig. 12. Unbalance response of the rotor at bearing stiffness coefficient,  $1 \times 10^{11}$  (N/m).**

N/m의 경우 12,000 rad/sec(114,591 rpm), 베어링 지지 강성이  $1 \times 10^{10}$  N/m의 경우 20,000 rad/sec(190,986 rpm), 또  $1 \times 10^{11}$  N/m의 경우 25,000 rad/sec(238,732 rpm)까지 나타나 있다. 이들 공진 피크점에 해당하는 주파수는 Table 3의 고유주파수와 일치하며, 운전속도인 1780 rpm 이상에서 모두 발생하므로 공진에 대한 위험은 없는 것으로 계산되었다.

## 5. 결 론

해석 대상 CNG압축기의 슬라이더-크랭크 기구를 동역학적으로 모델링 하여 압축기구와 크랭크축에 작용하는 하중과 동적 거동을 한정하는 구속력을 유도하였다. 압축기의 1-2단과 3-4단 피스톤 및 커넥팅 로드 등에 작용하는 구속력과 반력의 주기적 변화를 계산하였다. CNG압축기의 크랭크축-베어링 시스템에 대한 회전체 동역학 해석을 운전속도의 조건에 대하여 해석하였으며, 모델링에는 유한요소-전달행렬법 및 Houbolt 적분방법을 이용하였다.

크랭크축-베어링의 과도 동적 거동 해석으로 축 중심의 휘돌림 제약을 구하였다. 이때, 불평형 하중만을 고려한 경우와 힘과 모멘트가 작용하는 조건에 대해 해석결과를 구하였으며, 후자의 경우는 #1 및 #16, #17 노드의 변위가 상대적으로 높은 동적 응답을 나타내었다. 또한 지지 베어링의 강성값 변화에 대한 축의 동적 거동과 동특성을 해석하여 베어링 지지 강성의 영향을 나타내었다.

동특성 해석을 수행한 결과, 크랭크축-베어링 시스템이 운전속도에 도달하기까지 위험속도는 나타나지 않았으며 베어링 강성계수 값이  $1 \times 10^7$  N/m일 때에도 운전속도에 도달하기까지 위험속도는 나타나지 않았다. 따라서 해석 대상의 CNG 압축기의 크랭크축-베어링 시스템의 공진현상은 나타나지 않는 것으로 해석되었다.

## 후 기

본 연구는 산업자원부 시행 산업기반기술개발과제(과제번호: 00012540) 지원으로 수행된 결과의 일부이며, 재단의 연구비 지원에 감사드립니다.

## 참고 문헌

1. Ishii N., Imaichi, K., Kagoroku, N. and Imasu K., "Vibration of a Small Reciprocating Compressor," ASME Paper 75-DET-44, 1975.
2. 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.
3. Kim, T. J., "Numerical Analysis of the Piston Secondary Dynamics in Reciprocating Compressor," *KSME International Journal*, Vol. 17, No. 3, pp. 350-356, 2003.
4. Ruhl, R. L. and Booker, J. F., "A Finite Element Model for Distributed Parameter Turborotor Systems," *Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME*, Feb., pp. 126-132, 1972.
5. Nelson, H. D. and Mcvaugh, J. M., "The Dynamics of Rotor-Bearing Systems using Finite Elements," *Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME*, May, pp. 593-600, 1976.
6. Dokainish, M. A., "A New Approach for Plate Vibrations: Combination of Transfer Matrix and Finite-Element Technique," *Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME*, May, pp. 526-530, 1972.
7. Houbolt, J. C., "A Recurrence Matrix Solution for the Dynamic Response of Elastic Aircraft," *Journal of the Aeronautical Sciences*, Vol. 17, pp. 540-550, 1950.
8. Subbiah, R. and Kumar, A. S., "Transient Dynamic Analysis of Rotors Using the Combined Methodologies of Finite Elements and Transfer Matrix," *Journal of Applied Mechanics, Trans. ASME*, Vol. 55, pp. 448-452, 1988.
9. Kumar, A. S. and Sankar, T. S., "A New Transfer Matrix Method for Response Analysis of Large Dynamic Systems," *Computer and Structures*, Vol. 23, No. 4, pp. 545-552, 1986.
10. 김태종, "외부 가진력을 고려한 사판식 압축기 회전축-베어링계의 동적 거동 해석," 한국윤활학회지, 제 17권 제1호, pp. 56-63, 2001.
11. 이안성, 김영철, 박종권, "100,000 rpm 운전용 원심 분리기 로터-베어링 시스템의 회전체 동역학 해석," 한국소음진동공학회지, 제8권 제3호, pp. 450-456, 1998.
12. William H. Press, Saul A. Teukolsky, William T. Vetterling, and Brian P. Flannery, "Numerical Recipes in Fortran," Cambridge University Press, 1992.