

# 탄성 로터의 백업베어링 충돌 시 동적 응답 해석 Dynamic Response Analysis of a Flexible Rotor During Impact on Backup Bearings

박경조\*† · 배용채\*\*  
K. J. Park\*† and Y. C. Bae\*\*

(접수일 : 2011년 08월 23일, 수정일 : 2012년 02월 23일, 채택확정 : 2012년 04월 12일)

**Key Words** : Flexible Rotor(탄성 로터), Backup Bearing(백업베어링), Hertzian Contact(Hertz접촉)

**Abstract** : Active magnetic bearings(AMBs) present a technology which has many advantages compared to traditional bearing concepts. However, they require backup bearings in order to prevent damages in the event of a system failure. In this study, the dynamics of an AMB supported rotor during impact on backup bearings is studied employing a detailed simulation model. The backup bearings are modeled using an accurate ball bearing model, and the model for a flexible rotor system is described using the finite element approach with the component mode synthesis. Not only the influence of the support stiffness, clearance and friction coefficient on the rotor orbit, but also bearing load are compared for various rotor system parameters. Comparing these results it is shown that the optimum backup bearing system can be applicable for a specific rotor system.

## 1. 서 론

고성능 압축기나 발전기, 공작기계, 전동기, 펌프 등과 같이 산업현장에서 널리 사용되고 있는 고속 회전기계에 비접촉 능동 자기베어링(Active Magnetic Bearing, AMB)을 장착하려는 시도가 점차 증가하고 있다<sup>1)</sup>. 그러나 자기베어링 고장이나 전력공급의 차단 등에 의해 로터가 더 이상 부상하여 회전하지 못하고 고정자(stator)에 충돌할 경우 충격력을 흡수하고 AMB가 재작동할 때까지 로터 및 AMB와 같은 중요 부품들을 보호할 수 있는 부가적인 베어링이 필요하다. 이러한 베어링을 백업베어링이라 한다.

백업베어링은 크게 세 가지 형태로 나뉘는데 가장 간단하고 경제적인 베어링이 부상(bushing) 형태의 베어링이다<sup>2)</sup>. 그러나 이러한 형태의 베어링은 마찰계수가 크기 때문에 접촉 시 열발생이 크고 마모에 의해 마찰력이 커지게 되어 로터의 동특성이 불안정해지는 단점이 있어 거의 사용되지 않고 있다. 현재 가

장 널리 사용되고 있는 백업베어링은 볼이나 실린더 등과 같은 구름요소를 갖는 베어링이다. 구름요소 베어링은 구조가 복잡하지만 로터와의 접촉 시 내륜이 로터의 회전속도와 빠르게 동기화되기 때문에 로터의 운동을 안정화 시킬 수 있으며, 마찰계수가 작기 때문에 로터의 후향 휘돌림(backward whirl) 운동이 나타나는 현상을 최소화 할 수 있다. 이 외에도 위에 언급한 두 가지 형태를 조합한 형태의 베어링이나<sup>3)</sup>, 베어링 간극을 0으로 만들 수 있는 ZCAB(Zero Clearance Auxiliary Bearing) 등도 개발되어 있다<sup>4)</sup>.

백업베어링의 동적 특성에 영향을 미치는 인자는 베어링의 강성, 감쇠 그리고 베어링과 로터 사이의 마찰계수이다. 이러한 인자들에 의한 영향은 다른 연구자들에 의해 널리 연구되어 왔으며 현재도 활발히 연구가 진행되고 있다. Kirk 등은 수평 로터가 백업 베어링에 충돌할 때 과도응답을 예측하는 기법을 개발하였고, Cole 등은 로터 충돌 시 구름요소 베어링의 동적 운동을 조사하였고<sup>5)</sup> Karkkainen 등은 모드

\*박경조(교신저자) : 전남대학교 기계자동차공학부  
E-mail : kjpark40@jnu.ac.kr, Tel: 061-659-7221

\*\*배용채: 한국전력연구원

\*K. J. Park(corresponding author) : Department of Mechanical and Automotive Engineering, Chonnam National University  
E-mail : kjpark40@jnu.ac.kr, Tel: 061-659-7221

\*\*Y. C. Bae : Korea Electric Power Research Institute

합성법을 이용하여 탄성 로터를 모델링하고 모드의 수, 마찰계수, 베어링 간극 등이 동적 특성에 미치는 영향을 조사하였다<sup>6)</sup>.

그러나 지금까지의 연구는 대부분 수평 로터에 대한 것으로 수직 로터의 백업베어링에 대한 해석 및 실험은 최근 들어 연구가 시작되고 있는 단계이다<sup>7)</sup>. 중력의 영향을 받는 수평 로터와 달리 수직 로터는 로터 궤적(orbit)이 수렴하는 지점을 예측하기 어렵고 원추모드(conical mode)가 주요하게 나타나기 때문에 동적 특성의 예측이 어렵다고 할 수 있다. 본 연구에서는 수직 로터가 백업베어링에 충돌할 때의 과도진동 응답을 해석하고 접촉강성 및 지지강성 그리고 마찰계수 등이 응답 특성에 미치는 영향을 해석하고자 한다. 이를 위해 먼저 유한요소법을 이용하여 탄성 로터를 모델링하고 모드축소법(mode reduction)을 이용하여 과도응답 해석에 편리한 모델을 수립한다. 그리고 백업베어링 중 널리 사용되는 볼베어링에 대한 모델을 수립하고 로터 모델과 연계하여 로터 충돌 시 나타나는 과도응답을 해석한다. 수립된 모델을 이용하여 각 모델 인자들이 로터궤적 및 베어링 하중에 미치는 영향을 분석한다.

## 2. 탄성 로터와 백업베어링 모델

### 2.1 탄성 로터 모델

본 연구에서 대상으로 하는 수직 로터는 Fig. 1에 보인 바와 같다. 플라이휠은 3겹의 복합재로 구성되어 있으며 로터 축은 중실봉으로 구성되어 있다. 복합재 플라이휠은 집중질량으로 모델링하고 로터 축은 유한요소법의 보요소(beam element)를 이용하여 모델링한다. 중실 축을 쉘요소를 이용하여 모델링하면 단면의 변형이 동적 특성에 미치는 영향을 고려할 수 있지만 절점 당 자유도가 증가하여 계산시간이 많이 소요되고 시간적분 시 해의 수렴조건을 만족하지 못할 가능성이 있다. 반면에 보요소는 단면의 변형은 묘사할 수 없지만 자유도가 감소하여 계산시간을 크게 단축시킬 수 있기 때문에 본 연구에서는 보요소를 사용하고자 한다.

보요소는 Timoshenko 보이론에 기초하여 각 절점 당 두 방향의 변위와 회전각 즉, 4개의 자유도를 갖도록 하였다. 본 연구에서는 로터 축의 횡방향 진동에 초점을 맞춰 해석을 진행하기 위해 축방향과 비틀림 변위는 무시하였다. 보의 단면은 변형이 일어나지 않는다고 가정하였기 때문에 각 요소의 형상은 요소

의 중심선을 활용하여 변수화 할 수 있다. 모델링에 사용된 보요소의 좌표 및 자유도는 Fig. 2에 나타낸 바와 같다. 그림에는 두 절점에서의 자유도를 표시하였는데  $u, v$ 는 각 절점에서의  $X, Y$ 방향 변위이고  $\theta_u, \theta_v$ 는 두 방향의 회전각을 그리고  $\Omega$ 는 축의 회전속도를 표시한다.

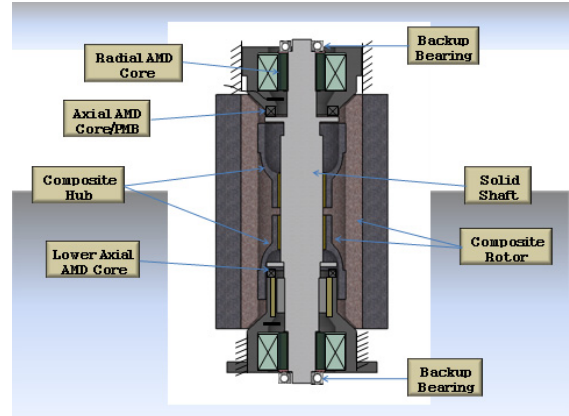


Fig. 1 Diagram of the vertical rotor

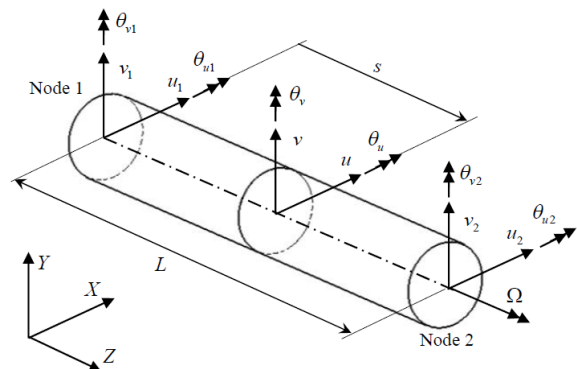


Fig. 2 Beam finite element coordinates

회전속도가 변할 때의 로터 및 베어링 시스템에 대한 운동방정식은 유한요소법을 이용하여 다음과 같이 기술할 수 있다.

$$M\ddot{\mathbf{q}} + (\mathbf{C} + \Omega\mathbf{G})\dot{\mathbf{q}} + (\mathbf{K} + \dot{\Omega}\mathbf{G})\mathbf{q} = \Omega^2\mathbf{Q}_1 + \dot{\Omega}\mathbf{Q}_2 + \mathbf{F} \quad (1)$$

여기서  $\mathbf{M}$ 은 질량행렬,  $\mathbf{C}$ 는 감쇠행렬,  $\mathbf{G}$ 는 자이로스코프행렬이고  $\mathbf{K}$ 는 강성행렬이다. 벡터  $\mathbf{q}$ 는 절점좌표계의 벡터이고  $\mathbf{F}$ 는 백업베어링에 의한 접촉력을 포함하는 외부 가진력 벡터이다. 벡터  $\mathbf{Q}_1, \mathbf{Q}_2$ 는 불평형 질량에 의한 불평형 가진력을 나타내는 벡터로  $\mathbf{Q}_1$ 은 회전속도가 일정할 때 나타나는 불평형력을,  $\mathbf{Q}_2$ 는 회전속도가 변할 때 나타나는 불평형력을 표시하는 벡터이다. 식 (1)의 과도응답 해는 유한요소법의 시간

적분 방법을 이용하여 구할 수 있다. 그러나 운동방정식이 심하게 연성되어 있고 행렬의 크기가 크기 때문에 시간적분 시 소요되는 시간이 매우 길어지는 단점이 있다.

이러한 단점을 극복하기 위해 모드합성법(mode component synthesis)을 이용한다.

$$\Phi^T M \Phi \ddot{p} + (\Phi^T C \Phi + \Omega \Phi^T G \Phi) \dot{p} + (\Phi^T K \Phi + \dot{\Omega} \Phi^T G \Phi) p = \Phi^T F_{tot} \quad (2)$$

여기서  $\Phi$ 는 로터의 모드행렬이고  $p$ 는 모달좌표 벡터,  $F_{tot}$ 는 외부 가진력 벡터의 합을 나타낸다. 식 (2)는 유한요소법의 시간적분법을 이용하여 해를 구할 수 있다. 모드합성법의 단점은 물리적인 힘을 모달 힘으로 변환하거나 모달좌표를 물리적 좌표로 변환할 때 행렬의 곱을 수행해야 하는 점이다. 그러나 로터-베어링 시스템의 경우 적은 수의 베어링 하중만이 사용되고 요구되는 변위의 수도 적기 때문에 쉽게 변환을 수행할 수 있고 또 전체 행렬을 모두 곱할 필요도 없다.

### 2.2 백업베어링 모델

백업베어링의 운동을 묘사하기 위해 Sopanen과 Mikkola<sup>8)</sup>가 로터 충돌해석 시 사용한 베어링 모델을 사용하고자 한다. 백업베어링은 구름요소 베어링 중 널리 사용되는 볼베어링을 채택한다. 본 연구에서는 볼의 원심력을 무시하고 베어링 케이징(cage)은 이상적이라고 가정한다. 또한 베어링 각 부품 사이에서 슬립이나 미끄럼도 발생하지 않는다고 가정한다.

Sopanen과 Mikkola가 사용한 베어링 모델은 6자유도를 갖는다. 본 연구에서는 이 모델을 간략화 하여 반경방향 변위와 베어링 축에 대한 회전만을 고려하는 모델을 사용하고자 한다. 또한 베어링 지지부와 베어링 케이징 사이의 탄성 변형도 고려한다. 로터와 베어링 사이의 접촉강성( $K_c$ ) 및 감쇠( $C_c$ ) 그리고 베어링과 지지부 사이의 강성( $K_b$ ) 및 감쇠( $C_b$ )에 대한 모델이 Fig. 3에 제시되어 있다.

로터와 베어링 사이의 접촉모델은 접촉력과 마찰력을 모두 묘사할 수 있어야 한다. 로터와 베어링 사이의 접촉은 Fig. 4에 나타난 바와 같은 비선형 원-원 접촉모델을 이용하여 묘사할 수 있다. 반경방향 접촉력  $F_r$ 은 침투깊이(penetration depth)와 침투속도의 함수로써 Hertz의 접촉이론에 따라 다음과 같이 기술할 수 있다.

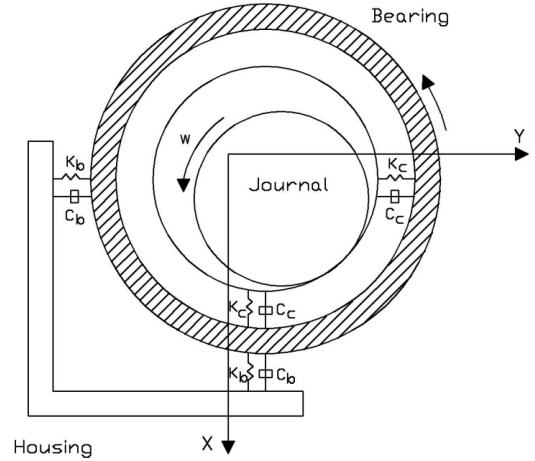


Fig. 3 Geometry of AMB rotor after impact

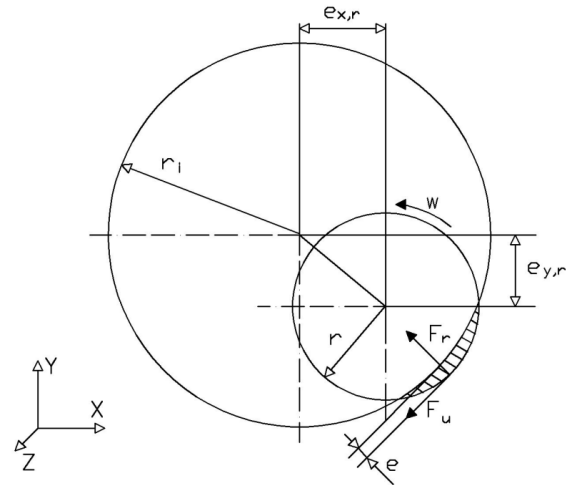


Fig. 4 Circle-in-circle contact

$$F_r = \begin{cases} K_c \delta^{3/2} (1 + \frac{3}{2} C \delta) & e_r \geq c_r \text{ and } F_r > 0 \\ 0 & e_r < c_r \text{ or } F_r \leq 0 \end{cases} \quad (3)$$

여기서  $K_c$ 는 접촉강성  $C_c$ 는 접촉감쇠이다. 식 (3)에서  $e_r$ 은 로터의 반경방향 변위를,  $c_r$ 은 로터와 베어링 내륜 사이의 간극(clearance)을 나타내고  $\delta$ 는 접촉영역의 침투깊이를,  $\dot{\delta}$ 는 시간에 대한 미분을 나타낸다. 식 (3)에서 접촉력이 음(-)이 되면 접촉이 이루어지지 않은 것으로 간주하여 음(-)의 접촉력이 발생하는 것을 방지하였다.

접촉강성  $K_c$ 는 내륜과 외륜 사이의 접촉을 모두 고려하여 다음 식으로부터 구할 수 있다.

$$K_c = \left( \left( \frac{1}{K_c^{in}} \right)^{2/3} + \left( \frac{1}{K_c^{out}} \right)^{2/3} \right)^{-3/2} \quad (4)$$

### 3. 수치해석 결과 및 고찰

#### 3.1 로터 및 베어링의 제원

수치해석에 사용된 시스템은 풍력발전 등에 사용될 수 있는 에너지저장장치로 현재 개발이 진행되고 있다. 전체적인 구조는 Fig. 1에 보인 바와 같다. 복합재 플라이휠을 포함한 로터 시스템은 두 개의 반경 방향 AMB와 1개의 축방향 AMB에 의해 지지되어 있고 AMB의 고장 시 로터의 충격을 흡수하고 중요 부품을 보호하는 백업베어링은 위, 아래 각각 2개가 설치되어 있다. 로터 축의 재질은 강철로 밀도  $\rho$ 는  $7,800 \text{ kg/m}^3$ 이다 축의 길이는  $1.72 \text{ m}$ , 중심점에서의 직경은  $230 \text{ mm}$ 이다. 해석에 사용된 시스템의 제원은 Table 1에 나타난 바와 같다.

Table 1 Geometric dimensions of the rotor model

| Dimension and property              | Specification                       |
|-------------------------------------|-------------------------------------|
| Mass of flywheel                    | 935 kg                              |
| Polar moment of inertia of flywheel | $497.4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ |
| Length of shaft                     | $1.72 \text{ m}$                    |
| Stiffness of radial AMB             | $5.1 \text{ MN/m}$                  |
| Damping of radial AMB               | $1,500 \text{ kg/s}$                |

백업베어링은 SKF사에서 제작한 angular contact 볼베어링을 사용하였다. 이에 대한 제원은 Table 2에 나타내었다. 베어링 간극은 AMB 공극의 절반인  $0.6 \text{ mm}$ 로 설정하였고, 베어링 외륜과 지지부 사이의 강성 및 감쇠는 다른 문헌들을 참조하여 결정하였다.

Table 2 Parameters of the backup bearings

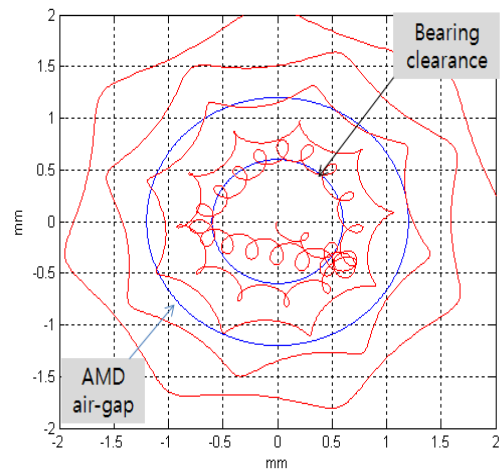
| Dimension and property          | Specification        |
|---------------------------------|----------------------|
| Inner diameter                  | $120 \text{ mm}$     |
| Outer diameter                  | $260 \text{ mm}$     |
| Bearing width                   | $60 \text{ mm}$      |
| Ball radius                     | $50 \text{ mm}$      |
| Static load rating              | $612 \text{ kN}$     |
| Number of balls                 | 15                   |
| Clearance between rotor/bearing | $0.6 \text{ mm}$     |
| Bearing support stiffness       | $300 \text{ N/m}$    |
| Bearing support damping         | $1,500 \text{ kg/s}$ |

#### 3.2 베어링 지지강성의 영향

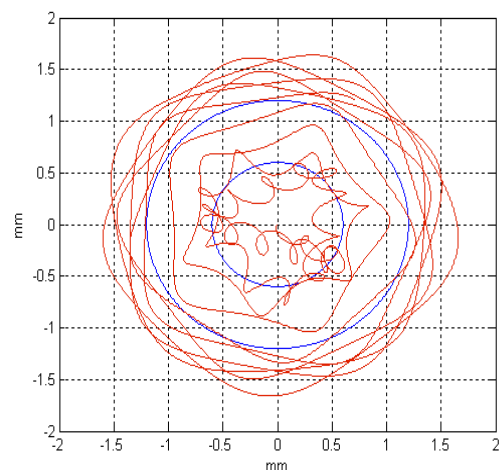
Table 1, 2에 주어진 자료를 이용하여 로터와 베어

링 사이의 접촉강성을 계산하면  $K_c=5.1 \times 10^9 \text{ N/m}$ 이 된다. 로터의 편심량이 로터 중심축에서  $30 \mu\text{m}$  떨어진 곳에 위치하고 로터와 베어링 사이의 마찰계수가 0.3일 때 베어링 지지강성 변화에 따른 로터축 끝단의 회전 궤적을 Fig. 5에 나타내었다. 이때 로터의 회전속도는  $10,000 \text{ rpm}$ 으로 설정하였다. 그림으로부터 베어링 지지강성이 증가하면 회전궤적의 크기가 점점 감소하는 것을 알 수 있다. 그리고 베어링 지지강성이  $K_b=700 \times 10^6 \text{ N/m}$  이상이면 로터축의 회전 궤적이 AMB의 공극 내에 존재하게 되어 로터와 베어링 충돌 시 중요 부품들을 보호할 수 있음을 알 수 있다.

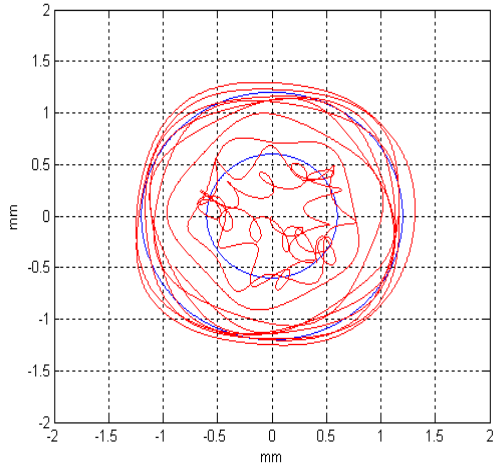
그러나 베어링의 지지강성을 증가시키면 전체 접촉 시스템의 강성이 증가하게 되어 베어링에 작용하는 하중도 커지게 된다. 지지강성이  $K_b=700 \times 10^6 \text{ N/m}$ 일 때 베어링에 작용하는 하중을 Fig. 6에 나타내었다. 선정된 베어링의 정격 하중이  $612 \text{ kN}$ 인데  $K_b=700 \times 10^6 \text{ N/m}$ 일 경우 최대 하중이  $633 \text{ kN}$ 이 되어 정격 하중을 초과하는 것을 알 수 있다.



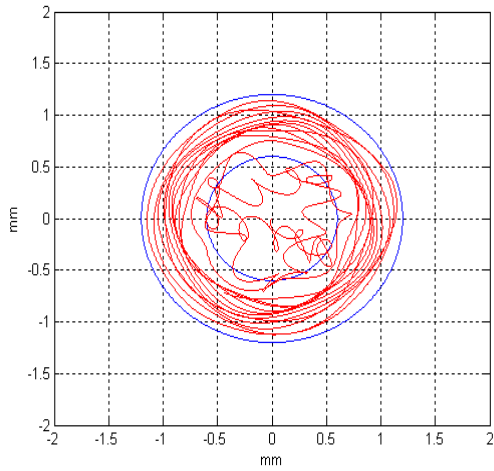
(a)  $K_b=100 \times 10^6 \text{ N/m}$



(b)  $K_b=300 \times 10^6 \text{ N/m}$



(c)  $K_b=500 \times 10^6$  N/m



(d)  $K_b=700 \times 10^6$  N/m

Fig. 5 Orbit of the rotor

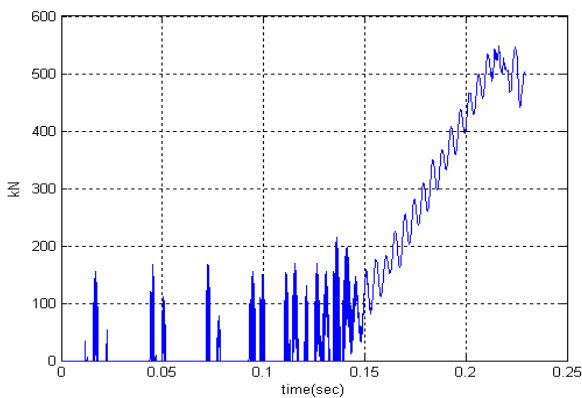
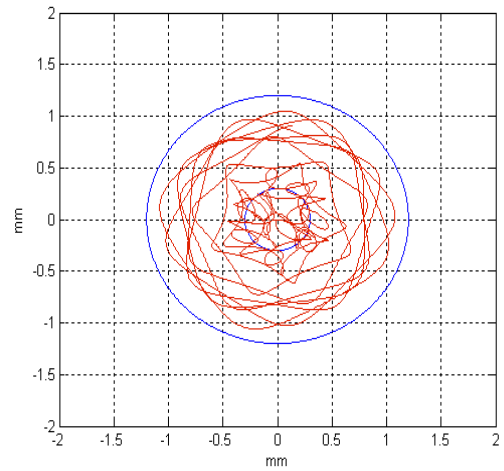


Fig. 6 Bearing load with  $K_b = 700 \times 10^6$  N/m

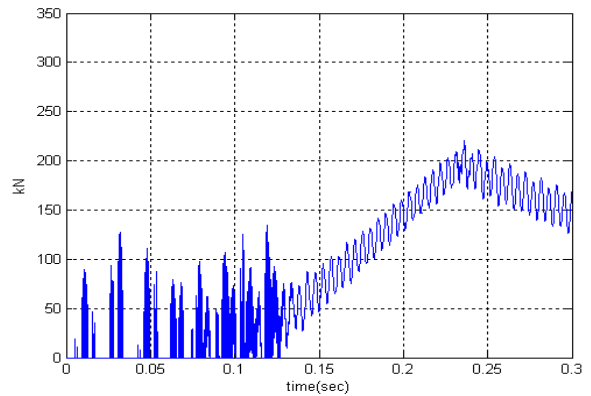
### 3.3 베어링 간극 및 마찰계수의 영향

로터와 베어링 사이의 간극을 0.6 mm에서 0.3 mm로 변화시켰을 때의 회전궤적 및 베어링하중을 Fig. 7에 나타내었다. 이때 베어링 지지강성은  $K_b=300 \times 10^6$

N/m이다. 베어링 간극이 절반으로 감소하면 회전궤적이 AMB 공극 내에 존재하게 되고 최대 베어링 하중도 303 kN에서 231 kN으로 줄어드는 것을 확인할 수 있다. 이는 AMB 고장 시 로터가 베어링에 충돌할 때, 충돌 전까지 가속도를 갖고 자유비행을 하게 되는데 자유비행 거리가 짧아지면 베어링에 충돌하는 초기속도가 감소하여 충격력이 작아지기 때문인 것으로 생각된다. 그러나 베어링 간극이 너무 작으면 로터의 작은 이상 진동에도 베어링과 접촉할 가능성이 있으므로 적절한 간극 설정이 필요하다고 할 수 있다.



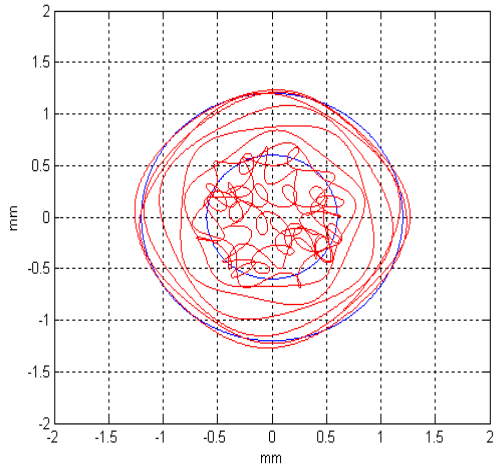
(a) Orbit of the rotor



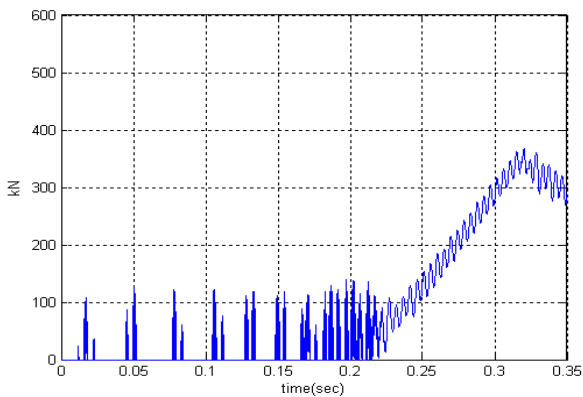
(b) Bearing loads

Fig. 7 Transient responses with bearing clearance = 0.3 mm

로터와 베어링 사이의 마찰계수도 동적 응답에 영향을 미치는 주요 인자이다. 마찰계수를 0.3에서 0.2로 감소시켰을 때의 동적 응답을 Fig. 8에 나타내었다. 회전궤적 및 베어링하중의 크기가 크게 감소하였음을 확인할 수 있다. 사용된 베어링 지지강성은  $K_b=500 \times 10^6$  N/m 이다.



(a) Orbit of the rotor



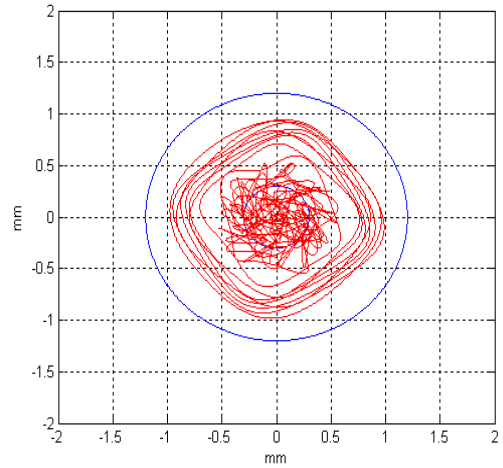
(b) Bearing loads

Fig. 8 Transient responses with friction coefficient =0.2

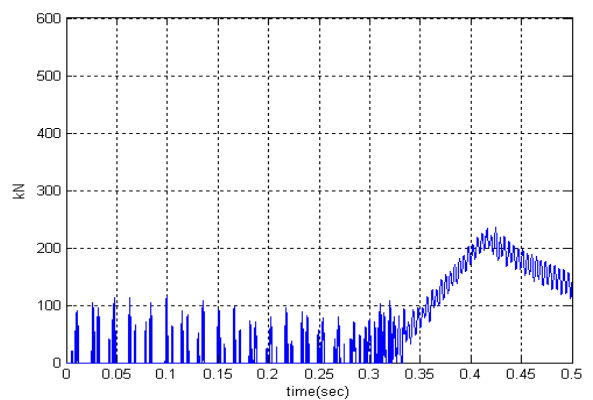
이상의 결과를 종합적으로 고려할 때 마찰계수와 베어링 간극은 작을수록 유리하고 베어링 지지강성은 회전궤적과 베어링하중 조건을 모두 만족할 수 있는 값을 선택해야 한다는 것을 알 수 있다. Fig. 9에 나타난 동적 응답은 다양한 해석결과를 바탕으로 구한 최소 회전궤적 및 베어링 하중을 갖는 백업베어링에 대한 결과이다. 베어링 지지강성  $K_b=500 \times 10^6$  N/m, 베어링 간극 0.3 mm, 마찰계수 0.2 일 때 이와 같은 조건을 만족함을 알 수 있었다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 AMB 고장 시 수직 로터가 백업베어링에 충돌할 때의 과도 진동응답을 예측할 수 있는 방법에 대해 연구하고, 충돌 시 회전궤적과 베어링하중에 영향을 미치는 인자들에 대해 조사하였다. 이를 위해 탄성 로터는 유한요소법의 보요소를 사용하여 모델링하였고, 백업베어링은 Hertz 접촉이론을 이용하여 강성 및 감쇠를 갖는 비선형계로 모델링하였다.



(a) Orbit of the rotor



(b) Bearing loads

Fig. 9 Dynamic responses with minimum orbit and bearing load

로터의 회전궤적 및 베어링하중에 영향을 미치는 인자는 베어링의 접촉강성, 베어링 지지강성 그리고 베어링 간극 및 로터와 베어링 사이의 마찰계수 등이 있음을 알 수 있었다. 다양한 해석결과를 바탕으로 주어진 로터시스템에 대해 회전궤적과 베어링하중을 모두 최소화 할 수 있는 백업베어링 시스템을 설계할 수 있었다.

#### 후 기

본 연구는 2011년 한국에너지기술평가원 지원 전력산업연구개발사업의 일부 지원에 의해 수행되었음을 밝힙니다.

#### 참고 문헌

1. G. G. Choung, J. H. Yang and C. H. Kim, 2011,

- “Multivariable Control System Design for Magnetic Bearing”, J. KSPSE, Vol. 15, No. 1, pp. 78-85.
2. S. R. Penfield and E. Rodwell, 2001, "Auxiliary Bearing Design Considerations for Gas-Cooled Reactors", IAEA Conference, Palo Alto, USA, pp. 190-201.
  3. P. McMullen, V. Vuong and L. Hawkins, 2006, "Flywheel Energy Storage System with AMB's and Hybrid Backup Bearings", Proc. 10th Inter. Symp. Magnetic Bearings, Martigny, Switzerland.
  4. H. M. Chen, J. Walten and H. Heshmat, 1997, "Zero Clearance Auxiliary Bearings for Magnetic Bearing Systems", Proc. 42nd Inter. Gas Turbine and Aerodynamic Cong., Orlando, USA.
  5. M.O.T. Cole, P. S. Keogh and C. R. Burrows, 2002, "The Dynamic Behavior of a Rolling Element Auxiliary Bearing Following Rotor Impact", ASME J. Trib., Vol. 124, pp. 406-413.
  6. A. Karkkainen, J. Sopenan and A. Mikkola, 2007, "Dynamic Simulation of a Flexible Rotor During Drop on Retainer Bearings", J. Sound and Vib., Vol. 306, pp. 601-617.
  7. D. Ransom and A. Masala, 2010, "Numerical and Experimental Simulation of a Vertical High Speed Motor-compressor Rotor Drop onto Catcher Bearings", J. Sys. Design and Dynamics, Vol. 4, No. 4, pp. 596-606.
  8. J. Sopenan and A. Mikkola, 2003, "Dynamic Model of a Deep Groove Ball Bearing Including Localized and Distributed Defects, Part I: Theory", Proc. Inst. Mech. Engr., J. Multi-body Dynamics Vol. 217(K), pp. 201-211.