

# 조화성분이 베어링 덮개 구조물의 공진에 미치는 영향

## Effect of Harmonic Components on the Resonance of Bearing Casing Structures in a Turbine Rotor System

송 오 섭\* · 양 경 현†

Ohseop Song and Kyeong Hyeon Yang

(2007년 6월 19일 접수 ; 2007년 8월 10일 심사완료)

**Key Words** : Harmonic Orders(조화차수), Resonance(공진), Bearing Casing(베어링 보호용 덮개), Mode Shape(모드 형상), Velocity Seismoprobe(속도계)

### ABSTRACT

Design aspects of a bearing casing system of a power plant are mainly focused on the strength and weight of itself to have a more stable system. Since the rotor speed often passes through the critical speed region when the operation begins, the relation between the rotating frequency of the rotor and natural frequency of the casing is very important for a prevention of resonance. However, harmonic components above the rotating frequency have often been overlooked the design for the resonance avoidance. In this paper, it is revealed that resonance vibration is generated when the natural frequency of a bearing casing is close to the one of harmonics of basic rotating frequency(1x), and as a consequence, sensing quality of seismoprobes attached to the bearing casing structure can be seriously damaged. In order to reduce the resonance vibration, some stiffeners are added to the casing structures. Significant reduction in the magnitude of vibration corresponding to 2x harmonic of basic rotating frequency is observed from both FE analysis and experiment.

### 1. 서 론

터빈-발전기 시스템은 발전 분야에서 가장 중요한 대형 고속회전체이기 때문에 회전상태에 대한 진동을 항상 감시함으로써 기계적인 건전성을 확인하게 된다. 국내의 대형 화력발전소에서 터빈-발전기의 진동상태를 감시할 때는 상대진동과 절대진동을 측정하여 그 결과값들을 동시에 고려함으로써 상태를 판정하게 된다. 터빈-발전기의 베어링 부위를 보

호하는 덮개용 구조물에 부착된 변위센서(proximity probe)로부터 회전체까지의 상대적인 동적변위를 측정함으로써 상대진동을 알 수 있고, 변위센서가 고정되어 있는 케이싱 구조물상에 속도센서(seismoprobe)를 추가로 부착하여 구조물 자체 진동특성을 취득함으로써 절대진동에 대한 결과를 알 수 있다. 따라서 구조물 자체가 높은 진동을 발생하게 된다면 그 구조물에 고정된 센서로부터 신호를 신뢰할 수 없게 될 것이다.

과거의 베어링 덮개용 구조물은 베어링의 보호를 위해 열팽창에 대한 고려와 터빈의 임계속도 통과 시 충격과 과도응력으로부터 구조물이 견딜 수 있도록 중량과 강성이 확보된 상태로 설계·제작되어 왔

† 교신저자 : 정희원, 한전전력연구원  
E-mail : yangkh@kepri.re.kr  
Tel : (042) 865-5422, Fax : (042) 865-5444  
\* 정희원, 충남대학교 기계공학과

다. 따라서 이러한 구조물은 접선방향의 1차 고유진동수가 터빈-발전기의 회전주파수 성분(60Hz)보다 매우 높아 구조물과의 공진현상은 나타나지 않고 있으나 구조물이 회전체의 조화성분과 공진이 발생할 경우 덮개용 구조물에서 진동이 발생되고, 그 결과로서 조화성분에 대한 측정의 오류를 범할 수 있다.

따라서 이 논문에서는 터빈-발전기의 베어링을 감시하는 센서 고정부에서 구조물의 동적특성이 조화성분(가진성분의 정수배 성분)과 공진관계에 있을 때 나타나는 현상에 주목하여 그 원인을 규명하고 진동저감 개선방법을 제시하였다.

## 2. 시스템의 개요

### 2.1 진동측정의 원리

터빈-발전기의 진동측정은 베어링 지지점 부근에 설치된 센서들로부터 수행된다. Fig. 1은 회전축에 대한 동적 거동을 감지하는 센서들의 배치를 보여주는 단면이다. 베어링 덮개용 구조물에 부착된 2개의 proximity probe가 회전축과 미소한 일정 간극을 이루며 설치되고, 회전상태에서 축의 거동이 발생하면 센서 끝부분에서 유기된 와전류가 진동 복조기 출력부의 DC 전압을 변화시켜 상대적인 진동상태를 알 수 있도록 되어 있다(Fig. 2). 또한, 베어링 덮개용 구조물 자체에 부착된 seismoprobe는 Fig. 1에서

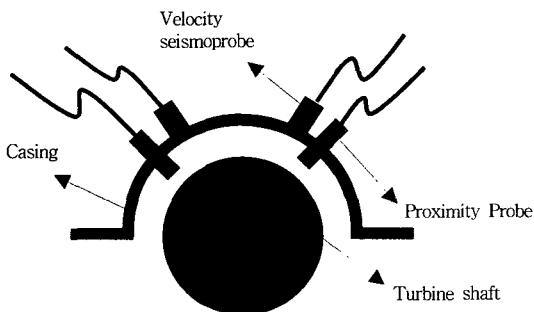


Fig. 1 Schematic diagram of probes setup

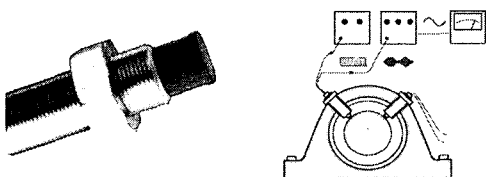


Fig. 2 Proximity probe

와 같이 proximity probe의 주변에 각각 1개씩 설치되며, 센서 내부의 스프링에 매달려 있는 자석이 코일사이에서 진동하면서 자력선이 코일과 쇄교되어 구조물 표면의 절대속도에 비례하는 전압을 유기시키게 된다(Fig. 2). 이렇게 취득된 회전체의 진동거동과 베어링 덮개용 구조물의 진동거동에 대한 정보가 회전체에 대한 진동감시 기초 자료로 사용된다.

### 2.2 조화성분의 표현

터빈-발전기의 진동 분석에 있어서 기준 회전주파수에 대한 조화성분들은 다음과 같은 식으로 단순하게 표현될 수 있다.

$$f_h = N \times f_0 \quad (1)$$

여기서,  $f_0$ 는 기준 회전주파수(60 Hz),  $N$ 은 정수,  $f_h$ 는 조화성분의 주파수를 나타낸다. 또한, 회전 속도의 정수배가 된다고 해서 차수(orders)라고 하며, 이것은 아래의 표현으로부터 약식으로 1x, 2x, 3x, ...라고 나타내기도 한다. 모든 차수들은 회전속도의 조화성분이지만, 모든 조화성분들이 정수배로 일치하는 것은 아니므로 차수가 아닌 경우도 있게 된다.

$$\begin{aligned} &1 \times RPM \\ &2 \times RPM \\ &3 \times RPM \\ &\vdots \end{aligned} \quad (2)$$

### 2.3 대상 구조물에서의 진동현상

Fig. 4는 베어링 덮개용 구조물에 부착된 seismoprobe를 통해 측정된 결과차트로서 주파수 성분에 대한 진동의 크기를 보여주고 있다. 주파수 성분은 회전주파수의 조화성분으로 표시되어 있는데 1x와 2x성분에서 주로 진동의 크기가 두드러지게 나타나고 있다.

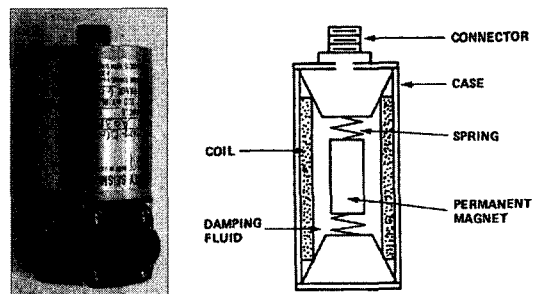


Fig. 3 Seismoprobe

정상적인 경우 회전속도 성분인 1x에서 진동크기의 대부분이 나타나는 것이 일반적이며, 다른 차수에서도 진동이 발생하고 있다면 어떤 문제가 발생하는 신호로 알려져 있다.

이 논문의 대상이 되는 구조물에서 1x성분과 비슷한 크기인 2x성분의 진동이 계속적으로 발생하고 있었음에도 기계적, 전기적 문제점이 발견되지 않아 진동측정 결과를 믿을 수 없는 이상현상으로 간주하게 되었다.

### 2.4 진동의 원인분석

Fig. 5는 터빈-발전기가 정지한 상태에서 베어링 보호용 덮개의 고유진동수를 측정한 결과이다. 측정 시 구조물의 온도 및 기계적인 상태를 고려하여 터빈-발전기의 정상적인 가동상태로부터 정지한 직후 수행하였다. 구조물에 대한 강도설계에 초점이 맞추어져 있었기 때문에 기본 회전주파수 성분(60 Hz)이

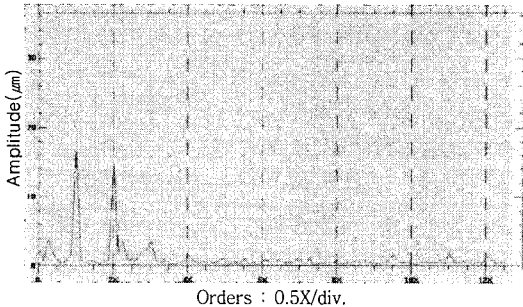


Fig. 4 Harmonic order before modification of the casing

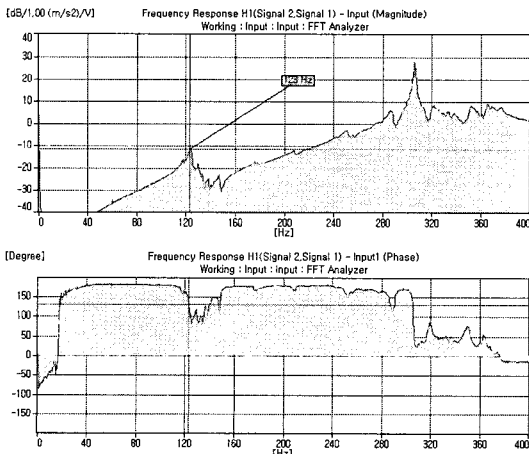


Fig. 5 Frequency response of the bearing casing

하의 범위에서는 고유진동수가 존재하지 않았고, 1차가 123 Hz에서 나타나고 있음을 알 수 있다. 일반적인 공진여유율을 10% 이상으로 볼 때 Fig. 5에서 나타난 결과는 2x성분인 120 Hz와 매우 근접해 있어 공진범위 내에 존재하고 있음을 확인할 수 있다. 즉 정상가동 시 진동 측정결과에서 나타난 2x성분의 진동은 123 Hz의 고유진동수를 가진 구조물에 120 Hz의 조화 가진성분이 작용한 결과라고 정리할 수 있겠다.

### 3. 유한요소 해석

유한요소 모델은 상용프로그램인 ANSYS를 사용하였으며, 삼각형 메쉬를 이용하여 구조해석을 수행하였다. 베어링 보호용 덮개의 고정상태를 모사하기 위해 고정용 볼트의 배열 위치와 동일한 위치에서 접합력을 적용하였으며, 이 결합력은 볼트 결합 시 얻어진 토크로부터 구하였다. 또한 현장에서 측정된 고유진동수와 결과 비교를 통해 적용 조건을 최종적으로 결정하였다.

#### 3.1 모델의 작성

Fig. 6은 베어링 보호용 덮개로부터 작성된 유한요소 모델을 보여주고 있다. 반원형의 원통 2개를 접합시킨 형태를 가지고 있고, 한쪽 원통면에 probe 투입구 2개가 위치하고 있다. 해석을 위해서 mesh 작업 시 센서투입구는 무시하였다.

#### 3.2 기존 구조물의 해석

Table 1은 기존의 베어링 보호용 덮개에 대한 고유진동수 해석결과를 보여주고 있다. 국부적인 동적

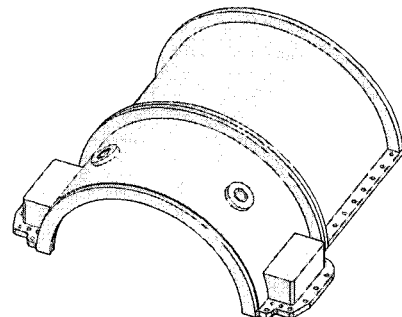


Fig. 6 The finite element model for the bearing casing

Table 1 Frequencies of each mode

Mode No.	Frequency(Hz)
1	123.57
2	211.71
3	259.92
4	274.25
5	282.04
6	308.08
7	329.47

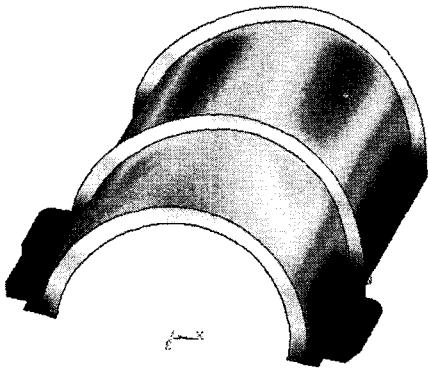


Fig. 7 The mode shape of a FE model at 123 Hz

특성을 포함하여 7차까지 데이터를 정리하였다. 앞서 현장 측정의 결과와 비교할 때 1차는 123 Hz에서 shell mode로 존재하고 있고, 나머지 고차 모드도 약간의 오차를 제외하고 유사한 결과가 나타났다. Fig. 7은 123 Hz에서의 shell mode의 모드 형상이 나타나고 있음을 보여주고 있다.

### 3.3 보강재 적용에 따른 동특성 변화 고찰

기존 구조물에 대한 구조해석 결과를 볼 때 공진 여유율이 적고 감쇠가 적은 시스템이기 때문에 개선 방향은 보강재를 용접하여 강성을 증대시킴으로써 공진회피가 가능하도록 방향을 결정하였다.

보강재의 부착위치를 고려할 때 센서가 삽입되는 곳은 베어링과 덮개 구조물과의 간격이 매우 적기 때문에 보강재를 용접할 수 없어 이 위치로부터 되도록 떨어진 위치에 부착하는 것으로 결정하였다. 또한 shell mode에 대한 고유진동수 변경을 위해 반 원통형을 따라 두 개의 밴드를 부착하는 방식으로 보강재 모양을 결정하였다(Fig. 8).

보강재의 기하학적 형상에 따른 주파수 해석결과의 차이를 알아보기 위해 두께와 높이를 변경해 가

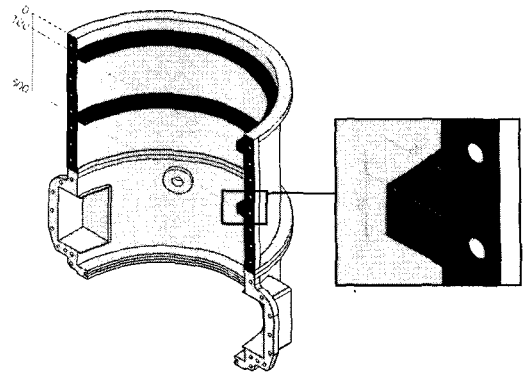


Fig. 8 Stiffeners design for bearing casing

Table 2 Natural frequencies for two conditions

Mode No.	Frequency(Hz)	
	A	B
1	139.32	151.24
2	289.00	318.93
3	316.39	320.80
4	329.85	347.14
5	348.03	366.42
6	368.29	369.13
7	395.26	393.21

Type	Width(mm)	Thickness(mm)
A	55	70
B	10	100

면서 해석을 수행하였다. 이 논문에서는 구조물의 재질은 동일재질로 가정하고, 용접 접합할 보강재의 두께와 높이를 두 가지(A와 B)의 경우에 대해서 적용한 결과를 제시하였다.

Table 2는 A와 B의 경우에 따라서 7차 모드까지 고려한 내용을 보여주고 있다. A형의 경우 1차 고유진동수가 139.32 Hz로 높아졌고, B형의 경우 1차 고유진동수가 A의 경우보다 더 높은 151.24 Hz가 되었다. 상대적으로 보강재의 넓이보다 두께의 증가가 1차 고유진동수를 더욱 증가시키고 있음을 알 수 있고, 2차 모드에서부터 고차 모드로 갈수록 고유진동수가 유사해짐을 알 수 있다. 따라서 현장에서 문제가 되었던 1차 고유진동수가 123 Hz로부터 보강하였을 경우 최소 139 Hz 이상으로 높아지게 되어 공진 영역을 벗어나도록 할 수 있다는 가능성을 확인하였고, 현장 측정결과에서 나타났던 300 Hz 부근의 고유진동수 또한 다른 지점으로 이동될 수 있음도 확인하였다(Fig. 9).

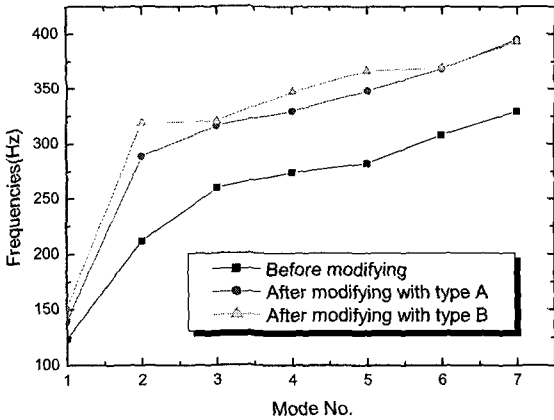


Fig. 9 Comparison for each model

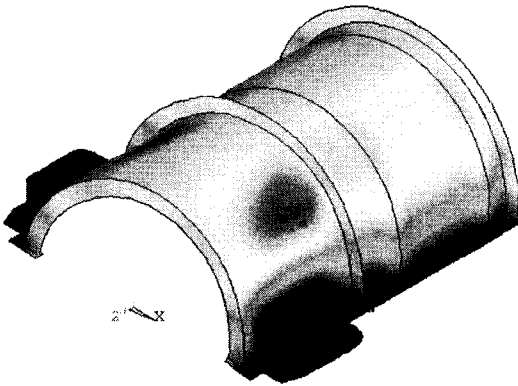


Fig. 10 The mode shape of type 'A' model at 139 Hz

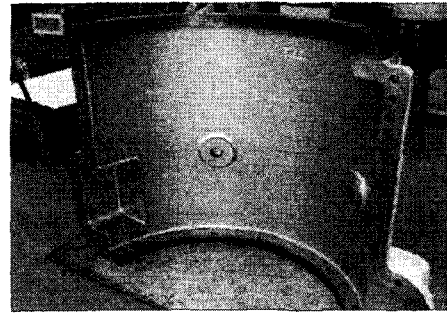
위의 결과로부터 덮개 내부에는 두께가 작은 것이 조립과 분해 시 유리할 것으로 판단하여 폭이 55 mm이고 두께가 70 mm인 A형을 보강용접하기로 하였다. Fig. 10은 A형 보강재를 적용하였을 때 139 Hz에서의 1차 모드형상을 보여주고 있다.

#### 4. 개선 결과

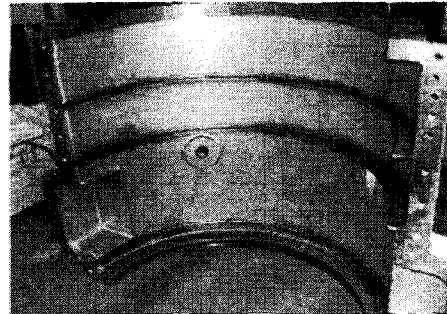
##### 4.1 개선작업의 내용 요약

해석결과를 토대로 보강작업을 수행하였다. 동일 재질의 보강재를 베어링 덮개에 용접 부착하였으며, 용접처리 과정동안 구조물의 비틀림 방지를 위해 spot 용접을 통해 보강재가 임시로 부착되도록 한 후 전 용접을 통해 반 원통형 내부에 보강재를 완전하게 부착하였다.

Fig. 11은 베어링 덮개 구조물 내부 원통부에 보강재를 부착하기 전과 후를 보여주고 있다.



(a) Before adding stiffeners



(b) After adding stiffeners

Fig. 11 Before/After adding stiffeners to bearing casing

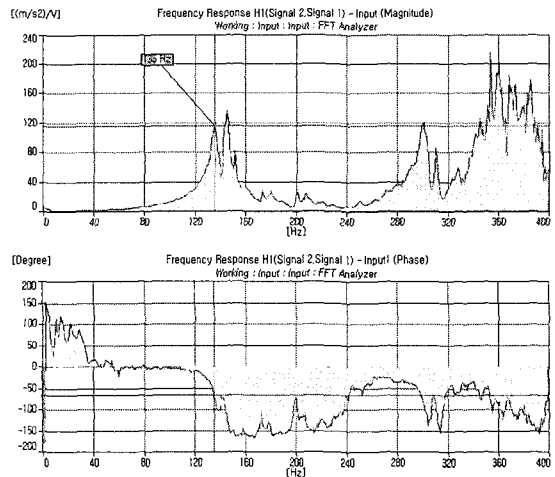


Fig. 12 Natural frequency of the bearing casing

##### 4.2 고유진동수 측정

보강작업 후에 구조물에 대한 고유진동수 측정을 다시 수행하였다. 이번에도 시험조건은 정상가동을 위한 준비가 완전히 끝난 상태에서 수행되었다.

Fig. 12는 현장에서 측정된 고유진동수 차트를 보여주고 있다. 1차 고유진동수는 135 Hz로 상승되

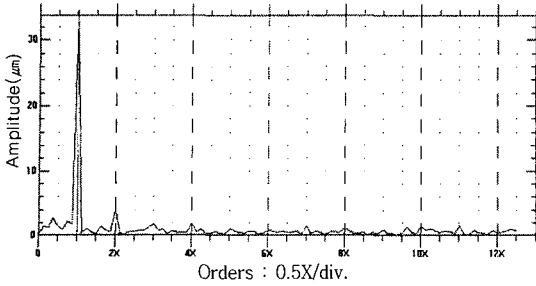


Fig. 13 Natural frequency of the bearing casing

었으며, 공진영역으로부터 고유진동수가 완전히 벗어나 있음을 알 수 있다. 그러나 앞선 해석결과에서 139 Hz 정도로 예상했던 것과 약간 다른 결과가 나타난 것은 현장에서 구조물의 설치 및 조립과정에서 접합면의 조건이나 볼트 조임 상태 등 현장 조건이 이전과 차이가 있었기 때문인 것으로 추론된다.

### 4.3 진동현상의 변화 및 고찰

Fig. 11은 터빈-발전기의 진동 감시장치인 DM 2000을 통해 나타난 대상 구조물의 진동상태를 보여주고 있다. 1x성분의 진동이 주로 나타나고 있으며, 2x성분의 진동은 매우 낮은 값을 지시하고 있다. 개선이전의 측정결과인 Fig. 4와 비교할 때 출력의 영향으로 1x의 진동값이 상대적으로 높아졌음에도 오히려 2x성분의 진동값은 매우 작은 값을 지시하고 있다.

따라서, 대상 구조물에서 발생되었던 2x의 진동성분은 고유진동수가 조화성분의 가진 영역에 매우 근접하여 발생하였던 공진현상이었고, 그 문제를 해결하기 위해 구조물의 강성증가를 통해 진동의 저감효과를 가져왔음을 확인하였다.

## 5. 결 론

이 논문에서는 터빈-발전기의 진동을 측정하기 위해 센서를 고정하는 구조물의 동특성이 회전체의 주 회전력에 대한 조화 가진 성분과 공진이 발생할 수 있음을 사례를 들어 제시하였다. 특히 발전소와 같은 대형플랜트에서 사용되는 대형 회전체의 베어링 덮개는 기동부터 정상운전까지 임계속도를 통과하는 특성상 구조물의 강도와 하중에 초점을 맞추어 설계되기 때문에 구조물의 고유진동수가 회전주파수보다 훨씬 높은 영역에 존재하고 있어 회전주파수에

의한 가진력 성분과의 공진발생은 거의 발견되지 않고 있지만, 2차 이상의 조화 가진력에 의해 구조물의 고유진동수가 근접할 수 있어서 그럴 경우 구조물의 진동을 감시하는 진동측정 결과중 2차 이상의 진동성분에 대한 측정결과는 신뢰할 수 없게 된다.

또한, 대상 구조물에서 발생된 2x의 진동성분은 고유진동수가 2차의 조화 가진력 영역에 매우 근접하여 발생하였던 공진현상임을 밝히기 위해 현장의 고유진동수 측정과 고유진동수 해석을 통해 원인을 규명하고, 구조물에 보강재를 추가하여 강성을 증가 시킴으로써 진동 저감효과를 가져옴을 실험적으로 확인하였다.

## 참 고 문 헌

- (1) James, E. B., 1994, "Predictive Maintenance and Vibration Signature Analysis", IRD Mech-analysis, 2-29~2-51.
- (2) Lee, B. J., 1999, "Vibration & Maintenance Handbook on Rotating Machine for Field Engineers", KEPCO, Vol. 1, pp. 18~94.
- (3) Lee, B. J., Yun, W. N., Hwang, J. H., Jeong, J. H., Han, H. J., Choi, Y. S. and Kim, D. Y., 1996, "Monitoring & Diagnosis for Rotating Machine", KEPCO, pp. 38~104.
- (4) Ewins, D. J., 2000, "Modal Testing: Theory, Practice and Application", Research Studies Press LTD, pp. 1~23.
- (5) Yang, B. S., 2002, "Vibration of Rotating Machine", Inter Vision, pp. 558~603.
- (6) Yang, B. S., 2006, "Machinery Vibration Monitoring and Diagnosis", Inter Vision, pp. 67~110.
- (7) Ko, J. Y., 2001, "ANSYS and FEM", Sigma Press, pp. 400~414.
- (8) Donald, E. B. and Charles, T. H., 2002, "Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics", Bently Pressurized Bearing Press, pp. 3~47.
- (9) A. J. G., Baldwin, M. S., Stein, J. and Nilsson, N. E., 1995, "Monitoring and Diagnosis of Turbine-driven Generators", Prentice Hall, pp. 39~81.
- (10) Kim, S. Y., 2003, "Vibration Analysis by FEM", Science Technology, pp. 99~106.