

속도계가 부착된 구조물에서 조화성분의 공진이 미치는 영향 고찰

Effect Investigation of Resonance by Harmonic Components on Structures with Velocity Seismoprobes in a Turbine Rotor System

양경현* · 조철환* · 배춘희* · 송오섭**

Kyeong Hyeon Yang, Chul Whan Cho, Chun Hee Bae and Oh Seop Song

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

ABSTRACT

Most bearing casings are designed to focus on strength and weight of themselves because rotor speed passes through the critical speed when operation begins in large plants such as power plants. And It is treated importantly the relation between rotating frequency of the rotor and the natural frequency of casings to prevent resonance. But there is some cases that it is overlooked for harmonic components above rotating frequency

So we present experimentally a case that harmonic forces may make a resonance on casing fixing probes to measure vibration in a turbine-generator system and the vibration is generated when one component of harmonic forces excites the mode that the natural frequency of a certain bearing casing is close to one of harmonics of basic rotating frequency(1x)

을 두어 설계·제작되었기 때문에 회전체의 가진 성분(회전속도에 의한 성분 : 60Hz)에서만 공진문제를 회피하고 있고, 그 정수배 성분에서 고유진동수가 존재하고 있을 경우 회전체에서 나타나는 특성상 조화성분의 가진력이 영향을 미쳐 구조물에서 진동이 발생하고, 그 결과로서 상태감시의 신뢰성에 문제를 초래하는 경우가 있다.

따라서 본 논문에서는 터빈-발전기의 베어링을 감시하는 센서 고정부에서 구조물의 동적특성이 조화성분(가진성분의 정배수 성분)과 공진의 관계에 있을 때 나타나는 현상을 고찰하고, 구조해석에 의하여 개선된 결과를 도출함으로써 정상적인 진동감시가 가능하도록 하였던 내용을 정리하였다.

1. 서 론

터빈-발전기 시스템은 발전 분야에서 가장 중요한 대형 고속회전체이기 때문에 회전상태에서 그 동적 거동이 상시 관찰되어지고 있다. 이 대형 회전체로부터 동적 거동 특성을 얻어내는 방법은 회전체의 지지점인 베어링 부위에서 보호용 덮개에 전달되는 진동특성을 velocity seismoprobe에 의해 취득한 신호와 터빈-발전기의 회전축과 보호용 덮개에 고정된 proximity probe 사이에서 미소한 간극의 변화에 의해 얻어지는 진동신호를 합성하여 절대적인 진동특성을 얻게 된다. 결국 터빈과 발전기의 동적 상태에 대한 판단은 감지 신호의 지시상태에 따라 크게 좌우된다고 할 수 있기 때문에 베어링 덮개용 구조물은 과도한 임계진동 상태에서도 구조물이 영향을 거의 받지 않도록 중량과 강성이 확보된 상태로 설계·제작된다. 그러나 강도에 주안점

2. 시스템의 개요

2.1 진동측정의 원리

터빈-발전기는 베어링 지지점에서 가장 근접한 곳에서 진동상태를 감지함으로써 그 상태를 감시하게 된다. Fig. 1은 베어링에 근접된 회전축에 대한 동적 거동을 감시하는 센서의 배치를 보여주고 있다. 베어링 덮개용 구조물에 부착된 2개의 proximity probe가 회전축과 미소한 간극을 이루게 되고, 회전상태에서 축의 거동이 발생하면서 센서 끝

+ 책임저자, 정희원, 한전전력연구원, 충남대학교 대학원 기계공학과
E-mail : yangkh@kepri.re.kr
Tel: (042)855-5422, Fax: (042)855-5444

* 한전전력연구원
** 충남대학교 기계공학과

부분에서 유기된 와전류가 진동 복조기의 출력에서 DC 전압의 변화를 일으키게 되어서 상대적인 진동상태를 알 수 있게 된다. 또한, 베어링 덮개용 구조물 자체에 부착된 velocity seismoprobe는 구조물의 거동에 따라 내부의 스프링에 매달려 있는 자석과 진동하는 코일 사이의 상대 운동에 의해 자석에서 발생한 자력선이 코일과 쇄교되어 진동 표면의 절대속도에 비례하는 전압을 유기시키게 된다. 따라서 회전체로부터 얻은 상대적인 거동요소와의 구조물 자체 거동으로부터 두 가지 성분을 합성하여 회전체의 절대적인 거동상태를 알게 된다.

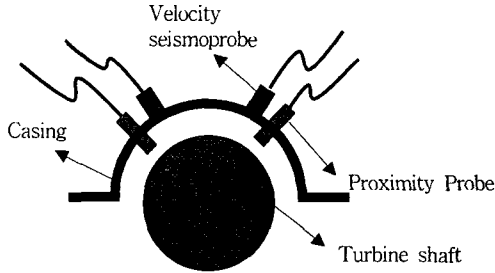


Fig. 1 Schematic diagram of probes setup

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

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

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

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

2.2 구조물에서의 진동

Fig. 2는 베어링 덮개용 구조물로부터 측정된 진동상태를 주파수 성분에 대한 진동크기로 보여주고 있다. 가로축에서 주파수성분은 조화차수로서 나타내고 있고, 주로 1x와 2x 성분에서 진동의 크기가 두드러지게 나타나고 있다. 그러나 정상적인 경우 회전속도 성분인 1x에서 진동크기의 대부분이 나타나는 것이 일반적이고, 다른 조화차수에서 진

동이 발생하고 있다면 회전축 자체 혹은 회전축과 베어링 사이에 어떠한 문제가 발생하였다는 신호가 되는 것이다.

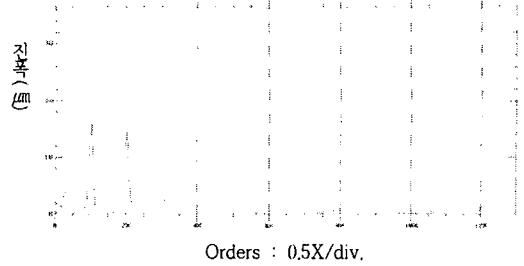


Fig. 2 Frequency spectrum for each harmonic order

본 논문의 대상이 되는 구조물은 회전체의 기계적, 전기적 문제점이 발견되지 않았으나 1x성분과 비슷한 크기의 2x성분의 진동이 계속적으로 발생하고 있었던 점에서 이상현상을 예측하게 되었다.

2.3 진동의 원인분석

Fig. 3은 터빈-발전기가 정지한 상태에서 베어링 보호용 덮개의 고유진동수를 측정된 결과이다. 모든 상태는 정상적인 가동상태와 동일하고 가동을 정지한 직후 수행하였다.

구조물이 강도와 중량을 위주로 설계된 결과로 기본 회전주파수 성분보다 아래의 범위에서는 존재하지 않고, 1차가 123Hz에서 나타나고 있으며, 그림에서처럼 120Hz까지의 공진 여유율도 없어 보인다. 따라서 2x 성분에서 진동이 발생하였던 것은 123Hz의 고유진동수를 가진 구조물에 120Hz의 조화 가진 성분이 작용한 결과라고 정리할 수 있겠다. 약 300Hz를 약간 넘어서는 고유진동수가 나타나고 있지만 실제적인 진동상태에서는 영향을 미치지 않고 있다.

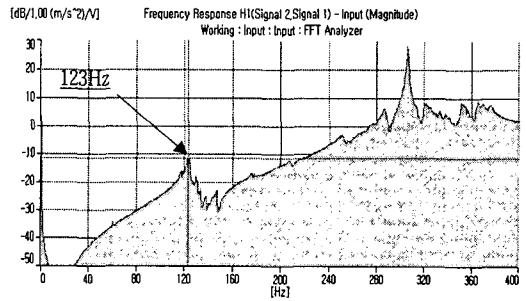


Fig. 3 Natural frequency of the bearing casing

3. 유한요소 해석

3.1 모델의 작성

Fig. 4는 베어링 보호용 덮개의 도면을 기준으로 작성된

유한요소 모델을 보여주고 있다. 반원형의 원통 2개를 접합시킨 형태를 가지고 있고, 한쪽 원통면에 probe 투입구 2개가 위치하고 있다.

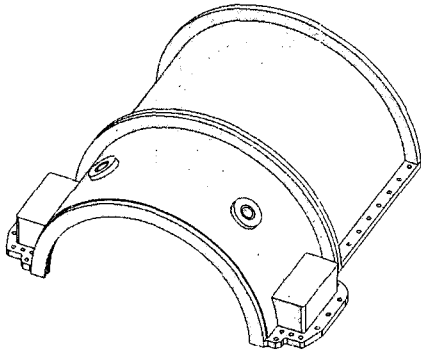


Fig. 4 The finite element model for the bearing casing

3.2 기존 구조물의 해석

Table 1은 기존의 베어링 보호용 덮개에 대한 기하학적 형상 및 물성치를 대입하여 모드해석을 수행한 결과를 보여주고 있다. 국부적인 동적 특성을 포함하여 7개까지 고려할 때 앞서 측정하였던 결과와 같이 1차는 123Hz에 존재하고 있었고, 나머지 고차 모드는 약간의 오차가 있지만 국부적인 범위까지도 유사한 결과가 존재하고 있음을 알 수 있다.

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 |

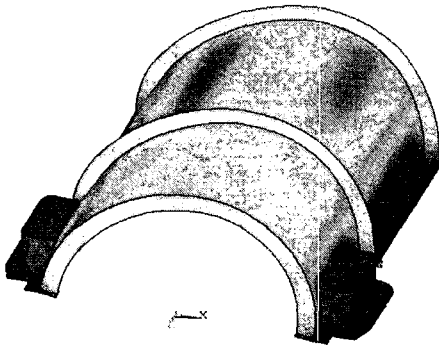


Fig. 5 The mode shape of a FE model at 123Hz

Fig. 5는 123Hz에서의 1차 모드형상을 보여주고 있는데 상부에서 원의 중심방향을 향해 원통면을 누르는 듯한 모드를 보여주고 있다.

3.3 보강재 변화에 따른 동특성 변화

기존 구조물에 대한 구조해석 결과를 토대로 개선시험은 보강재를 용접하여 강성을 증대시킴으로써 공진회피가 가능하도록 방향을 정하였다.

따라서 보강재의 용접 위치를 우선 고려할 때 센서가 삽입되는 곳은 베어링이 구성되어 있어 베어링과 덮개 구조물과의 간격이 매우 적기 때문에 보강재를 용접할 수 없어 이 위치로부터 되도록 떨어진 위치를 Fig. 6에서와 같이 설정하였다.

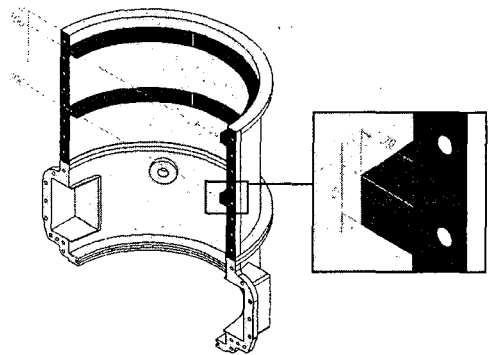


Fig. 6 Schematic for attached stiffeners

Table 2. Modes of each condition

| 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 |

Fig. 6에서와 같이 보강재를 용접할 부위의 두께와 폭에 차이에 따라서 두 가지의 경우(A와 B)를 적용하여 모드해석을 수행하였다. Table 2는 A와 B의 경우에 따라서 7차 모드까지 고려한 내용을 보여주고 있다. 보강재의 폭보다는 두께가 커졌을 때 1차 고유진동수가 높아짐을 알 수 있고, 2차 모드에서부터 고차 모드로 갈수록 고유진동수가 유사해짐을 알 수 있다. 따라서 현장에서 문제가 되었던 1차 고유진동수가 123Hz로부터 보강하였을 경우 최소 139Hz 이상으

로 높아지게 되어 공진을 벗어나도록 할 수 있다는 가능성을 확인하였다(Fig. 7). 또한 현장 측정결과에서 나타났던 300Hz 정도의 고유진동수가 다른 지점으로 이동되었음을 확인하였다.

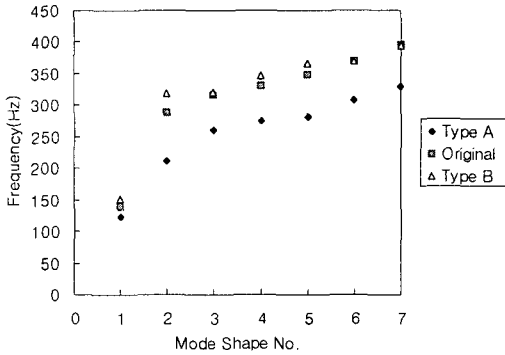


Fig. 7 Comparison for each modes

위의 결과로부터 덮개 내부에는 두께가 작은 것이 조립과 분해시 유리할 것으로 판단하여 폭이 55mm이고 두께가 70mm인 B형을 보강용접하기로 하였다. Fig. 8은 B형 보강재를 적용하였을 때 139Hz에서의 1차 모드형상을 보여주고 있다.

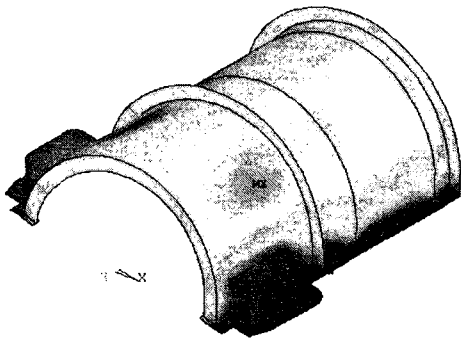


Fig. 8 The mode shape of 'A' type model at 139Hz

4. 개선 결과

4.1 고유진동수 측정

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

Fig. 9에서와 같이 1차 고유진동수는 135Hz로 상승되었다. 해석결과와 약간의 오차가 발생한 것은 현장에서 구조물

을 조립하는 과정에서 집합면의 상태와 볼트 조임 상태 등 현장 설치의 작업조건에서 이전과 차이가 있기 때문에 나타난 것으로 판단된다.

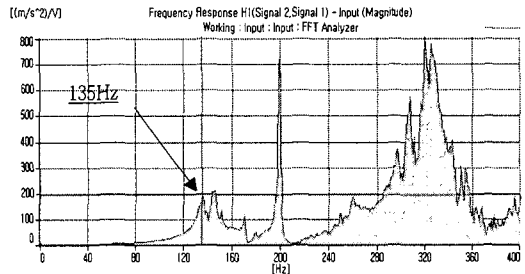


Fig. 9 Natural frequency of the bearing casing

4.2 진동현상의 변화 및 고찰

Fig. 10은 터빈-발전기의 진동 감시장치인 DM 2000을 통해 나타난 대상 구조물의 진동상태를 보여주고 있다. 1x 성분의 진동이 주로 나타나고 있으며, 2x 성분의 진동은 매우 낮은 값을 지시하고 있음을 알 수 있다. 즉, 개선이전과 비교할 때 2x 성분의 진동값은 현저하게 감소되었음을 알 수 있다. 즉, 대상 구조물에서 발생되었던 2x의 진동성분은 고유진동수가 조화성분의 가진 영역에 매우 근접하여 발생하였던 공진현상이었고, 구조물의 강성증가를 통해 진동의 저감효과를 가져왔다.

위의 내용으로부터 베어링 보호용 덮개가 대형 회전체의 진동에 대해 잘 견디도록 설계되었기 때문에 고유진동수는 주회전주파수보다 매우 높은 영역에 고유진동수가 존재하게 되어 주회전력에 의한 공진의 확률은 거의 없겠으나, 2차 이상의 조화 가진 성분과의 공진 발생 가능성은 충분히 존재할 수 있음을 구체적인 사례를 통해 살펴보았다.

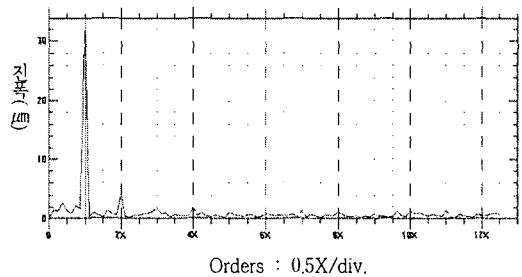


Fig. 10 Frequency spectrum for each harmonic order

5. 결론

본 논문에서는 터빈-발전기의 진동을 측정하기 위해 센서를 고정하는 구조물이 주 회전력에 의해 발생하는 조화

가진 성분에 의해 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 1차적으로 회전주파수에 의한 가진력으로 공진이 발생하는 경우는 매우 드물지만, 2차 이상의 조화 가진력에 의해 구조물의 고유진동수가 근접할 수 있는 확률이 있음을 실제 사례를 들어 제시하였다.

또한, 대상 구조물에서 발생된 2x의 진동성분은 고유진동수가 2차의 조화 가진력 영역에 매우 근접하여 발생하였던 공진현상임을 밝히기 위해 현장의 고유진동수 측정과 모드 해석을 통해 먼저 원인을 분석하고, 구조물의 강성증가를 통해 진동의 저감효과를 가져옴으로써 실험적으로 분명하게 원인을 규명하였다.

참 고 문 헌

- (1) 이병준, 1999, "현장 기술자를 위한 회전기계 진동 및 정비 핸드북", 한국전력공사, 제1편, pp. 18~94.
- (2) 이병준 외, 1996, "회전기기의 상태감시 및 분석", 한국전력공사, pp. 38~104.
- (3) D. J. Ewins, 1986, "Modal Testing: Theory and Practice", B&K
- (4) Drew Mackley, 2001, " Basic Vibration Analysis", Emerson
- (5) 양보석, 2002, "회전기계의 진동", 인터비전
- (6) Kenneth, G. M., 1995, Vibration Testing, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- (7) Leo, L. B. and Eric, E. U., 1992, Noise and Vibration Control Engineering, John Wiley & Sons Inc., New York.
- (8) 박형진, 2001, "유한요소해석", 광문각
- (9) 김세영, 2003, "유한요소진동해석", 과학기술