

전동기 베어링 지지강성을 고려한 회전자 저진동 설계 Design of Low Vibration Rotor Considering Bearing Support Stiffness

우상표† · 임도형* · 김원현*

Sang-Pyo Woo, Do-Hyeong Lim and Won-Hyun Kim

ABSTRACT

전동기는 산업 전 분야에 걸쳐 다양하게 사용되는 회전기기로서, 소형화, 경량화, 고속화하는 추세에 있다. 이는 전동기 프레임의 구조강성을 약화시키고, 축계 위험속도를 낮춤으로써 진동에 취약한 구조를 가지게 된다. 회전체 진동 관련 규정 중 API 684에서는 베어링 지지강성이 베어링 강성에 비해 3.5배 이하인 경우 베어링 지지강성이 위험 속도 해석 모델에 포함되어야 함을 명시하고 있다. 산업 현장에서는 베어링 지지강성을 정확하게 산출하기 어려워 이를 고려하지 않고 회전체를 설계하는 경우가 많아 실제 조건에서 예측하지 못한 진동 문제가 발생할 가능성이 있다.

본 논문에서는 전동기 베어링 하우징 및 프레임에 대한 가진 시험을 통해 얻은 주파수 응답함수의 실수부를 분석하여 베어링 지지강성을 추출하는 방법을 제시하였다. 이를 바탕으로 유한요소 해석 모델을 이용하여 베어링 지지강성을 해석적으로 예측하는 기법을 정립하였다. 추출된 베어링 지지강성을 축계 해석 모델에 포함하여 베어링 지지강성 포함 유무에 따른 축계 위험속도 및 안정성을 비교하였다. 그 결과 베어링 지지강성을 포함한 경우, 보다 정확한 위험속도 및 진동응답 수준을 예측할 수 있음을 확인하였다.

Key Words : Motor Shaft, Bearing Support Stiffness, Frequency Response Function

1. 서 론

전동기의 소형화, 경량화, 고속화에 따라 전동기 축계의 정확한 위험속도 예측과 안정성 판별이 중요한 요소가 되었다. 기존 축계 해석 시 베어링 강성만을 고려하였으나, 전동기 축계의 진동특성은 베어링 지지부의 동특성과도 밀접하게 연관되어 있어 이를 고려하지 않을 경우 예상치 않은 오차가 발생할 수 있다. 따라서 베어링 지지부의 동특성이 축계 진동응답에 큰 영향을 미칠 경우 이를 해석적으로 고려할 수 있는 방법이 필요하다.

2. 베어링 지지 강성 해석

2.1 베어링 지지 강성 추출 시험

베어링 지지강성을 추출하기 위해 베어링 지지부의 주파수 응답함수를 측정하였다. 대형 전동기 모델에 대하여 프레임을 바닥에 볼트로 체결 후 3축 가속도계와 임팩트 해머를 이용하여 충격시험을 수행하였다. 가속도계로 측정된 주파수 응답함수인 inertance를 적분하여 힘에 대한 변위의 응답인 compliance를 구하여 지지 강성을 분석하였다.

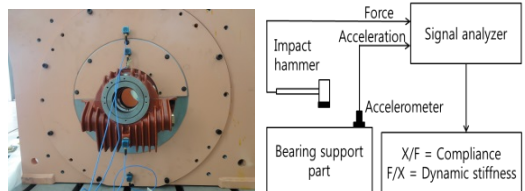


Figure 1 Impact test for the bearing support

2.2 유한요소 해석 모델을 통한 베어링 지지 강성 추출

유한요소 해석 모델을 이용하여 시험과 동일한 위치에서 주파수 응답함수를 구하였다. 충격 시험을 통해 얻은 데이터를 바탕으로 유한요소 해석 모델

† 교신저자; 정희원, 현대중공업 기반기술연구소
E-mail : spwoo@hhi.co.kr

Tel : 052-203-0848, Fax : 052-202-5495

* 현대중공업 기반기술연구소

* 현대중공업 기반기술연구소

을 검증하였다. 해석을 통해 얻은 주파수 응답함수의 실수부와 허수부를 분석하여 강성 값을 계산하였다.

2.3 베어링 지지 강성 예측 기법 정립

베어링 지지강성은 회전기계 종류 및 지지구조의 특징에 따라 다양한 방법으로 추출이 가능하다. 본 연구에 적용되는 2극 전동기는 회전 속도가 일정하고 1 차 고유진동수가 운전 속도 보다 높게 위치하므로 가진 주파수 변화에 따라 강성 값이 일정한 동강성을 추출하고자 한다. 식 (2-1)은 1자유도 시스템의 운동방정식을 나타낸 것이다. 여기에서 정현파형의 힘과 응답을 가정하면 식 (2-2)와 같이 표현할 수 있으므로 주파수 응답함수의 실수부를 분석하면 동강성 값을 추출할 수 있다.

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = f(t) \quad (2-1)$$

$$x = Xe^{j\omega t}, f = Fe^{j\omega t}$$

$$\frac{X}{F} = \frac{1}{K - M\omega^2 + j\omega C}, \text{Re}(F/X) = K - M\omega^2 \quad (2-2)$$

Figure 2 는 베어링 지지강성의 해석과 계측 값을 나타낸 것이다. 계측 값의 경우 수직방향 최대 266 MN/m, 수평방향 최대 949 MN/m 이며 해석 값의 경우 수직방향 최대 335 MN/m 수평방향 최대 627 MN/m 이다. 수평방향의 경우 해석과 계측이 차이를 보이는데 이는 프레임의 구조적 문제로 인해 수평방향의 정확한 가진이 어려울 뿐만 아니라 하부 체결 조결의 차이로 인한 것으로 예측된다.

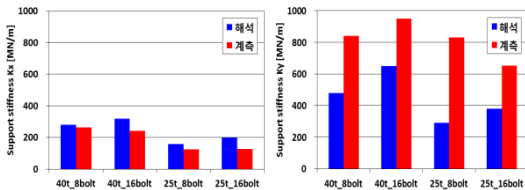


Figure 2 Dynamic stiffness of the bearing support

3. 지지강성을 고려한 축계 위험 속도 해석

전동기 축계 설계에 있어 위험속도 해석은 공진을 피하기 위해 정확하게 예측되어야 한다. 본 논문에서는 상용 축계 해석 프로그램인 DyRoBes 를 사용하여 위험속도 해석을 수행하였다. Figure 3 은 지지강성을 고려한 해석 모델을 나타낸 것이다. 지지강

성을 베어링 강성과 직렬로 연결 시킨 모델로 나타낼 수 있다.

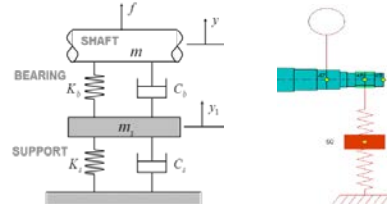


Figure 3 Bearing support stiffness model

Table 1은 지지강성 고려 유무에 따른 위험속도 및 대수감쇠율을 나타낸 것이다. 지지강성을 고려했을 때 위험속도가 운전속도 3600 rpm에 근접한 것을 알 수 있다. 대수감쇠율의 경우 지지강성 고려시 낮게 나오는 것으로 보아 안정성에 영향을 미침을 알 수 있다. Figure 4는 지지강성 고려 유무에 따른 불평형 응답을 나타낸 것으로서 지지강성 고려 시 응답이 최대 25 % 커짐을 알 수 있다. 따라서 이를 고려하지 않고 해석을 할 경우 실제 위험 속도, 안정성 및 응답과는 차이를 보일 수가 있어 전동기 축계 설계 시 베어링 지지강성을 고려한 해석 필요하다.

Table 1 Put table title put table title

Mode	지지강성 고려		지지강성 고려 안함	
	위험속도(rpm)	대수감쇠율	위험속도(rpm)	대수감쇠율
1	1924	0.245	1962	0.259
2	2536	0.062	2558	0.063
3	3706	0.901	3786	0.98
4	5293	1.100	5290	1.24

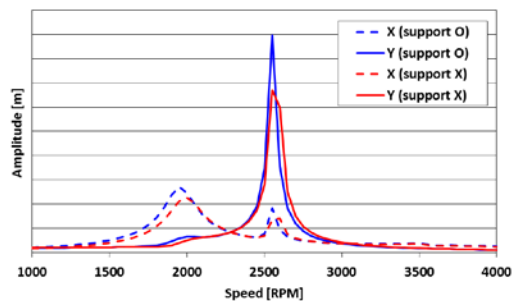


Figure 4 Unbalance response

4. 결론

본 연구에서는 베어링 지지부에 대한 충격 시험을

통해 추출한 주파수 응답함수를 분석하여 베어링 지지강성을 추출하는 방법을 제시하였다. 이를 바탕으로 유한요소 해석 모델을 이용한 베어링 지지강성 예측 기법을 정립하였다. 또한 이를 축계 해석 모델에 포함하여 위험속도, 안정성 및 불평형 응답 해석을 수행한 결과 베어링 지지강성이 축계 해석 모델에 포함되어야 함을 보였다.

참 고 문 헌

- (1) Choi, B. L., Park, J. M., 2001, Vibrational Analysis of Rotor Model considering the Dynamic Characteristics of the Support Structure, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 25, pp. 555~563.
- (2) Y. Kang, Y. P. Chang, 2000, An Investigation in Stiffness Effects on Dynamics of Rotor-Bearing-Foundation Systems, Journal of Sound and Vibration, Vol. 231, pp. 343~374.
- (3) Yang, B. S. and Son, B. G., 1998, Stability Analysis of Induction Motor Rotor by Unbalanced Electromagnetic Forces, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 8, No. 6, pp. 1086~1092.
- (4) API Standard 684, 1996, Tutorial on the API Standard Paragraphs Covering Rotor Dynamics and Balancing