

터보기기 부하용 150HP, 48,000rpm 급 고속전동기의 로터다이나믹 해석 Rotordynamic Analysis of 150HP, 48,000rpm High Speed Motor for Load of Turbo Machinery

#*홍도관¹, 정연호¹, 우병철¹, 구대현¹, 안찬우²

#*D. K. Hong(dkhong@keri.re.kr)¹, Y. H. Jeong¹, B. C. Woo¹, D. H. Koo¹, C. W. Ahn²
¹ 한국전기연구원 진동력연구센터, ² 동아대학교 기계공학부

Key words : Rotordynamic Analysis, High Speed Motor, 3D Finite Element Method, Modal Testing

1. 서론

고속으로 회전하는 로터 시스템은 회전기계의 핵심적인 구동 중심부로서 대부분의 회전기계 신뢰성 문제와 직결되어 있기 때문에 매우 중요하다. 로터 시스템의 경우도 여러 가지 원인에 의해 조화, 주기, 천이 및 랜덤 형태의 다양한 동적 하중이 작용할 수 있다. (1),(2) 회전체의 회전을 고려한 축계의 고유진동수를 위험(임계)속도라 하며 이 부근의 속도로 회전하게 되면 공진현상이 유발되게 된다. 공진 시에는 회전축의 선회전응답도 점점 증가하여 구조물의 파괴나 베어링 마모, 축의 급격한 손상을 가져오게 되므로 중요하게 다루어야 한다. 본 연구에서는 자기베어링이 적용된 터보기기용 모터의 부하용 고속전동기의 개발을 위하여 고속 운전 시 반드시 고려되어야 할 회전기계의 안정성 평가를 위하여 회전체동역학 해석을 수행하였다.

2. 회전체 동역학 해석 및 결과

터보기기 부하용 150HP, 48,000rpm 급 고속전동기의 로터에 대한 3 차원 회전체 동역학 해석을 수행하였다. 시뮬레이션은 로터의 회전에 의한 자이로스코픽 영향을 고려한 일반적인 유한요소법에 근거하고 있다. 유한요소해석 프로그램은 SAMCEF V7.3의 로터해석 모듈을 활용하였다.(3)

Fig. 1의 (a)는 로터의 단면도를 나타내며, 로터 제작에 사용되는 재료를 나타내었다. 영구자석과 링은 고속에서도 자석이 항상 압축을 받을 수 있도록 열박음으로 제작되었으며, 링과 축은 경제성을 고려하여 Ti를 사용하지만, 고속 회전 시 구조적인 강도를 고려하여 인장압축 항복강도값이 1,036MPa인 Inconel 718 고강도 소재를 적용하였다. 영구자석인 Sm₂Co₁₇은 고속 회전 시 인장항복강도가 35MPa 밖에 안되고, 압축항복강도는 800MPa이기 때문에 고속회전 시에는 인장을 받게 되므로 자석은 압축형태로 열박음하는 것이 구조적으로 안전하게 된다. Fig. 1의 (b)는 해석에 적용된 3 차원 형상을 나타낸다. Table 1은 개발모델에 적용된 재료의 기계적 성질을 나타낸다.

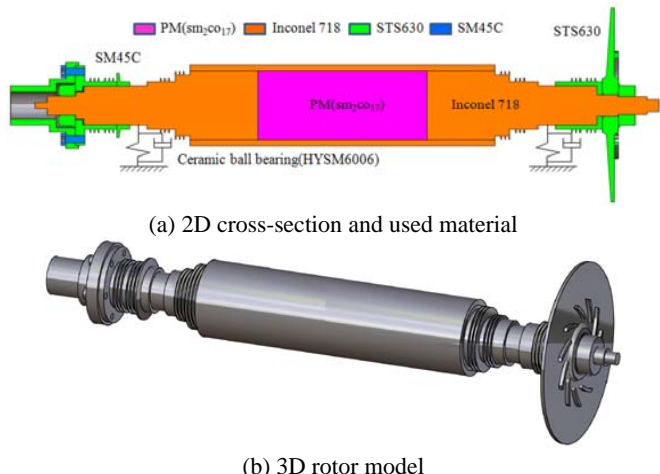
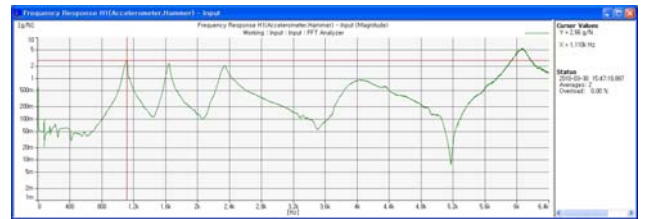


Fig. 1 Material and shape of developed rotor

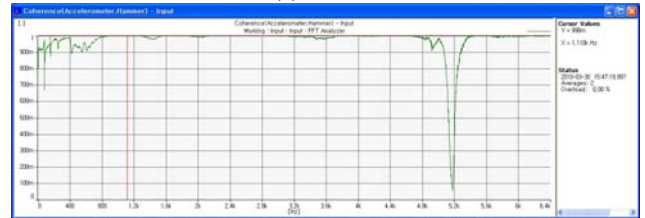
Fig. 2는 모달테스팅에 의한 FRF와 Coherence를 나타낸다. Fig. 1에서와 같이 로터의 끝부분에 가속도계와 임팩트 해머를 이용해서 고유진동수를 측정했기 때문에 전체 로터의 고유진동수는 정확히 구할 수 없었지만, 측정된 고유진동수만 가지고, 수치해석과 비교하였다.

Table 1 Mechanical properties of used material

| Material | Steel | Magnet | Alloy | Sleeve |
|--------------------------------|-------|----------------------------------|--------|------------|
| Item | SM45C | Sm ₂ Co ₁₇ | STS630 | Inconel718 |
| Density(kg / m ³) | 7850 | 7500 | 8000 | 1185 |
| Elastic Modulus(GPa) | 200 | 153 | 193 | 1.8~3.1 |
| Poisson'ratio | 0.285 | 0.24 | 0.285 | 0.375 |



(a) FRF



(b) Coherence

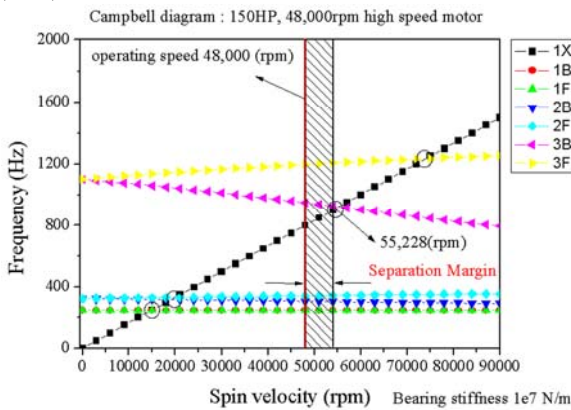
Fig. 2 FRF and coherence of modal testing

Table 2 Comparison of modal testing and 3D FEM simulation

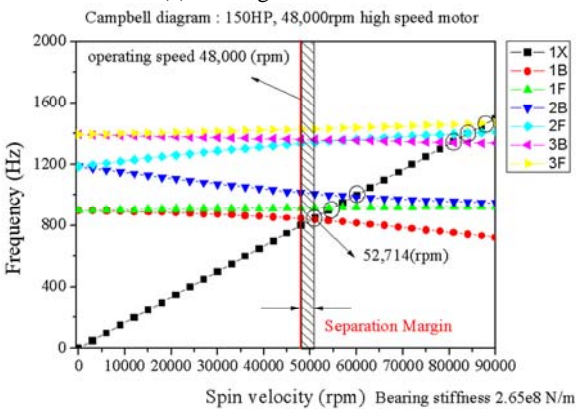
| Order | Natural frequency (Hz) | | |
|-------|------------------------|--------|----------|
| | Modal testing | 3D FEM | Error(%) |
| 1st | 1,110 | 1,186 | -6.84 |
| 2nd | 1,640 | 1,692 | -3.17 |
| 3rd | 2,342 | 2,186 | -6.66 |

로터의 모달테스팅의 결과와 3 차원 시뮬레이션의 결과를 비교하여 Table 2에 나타내었다. 세라믹 볼베어링의 강성을 예측하기 어려워 모달테스팅의 결과와 3 차원 시뮬레이션에서 베어링 요소에 입력되는 베어링 강성을 조절하여 예측하였다. 회전하는 기계장치의 설계에 있어서 중요한 요소는 임계속도에서의 진동현상이다. 베어링에 의해 지지되는 회전축이 자이로스코픽 효과를 고려한 회전축의 굽힘 진동 고유진동수와 같은 속도로 회전 할 때 발생한다. 예측된 베어링 강성을 적용하여 로터의 회전에 의한 자이로스코픽 영향을 고려하여 Campbell 선도를 구하였다. Fig. 3의 (a)와 (b)는 베어링 지지강성을 1e7 N/m와 2.65e8 N/m로

하였을 때의 회전체의 위험속도를 나타내는 Campbell 선도를 나타내며, 빗금이 있는 영역이 분리여유(Separation margin)를 나타낸다. 먼저 베어링 지지강성이 $1e7$ N/m 로 가정한 경우 1 차 굽힘 위험속도와 운전속도와의 분리여유는 13.08%로 설계되었다. Fig. 3 의 베어링 지지강성에 따른 (a) 와 (b)의 Campbell 선도에서 1X 와 만나는 위험속도를 나타낸 것이다. 추정된 베어링 지지강성 $2.65e8$ N/m 을 고려하여 위험속도를 추정한 결과, 1 차 굽힘 위험속도와 운전속도와의 분리여유는 8.94%로 설계되었다. 운전속도에서는 안정성에 큰 문제가 없는 것으로 판단되지만 분리여유가 충분하지 못하다. 1X 로 정격속도로 운전 시 위험속도와 가까워서 회전 시 진동모드가 작게 발생할 수 있다. Table 3 에 베어링 지지강성에 따른 위험속도를 나타내었다. 두 가지 다른 위험속도가 나타나게 되는데, forward critical speed 는 고정된 관찰 지점에서 정방향의 회전 운동이 보여 질 때의 속도이고, backward critical speed 는 역방향의 회전운동이 관찰 될 때의 속도이다. Forward critical speed 는 고속 회전 로터시스템의 설계에 필수적인 안정성 개념으로 회전축의 불균형에 의해 자주 유발되는 현상이므로 주의를 요한다. Fig. 4 는 베어링 지지강성에 따른 휘돌림 모드를 나타낸다. Fig. 5 는 이러한 회전체 설계 및 특성분석을 통해서 제작된 터보기기 부하용 150HP, 48,000rpm 급 고속전동기의 시제품을 나타낸다.



(a) Bearing stiffness : $1e7$ N/m

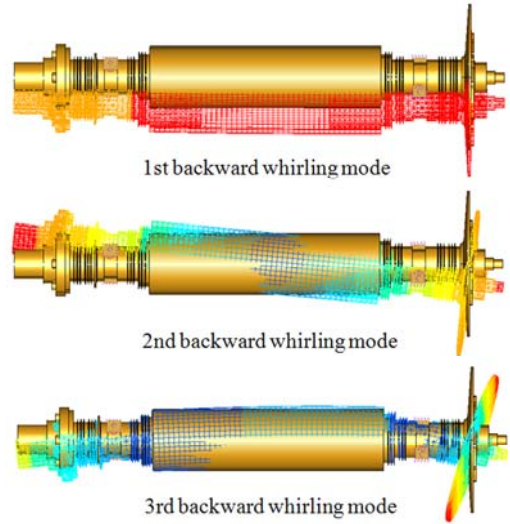


(b) Bearing stiffness : $2.65e8$ N/m

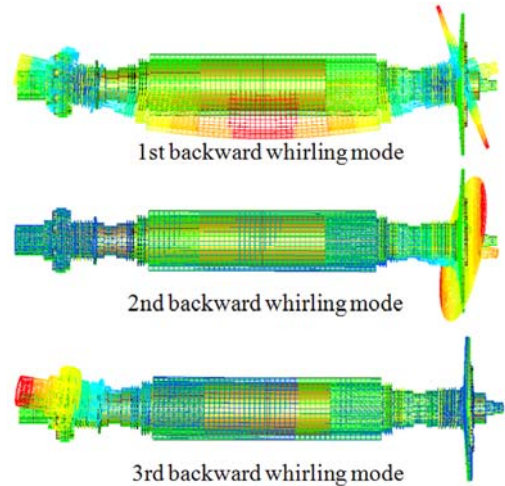
Fig. 3 Campbell diagram of developed rotor to evaluate the stability

Table 3 Whirling mode and critical speed of developed rotor

| Whirling Mode | Critical speed (rpm) | |
|---------------|----------------------|--------------|
| | $1e7$ N/m | $2.65e8$ N/m |
| 1st backward | 14,868 | 52,714 |
| 1st forward | 14,870 | 54,611 |
| 2nd backward | 19,182 | 63,968 |
| 2nd forward | 20,013 | 78,884 |
| 3rd backward | 55,228 | 82,035 |
| 3rd forward | 74,020 | 85,472 |



(a) Bearing stiffness : $1e7$ N/m



(b) Bearing stiffness : $2.65e8$ N/m

Fig. 4 Whirling mode shape



Fig. 5 Prototype of developed high speed motor

참고문헌

1. Nelson, H. D. and McVaugh, J. M., "Dynamics of Rotor-Bearing Systems Using Finite Elements," ASME Journal of Engineering for Industry, **93**, 593-600, 1976.
2. Lalanne M. and Ferraris G., 1990, Rotordynamics Prediction in Engineering, John Wiley Sons Ltd., 2nd Edition, ISBN 0 471 97288 6.
3. SAMCEF Theoretical Manual, Rotor Module for the Analysis of Rotating System, Ver. 7.1, SAMTECH Co.