

형상학적 최적화를 통한 대형전동기의 강성축 설계 Rigid Shaft Design for Large Electromotor by shape optimization

조성원† · 안상수* · 염국남* · 양보석** · 하정민***

Sung-Won Cho, Sang-Soo An, Kuk-Nam Yeom, Bo-Suk Yang, Jeong-Min Ha

1. 서 론

산업의 발전과 기술의 진보에 따라 각종 산업용 회전기계는 대용량, 고속화가 빠르게 진행되고 있으며 이에 발 맞춰 회전체의 안정성 측면에서 높은 신뢰성을 요구하는 상황이다⁽¹⁾

이러한 높은 신뢰성의 회전체를 제작하기 위하여 동특성 해석을 통한 공진 요인제거가 가장 일반적이다.

현재 많은 산업체에서 대용량의 고속 전동기의 공진 요인 제거를 위해 Critical Speed 를 Operating Speed 이후에 발생할 수 있도록 제작하고 있으나 이것은 형상학적 최적화를 이루기 보다는 전동기의 용량을 키워 짧고 굵게 제작하는 경우가 대부분이다. 하지만 이러한 방법은 단가상승, 횡.극 관성모멘트의 비율에 의한 회전체 불안정을 유발하게 된다.

본 논문에서는 이러한 단점들을 형상학적 최적화를 통해 설계하는 것을 목적으로 한다.

2. 2장 FEM을 통한 형상학적 최적화

2.1 모델선정

형상학적 최적화 대상회전체를 2300kW 2Pole 전동기를 선정하였으며 본 전동기의 회전체는 Fig 1 과 같이 길이 약 2500mm, 무게 940Kg으로 일반적인 형상으로는 Critical speed의 범위가 30~40 Hz로 운전주파수 60Hz 이상의 Rigid Shaft 제작이 어려운 실정이다.

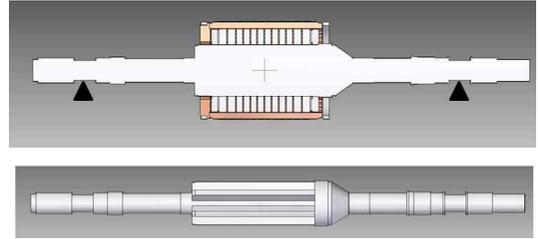


Figure 1. 2300kW 2Pole 전동기

2.2 변수 인자 추출

형상학적 최적화를 하기 위해서는 변수 선정과 Node 점 제거가 가장 중요한 요소이다. 이중 변수 선정을 위하여 식 (1),(2)를 이용하여 변수를 선정하였다.

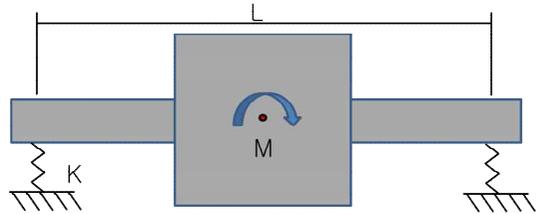


Figure 2. 회전체 모형도

$$[M]U'' + [C]U' + [K]U = F \quad (1)$$

M = Mass

C = Damping

K = Stiffness

$$Mq''(t) + (C + G)q'(t) + (K_b + N)q(t) = f(t) \quad (2)$$

M = Symmetric Mass Matrix

C = Symmetric Damping Matrix

G = Skew-Symmetric gyroscopic matrix

K_b = Symmetric bearing or seal stiffness matrix

N = gyroscopic matrix of deflection for inclusion of e.g., centrifugal elements.

† 교신저자; 조성원, 효성중공업㈜

E-mail : swcho@hyosung.com

Tel : 055-279-7072 Fax : 055-268-9835

* 효성중공업㈜

** 부경대학교

*** 경상대학교

$$I_t \theta'' + \frac{1}{2} L^2 K \theta = 0$$

I_t = Moment of inertia

L = Length of bearing to bearing

현실적으로 변수로 활용 할 수 있는 항은 식 (1)의 M, K , 식(2)의 K_b 항 및 식(3)의 L 항이다.

따라서 위의 변수들을 활용 하여 축의 최적의 강성을 가질 수 있도록 모델링을 하였으며 이러한 변수들을 활용과 함께 Node점을 제거하였다. 형상은 Fig 3과 같다

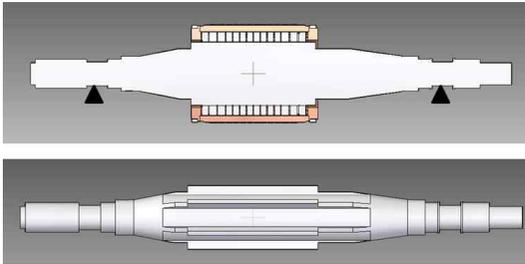


Figure 3. 형상학적 최적화된 강성 축

2.3 FEM 해석

회전축계 해석을 위해 Table 1 과 같이 Ansys Workbench에 정보를 입력 하였으며, 베어링 강성의 경우 무게 증가에 따라 강성도 증가하지만 본 해석에서는 최적의 축계설계를 위하여 보수적인 값을 입력하여 해석을 수행하였다.

Table 1. 입력정보

	Original model	Modify model
Node	395693	289580
Element	116435	104660
Stiffness	2.5e5 N/mm	2.5e5 N/mm
Rotor Speed	3600	3600

Table 2. 해석결과

	Original model	Modify model
1 st Bending		
Frequency	39.653 Hz	75.296 Hz
2 nd Bending		
Frequency	311.88 Hz	392.44 Hz

해석결과 1st bending 주파수는 39.6Hz 에서 75.3Hz로 상승하여 목표 하였던 Rigid Shaft의 형상학적 최적화가 되었음을 확인 할 수 있다.

3. 결 론

해석 결과 와 같이 1st bending 주파수는 39.6Hz 에서 75.3Hz로 약 92%의 주파수 상승이 있었음을 확인 할 수 있었다. 또한 전동기의 가격상승원인인 무게의 증가에서도 940Kg에서 140kg 증가한 1080Kg으로 프레임의 변경에 따른 가격 상승보다 우위에 있음을 확인 하였다.

따라서 기존의 방식을 떠나 형상학적 최적화에 의한 전동기 기술 개발이 기기적인 안정적인 측면과 경제적인 측면 모두 유리함을 입증할 수 있다.

참고 문헌

- (1) Won-Woo Hwang and BoSuk Yang, "Multi-class SVM을 이용한 회전기계의 결함 진단," 한국소음진동공학회 2003년도 추계학술대회 논문집, pp.537~543