

가변 베어링강성을 고려한 회전축계 동특성 해석

Dynamic analysis of the rotor system with consideration of variable speed

박철준†·이성욱*·권기영**

Chuljun Park, Seongwook Lee and Kiyoung Kweon

1. 서 론

전동기 용량에 따른 축, 회전자 등의 부품에 대한 기본적인 모델이 결정되면 먼저 정적해석을 수행한다. 정적해석에서는 정상상태 뿐 만 아니라 축 정렬불량, 전동기의 전기적 결함 등과 같이 운전 중 발생할 수 있는 비정상상태에 대하여, 회전자의 처짐, 굽힘 및 비틀림응력 그리고 베어링반력을 구할 수 있다.

정적해석의 결과가 만족되면, 다음은 횡 진동해석을 수행한다. 횡진동 해석에서는 베어링과 베어링지지부의 강성계수/감쇠계수와 같은 동특성계수를 이용하여 위험속도, 불평형응답 그리고 안정성해석을 수행한다. 세부적으로 기술하면, 먼저 위험속도선도를 통해 공진영역이 회피될 수 있도록 베어링 강성계수의 범위를 추정한다. 그 다음에는 정적해석에서 구해진 베어링반력과 추정된 강성계수범위를 참조로 하여 베어링의 선정 및 강성/감쇠계수를 구한다. 구하여진 동특성계수를 이용하여 모드형상을 구하고, 가진주파수를 파악한 다음 Campbell diagram을 통해 공진여부를 파악한다. 마지막으로 불평형 응답선도와 안정성 해석을 통해 허용 진동치와 비교하는 순서대로 해석을 수행한다. 해석의 종류로는 크게 횡 진동해석과 비틀림 진동해석이 있는데, 먼저 횡 진동해석을 통해 전동기 단품의 진동특성을 파악한다.

본 연구는 회전속도별 저널베어링의 강성 및 감쇠값을 추출하여 회전축계를 지지하는 강성이 회전속도별 변경될 때 동특성 해석을 통하여 안전성을 판별하였다.

2. 본 론

2.1 베어링 강성 해석

대용량 전동기의 회전축에 사용되는 저널 및 스러스트

† 교신저자; (주)효성 중공업연구소
E-mail : parkchuljun@hyosung.com
Tel : (055) 279-7485, Fax : (055) 279-7499

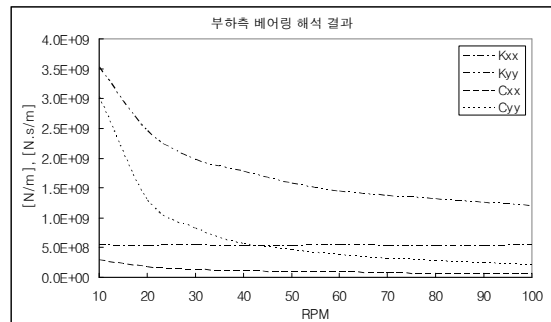
* (주)효성 중공업연구소

** (주)효성 중공업연구소

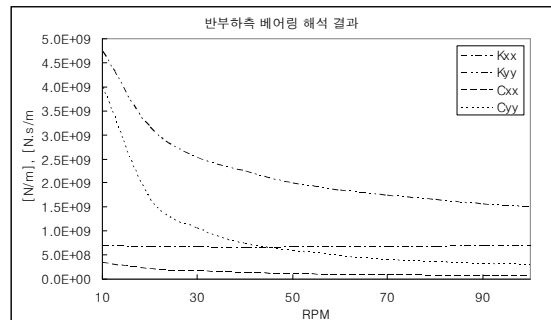
베어링의 강성 및 감쇠 값이 회전속도에 대하여 가변되는 값을 추출하기 위하여 Table.1과 같은 베어링 및 운전 조건을 부여하여 Fig.1-(a)(b)와 같은 결과 값을 추출할 수 있었다. 여기서, DE는 부하측 베어링이고, NDE는 반부하측 베어링으로 표현하였으며, 구동조건은 10~100 RPM이고, 각각의 베어링에서 받는 정하중은 75,000 N이다. 베어링 강성 및 감쇠는 부하와 반부하측에서 수평방향으로는 큰 차이를 보이지 않았으나, 수직방향으로 속도가 증가함에 따라 감소하는 경향이 있다. 이것은 저널베어링내부의 유막이 회전속도가 증가함에 따라 고르게 분포되면서 강성이 감소하였다.

Table.1 Information of the Bearing

	speed (RPM)	Journal dia (mm)	Length (mm)	Load (N)
DE	10 ~ 100	450	250	75,000
NDE	10 ~ 100	350	240	75,000



(a) Stiffness and damping of the DE Bearing



(b) Stiffness and damping of the NDE Bearing

Fig.1 Result of the Bearing stiffness analysis

2.2 회전축계 동특성 해석

회전축계의 축 및 로터의 진동해석 모델은 식1~3과 같이 나타낼 수 있다. 회전축은 중실축 및 탄성축으로 가정하였으며, 로터는 운동에너지 저장요소이므로 회전중심 질점에 대한 6자유도 운동의 질량관성행렬을 가진다. 해석 모델은 샤프트, 스파이더형 로터 및 마그넷등으로 구성되어 있는 PM모터의 회전축계이며, 로터부는 등가질량으로 하여 접촉되는 노드포인트에 질량 및 허용잔류불평형량의 정보를 입력하였으며, 베어링 강성해석을 통해 얻은 강성 및 감쇠 값은 베어링이 부착되는 중립 노드점에 회전속도별로 입력하였다. 해석모델에 대한 정보는 Table.2와 같이 동특성 해석에 대한 분석은 위험속도분석과 불평형 응답해석을 통하여 검증하였다.

본 연구에서 회전축계에 사용하는 저널 및 스티스트 베어링의 강성은 위험속도 맵에서 Fig.3-(a)와 같이 축계의 1차 고유진동수와 공진을 발생하지 않는 것으로 나타났으며, 캠벨선도를 이용하여 Fig.3-(b)와 같이 전동기의 회전속도와 고유진동수와와의 공진여부를 분석했을 때 회전속도의 3배 성분까지 공진영역을 확인한 결과, 회전축계의 1차 고유진동수와 공진이 발생하지 않음을 확인할 수 있었다. 뿐만 아니라, 회전축계의 로터부에서 발생하는 동적 편심인 허용잔류불평형에 의한 불평형량을 발란싱 등급이 6.3등급일 때 로터부 중심 및 베어링단에서 발생하는 불평형량을 분석한 결과, Fig.3-(c)와 같이 $2\mu\text{m}$ 이하로서 관련 등급을 만족하는 것으로 나타났다.

$$\begin{matrix} \text{축요소} \\ \text{운동에너지} \end{matrix} \quad T_s = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} \dot{q}_1 \\ \vdots \\ \dot{q}_2 \end{pmatrix}^T \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{21} & M_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{q}_1 \\ \vdots \\ \dot{q}_2 \end{pmatrix} \quad (1)$$

$$\begin{matrix} \text{축요소} \\ \text{변형에너지} \end{matrix} \quad U_s = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} q_1 \\ \vdots \\ q_2 \end{pmatrix}^T \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} q_1 \\ \vdots \\ q_2 \end{pmatrix} \quad (2)$$

$$\begin{matrix} \text{디스크 요소의} \\ \text{운동에너지} \end{matrix} \quad T_D = \frac{1}{2} \dot{q}^T M_D \dot{q} \quad (3)$$

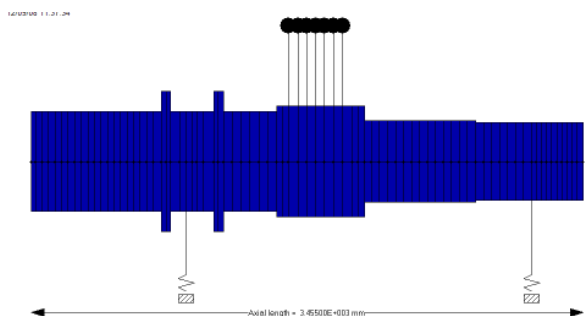
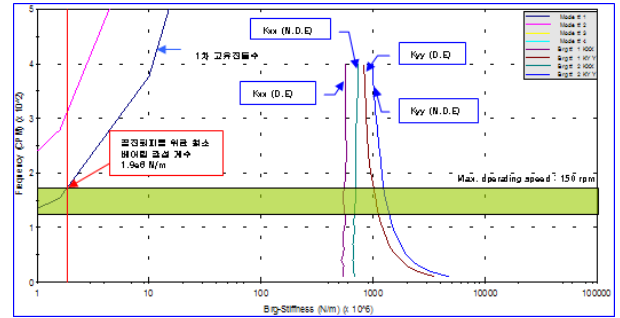


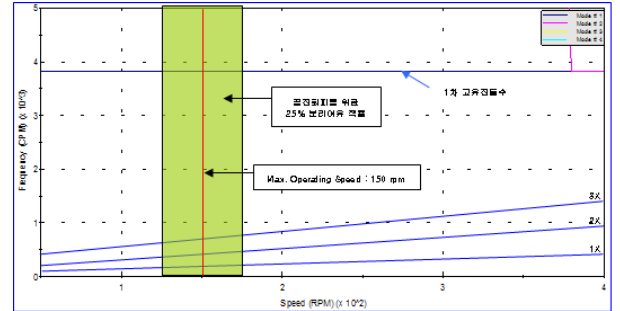
Fig.2 Dynamic analysis model of the Rotor Assy.

Table.2 Information of the analysis Model

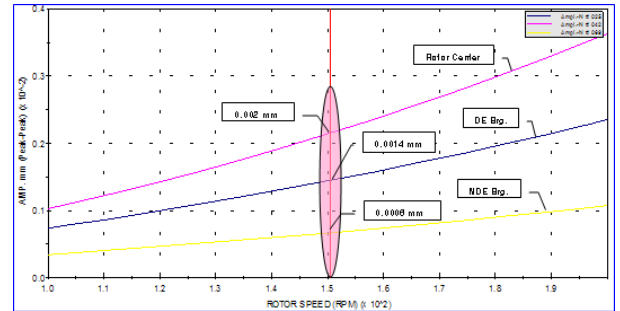
	Shaft	Rotor
weight [ton]	4	7.5
Material	ST52-3	Stainless steel Magnet
Grade of the Balancing	-	6.3



(a) Critical speed map of the Rotor Assy.



(b) Campbell diagram of the Rotor Assy.



(c) Unbalance response analysis of the Rotor Assy.

Fig.3 Result of the Dynamic analysis

4. 결 론

본 연구는 대용량 PM전동기에 사용하는 회전축계의 정확한 동적 안정성을 평가하기 위하여 사용되는 저널 및 스티스트 베어링의 강성을 회전속도별로 변경되는 조건을 이용하여 위험속도분석 및 불평형응답해석을 통하여 분석한 결과, 동적 안정성을 만족하였다.

향 후 실제 모델을 이용하여 해석모델과 검증이 필요할 것이다.