

베어링-페데스탈의 등가 강성에 관한 고찰

A Study on the Equivalent Dynamic Stiffness of Bearing-Pedestal

김희수* · 배용채** · 이 현** · 이대성**

Heesoo Kim, Yongchae Bae and Hyun Lee

Key Words : Equivalent Dynamic Stiffness, Critical Speed, Bearing-Pedestal, Impact Hammer Test, Standard Fossil Power Plant(SFP)

ABSTRACT

The critical speeds and mode shapes are most important to determine the behaviors of rotor in designing rotating machinery. As the capacity and the span of turbine-generator increases, the turbine-generator system has many components such as bearings, pedestal, turbine and baseplates etc. and it is getting flexible and has many critical speeds. Especially, the characteristics of bearing-pedestal are very complicated and then they affect the entire vibration characteristics of turbine-generator system.

In this paper, it is observed how to determine the equivalent dynamic stiffness of bearing-pedestal by analytic and experimental method.

1. 서 론

발전 설비는 배관 구조물, 회전체 구조물 등 다양한 구조물과 회전체계의 복합체로 구성되어 있으며 회전체계와 관련된 진동 문제는 설비의 신뢰성을 저하시키는 요인이 되므로 주요 연구 대상이 되고 있다. 특히 탄성 기초 위에 있는 회전체의 진동 거동을 해석하는 것은 설계와 설치의 최적화에 있어서 매우 중요한 문제이다. 터빈-발전기의 진동 거동을 예측하기 위해서는 정교한 모델링 기법을 사용함으로써 비로소 터빈-발전기의 고유진동수에 대해서는 신뢰할 수 있는 결과를 얻을 수 있지만 진동 가진에 대한 응답에는 약간의 불확실성이 존재한다. 저압 터빈의 경우는 고압터빈 및 발전기와 달리 강한 콘크리트 기초 위에 베어링이 설치되지 않고 터빈 후드와 볼트로 연결된 페데스탈 위에 설치되어 있어 구조물의 강성에 따라 베어링에 미치는 등가 강성이 달라져 회전체 진동 특성이 변화하게 된다. 따라서, 대형 회전체의 진동 특성을 예측하기 위해서는 베어링, 페데스탈, 후드 특성, 측정렬에 의한 진동 특성과 로타의 단별 온도 분포

차이 등을 고려하여야 한다. 특히, 편자 및 편심의 측정렬 불량 및 연성의 베어링 지지구조물을 갖는 로타-베어링 시스템에 미치는 특성을 고려하기 위해서는 저널베어링에서 나타나는 반력을 규명하여 강성 및 감쇠계수를 파악함으로써 전체 터빈-발전기의 진동특성을 예측할 수 있어야 한다.⁽¹⁾

베어링-페데스탈 특성은 터빈-발전기의 임계 속도 및 진동 특성에 큰 영향을 미친다. 연성지지의 일반적 영향은 베어링에서 발생된 감쇠력을 감소시켜 터빈-발전기의 횡방향 진동 특성을 변화시킨다. 일반적으로, 로터 및 베어링의 특성은 해석적으로 근사해를 계산하며 베어링-페데스탈의 특성은 해석적 보다는 실험을 통해서 계산하는 것이 일반적이다. 특히, 저압 터빈의 경우, 베어링 하우징이 페데스탈 위에 설치되어 있으며 베어링-페데스탈은 터빈 후드와 연결되어 있어 베어링의 강성과 베어링 지지구조물의 연성효과를 반드시 고려하여야 한다.⁽²⁾

본 논문에서는 충격 가진 시험을 수행하여 베어링-페데스탈의 특성치를 실험적으로 측정하였으며 베어링-페데스탈 및 터빈 후드에 대한 유한요소해석을 수행함으로써 저압 터빈의 안정성 확인 및 등가 강성을 계산하였으며 또한 베어링의 등가 강성을 모르는 상태에서 베어링을 제작할 때, 로터의 임계 속도에 영향을 미치는 베어링-페데스탈의 등가 강성을 결정하는 방법을 제시하였다.

* 한국전력공사 전력연구원
E-mail : hskim@kepri.re.kr
Tel : (042) 865-5427, Fax : (042) 865-5444

** 한국전력공사 전력연구원

2. 베어링-페데스탈에 대한 충격가진시험

계획 예방 정비 기간(Overhaul) 중에 표준화력 터빈-발전기의 베어링 하우징 커버만 제거된 상태에서 그림 1과 같은 측정시스템을 이용하여 가진시험을 수행하였다.⁽⁴⁾ 그림 2는 현장에서 충격 가진 시험을 통한 표준화력 저압 터빈 베어링-페데스탈의 주파수 응답 곡선이다. 표 1은 표준화력 저압터빈 베어링-페데스탈의 강성을 정리하였다.

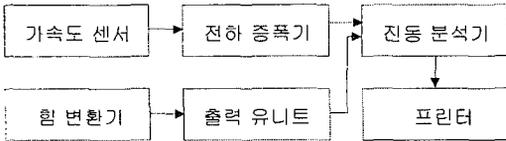
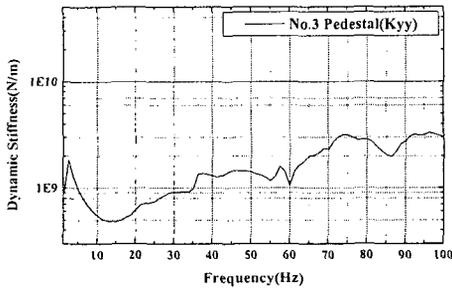
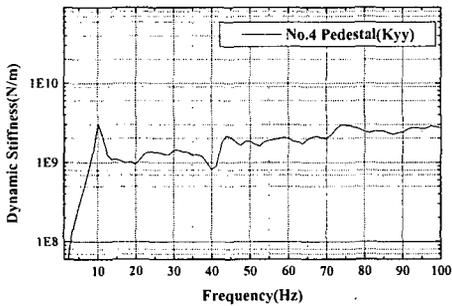


그림 1 Experimental setup



(a) Bearing #3



(b) Bearing #4

그림 2 Dynamic stiffness of bearing-pedestal

표 1 Vertical equivalent stiffness for SFP

Stiffness Pedestal	Vertical Stiffness, K_{yy} (N/m)
Bearing #3	2.59+E09
Bearing #4	2.38+E09

3. 유한 요소 해석

그림 3에서 보는 바와 같이 터빈 후드와 베어링-페데스탈은 매우 복잡한 구조로 구성되어 있다. 범용해석 프로그램인 ANSYS를 이용하여 모델링하였으며 저압 터빈의 전체 구조는 터빈 증앙에서 보면 좌우대칭이고 관심의 대상이 되는 부위가 베어링이 설치되는 부위이기 때문에 베어링-페데스탈을 포함한 후드의 일부분만 모델링을 하고 모델링하지 않은 부위는 적절한 경계 조건을 이용하였다. 특히, 후드는 베어링-페데스탈에 비해 두께가 얇기 때문에 후드는 원판요소로 모델링하였다.

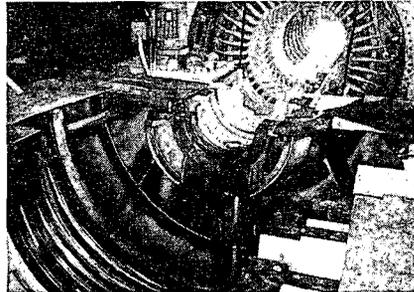


그림 3 Configuration of turbine hood & bearing-pedestal

베어링-페데스탈의 증앙부에 로터의 자중이 하중으로 작용한다고 가정하였으며, 이 하중에 의한 정적 처짐을 계산하였다. 이러한 방법을 이용하여 경계 조건이 다른 세 가지 경우에 대해서 정적 해석을 수행하였다. 3가지 경계 조건은 다음과 같다.

- (i) 경계조건 I: Fixed all
- (ii) 경계조건 II: 모든 플랜지 부위만을 구속
- (iii) 경계조건 III: 모든 플랜지 부위 구속하고 후드 밑 부위 수직방향만 자유)

표 2 Stiffness due to the Boundary Condition

Boundary Condition	Load(kg)	Deflection(μ m)	Dynamic Stiffness(N/m)
I	2.23×10^5	96.7	2.37×10^9
II	2.23×10^5	147.8	1.52×10^9
III	2.23×10^5	109.5	2.03×10^9

모달 해석은 터빈 후드의 고유 진동수 및 고유 진동 모드를 규명함으로써 설계상 또는 운전 중에 발생할 수 있는 문제점을 예측하고 관심 주파수 대역에서 강제 조화 진동 해석에 의한 응답을 파악하기 위함이다. 모달 해석을 통해 베어

링-페데스탈 및 터빈 후드의 고유 진동수 및 진동 모드를 확인한 결과, 가진 주파수와 공진가능성은 존재하지 않음을 파악하였다. 그림 4에서 알 수 있듯이, 26.3Hz의 진동 모드는 터빈 후드 하부에서 형상의 변화가 발생하며 59.75Hz에서는 후드 상부가 변화하는 것을 볼 수 있다. 반면에, 고차 모드로 갈수록 후드 전체가 움직이는 것을 확인하였다. 그러나 운전주파수인 60Hz 보다 훨씬 큰 주파수 대역에서 진동거동이 발생하므로 터빈-발전기의 운전속도에서는 안정하다는 것을 예측할 수 있다.

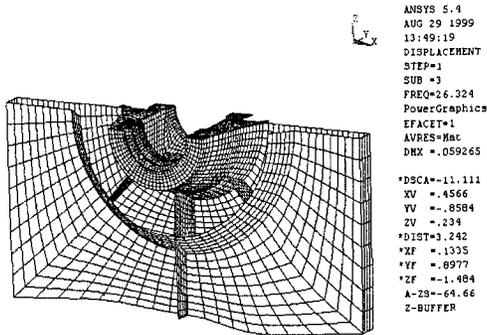


그림 4 Mode shape at 26.3Hz for turbine hood

조화 진동 해석은 주파수에 따라 베어링-페데스탈에 일정한 하중을 가진력으로 작용시켜 베어링-페데스탈의 강성값을 계산하는 또 다른 기법이다. 그림 5는 조화 응답 해석을 통해 계산된 베어링-페데스탈의 강성계수이다. 그림에서 알 수 있듯이, 60 Hz에서의 순수한 베어링-페데스탈의 강성값은 1.9×10^9 이며 정적해석치인 2.03×10^9 N/m와 유사함을 알 수 있다.

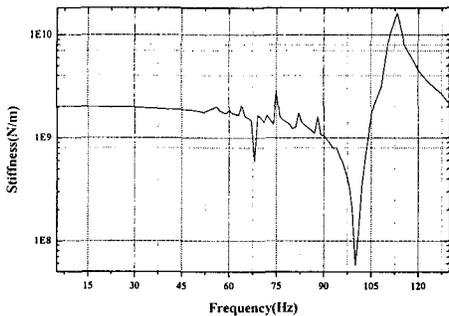


그림 5 Analytic Dynamic Stiffness by Harmonic Analysis

4. 등가 강성 해석

4.1 해석적 방법

충격 가진 시험에 의한 결과를 근거로 해서 주파수 응답 함수를 이용하여 근사적으로 강성 계수를 계산하여 시스템의 등가 강성을 구할 수 있다. 로터-베어링-지지구조물에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$m\ddot{y} + C_b(\dot{y} - \dot{y}_1) + K_b(y - y_1) = f \quad (1)$$

$$m_s\ddot{y}_1 + C_s\dot{y}_1 + C_b(\dot{y}_1 - \dot{y}) + K_s y_1 + K_b(y_1 - y) = 0 \quad (2)$$

식 (1)과 (2)를 조합하여 단순화하면 등가강성 및 감쇠특성은 다음과 같다.

$$K_{eqxx} = \frac{\bar{K}_{sx} K_{xx} (\bar{K}_{sx} + K_{xx}) + \omega^2 (K_{sx} C_{sx}^2 + \bar{K}_{sx} C_{xx}^2)}{(\bar{K}_{sx} + K_{xx})^2 + \omega^2 (C_{sx} + C_{xx})^2} \quad (3)$$

$$K_{eqyy} = \frac{\bar{K}_{sy} K_{yy} (\bar{K}_{sy} + K_{yy}) + \omega^2 (K_{sy} C_{sy}^2 + \bar{K}_{sy} C_{yy}^2)}{(\bar{K}_{sy} + K_{yy})^2 + \omega^2 (C_{sy} + C_{yy})^2} \quad (4)$$

$$C_{eqxx} = \frac{K_{sx}^2 C_{sx} + \bar{K}_{sx}^2 C_{xx} + \omega^2 C_{sx} C_{xx} (C_{sx} + C_{xx})}{(\bar{K}_{sx} + K_{xx})^2 + \omega^2 (C_{sx} + C_{xx})^2} \quad (5)$$

$$C_{eqyy} = \frac{K_{sy}^2 C_{sy} + \bar{K}_{sy}^2 C_{yy} + \omega^2 C_{sy} C_{yy} (C_{sy} + C_{yy})}{(\bar{K}_{sy} + K_{yy})^2 + \omega^2 (C_{sy} + C_{yy})^2} \quad (6)$$

여기에서, $\bar{K}_{sy} = K_{sy} - m_s \omega^2$, $\bar{K}_{sx} = K_{sx} - m_{sx} \omega^2$, K_{xx} , K_{yy} 와 C_{xx} , C_{yy} 는 각각 베어링 유막의 수평, 수직방향의 강성 및 감쇠계수이고, K_{sx} , K_{sy} 와 C_{sx} , C_{sy} 는 베어링 지지구조물의 수평, 수직방향의 강성 및 감쇠계수이다. 등가강성은 베어링의 자체 유막에 의한 강성 및 감쇠와 베어링 지지구조물의 강성 및 감쇠와 조합되어 계산된다.⁽⁴⁾

4.2 실측 임계속도에 의한 방법

정확한 베어링-페데스탈의 등가강성 규명이 필요한 경우, 그림 6과 같은 터빈-발전기의 기동·정지시 데이터를 여러번 취득하여 위상이 180°변하면서 진동크기가 피크인 지점이 로터의 임계속도이므로 각 로터별 임계속도를 정리하여 고유진동수를 결정한다.⁽³⁾

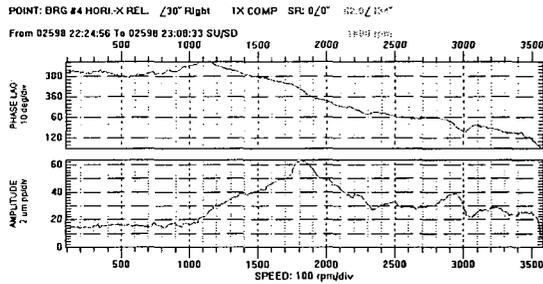
그림 7은 등가강성의 변화에 따른 각 로터별 고유진동수 선도이다. 임계속도에서 우측으로 선을 그어 각 로터에 해당되는 곡선과 만나는 지점에서 수직으로 선을 그어 만나는 점이 바로 등가강성이 되는 것이다. 베어링의 등가강성을 계산하는 방법을 정리하면 다음과 같다.

- (i) 모델링에서 베어링을 제거한다.
- (ii) 베어링 위치에 같은 탄성계수의 스프링을 입력한다.
- (iii) 베어링 등가 강성의 변화에 따른 시스템의 임계 속도를 계산한다.
- (iv) 강성계수에 따른 임계 속도 선도를 작성한다.
- (v) 시스템의 기동·정지시 예측할 수 있는 임계 속도와 대응하는 강성 계수를 선택한다.

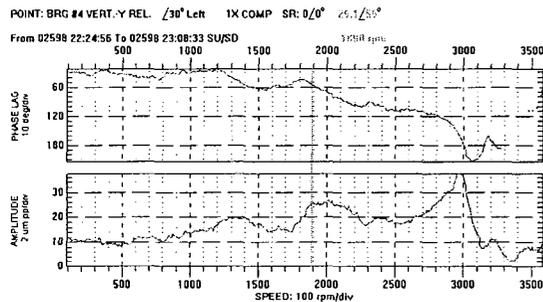
표 3에는 임계 속도 계측에 의한 방법, 해석적 및 실험적 방법을 통해서 표준화력 베어링-페데스탈의 등가 강성 계수를 정리하였다. 등가 강성 계수는 매우 큰 수치임에도 불구하고

비교적 유사함을 확인할 수 있다.

특히, 베어링을 재설계하여 제작(retrofit)하는 경우에는 베어링-페데스탈의 등가 강성 계수를 정확히 예측할 수가 없으므로 그림 7과 같은 등가 강성의 변화에 따른 로터의 임계 속도와 그림 6에서 예측할 수 있는 로터의 임계 속도를 결정하여 베어링-페데스탈의 등가 강성을 결정하여 설계 및 제작해야 한다.



(a) Horizontal direction



(b) Vertical direction

그림 6 Bode plot of LP Turbine

표 3 Vertical Equivalent Stiffness Coefficient for SFP

Bearing -Pedestal	Equivalent Stiffness Coefficient $K_{yy}(N/m)$		
	Measurement	Analytic	Experimental
# 4	2.50+E09	2.63+E09	2.38+E09

Turbine-Generator of Standard Fossil Power

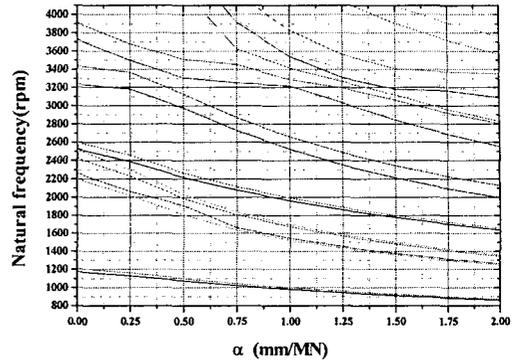


그림 7 Critical speed due to equivalent dynamic stiffness

5. 결론

로터-베어링 시스템에서, 베어링-페데스탈 및 터빈 후드의 등가 강성을 해석, 실험적 방법 및 로터 임계속도의 실측에 의한 방법을 활용하여 계산하였다. 특히, 로터 임계 속도의 실측을 통해 제작사에서만 보유하고 있는 베어링-페데스탈의 동특성을 해석적으로 예측할 수 있는 방안을 구축하였다.

참고 문헌

- (1) 김희수 외, 저널베어링이 회전체에 미치는 진동 특성 연구, KEPRI Technical Report, 1999
- (2) 김희수 외, 베어링-지지구조물의 영향에 따른 터빈의 동특성 변화, 한국소음진동공학회 추계학술대회 논문집, 2000
- (3) 김계연, 고리원전 저압터빈 회전자교체 교육보고서, 한국 전력공사, 1996
- (4) D. J. Ewins, Modal Testing and Practice, 1984