

풍력발전 시스템용 유도발전기의 동특성 해석

정순철* · 김덕수* · 이재응** · 고장욱*** · 차중환*** · 오시덕***

Dynamic characteristics analysis of wind-power generator rotor-bearing system

Soon Chul Jung, Dug Soo Kim, Jae Eung Lee, Jang wook Koh,
Jong Hwan Cha and Si Dug Oh

Key Words : rotor dynamics, finite element method, modal analysis, model updating

ABSTRACT

In this paper, modal analysis of wind-power generator rotor system was performed by using finite element method. Experimental modal analysis of generator rotor system was performed and the result were compared with analytical ones. Sensitivity method and localized modification method were used to update finite element model. As a result of updating finite element model, errors of natural frequency were reduced within 0.5% and MAC value was improved near by 1. Stability characteristics of wind-power generator rotor-bearing system through harmonic analysis about several external force will be analyzed using finite element model.

1. 서론

회전체 시스템(또는 로터-베어링 시스템)은 회전체(rotor)부와 이를 지지하여주는 베어링과 같은 고정체(stator)부로 이루어져 있다. 일반적으로 회전체는 강체형 회전체(rigid rotor)와 유연회전체(flexible rotor)로 모델링될 수 있으며, 지지부도 강체지지부(rigid support)와 유연지지부(flexible support)로 모델링 될 수 있다. 따라서 회전체 시스템은 문제의 성격에 따라서 회전체와 고정체가 어떻게 모델링 되고 또 어떻게 조합을 이루는지에

따라 회전체 시스템의 동특성은 크게 다르게 나타난다.

회전체 시스템의 동특성을 해석한다는 것은 그 응답의 크기가 주파수에 따라서 어떻게 변하는지를 해석하는 것이며, 일반적으로 최대진폭을 유발하는 주파수인 위험속도(critical speed)를 구하는 것을 목적으로 한다. 이 결과로부터 위험속도 분리여유(critical speed separation margin), 예상 운전영역에 걸친 회전체의 불균형력(unbalance force)에 의한 응답, 그리고 전자기력등과 같은 여러가지 외력에 의한 응답을 구하고 이를 최소 공극(minimum clearance)과의 크기를 비교하여 회전체 시스템의 신뢰성을 확인하여야 한다.

본 연구에서는 660kw급 풍력발전 시스템용 유도발전기 회전체 부분의 모드 해석을 통하여 동특성 해석을 수행하였다. 이 유도발전기는 시제품 제작

* 중앙대학교 대학원

** 중앙대학교 기계공학부

*** (주)효성 중공업연구소

이전에 운전영역에 대한 안정성이 검증되어야 하므로 회전체 부분에 대한 동특성 해석과 안정성 해석은 필수적이라 할 수 있겠다.

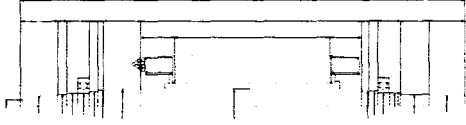


Fig. 1 풍력발전 시스템용 유도발전기 회전체 부분의 CAD 도면

2. 기본이론

2.1 탄성 로터(flexible rotor)와 탄성 베어링(flexible bearing) 시스템

일반적으로 베어링 강성은 비등방성이므로 수평 방향의 강성 k_h 와 수직방향의 강성 k_v 가 다르며 베어링의 스프링상수(k_v , k_h)와 축의 스프링상수(k)는 직렬로 연결된다. 따라서, 전체의 스프링상수는 다음과 같다⁽¹⁾.

$$k_z = \frac{2k_v k}{2k_v + k}, \quad k_y = \frac{2k_h k}{2k_h + k} \quad (1)$$

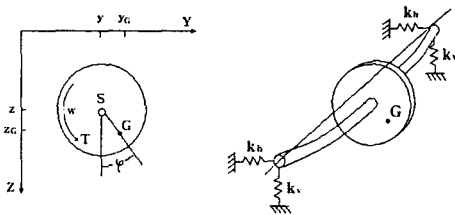


Fig. 2 탄성지지된 축, 처짐 상태

위와 같은 탄성로터-탄성지지 시스템에서의 원판에 걸리는 힘의 평형은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} m \ddot{z}_G &= -k_z z \\ m \ddot{y}_G &= -k_y y \\ I \ddot{\varphi} &= \varepsilon (y k_y \cos \varphi - z k_z \sin \varphi) + T \end{aligned} \quad (2)$$

축 중심의 좌표와 질량 중심과의 관계를 식(2)에 대입하면,

$$\begin{aligned} m \ddot{z} + k_z z &= \varepsilon \omega^2 m \cos \omega t \\ m \ddot{y} + k_y y &= \varepsilon \omega^2 m \sin \omega t \end{aligned} \quad (3)$$

와 같이 된다. 이 식은 비등방 강성으로 지지된 축의 운동을 표현한다.

위 2개의 미분방정식은 서로 독립적이기 때문에 일반해는 다음과 같다.

$$z = \hat{z}_0 \cos(\omega_z t + \gamma_z) + \varepsilon \frac{\omega^2}{\omega_z^2 - \omega^2} \cos \omega t \quad (4)$$

$$y = \hat{y}_0 \cos(\omega_y t + \gamma_y) + \varepsilon \frac{\omega^2}{\omega_y^2 - \omega^2} \sin \omega t$$

여기서, 고유진동수를 유도하면 다음과 같다.

$$\omega_z = \sqrt{\frac{k_z}{m}}, \quad \omega_y = \sqrt{\frac{k_y}{m}} \quad (5)$$

위에서 알 수 있듯이 베어링강성이 다를 때에는 수평과 수직방향에서의 2개의 위험속도가 존재하게 되며, 축의 변위 z , y 는 위험속도인 $\omega = \omega_z$ 와 $\omega = \omega_y$ 일 때 무한대가 된다.

2.2 유한요소법을 이용한 회전체 시스템의 위험속도 계산

유한요소법을 이용하여 시스템의 각 요소에 대한 강성행렬 $[\hat{K}]$ 와 질량행렬 $[\hat{M}]$ 을 구하면 다음과 같다⁽²⁾.

$$[\hat{K}] = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$[\hat{M}] = \frac{1}{420} \rho A L \begin{bmatrix} 156 & 22L & 54 & -13L \\ 22L & 4L^2 & 13L & -3L^2 \\ 54 & 13L & 156 & -22L \\ -13L & -3L^2 & -22L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (7)$$

위의 요소 강성행렬과 요소 질량행렬을 이용하여 시스템 전체의 강성행렬 $[K]$ 과 질량행렬 $[M]$ 을 구한 후 이와 변위 및 회전각 벡터 $\{d\}$ 를 이용하여 운동방정식을 세워보면

$$[M]\{\ddot{d}\} + [K]\{d\} = 0 \quad (8)$$

이 되며

$$\{d\} = \{D\}e^{j\omega t} \quad (9)$$

라 가정하여 이를 식(8)에 대입하면

$$e^{j\omega t}([K] - \omega^2[M])\{D\} = 0 \quad (10)$$

이 된다. 위 식이 자명해(trivial solution)를 갖지 않기 위해서는 행렬식이 0이 되어야하므로

$$|[K] - \omega^2[M]| = 0 \quad (11)$$

을 만족하는 ω 가 시스템의 위험 속도가 된다.

3. ANSYS를 이용한 고유진동수 해석

3.1 풍력발전기 회전체의 ANSYS 모델링

풍력발전기 회전체의 ANSYS 모델 개발을 위하여 요소 생성 방법 중에 하나로 스위핑 기법을 사용하였는데 스위핑 기법이란 솔리드 모델의 한 면에 요소망을 생성후 이를 소스 에어리어(source area)로 하여 타겟 에어리어(target area)까지 요소를 뽑아내는 방법으로써 이 방법을 적용해 풍력발전기 회전체의 축방향으로 스위핑 할 경우 축중심과 축둘레 부분의 요소의 크기를 비교적 균일하게 할 수 있는 장점이 있다.

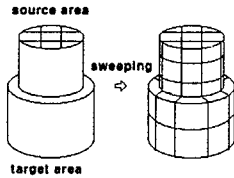


Fig 3 스위핑 기법을 이용한 요소망 생성

풍력발전기 회전체 시스템의 고유진동수 해석을 위하여 사용한 ANSYS 유한요소모델은 다음과 같다.

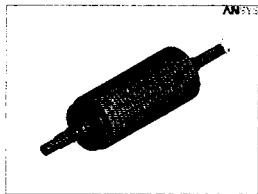


Fig 4 풍력발전기 회전체 ANSYS 모델

3.2 ANSYS 모델의 고유진동수 해석 결과

실험 결과를 이용한 유한요소 모델의 검증을 위하여 유한요소 모델을 ANSYS를 이용하여 모드 해석을 수행하였다. 실험 조건과 같은 조건인 베어링이 없는 양단 자유 조건으로 해석을 수행하였다. ANSYS를 이용한 모드 해석 결과는 다음과 같다.

	1차	2차
고유진동수	310.60Hz	367.44Hz

Table 1 ANSYS 모델의 고유진동수 해석 결과

앞 결과를 보면 알 수 있듯이 약 310Hz에서 1차 고유진동수가 발생하였으며 약 368Hz에서 2차 고유진동수가 발생하였다. 또한 약 340Hz와 440Hz에서 팬의 영향으로 보이는 고유진동수가 발생하였다.

위 고유진동수에서의 풍력발전기 회전체의 모드 형상을 구현하면 다음과 같다.

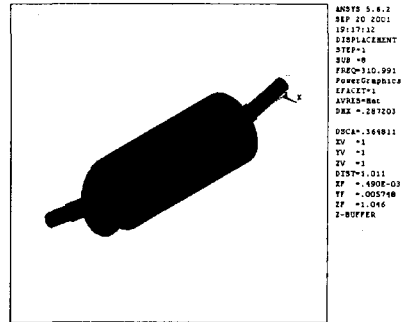


Fig. 5 로터의 1차 모드 형상

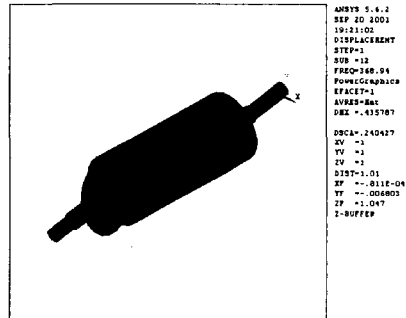


Fig. 6 로터의 2차 모드 형상

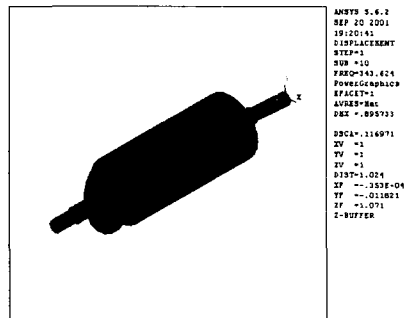


Fig. 7 팬의 1차 모드 형상

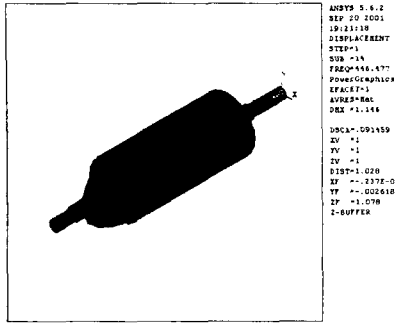


Fig. 8 팬의 2차 모드 형상

4. 풍력발전기 회전체의 모드 실험

4.1 실험 방법

풍력발전기 회전체의 모드 실험을 위하여 Fig. 9와 같이 각 위치별로 노드(node)를 지정 후, 그림과 같은 위치에 센서(sensor)를 부착하여 각 노드에서의 주파수 응답을 측정하였다.

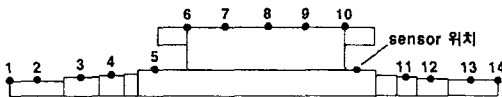


Fig. 9 측정 노드 위치

관심 주파수인 1차 고유진동수 2차 고유진동수를 측정하기 위해 분석기(analyzer)의 측정 주파수 범위(span)를 800Hz로 지정하였으며, 주파수 응답 데이터 측정 횟수(averaging)를 3번으로 하였다.

4.2 모드 실험 결과

4.2.1 주파수 응답

풍력발전기 회전체의 모드 실험 결과 Fig. 10의 주파수 응답 곡선에 나타난 바와 같이 300Hz와 380Hz 부근에서 1차와 2차 고유진동수로 판단할 수 있는 피크(peak)가 발생하였으며, 340Hz 부근에서 피크가 발생하였다. 이는 풍력발전기 회전체의 5번 노드에 부착된 팬(fan)의 영향일 것으로 예상

되어 팬에 센서를 부착 후 팬의 주파수 응답을 측정하였다. 그 결과 340Hz에서 팬의 1차 고유진동수가 발생하였다. 그러므로 로터의 실험에서 1차와 2차 고유진동수 사이에 나타난 피크는 팬의 영향으로 판단되며, 이는 국부적 모드(local mode)로서 로터의 굽힘 거동과는 상관이 없다고 볼 수 있다.

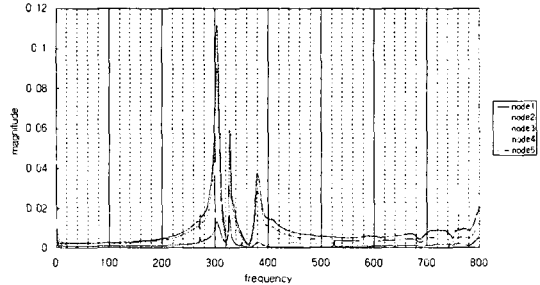


Fig. 10 풍력발전기 회전체의 주파수 응답

4.2.2 모드 형상(mode shape)

풍력발전기 회전체의 1차 고유진동수와 2차 고유진동수에 대한 모드 형상을 구현하기 위해 실험 데이터를 txt 데이터로 변환하여 각 노드의 진폭의 크기를 구한 후 이를 이용하여 모드형상을 나타내면 다음과 같다.

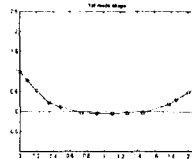


Fig. 11 실험 로터의 1차 모드형상

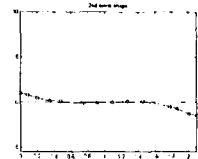


Fig. 12 실험 로터의 2차 모드형상

위 그림에서 알 수 있듯이 로터의 직경이 두꺼운 규소 강판 부근에서의 변형은 거의 일어나지 않으며 그 이외의 부분에서 변형이 일어남을 확인할 수 있다.

4.3 실험 결과와 ANSYS 해석 결과와의 비교

실험 결과와 ANSYS 고유진동수 해석 결과를 비교하면 Table 2와 같다. 관심 주파수인 1차와 2차 고유진동수를 비교하였다.

	실험 결과	ANSYS 해석 결과	오차
1차 고유진동수(Hz)	302.87	310.60	2.6%
2차 고유진동수(Hz)	378.25	367.44	-2.9%

Table 2 실험결과와 해석결과의 비교

위 결과를 보면 1차 고유진동수는 약 8Hz의 오차가 발생하였으며, 2차 고유진동수는 약 -11Hz의 오차가 발생하였다. 또한 실험 결과와 ANSYS 모드 형상 해석 결과를 비교하면 Fig. 13~Fig. 14와 같다.

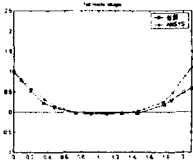


Fig. 13 1차 모드
형상의 비교

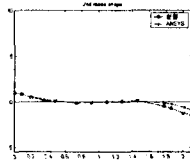


Fig. 14 2차 모드
형상의 비교

앞의 그림을 보면 실험에 의한 풍력발전기 회전체의 모드 형상과 ANSYS 해석에 의한 모드 형상이 거의 일치하였으나 오른쪽 측부분에서 약간의 차이가 남을 알 수가 있다.

5. ANSYS 모델의 구조 변경⁽³⁾

앞의 고유진동수 비교 결과를 보면 각각의 경우 오차의 크기는 비슷하나 1차의 오차는 양의 값을 가지며 2차의 오차는 음의 값을 갖는다. 즉 해석 결과의 고유진동수가 1차는 높고 2차는 낮으므로 정확한 모델의 해석 결과라고는 볼 수 없다. 그러므로 해석 모델의 구조 변경을 실시하여 실험 결과값과 일치하도록 동특성을 개선시켜야 하겠다.

5.1 설계파라미터 변경을 이용한 구조 변경

설계파라미터 변경법은 민감도 해석법의 한 방법으로써 주된 목적은 설계변수 변경에 대한 동특성의 변경을 예측하는 것으로서 설계변수의 변화에 따른 질량행렬과 강성행렬의 변화를 구한 후 이를 이용하여 고유치의 변화를 구하는 것이며, 아래와 같이 역방향 문제의 식으로도 표현될 수 있다.⁽⁴⁾

$$(\Delta\lambda)_i = \{\phi_a\}_i^T [\Delta K_a] \{\phi_x\}_i - (\lambda_x)_i \{\phi_a\}_i^T \cdot [\Delta M_a] \{\phi_x\}_i - (\Delta\lambda)_i \{\phi_a\}_i^T [M_a] \{\Delta\phi\}_i \quad (12)$$

여기서 $(\Delta\lambda)_i = (\lambda_x)_i - (\lambda_a)_i$, $\{\Delta\phi\}_i = \{\phi_x\}_i - \{\phi_a\}_i$ 를 나타내며, 하첨자 x 는 실험 데이터, a 는 해석 데이터를 의미한다. 위 식을 설계변수 p_k 에 대하여 미분하여 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial \lambda_i}{\partial p_k} = \frac{\{\phi_a\}_i^T \frac{\partial [K_a]}{\partial p_k} \{\phi_x\}_i - (\lambda_x)_i \{\phi_a\}_i^T \frac{\partial [M_a]}{\partial p_k} \{\phi_x\}_i}{\{\phi_a\}_i^T [M_a] \{\phi_x\}_i} \quad (13)$$

위 식과 주어진 데이터를 이용하여 구하고자 하는 값을 구할 수 있다.

설계변수 E 의 변경량을 결정하기 위하여 식 (13)의 p_k 를 $p_1 = E$ 라 놓으면 다음 식이 성립한다⁽⁵⁾.

$$\frac{\partial [K_a]}{\partial p_1} = \frac{[K_a]}{E}, \quad \frac{\partial [M_a]}{\partial p_1} = 0 \quad (14)$$

위 식들을 식 (13)에 대입하면 다음과 같은 식을 얻는다.

$$\frac{\Delta\lambda_i}{\Delta E} = \frac{\{\phi_a\}_i^T \frac{[K_a]}{E} \{\phi_x\}_i}{\{\phi_a\}_i^T [M_a] \{\phi_x\}_i} \quad (15)$$

위 식에 고유치의 변화값 및 실험과 해석 결과의 고유벡터를 대입하면 ΔE 를 구할 수 있다.

먼저 ANSYS 해석 결과와 실험 결과의 1차 고유치를 이용하여 ΔE 를 계산한 결과 $\Delta E = -7.35 \times 10^9$ 이 구해지며 2차 고유치를 이용하여 ΔE 를 구해보면 $\Delta E = 8.11 \times 10^9$ 이 계산된다. 이를 ANSYS 모델에 적용시켜 고유진동수를 해석하면 다음과 같다.

	고유진동수(Hz)		오차 (1차,2차)
	1차	2차	
1차 고유치 이용	304.36	360.47	0.5%, -4.7%
2차 고유치 이용	316.78	375.19	4.6%, -0.8%
실험값	302.87	378.25	

Table 3 설계변수 수정을 통한 모델 개선 결과

앞의 프로그램 결과들을 종합하면 다음과 같다. 위의 표를 보면 1차 고유치와 고유벡터를 이용하여 모델 개선을 한 경우에는 1차 고유진동수가 실험데이터와 거의 일치하였으나 2차 고유진동수는 약 5%의 오차를 보였고, 또한 2차 고유치와 고유벡터를 이용하여 모델 개선을 한 경우에는 2차 고유진동수가 실험데이터와 거의 일치하였으나 1차

고유진동수는 역시 약 5%의 오차를 보였다. 위 결과로 보아 각각의 모드에 의한 전체적인 설계변수의 변경은 실험데이터의 각각의 모드에 대한 결과를 동시에 개선시킬 수 없을 것으로 판단된다.

5.2 모드형상을 이용한 구조 변경⁽⁶⁾

ANSYS 모델의 고유진동수는 실험 결과와 비교하였을 때 각각의 모드에 대한 고유진동수의 오차가 서로 다르다. 이런 오차를 줄이기 위해서는 먼저 각 데이터들의 1차 고유진동수와 2차 고유진동수의 차이를 맞추는 것이 필요하다. 즉 ANSYS 모델 해석 데이터의 1차와 2차 고유진동수의 차이인 56.84Hz(367.44Hz-310.60Hz)를 실험 데이터의 1차와 2차 고유진동수의 차 75.38Hz(378.25Hz-302.87Hz)로 맞추는 과정이 필요하다. 이 과정은 전체적인 설계변수의 변경보다는 국부적인 설계변수의 변경을 실시하여야 한다. ANSYS 모델의 구조 변경 부분을 결정하기 위하여 모드 형상 비교를 검토하면 실험 결과보다 ANSYS 해석 모델의 오른쪽 중심축 부분의 모드 형상의 변형이 크므로 이 부분의 구조 변경을 실시하여야 할 것으로 판단된다.

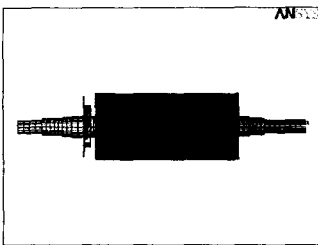


Fig. 15 구조 변경을 한 ANSYS 모델

위 모델을 이용하여 오른쪽 중심축 부분의 강성을 높이고 질량을 낮춰 고유진동수 해석을 실시한 결과는 다음과 같다.

	대입 물성치		고유진동수(Hz)		오차 (1차, 2차)
	탄성계수	밀도	1차	2차	
1	250	7300	320.69	396.80	5.9%, 4.9%
2	260	7200	321.46	404.18	6.1%, 6.9%
실험값			302.87	378.25	

Table 4 ANSYS 모델의 구조 변경량에 따른 고유진동수 변화

위의 표를 보면 오른쪽 중심축 부분의 탄성계수

가 증가하고 밀도가 감소할수록 1차와 2차 고유진동수의 오차가 비슷한 값으로 수렴함을 알 수가 있다. 그러므로 앞의 국부 구조 변경 모델이 실험 모델과 구조적으로 비슷한 모델이라고 판단할 수 있다. 그러나 실제 고유진동수에서는 실험값과 차이가 나므로 이 값을 수정해 주어야만 한다.

5.3 설계파라미터 변경법의 재적용

모드형상을 이용하여 구조 변경을 한 모델은 실험 결과의 각 모드의 고유진동수와 비슷한 오차를 보이거나 실제 고유진동수에서는 차이가 나므로 이를 수정하기 위하여 앞서 설명했던 민감도 해석을 이용한 설계변수 변경법을 적용하였다. 민감도 해석을 이용한 설계변수 변경법을 적용하면 각각의 모드에 대한 고유진동수를 비슷한 비율로 변화시킬 수 있으므로 현재 1차와 2차 고유진동수 모두 실험 결과보다 높게 해석되는 결과를 개선시킬 수 있다.

이 모델의 1차 고유치와 실험 데이터의 1차 고유치와 고유벡터를 이용하여 전체적인 강성 변경값을 구하면 ΔE 는 약 20×10^9 이 계산되는데 이를 앞의 국부 구조 변경 모델에 적용하여 고유진동수를 구하여 보면 다음과 같다.

	대입 물성치				고유진동수 (Hz)		오차 (1차, 2차)
	전체 시스템		국부구조 변경부분		1차	2차	
	탄성계수	밀도 (steel, 구조강판)	탄성계수	밀도			
1	180	7850, 7700	230	7300	304.51	379.31	0.5%, 0.3%
2	180	7850, 7700	240	7200	305.21	386.94	0.8%, 2.3%
실험값					302.87	378.25	

Table 5 민감도 해석법을 재적용한 ANSYS 모델의 고유진동수

위 표를 보면 Table 5의 1번 모델을 이용하여 구조 변경을 실시한 모델의 고유진동수가 실험 결과와 거의 일치함을 확인할 수 있다. 이는 이 모델이

실험 모델의 안정성 해석에 사용될 적합한 모델이라 판단된다.

5.4 구조 변경 모델의 검증

5.4.1 모드 형상 비교

최종 ANSYS 모델의 모드 형상을 실험 결과와 비교하면 다음과 같다.

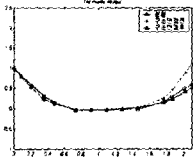


Fig 16 개선된 ANSYS 모델의 1차 고유진동수 비교

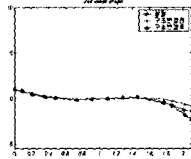


Fig 17 개선된 ANSYS 모델의 2차 고유진동수 비교

앞의 그림을 보면 오른쪽 중심축 부분의 모드 형상이 실험 결과와 비슷하게 개선되었음을 확인할 수 있다.

5.4.2 MAC(Modal Assurance Criterion) value 계산

MAC value란 ANSYS 해석에서의 모드형상과 실험에서의 모드형상이 잘 일치하는 지를 비교하는 것으로 값을 구하는 식은 아래와 같다⁽⁷⁾.

$$MAC = \frac{(\phi^a)^* (\phi^e)}{\sqrt{(\phi^a)^* (\phi^a) \times (\phi^e)^* (\phi^e)}} \quad (16)$$

이 값이 1에 가까우면 ANSYS 해석에서의 모드형상과 실험에서의 모드형상이 잘 일치함을 의미하고, 0에 가까우면 잘 맞지 않음을 의미한다.

실험 데이터의 모드 형상과 최종 ANSYS 모델의 모드 형상을 이용하여 MAC value를 계산하여 보면 다음과 같다.

	ANSYS 1차 (310.60Hz)	ANSYS 2차 (367.44Hz)
실험 1차(302.87Hz)	0.9612	-0.3853
실험 2차(378.25Hz)	-0.3637	0.9393

Table 6 구조 변경 전 ANSYS 모델의 MAC value

	ANSYS 1차 (304.51Hz)	ANSYS 2차 (379.31Hz)
실험 1차(302.87Hz)	0.9950	-0.0537
실험 2차(378.25Hz)	-0.1145	0.9786

Table 7 구조 변경 후 ANSYS 모델의 MAC value

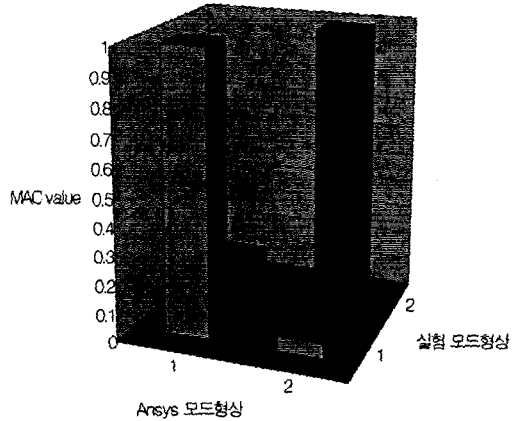


Fig. 18 개선된 ANSYS 모델의 MAC value 그래프

위 결과를 보면 실험 결과의 모드 형상과 최종 ANSYS 모델의 모드 형상에 대한 MAC value 값이 거의 1에 가까움을 확인할 수 있다.

6. 결론

본 연구에서는 회전체 동역학과 유한요소법의 이론을 적용시켜 풍력발전 시스템용 유도발전기 회전체 시스템의 모드 해석을 수행하였다.

모드 실험 결과와 유한요소 모델 해석 결과를 비교한 결과 고유진동수와 모드형상에서 오차가 발생하였기 때문에 민감도 해석법과 국부 구조 변경법을 이용하여 유한요소 모델의 구조 변경을 실시하여 실험값과의 고유진동수 오차를 0.5% 이내로 향상시켰으며 또한 모드 형상 비교를 위한 MAC value값도 1에 가깝게 개선시켰다.

따라서 이 유한요소 모델은 실험 모델과 유사한 동특성을 가지는 모델로 판단할 수 있으며 이 모델을 이용하여 여러 가지 외력에 의한 강제 응답 해석을 수행하여 풍력발전기 회전체 시스템의 안정성을 해석할 예정이다.

후기

본 논문은 산업자원부에서 지원하는 에너지자원기술개발 사업인 "풍력발전 시스템용 증속기 및 유도발전기 개발" 과제의 일부로 수행되었음.

참고문헌

- (1) 이승준, 1991, "Rotor Dynamics(회전체의 역학)", 한국전력공사.
- (2) J. S. Rao, 1983, "ROTOR DYNAMICS", NEW AGE INTERNATIONAL PUBLISHERS.
- (3) 박윤식, 박용화, 1999, "구조물 동특성 변경 관련 연구 분야 및 동향", 한국소음진동공학회지 제9권 제3호 pp. 457~460, 제4호 pp. 669~680, 제5호 pp. 884~890, 제6호 pp. 1091~1105, 제10권 제1호 pp. 25~32 제2호 pp. 215~220.
- (4) 김홍준, 박영필, 1999, "특이값 분해와 고유치해석을 이용한 유한요소모델의 개선", 한국소음진동공학회지 제9권 제1호 pp. 163~173.
- (5) 윤병옥, 최유근, 장인식, 2001, "파라미터 수정을 사용한 형상변화 및 측정오차가 있는 빔의 모델개선", 대학기계학회 2001년도 춘계학술대회 논문집B pp. 335~340.
- (6) Salawu, O. S., Williams, C., 1994, "Damage Location Using Vibration Mode Shape", IMAC 12th, pp. 933~939.
- (7) Ko, J. M., Wong, C. W., and Lam, H., 1994, "Damage Detection in Steel Framed Structures by Vibration Measurement Approach", IMAC 12th, pp. 280~286.