

< 논 문 >

구분모드합성법을 이용한 증기터빈·발전기축계의 진동해석

Vibration Analysis of Steam Turbine-Generator Rotor System Using Component Mode Synthesis Method

양보석* · 김용한** · 최병근* · 이 현***

B. S. Yang, Y. H. Kim, B. G. Choi and H. Lee

(1999년 1월 20일 접수 ; 1999년 2월 27일 심사완료)

Key Words : Rotor System(회전축계), Vibration Analysis(진동해석), Component Mode Synthesis Method(구분모드합성법), Steam Turbine-Generator (증기터빈·발전기)

ABSTRACT

A method is presented for the vibration analysis of steam turbine-generator rotor system based on the component mode synthesis method. The motion of each component of the system is described by superposing constraint mode associated with boundary coordinates and constrained normal modes associated with internal coordinates. This method using real fixed-interface modes allows for significant reduction in system model size while retaining the essential dynamic characteristics of the lower modes. The capability of this method is demonstrated in the natural frequency and unbalance response analysis of the steam turbine-generator rotor system in which the dynamics of the pedestal is considered. The results by the present method are compared with finite element method and transfer matrix method in terms of the accuracy and computing time.

1. 서 론

화력과 원자력 발전플랜트는 경제성의 향상과 입지난에 대처하기 위해 단기용량을 증대시키는 추세에 있고, 이에 따라 증기터빈·발전기축계는 multi-span, multi-bearing화 및 대규모화되고 있다. 장대화에 의해 회전축계는 유연성(flexibility)이 증가하여 정적

속도 이하에 많은 위험속도(critical speed)를 포함하는 복잡한 진동특성을 가지게 되었다. 아울러 발전소용 증기터빈·발전기는 전력공급이라는 공공성의 차원과, 경제적인 측면에서 장기적인 신뢰성이 요구된다. 특히 터빈·발전기축계의 진동은 시스템의 대형화, 출력의 증대 또는 전력수요에 따른 빈번한 기동정지를 수행하는 최근의 터빈·발전기에서는 점점 그 중요성이 증대하고 있다.

회전축계의 진동해석에 널리 이용되는 방법으로는 전달행렬법(TMM)과 유한요소법(FEM) 등이 있다. 전달행렬법은 계산속도가 빠른 장점이 있지만, 복잡한 시스템의 경우 고유진동수를 계산하는데 있

* 정회원, 부경대학교 공과대학 기계자동차공학부
** 부경대학교 대학원
*** 정회원, 한국전력연구원

어서 수치적인 불안정성을 갖는 문제점이 남아 있다. 이에 반해서 유한요소법은 복잡한 시스템에 대해서도 충분한 정확성과 안정성을 제공해준다.

본 논문에서 대상으로 하는 증기터빈·발전기와 같은 대형 회전기계의 경우, 전체자유도로 유한요소 해석을 수행하여, 충분한 정도의 계산결과를 얻기 위해서는 많은 유한요소로 분할해야만 하기 때문에 전체 시스템의 자유도수가 증가하게 되고 해석을 수행하는데 많은 계산시간과 비용 그리고 컴퓨터의 용량이 필요하게 된다. 따라서 충분한 정확성을 유지하면서도 보다 효율적으로 동적해석을 수행하기 위해 구분모드합성법(Component Mode Synthesis Method, CMS)⁽¹⁾이 도입되어 이용되고 있다.

이러한 관점에서 본 논문에서는 FEM을 기반으로 한 CMS법을 도입하여 계산시간과 정도면에서 보다 효율적으로 대형 회전축계의 진동해석을 수행하기 위한 진동해석 소프트웨어 「TGROTOR」를 개발⁽²⁾하였다. 그리고 실제의 원자력발전소용 증기터빈·발전기축계에 적용하여 고유치해석, 고유모드해석 및 불평형응답해석 등을 수행하고, 기존의 FEM과 TMM에 의한 결과와 비교하여 계산정도와 계산 시간을 검토함으로써 소프트웨어의 유용성을 확인하였다.

2. 이론해석

2.1 부분구조합성법

부분구조합성법은 전달함수합성법, 모드합성법, 특성행렬합성법등이 있으나, 일반적으로는 모드합성법으로 대별할 수 있다⁽³⁾. 모드합성법은 사용하는 부분계의 모드의 종류에 따라 구속모드법(고정경계합성법)과 불구속모드법(자유경계합성법), 그리고 양자를 혼합한 방법으로 나눌 수 있다. 구속모드법은 부분계의 결합부를 고정으로 한 고유모드를 사용하는 방법으로서, 계산정도가 좋은 반면 실험을 이용한 합성법에는 불리하다. 불구속모드법은 경계영역의 자유도를 자유상태로 한 모드를 이용하므로, 결합상태가 변해도 이용할 수 있고, 진동시험은 자유상태로 수행되는 일이 많기 때문에 구속모드법에 비해 유리하다. 그러나 계산정도는 구속모드법에 비해 떨어지며, 이를 보정하기 위해 고차모드의 영향을 잉여강성의 형태로서 고려하게 된다.

2.2 구속모드합성법

본 논문에서는 이론계산만을 대상으로 하기 때문

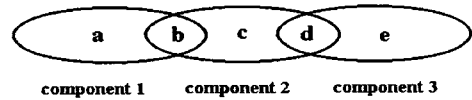


Fig. 1 Construction of subsystem

에 계산정도가 좋은 구속모드법을 채용하였으며, 실모드를 이용하는 실모드합성법에 대해 개략적으로 설명한다.

(1) 운동방정식의 축소

예를 들어 회전축계를 Fig. 1과 같이 3부분으로 나누고, 각각의 부분계(subsystem)는 강결합(rigid coupling)되어 있다고 한다. 각 부분계의 내부영역을 a, c, e라 하고, 그 결합영역을 b, d라 한다. 부분계의 수가 증가하는 경우는 부분계 2와 같이 양단에 결합영역을 갖는 부분계를 추가하여 이하의 축소과정을 이용하면 된다.

먼저, 부분계 2에 대해 설명하면, 내부영역의 변위 x_c 를 결합영역의 변위 x_b, x_d 에 수반하는 내부영역의 정적인 탄성변형과 부분계의 구속모드 Φ_c^R 의 1차 결합의 합으로 나타낸다.

$$x_c = T_{2b} x_b + T_{2d} x_d + \Phi_c^R \xi_2 \quad (1)$$

T_{2b}, T_{2d} 는 Guyan⁽⁴⁾의 정적축소에 의해 구한다. 우선 부분계 2에서의 정적인 힘의 평형을 고려하면, 다음식과 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} K_{bb}^{(2)} & K_{bc}^{(2)} & K_{bd}^{(2)} \\ K_{cb}^{(2)} & K_{cc}^{(2)} & K_{cd}^{(2)} \\ K_{db}^{(2)} & K_{dc}^{(2)} & K_{dd}^{(2)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_b \\ x_c \\ x_d \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_b \\ 0 \\ f_d \end{Bmatrix} \quad (2)$$

여기서 f_b 와 f_d 는 인접부분계 1, 2로부터의 작용력이다. 또 $K_{ij}^{(2)}$ ($i, j = b, c, d$)는 부분계 2의 강성행렬이다. 식 (2)의 제 2행에 주목하여 정리하면

$$\begin{aligned} x_c &= -K_{cc}^{(2)-1} K_{cb}^{(2)} x_b - K_{cc}^{(2)-1} K_{cd}^{(2)} x_d \\ &= T_{2b} x_b + T_{2d} x_d \end{aligned} \quad (3)$$

여기서

$$T_{2b} = -K_{cc}^{(2)-1} K_{cb}^{(2)} \quad (4)$$

$$T_{2d} = -K_{cc}^{(2)-1} K_{cd}^{(2)}$$

다음으로 경계영역을 고정으로 하였기 때문에 구속모드를 구하기 위해 내부영역만의 자유도에 대한

운동방정식을 구하고 감쇠를 무시하면, 다음 식과 같은 고유치문제를 얻게 된다.

$$(K_{cc}^{(2)} - \lambda M_{cc}^{(2)}) x_c = 0 \quad (5)$$

$K_{cc}^{(2)}$ 와 $M_{cc}^{(2)}$ 가 일반적으로 비대칭이고, 이것을 그대로 이용하여 감쇠행렬까지 고려하면 복소모드합성법이 되고, 이를 이용한 고유치해석에는 정도에 비해 계산시간이 많이 소요되기 때문에, $K_{cc}^{(2)}$ 와 $M_{cc}^{(2)}$ 의 대칭성분 $K_{ccS}^{(2)}$, $M_{ccS}^{(2)}$ 만을 이용한 고유치문제를 풀어서 구속모드 ϕ_c^R 를 구한다.

$$(K_{ccS}^{(2)} - \lambda M_{ccS}^{(2)}) x_c = 0 \quad (6)$$

부분계 1과 3에서도 동일하게 T_{1b} , T_{3d} , ϕ_a^R 및 ϕ_e^R 을 구한다. T_{1b} 와 T_{3d} 는 각각 부분계 1과 3에서 Guyan의 정적축소를 하여 구해진 행렬이고, ϕ_a^R 과 ϕ_e^R 은 각각 부분계 1, 3의 내부영역 a, e의 구속모드를 나타낸다.

다음으로 결합영역의 변위를 모드 좌표로 나타낸다. 먼저 부분계 2에 대해서 질량행렬 $M^{(2)}$ 와 강성행렬 $K^{(2)}$ 의 대칭성분을 각각 $M_S^{(2)}$, $K_S^{(2)}$ 로 하고, 이들에 정적축소를 수행한다. Guyan의 정적축소행렬 $G^{(2)}$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{Bmatrix} x_b \\ x_c \\ x_d \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ T_{2b} & T_{2d} \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_b \\ x_d \end{Bmatrix} = G^{(2)} \begin{Bmatrix} x_b \\ x_d \end{Bmatrix} \quad (7)$$

$M_S^{(2)}$ 와 $K_S^{(2)}$ 의 좌우측에 정적축소행렬 $G^{(2)}$ 를 곱하여 자유도의 축소를 수행한다.

$$G^{(2)T} M_S^{(2)} G^{(2)} = \begin{bmatrix} M_{Sgbb}^{(2)} & M_{Sgbd}^{(2)} \\ M_{Sgdb}^{(2)} & M_{Sgdd}^{(2)} \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$G^{(2)T} K_S^{(2)} G^{(2)} = \begin{bmatrix} K_{Sgbb}^{(2)} & K_{Sgbd}^{(2)} \\ K_{Sgdb}^{(2)} & K_{Sgdd}^{(2)} \end{bmatrix} \quad (9)$$

같은 방법으로, 부분계 1, 3에 대해서 Guyan의 정적축소를 수행하여 $M_{Sg}^{(1)}$, $M_{Sg}^{(3)}$, $K_{Sg}^{(1)}$ 및 $K_{Sg}^{(3)}$ 를 구하여 부분계의 결합에 맞추어 중첩하고 결합영역 전체로 표현하면 다음식을 얻는다.

$$\left\{ \begin{bmatrix} K_{Sg}^{(1)} + K_{Sgbb}^{(2)} & K_{Sgbd}^{(2)} \\ K_{Sgdb}^{(2)} & K_{Sgdd}^{(2)} + K_{Sg}^{(3)} \end{bmatrix} - \lambda \begin{bmatrix} M_{Sg}^{(1)} + M_{Sgbb}^{(2)} & M_{Sgbd}^{(2)} \\ M_{Sgdb}^{(2)} & M_{Sgdd}^{(2)} + M_{Sg}^{(3)} \end{bmatrix} \right\} \begin{Bmatrix} x_b \\ x_d \end{Bmatrix} = 0 \quad (10)$$

식 (10)의 고유치해석을 수행하고, 결합영역의 고유모드를 구하여 그것을 영역 b, d에 대해 각각 ϕ_b^R , ϕ_d^R 로 한다.

최종적으로 전체계의 변위 $x = \{x_a, x_b, x_c, x_d, x_e\}^T$ 는 다음과 같이 표현되고, 축소변환행렬 T_P^R 가 구해진다.

$$x = T_P^R \begin{Bmatrix} \xi \\ \xi_1 \\ \xi_2 \\ \xi_3 \end{Bmatrix} \quad (11)$$

$$T_P^R = \begin{bmatrix} T_{1b} \phi_b^R & \phi_a^R & 0 & 0 \\ \phi_b^R & 0 & 0 & 0 \\ T_{2b} \phi_b^R + T_{2d} \phi_d^R & 0 & \phi_c^R & 0 \\ \phi_d^R & 0 & 0 & 0 \\ T_{3d} \phi_d^R & 0 & 0 & \phi_e^R \end{bmatrix} \quad (12)$$

고유모드행렬 ϕ_b^R , ϕ_d^R , ϕ_a^R , ϕ_c^R 및 ϕ_e^R 의 각각에 대해 고차모드를 생략하는 것에 의해 자유도의 축소를 수행하는 것이 가능하다. 축소된 전체 운동방정식은 다음과 같다.

$$\tilde{M} \ddot{x} + \tilde{C} \dot{x} + \tilde{K} x = 0 \quad (13)$$

여기서 \tilde{M} , \tilde{K} 및 \tilde{C} 는 각각 축소된 전체계의 질량, 강성 및 감쇠행렬을 나타내고 다음과 같이 구해진다.

$$\begin{aligned} \tilde{M} &= T_P^R T M T_P^R \\ \tilde{K} &= T_P^R T K T_P^R \\ \tilde{C} &= T_P^R T C T_P^R \end{aligned} \quad (14)$$

(2) 고유치해석과 불평형응답해석

식 (13)에 대해 고유치해석을 수행하면 축소된 행렬에 대한 고유치를 구할 수 있다. 또한 구해진 고유벡터에 대해서는 식 (14)를 참조하여 변환행렬

T_p^T 를 앞에서 곱하므로써 실제 물리좌표계의 고유 벡터가 구해진다. 마찬가지로 불평형응답해석의 경우도 축소된 운동방정식으로부터 구한 불평형응답에 T_p^T 를 곱하여 실제 물리좌표계에서의 응답을 구할 수 있다. 고유치해석과 불평형응답해석에 대한 자세한 내용은 유한요소법에 대한 많은 논문에서 소개되어 있으므로⁽⁵⁾, 여기서는 설명을 생략한다.

3. 수치계산 및 고찰

3.1 해석모델

본 해석의 대상모델은 원자력발전소용 1,007 MW급 증기터빈·발전기로서, 고압터빈(HP), 3대의 저압터빈(LPA, LPB, LPC) 및 발전기(GEN)로 구성되어 있으며, 각 로터에 2개씩 총 10개의 베어링으로 지지되어 있다⁽²⁾. 전체 축계 구성의 개략도를 Fig. 2에 나타내었다.

위의 해석모델에서 축요소는 회전관성과 전단변형을 고려한 Timoshenko보 이론을 이용한 유한요소 모델⁽⁶⁾을 이용하였다. 각 터빈 로터의 블레이드는 집중질량과 질량관성모멘트를 가지는 원판으로서 모

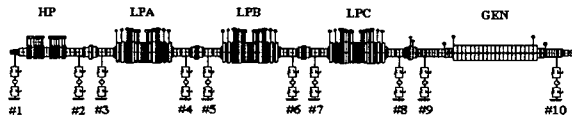


Fig. 2 Modeling for steam turbine-generator rotor system

Table 1 Specification of journal bearing

Bearing No.	Radius (mm)	Length (mm)	L/D	Clearance (mm)	Viscosity of lubricant (N·s/m ²)	Load (kN)	Remarks
1	254	457	0.9	0.711	0.027	212	HP
2	381	457	0.6	0.914	0.027	366	
3	381	559	0.73	1.100	0.027	775	LPA
4	381	559	0.73	1.100	0.027	799	
5	381	559	0.73	1.100	0.027	728	LPB
6	381	559	0.73	1.100	0.027	796	
7	381	559	0.73	1.100	0.027	713	LPC
8	381	559	0.73	0.871	0.027	604	
9	381	610	0.8	0.762	0.027	1068	GEN
10	254	660	1.3	1.016	0.027	819	

Table 2 Bearing stiffness and damping coefficients at operating speed

Bearing No.	Stiffness (GN/m)				Damping (MN·s/m)			
	k_{xx}	k_{xy}	k_{yx}	k_{yy}	c_{xx}	c_{xy}	c_{yx}	c_{yy}
1	3.45	-1.29	0.042	0.435	9.07	1.27	-2.66	2.00
2	3.12	-1.18	0.070	0.391	8.57	1.20	-2.38	1.88
3	8.68	-3.14	-0.315	1.140	18.20	2.58	-7.06	4.06
4	8.77	-3.17	-0.322	1.150	18.40	2.60	-7.13	4.09
5	8.68	-3.14	-0.315	1.140	18.20	2.58	-7.06	4.06
6	8.78	-3.17	-0.323	1.150	18.40	2.60	-7.14	4.09
7	8.69	-3.14	-0.316	1.140	18.20	2.58	-7.07	4.06
8	8.69	-3.14	-0.316	1.140	18.20	2.58	-7.06	4.06
9	11.0	-3.95	-0.483	1.460	22.20	3.14	-9.02	4.95
10	11.4	-4.09	-0.514	1.510	22.80	3.24	-9.36	5.10

(x : vertical direction, y : horizontal direction)

Table 3 Pedestal stiffness and damping coefficients

($k_{xy} = k_{yx} = 0, c_{xy} = c_{yx} = 0$)

Bearing No.	Pedestal mass(kg)	Stiffness (GN/m)		Damping (MN·s/m)	
		k_{xx}	k_{yy}	c_{xx}	c_{yy}
1	15000	2.5	1.5	0.7	0.45
2	20000	3.4	1.5	0.6	0.40
3	20000	4.4	2.2	0.6	0.40
4	20000	4.4	2.2	0.6	0.40
5	20000	4.4	2.2	0.6	0.40
6	20000	4.4	2.2	0.6	0.40
7	20000	4.4	2.2	0.6	0.40
8	20000	4.4	2.2	0.6	0.40
9	20000	4.4	2.2	0.6	0.40
10	20000	6.0	4.0	0.8	0.50

델링하였으며, 각 로터의 연결부 커플링은 강결합되어 있다. 각 로터의 요소수는 HP단 50개, 각 LP단 60개, GEN단 60개로, 전체 회전자는 총 290여개의 요소로 이루어진 대규모의 multi-span, multi-bearing 시스템이다. 시스템의 총 길이는 약 57 m이고, 총중량은 약 700 ton이다.

대상 터빈·발전기는 모두 타원형베어링으로 지지되고 있으며, 각 베어링의 사양을 Table 1에 나타내었다. Table 2에 운전속도 1800 rpm에서의 각 베어링의 동적계수를, Table 3에 제작사가 제공한 베어링지지대(pedestal)의 동특성을 나타내었다.

3.2 고유진동수 및 고유진동모드

Fig. 3과 같이 각 로터를 하나의 부분계로 하고 이들사이의 커플링부를 결합요소로하여 부분계를 5개로 모델링하고, 채용모드수는 구속모드의 30개만

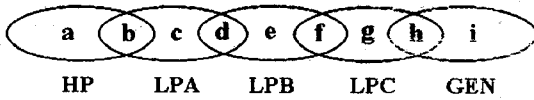


Fig. 3 An example of subsystem for turbine-generator rotor system

Table 4 Natural frequency of steam turbine-generator rotor system (N=1800 rpm)

Mode	Natural frequency (cpm)	
	Without pedestal	With pedestal
1st	693.937	653.795
2nd	882.887	793.513
3rd	981.909	862.162
4th	1007.006	897.092
5th	1079.197	996.009
6th	1150.214	1086.273
7th	1663.494	1405.517
8th	1756.419	1429.520
9th	1887.945	1461.760
10th	1950.043	1614.858

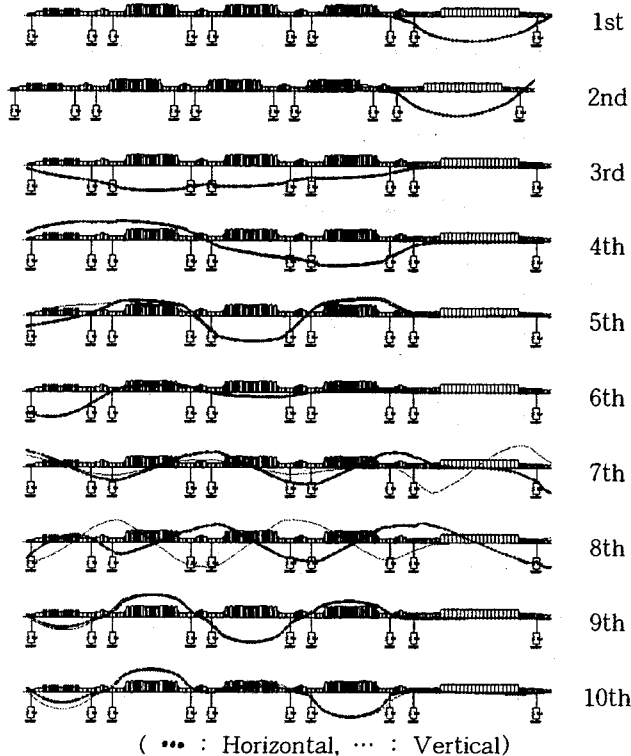


Fig. 4 Natural vibration mode (N=1800 rpm)

을 채용하여 고유진동수 및 고유진동모드를 계산하였다.

증기터빈·발전기모델은 총중량에 비해 축의 길이가 길고 축강성이 유연한 상태로 비교적 탄성지지되어 있으므로, 운전속도 1800 rpm 이하에 많은 고유진동수를 가진다. Table 4는 정격운전속도(N=1800 rpm)에서의 CMS법을 이용하여 계산된 저차 10차까지의 시스템의 고유진동수를 베어링지지대를 고려한 경우와 고려하지 않은 경우에 대해 비교하여 나타내었다. 베어링지지대의 고려에 따라 고유진동수가 최대 20% 정도 낮아지며, 따라서 베어링지지대의 특성을 충분히 고려하여 진동해석을 수행하여야 함을 알 수 있다.

Fig. 4는 고유진동수에 대응하는 고유진동모드를 나타낸다. 1, 2차모드는 발전기 회전자와 각각 수평 및 수직방향의 1차모드에 대응하는 것으로, 이는 발전기 회전자부분의 core중량이 매우 큰데 비해 축강성이 유연하기 때문이다. 3차이상의 모드는 터빈·발전기 축계 전체의 탄성모드에 대응하는 전형적인 형태의 진동모드를 나타낸다.

3.3 불평형응답

회전축계의 강제진동으로 가장 전형적이고 공업상 중요한 것은 넓은 의미로서 불평형 진동(unbalance vibration)이다. 불평형은 회전체의 제작상 피할 수 없으며 진동이 전혀 문제가 되지 않는 정도로 제작하는 것은 경제적인 면에서도 불가능하다. 따라서 ISO나 API 규격에서 정의하는 잔류 불평형의 한계를 만족하도록 평형잡이(balancing)가 이루어진다.

본 논문에서는 ISO 규격의 허용잔류불평형량을 이용하였다⁽⁷⁾. 즉 운전속도 N=1800 rpm에서 터빈·발전기의 허용기준인 G2.5등급에 따라 허용비불평형, 즉 단위 중량당의 각 회전자와 블레이드의 허용비불평형은

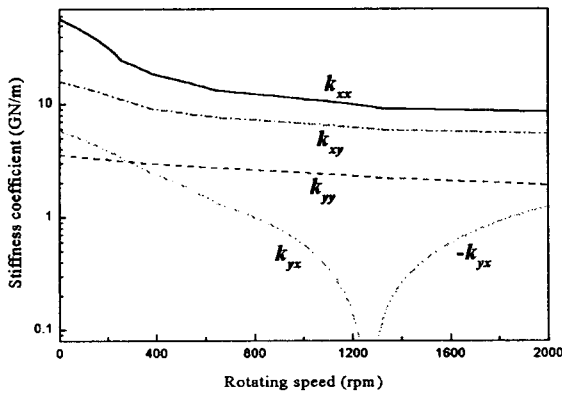
$$e_{per} \approx 12.5 \mu m = 12.5 g \cdot mm/kg$$

이 되고, Table 5에 나타내듯이 불평형의 크기는 e_{per} 에 각 회전자와 블레이드의 질량을 곱한 값을 등분하여 터빈회전자는 좌우측 최종단 블레이드부분에, 발전기회전자는 코어의 좌우측단에 부가하였고, 위상각은 임의로 지정하였다.

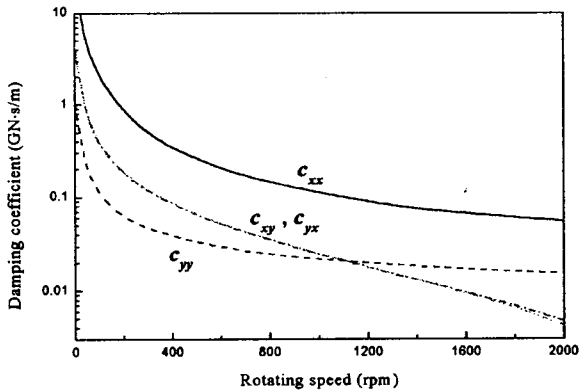
Table 1의 베어링 사양에 대해서 Journal Bearing Databook⁽⁸⁾을 참조하여 각 베어링에 대한 동특성을 구하였으며, 일례로 Fig. 5에 발전기회전자의 좌측베어링(9번 베어링)에 대한 동특성을 나타내었다.

Table 5 Magnitude and phase angle of unbalance

Rotor	Unbalance		
	Node No.	Magnitude (kg · m)	Phase angle (deg)
HP	11	0.3599	0
	41	0.3599	180
LPA	66	0.9684	180
	97	0.9684	90
LPB	126	0.9686	0
	157	0.9686	180
LPC	186	0.9649	90
	217	0.9649	180
GEN	249	1.1274	180
	273	1.1274	0



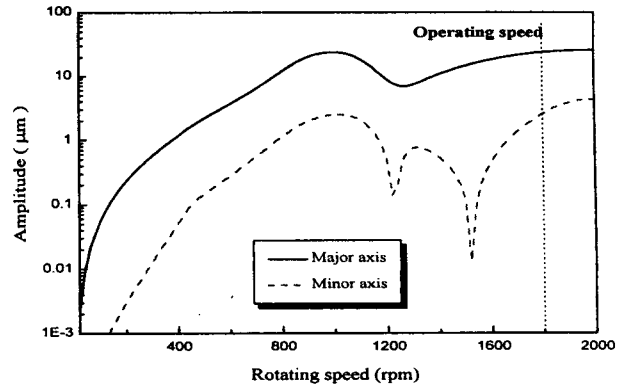
(a) Stiffness coefficients



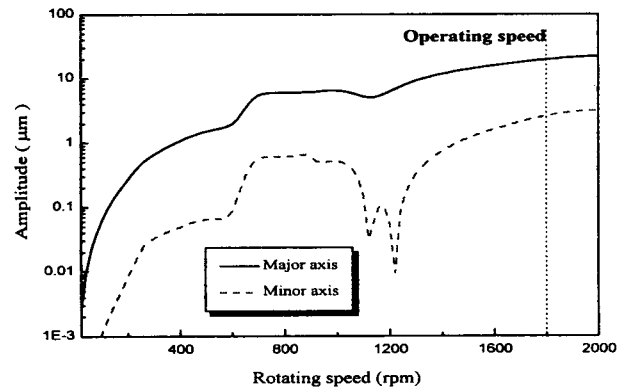
(b) Damping coefficients

Fig. 5 Stiffness and damping coefficients of No. 9 bearing

Fig. 6에 위의 조건으로 불평형응답해석을 수행하여 LPB 로터의 좌측베어링인 5번 베어링과 GEN 로터의 좌측베어링인 9번 베어링에서의 장축과 단축 반경을 나타내었다. 계산결과에서 알 수 있듯이, 운전속도 이하에서 몇 개의 위험속도를 통과하고 있지



(a) No. 5 bearing



(b) No. 9 bearing

Fig. 6 Mass unbalance response of steam turbine-generator system

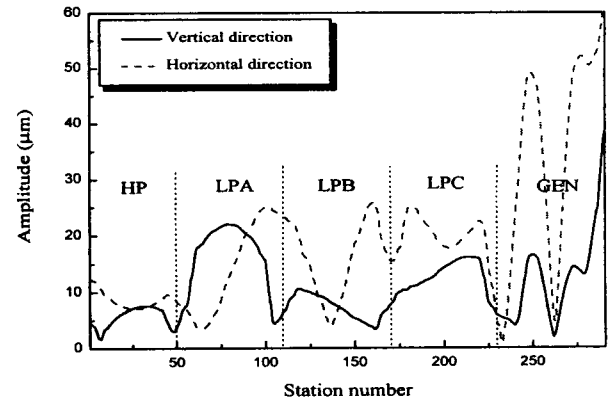


Fig. 7 Distribution of unbalance response

만, 비교적 베어링의 감쇠가 크기 때문에 회전동기의 가진에 의한 피크치가 완만하게 되는 것을 알 수 있다. 정격운전속도에서의 최대 불평형응답은 각각 25.1 μm, 16.8 μm이다.

Fig. 7은 운전속도 1800 rpm에서 불평형응답의 수직 및 수평방향 진폭의 축방향 분포를 나타낸 그

래프이다. 전체적으로 지지강성이 낮은 수평방향의 진동진폭이 수직방향보다 크고, 특히 상대적으로 회전자코어 중량이 크고 유연한 축을 가진 발전기회전자 부분의 진폭이 큰 것을 알 수 있다.

3.4 계산정도 및 계산시간의 비교

Fig. 2의 증기터빈·발전기축계의 해석모델에 대해서 본 방법(CMS)의 해석결과를 유한요소법(FEM) 및 전달행렬법(TMM)에 의한 결과⁽²⁾와 비교하여 계산정도와 계산시간을 검토하였다.

CMS의 유용성을 검증하기 위하여 Table 6과 같은 계산조건하에서 실시하였으며, 여기서는 베어링

Table 6 Calculation condition

	Number of accepted mode								
	a	b	c	d	e	f	g	h	i
No. of element	50	1	59	1	59	1	59	1	60
Full D.O.F	200	4	236	4	236	4	236	4	240
Case 1	100	4	120	4	120	4	120	4	120
Case 2	50	4	60	4	60	4	60	4	60
Case 3	20	4	20	4	20	4	20	4	20
Case 4	30	3	30	3	30	3	30	3	30

지지대의 특성은 무시하였다. 먼저 비교를 위한 기준값으로 FEM을 이용하여 총자유도 1364를 모두 고려하여 계산을 하였으며, 아울러 4가지의 경우로 채택모드수를 변경하여 CMS로 계산을 수행하였다. 이 경우 Fig. 3과 같이 각 로터를 하나의 부분계로 취하여 5개의 부분계로 하였으며, 커플링부를 결합영역으로 하였다. 계산시간을 비교하기 위해 동일한 Pentium-II/233MHz PC를 이용하였다.

Table 7은 저차 14차까지의 고유진동수에 대한 계산결과를 FEM 및 TMM의 결과와 비교하여 나타내고 있다. 내부영역의 모드수를 전체자유도의 1/2과 1/4을 채택한 Case 1과 2의 경우는 계산오차가 각각 최대 0.19 %, 0.39 %이고, 계산시간은 총자유도를 채택한 FEM의 약 21 %, 7 %로 매우 짧은 시간에 계산이 가능함을 보여준다. 아울러 내부영역의 모드수를 더욱 감소시킬수록 계산시간은 크게 감소하지만, 계산오차가 증가하는 것을 보인다. 따라서 부분계의 분할수, 결합영역의 선정 및 채택 모드수는 허용계산정도와와의 타협에 의해 결정되어야 할 것이다.

3.5 계산결과의 비교

증기·터빈발전기의 설계사인 ABB사에서 제공한 계산결과와 비교하기 위해, 운전속도(N=1800 rpm)

Table 7 Comparison of natural frequency and computation time (natural frequency(cpm) / error(%))

Mode	FEM	TMM		CMS (5 component)							
				Case 1		Case 2		Case 3		Case 4	
1st	692.7	691.2	0.22	693.0	0.05	693.3	0.10	695.5	0.42	698.6	0.85
2nd	883.2	876.8	0.72	883.2	0.00	883.1	0.00	883.0	0.01	884.3	0.13
3rd	978.9	975.7	0.33	979.0	0.01	979.8	0.09	983.1	0.43	989.5	1.08
4th	1003.7	1002.0	0.17	1003.8	0.01	1004.6	0.09	1007.7	0.41	1036.8	3.30
5th	1076.1	1073.7	0.22	1076.2	0.01	1076.9	0.08	1079.6	0.33	1089.0	1.20
6th	1148.9	1140.2	0.76	1149.0	0.01	1149.4	0.04	1150.8	0.17	1155.8	0.60
7th	1647.8	1679.4	1.92	1650.9	0.19	1654.2	0.39	1671.2	1.43	1708.6	3.69
8th	1752.0	1738.7	0.76	1752.5	0.03	1754.7	0.16	1763.1	0.64	1896.8	8.27
9th	1890.6	1903.1	0.66	1890.5	0.00	1889.9	0.03	1887.8	0.14	1910.9	1.08
10th	1952.6	1967.7	0.77	1952.6	0.00	1952.0	0.03	1949.9	0.13	1956.4	0.20
11th	2027.3	2038.2	0.53	2027.9	0.03	2030.1	0.14	2035.2	0.39	2093.6	3.27
12th	2037.8	2054.5	0.82	2037.7	0.00	2037.2	0.03	2038.9	0.06	2147.9	5.40
13th	2154.5	2174.8	0.94	2154.4	0.00	2154.0	0.02	2152.6	0.09	2167.0	0.58
14th	2473.6	2509.4	1.45	2474.3	0.03	2476.5	0.12	2485.4	0.48	2594.3	4.88
Time(s)	7640	6400		1646		550		268		303	

Table 8 Comparison of natural frequency
(N=1800 rpm, isotropic, undamped)

Mode	Natural frequency (Hz)			
	ABB	FEM	CMS	TMM
1st	13.63	13.68	13.68	13.60
2nd	25.75	25.93	25.93	25.84
3rd	26.52	26.71	26.71	26.67
4th	27.40	27.60	27.60	27.64
5th	35.55	35.55	35.55	35.96
6th	39.05	38.95	38.95	38.71

에서 ABB사의 계산조건인 모든 베어링이 등방성지지에 감쇠를 무시하고 지지강성을 $k=4.0 \text{ GN/m}$ 로 하여 터빈·발전기축계의 고유진동수를 계산하였다. 단 CMS의 계산조건으로는 Table 6의 case 2를 이용하였다. 계산결과와의 비교를 Table 8에 나타낸다. ABB사에서 제시한 6차 고유진동수까지에 대해 FEM, TMM의 결과를 함께 제시하였다. Table 8에서 알 수 있듯이 매우 잘 일치하고 있고, 오차는 약 0.8 % 이내이다.

4. 결 론

본 연구에서는 원자력과 화력 발전플랜트에서 사용되는 주요 핵심기계인 증기터빈·발전기축계의 진동해석 및 평가를 수행하기 위한 모델링기법의 개발과 전문계산 및 진동설계를 위한 통합적인 소프트웨어 「TGROTOR」를 개발하였다. 본 소프트웨어에서는 종래에 널리 사용되고 있는 전달행렬법(TMM)과 유한요소법(FEM) 그리고 FEM을 기반으로, 본 연구개발의 대상인 대규모 multi-span, multi-bearing 시스템을 보다 효율적으로 신속하게 해석하기 위한 기법으로 구분모드합성법(CMS)의 회전축계에의 적용을 수행하였다.

개발된 소프트웨어를 이용하여 원자력발전소의

1007 MW급 터빈·발전기축계를 대상으로 고유치 해석, 고유모드해석 및 불평형응답해석의 진동해석을 수행하였다. 저널 베어링데이터북의 자료를 참고하여 저널베어링의 동특성을 평가하였으며, 베어링 지지대 특성의 영향을 검토하였다. 그리고 CMS법의 해석결과를 기존의 FEM 및 TMM과 비교하여 정도와 계산시간의 면에서 훨씬 효율적인 방법임을 검증하였으며, 선진 제작사인 ABB사의 계산결과와 본 연구에서 개발된 TMM, FEM 및 CMS의 해석결과를 비교하여 계산정도가 매우 양호함을 확인하였고, 계산결과와의 신뢰성과 그 유용성을 검증하였다.

참 고 문 헌

- (1) Hurty, W. C., 1965, "Dynamic Analysis of Structural Systems Using Component Modes", AIAA Journal, Vol. 3, No. 4, pp. 678~684.
- (2) 양보석, 1998, "터빈·발전기 축계진동해석 소프트웨어 「TGROTOR」 개발", 한국전력(주) 전력연구원 위탁연구보고서, p. 363.
- (3) 長松, 大熊, 1991, "部分構造合成法", 培風館.
- (4) Guyan, R. J., 1965, "Reduction of Stiffness and Mass Matrices", AIAA Journal, Vol. 3, No. 2, pp. 380~388.
- (5) Glasgow, D. A., 1980, "Stability Analysis of Rotor-Bearing Systems Using Component Mode Synthesis", Trans. ASME, Journal of Mechanical Design, Vol. 102, pp. 352~359.
- (6) Nelson, H. D., 1980, "A Finite Rotating Shaft Element Using Timoshenko Beam Theory", Trans. ASME, Journal of Mechanical Design, Vol. 102, pp. 793~803.
- (7) 양보석 역, 1994, "평형잡이 기술", 세종출판사.
- (8) Someya, T. ed, 1988, Journal-Bearing Databook, Spring-Verlag.