

유한요소 모델 개선기법을 이용한 비비례 감쇠행렬 추정

민천홍* · 김형우* · 이창호* · 홍섭* · 최종수* · 여태경*

*한국해양과학기술원 선박해양플랜트연구소 해양시스템연구부

Identification of a Nonproportional Damping Matrix Using the Finite Element Model Updating

Cheon-Hong Min*, Hyung-Woo Kim*, Chang-Ho Lee*, Sup Hong*, Jong-Su Choi* and Tae-Kyeong Yeu*

*Ocean System Engineering Research Division, Maritime and Ocean Engineering Research Institute,
Korea Institute of Ocean Science and Technology, Daejeon, Korea

KEY WORDS: Nonproportional damping matrix 비비례 감쇠행렬, Identification of damping matrices 감쇠행렬 추정, FE model updating 유한요소 모델 개선, Zero frequency 제로주파수

ABSTRACT: A new identification method for a nonproportional damping matrix using the finite element (FE) model updating technique is proposed. Mass and stiffness matrices of the undamped system are identified by FE model updating method. Sensitivity analysis is used to update the FE model, and zero frequencies are considered as design parameters to supplement the information of vibration characteristics. The nonproportional damping matrix is identified through the proposed method. A numerical example is considered to verify the performance of the proposed method. As a result, the damping matrix of the nonproportional system is estimated accurately.

1. 서 론

육상 광물자원이 점차 고갈됨에 따라 세계 각국은 새로운 광물 자원 개발에 많은 투자를 하고 있다. 특히 육상광물자원에 비해 니켈, 코발트, 구리의 함량이 대단히 높은 심해저 망간단괴는 수심 3000~5000m의 전 세계 심해저에 널리 분포되어있는 대표적인 심해저 광물자원으로서, 태평양의 클라리온-클립퍼톤 해역(Clairion-Clipperton)에 부존되어 있으며, 막대한 양의 망간단괴는 세계 선진 각국의 상업적 개발의 목표가 되고 있다.

심해저의 퇴적지반은 매우 높은 함수율을 가지는 미세한 입자들로 구성되어 지반의 지지력(Bearing capacity)이 매우 미약하다는 문제점을 가진다. 이러한 미약한 지반 지지력으로 인해 상업 생산에 요구되는 시간당 최대 500톤에 달하는 망간단괴를 집광 시스템으로 실어 운반하는 것은 불가능하며, 해상의 채광선까지 양광관을 통하여 연속적으로 채광하는 것이 필요하다(Brink and Chung, 1981; Hong and Kim, 1999).

심해저 채광 시스템은 Fig. 1과 같이 채광선, 양광펌프를 포함한 라이저, 버퍼, 유연파이프, 집광로봇으로 구성된다. 채광선-라이저(양광펌프 포함)-버퍼-유연파이프-채광로봇으로 이어지는 전체 시스템의 동적거동 해석은 심해저 채광기술 개발에 매우 중요한 요소이다. 채광시스템의 통합거동 해석을 위해 연약지반 위를 주행하는 심해저 집광로봇과 버퍼는 강체 모델로, 라이저

및 유연파이프는 유연체 모델로 개발되었다(홍섭 등, 2012). 홍섭 등(2012)은 내재적 적분법을 이용한 통합채광시스템의 연성 거동 해석 기법을 개발하였다. 이 연구에서 감쇠행렬은 비례감쇠 행렬로 고려되었다.

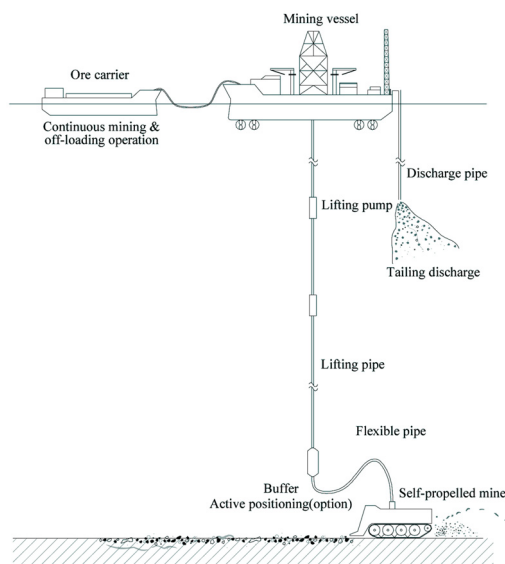


Fig. 1 Concept of commercial deep-seabed mining system

교신저자 민천홍: 대전광역시 유성구 신성동 신성남로 65-12, 042-866-3886, min80123@kiost.ac

본 연구는 20012년 6월 개최된 한국해양과학기술협의회 공동학술대회에 발표된 논문을 근간으로 하고 있음을 밝힙니다.

심해져 채광 시스템 모델의 경우 유체감쇠, 구조감쇠 등과 같은 다양한 형태의 감쇠가 존재하기 때문에 통합채광시스템의 해석 결과의 정확성을 높이기 위해, 정확한 감쇠행렬 추정 기법이 연구될 필요가 있다. 본 연구는 심해져 채광 시스템의 연성거동 동역학 해석에 필요한 구조 감쇠행렬 추정을 위한 연구이다.

비비례 감쇠행렬 추정을 위한 연구로써 Lee and Kim(2001)은 주파수 전달함수의 역행렬을 이용하여 감쇠 행렬을 추정하는 연구를 수행하였고, Phani and Woodhouse(2009)는 복소 고유주파수(Complex natural frequency)와 복소 모드형상(Complex mode shape)을 이용하여 감쇠 행렬을 추정하였다. 이견명 등(2010)은 유한요소 모델 개선기법(Finite element model updating)을 이용한 비례 감쇠행렬과 비비례 감쇠행렬을 추정기법을 연구하였다. Min et al.(2012a)은 복소 고유주파수와 복소 모드형상을 이용하여 집중질량 모델에 적용 가능한 감쇠행렬 추정 기법을 연구하였다. 국내외의 많은 연구에도 불구하고 실제 감쇠구조물의 비비례 감쇠행렬을 정확히 추정하는 것은 여전히 어려운 문제이다.

감쇠행렬 추정을 위해서는 질량행렬과 강성행렬의 정확한 추정이 필요하다. 질량행렬과 강성행렬의 추정을 위한 유한요소 모델 개선기법에 관한 많은 연구가 진행되고 있다. Friswell and Mottershead(1995)는 1990년대에 연구된 다양한 모델 개선기법을 설명하고 있다. Jones and Turcotte(2002)는 벌칙기법(Penalty method)을 이용한 모델 개선기법을, Nam et al.(2005)은 고유주파수, 제로주파수(Zero frequency or antiresonance frequency), 정유연성 지배주파수(Static compliance dominant frequency)를 이용한 모델 개선기법을 연구하였다. Min et al.(2012b)은 Nam et al.(2005)을 수정한 기법을 연구하였다.

본 연구에서는, Min et al.(2012b)의 유한요소 개선기법을 이용한 감쇠행렬 추정기법을 제안하고, 수치모델을 이용하여 제안된 기법의 정확도를 검증하였다. 수치검증 절차는 다음과 같다.

- 1) 비감쇠 유한요소 모델을 생성하고, 모델 개선을 수행하여 강성행렬을 개선한다.
- 2) 개선된 강성행렬을 이용하여 비비례 감쇠행렬을 만든다.
- 3) 제안된 기법을 이용하여 생성된 비비례 감쇠행렬을 추정한다.
- 4) 2에서 생성된 비비례 감쇠행렬과 3에서 추정된 비비례 감쇠행렬을 비교하여 제안된 기법의 정확도를 검증한다.

2. 감쇠행렬 추정 방법

2.1 유한요소 모델 개선기법

고유주파수와 모드형상을 목적변수로 사용하는 개선기법의 경우 일반적으로 설계변수보다 목적변수가 적은 부족결정(Under-determined) 시스템이 되기 때문에 개선된 결과의 정확도를 완전히 신뢰할 수는 없다. 이러한 부족결정 시스템을 극복하기 위하여 Mottershead(1998)은 제로주파수를 사용하였다. 제로주파수는 Fig. 2와 같이 주파수응답함수(Frequency response function, FRF)의 값이 영이 되는 주파수를 의미한다. 여기서, 검은선은 1자유도 모델 각각의 FRF이며 빨간색은 두 자유도가 합쳐진 2자유도 모델의 FRF이다. 고유주파수의 경우 시스템 전체에서 같

은 값을 가지는 반면, 제로주파수는 측정위치와 가진 위치에 따

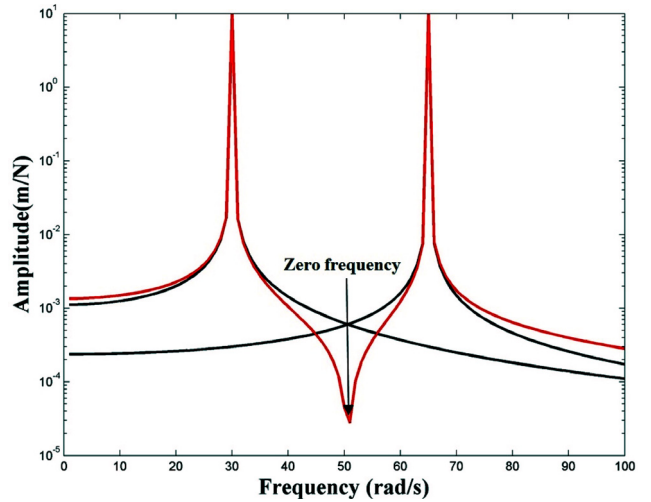


Fig. 2 Zero frequency of a frequency response function

라 값이 달라진다. 측정점과 가진점을 다양하게 조합하면 매우 많은 수의 제로주파수를 획득할 수 있다. 본 연구에서는 유한요소 모델 개선을 위해 고유주파수와 제로주파수를 목적변수로 사용하는 감도해석기반 모델 개선기법(Min et al., 2012b)을 사용하였다.

모델 개선은 다음의 절차를 가진다.

- (1) 초기 설계변수 γ_0 를 기반으로 유한요소 모델을 만든 후 n 개의 고유주파수와 m 개의 제로주파수 $\omega_i (i = 1, \dots, m+n)$ 를 계산한다.
 - (2) j 번째 설계변수 γ_{0j} 를 미소량 $\Delta\gamma_j$ 만큼 변화 시키면 변화된 설계변수 γ_j 는 $\gamma_{0j} + \Delta\gamma_j$ 이 된다. 이 때 다른 요소의 $\gamma_{0k}, (k \neq j)$ 의 변화는 없다.
 - (3) γ_j 로 변한 유한요소 모델의 고유주파수와 제로주파수 $\omega_i^* (i = 1, \dots, m+n)$ 를 계산한다.
 - (4) 초기 시스템과 변환된 시스템의 고유진동수와 제로진동수 변화 행렬 $z_i = \omega_i^* - \omega_i$ 을 계산한다.
 - (5) 감도행렬 $[S]$ 의 i 행 j 열 요소는 $S_{ij} = z_i / \Delta\gamma_j$ 이다.
 - (6) (1)에서 (5)의 절차를 설계변수의 개수 $k = 1, \dots, p$ 개에 대하여 반복 계산하여 감도행렬 $[S]$ 를 완성한다.
- 완성된 감도행렬 $[S]$ 는 다음과 같다.

$$[S] = \begin{bmatrix} \frac{z_1}{\Delta\gamma_1} & \frac{z_1}{\Delta\gamma_2} & \dots & \frac{z_1}{\Delta\gamma_p} \\ \frac{z_2}{\Delta\gamma_1} & \frac{z_2}{\Delta\gamma_2} & \dots & \frac{z_2}{\Delta\gamma_p} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{z_{m+n}}{\Delta\gamma_1} & \frac{z_{m+n}}{\Delta\gamma_2} & \dots & \frac{z_{m+n}}{\Delta\gamma_p} \end{bmatrix} \quad (1)$$

감도행렬을 $[S]$, 설계변수 변경량을 $\{\alpha\} = \{\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_p\}^T$, 변경하려는 목적 고유주파수와 초기 고유주파수의 차이를 $\{z\} = \{z_1, z_2, \dots, z_{m+n}\}^T$ 로 하는 경우의 최적변경 문제는, 식 (2)과 같

이 연립 1차방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\{\alpha\} = [S]^{-1}\{z\} \quad (2)$$

이때 감도행렬 $[S]$ 가 보통 정방행렬이 아니므로 최소 제곱해를 구하는 문제가 된다. 설계변수 변경량을 계산하면 변경된 설계 변수는 다음과 같다.

$$\gamma_j^* = \gamma_j + \alpha_j \quad (3)$$

γ^* 로 변경한 후 강성행렬을 다시 작성한다. 새로 작성된 강성 행렬과 질량행렬을 이용하여 새로운 고유주파수를 계산한다. 이러한 절차를 $\{\alpha\}$ 가 허용오차 범위가 될 때까지 반복 수행한다.

2.2 감쇠행렬 추정기법

N 자유도 비비례 점성 감쇠 시스템의 경우 모드해석시 상태공간에서 아래의 방법으로 확장되는 것이 일반적인 방법이다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (4)$$

$[M]$ 은 질량행렬, $[C]$ 는 감쇠행렬, $[K]$ 는 강성행렬이며, $\{x\}$ 는 변위벡터, $\{f\}$ 는 힘 벡터이다.

$$[M]\{\dot{x}\} - [M]\{x\} = \{0\} \quad (5)$$

식 (4)와 식 (5)를 조합하면,

$$\begin{bmatrix} CM \\ M0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ x \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & -M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ x \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

$$[B]\{\dot{y}\} + [A]\{y\} = \{p\} \quad (7)$$

고유치 해석을 위해 $\{p\} = 0$ 으로 생각하고 정리하면 다음과 같다.

$$(s_r[B] + [A])\{\phi_r\} = \{0\}; r = 1 \sim 2N \quad (8)$$

여기서, s_r 과 $\{\phi_r\}$ 은 r 번째 복소 고유값과 복소 고유벡터를 나타낸다. 비비례 감쇠시스템의 경우 $[M]$, $[C]$, $[K]$ 와 복소 고유벡터 행렬 $[\Phi]$ 은 다음과 같은 관계를 갖는다(Ewins, 2000).

$$[\Phi]^T[A][\Phi] = [a] \quad (9)$$

$$[\Phi]^T[B][\Phi] = [b] \quad (10)$$

여기서, $[\Phi] = [\{\phi_1\}, \{\phi_2\}, \dots, \{\phi_{2N}\}]$ 이며, $[a]$ 와 $[b]$ 는 대각행렬이다.

s_r 은 $[a]$ 와 $[b]$ 의 대각성분 a_r 과 b_r 로부터 다음과 같이 계산된다.

$$s_r = -\frac{a_r}{b_r} = -\sigma_r + j\omega_{dr} \quad (11)$$

여기서, $\sigma_r = \omega_{nr}\zeta_r$, ω_{nr} 은 비감쇠 고유주파수, ζ_r 은 모드 감쇠비, ω_{dr} 은 감쇠 고유주파수, j 는 복소수를 의미한다.

만약 유한요소 모델 개선을 통해 $[M]$ 과 $[K]$ 가 정확하게 구성되었고, 실험해석을 통해 $\omega_{nr}, \zeta_r, \{\phi_r\}$ 이 정확하게 계측되었다고 가정하면, 식 (9)를 통해 $[a]$ 를 계산할 수 있고, 식 (11)에 의해 $b_r = -\frac{a_r}{s_r}$ 이므로 $[b]$ 또한 계산할 수 있다. 따라서 $[B]$ 는 다

음과 같이 계산된다.

$$[B] = ([\Phi]^T)^{-1}[b][\Phi]^{-1} \quad (12)$$

식 (12)를 통해 $[C]$ 를 얻을 수 있다. 이와 같은 방법은 모드의 직교성을 이용하기 때문에 추정된 행렬의 대칭성과 양한정(Positive-definiteness)이 보장된다.

2.3 수치모델 검증

연구에서 제시한 방법을 검증하기 위하여 Fig. 3과 같이 20개의 요소와 21개의 질점으로 구성된 원형 외팔보 유한요소 모델을 목적모델로 만들었다. 목적모델의 물성치와 치수를 Table 1에 정리하였고, 유한요소 모델에 사용된 질량과 강성 요소행렬은 식 (13)과 식 (14)와 같다.

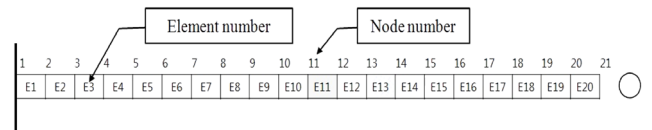


Fig. 3 Finite element model of a cantilever beam

Table 1 Properties of the target FE model

| Beam Property | Value |
|---------------------------|-------------------------------------|
| Modulus of elasticity (E) | 2×10^{11} N/m ² |
| Mass density (ρ) | 7,850 kg/m ³ |
| Length (L) | 1 m |
| Diameter (d) | 0.024 m |

$$k^e = \frac{EI}{l_e^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l_e & -12 & 6l_e \\ 6l_e & 4l_e^2 & -6l_e & 2l_e^2 \\ -12 & -6l_e & 12 & -6l_e \\ 6l_e & 2l_e^2 & -6l_e & 4l_e^2 \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$m^e = \frac{\rho A_e l_e}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22l_e & 54 & -13l_e \\ 22l_e & 4l_e^2 & 13l_e & -3l_e^2 \\ 54 & 13l_e & 156 & -22l_e \\ -13l_e & -3l_e^2 & -22l_e & 4l_e^2 \end{bmatrix} \quad (14)$$

여기서, l_e 는 요소의 길이, A_e 는 요소의 단면적을 나타낸다.

Table 2 Natural frequencies from the target and initial FE models

| Mode | Natural frequency(Hz) | | | Mode | Natural frequency(Hz) | | |
|------|-----------------------|---------|-----------|------|-----------------------|---------|-----------|
| | Target | Initial | Error (%) | | Target | Initial | Error (%) |
| 1 | 16.95 | 19.32 | 14.02 | 7 | 2011.37 | 2293.31 | 14.02 |
| 2 | 106.21 | 121.10 | 14.02 | 8 | 2679.31 | 3054.89 | 14.02 |
| 3 | 297.39 | 339.08 | 14.02 | 9 | 3444.16 | 3926.95 | 14.02 |
| 4 | 582.79 | 664.48 | 14.02 | 10 | 4306.97 | 4910.71 | 14.02 |
| 5 | 963.50 | 1098.55 | 14.02 | 11 | 5269.19 | 6007.80 | 14.02 |
| 6 | 1439.59 | 1641.39 | 14.02 | 12 | 6332.68 | 7220.36 | 14.02 |

Table 3 Zero frequencies from the target and initial FE models

| Mode | Zero frequency(Hz) | | | | | | | | |
|------|--------------------|---------|-----------|-----------|---------|-----------|-----------|---------|-----------|
| | $H_{3,3}$ | | | $H_{5,5}$ | | | $H_{7,7}$ | | |
| | Target | Initial | Error (%) | Target | Initial | Error (%) | Target | Initial | Error (%) |
| 1-2 | 19.85 | 22.63 | 14.02 | 21.62 | 24.65 | 14.02 | 23.67 | 26.99 | 14.02 |
| 2-3 | 124.93 | 142.44 | 14.02 | 136.87 | 156.06 | 14.02 | 151.10 | 172.28 | 14.02 |
| 3-4 | 351.04 | 400.25 | 14.02 | 386.07 | 440.19 | 14.02 | 428.02 | 488.01 | 14.02 |
| 4-5 | 690.09 | 786.83 | 14.02 | 760.95 | 867.62 | 14.02 | 844.46 | 962.83 | 14.02 |
| 5-6 | 1143.96 | 1304.32 | 14.02 | 1262.96 | 1439.99 | 14.02 | 1393.84 | 1589.22 | 14.02 |

실제모델과 유한요소 모델의 차이를 분명히 표현하기 위해 초기모델은 목적모델의 탄성계수보다 30% 큰 탄성계수를 갖도록 하였다. 모델 개선을 위한 설계변수는 모든 요소의 EI (E 는 탄성계수, I 는 단면 2차모멘트)로 선택하였다. 목적변수는 고유주파수 12개와 제로주파수 15개($H_{3,3}$, $H_{5,5}$, $H_{7,7}$ 에서 각 5개씩)를 사용하여, 목적변수가 설계변수(20개)보다 많도록 하였다. $H_{i,j}$ 에서 H 는 전달함수, i 는 가진절점 위치, j 는 응답절점 위치를 나타낸다. Table 2는 초기모델과 목적모델의 고유주파수와 상대오차를, Table 3은 $H_{3,3}$, $H_{5,5}$, $H_{7,7}$ 의 제로주파수와 상대오차를 각각 보여준다. Table 3에서 1-2는 1차 모드와 2차 모드 사이에서 발생된 제로주파수를 의미한다. 목적모델과 초기모델의 고유주파수와 제로주파수의 상대오차는 식 (15)로 정의하였다.

$$\epsilon_r = \frac{|Update(\omega_r) - Target(\omega_r)|}{Target(\omega_r)} \times 100(\%) \quad (15)$$

목적모델과 초기모델 사이에서 14.02%의 상대오차가 발생하였다. 만약 수치모델의 목적모델을 실제모델이라고 가정한다면, 실제모델에 대응하는 유한요소 모델은 초기모델이 된다. 이러한 경우 유한요소 모델과 실제모델은 14.02%의 오차를 가지고 있는 것으로 가정할 수 있다.

이러한 오차는 모델 개선기법을 수행함으로써 줄일 수 있다. Table 4는 목적모델과 개선된 모델의 고유주파수와 상대오차를 보여준다. 개선된 모델의 고유주파수 차이는 3차 모드에서 0.04%의 최대 오차를 보인다. 최소 14.02%의 오차를 보였던 것과 비교하면 매우 작은 오차를 가짐을 알 수 있다. Table 5는 제로주파수 차이를 보여준다. 제로주파수의 경우 $H_{3,3}$ 의 2-3모드에서 0.09%의 최대 오차를 가지도록 개선되었음을 알 수 있다. 이러한 개선 결과들을 통해, 개선된 모델이 실제모델을 잘 표현함을 알 수 있다.

Table 5 Zero frequencies from the target and updated FE model

| Mode | Zero frequency(Hz) | | | | | | | | |
|------|--------------------|---------|-----------|-----------|---------|-----------|-----------|---------|-----------|
| | $H_{3,3}$ | | | $H_{5,5}$ | | | $H_{7,7}$ | | |
| | Target | Initial | Error (%) | Target | Initial | Error (%) | Target | Initial | Error (%) |
| 1-2 | 19.85 | 19.84 | 0.01 | 21.62 | 21.63 | 0.03 | 23.67 | 23.69 | 0.08 |
| 2-3 | 124.93 | 124.82 | 0.09 | 136.87 | 136.78 | 0.07 | 151.10 | 151.04 | 0.04 |
| 3-4 | 351.04 | 351.00 | 0.01 | 386.07 | 386.04 | 0.01 | 428.02 | 428.05 | 0.01 |
| 4-5 | 690.09 | 690.06 | 0.00 | 760.95 | 760.94 | 0.00 | 844.46 | 844.57 | 0.01 |
| 5-6 | 1143.96 | 1143.99 | 0.00 | 1262.96 | 1263.01 | 0.00 | 1393.84 | 1394.03 | 0.01 |

Table 4 Natural frequencies from the target and updated FE model

| Mode | Natural frequency(Hz) | | | Mode | Natural frequency(Hz) | | |
|------|-----------------------|---------|-----------|------|-----------------------|---------|-----------|
| | Target | Updated | Error (%) | | Target | Updated | Error (%) |
| | 1 | 16.95 | 16.95 | | 0.01 | 7 | 2011.37 |
| 2 | 106.21 | 106.20 | 0.01 | 8 | 2679.31 | 2679.46 | 0.01 |
| 3 | 297.39 | 297.51 | 0.04 | 9 | 3444.16 | 3444.26 | 0.00 |
| 4 | 582.79 | 582.88 | 0.02 | 10 | 4306.97 | 4307.18 | 0.00 |
| 5 | 963.50 | 963.54 | 0.01 | 11 | 5269.19 | 5269.51 | 0.01 |
| 6 | 1439.59 | 1439.58 | 0.00 | 12 | 6332.68 | 6333.07 | 0.01 |

실제 실험모델의 자유도는 센서의 측정자유도와 사용된 개수의 곱으로 제한된다. 이러한 자유도의 제한을 고려하기 위해서 개선된 모델을 자유도 축소기법(Friswell et al., 1995)을 사용하여 Fig 3의 3, 5, 7, 9, 11, 13, 15, 17, 19, 21번 절점에서 각각 3, 7, 11, 15, 19, 23, 27, 31, 35, 39번의 병진자유도만을 가지는 10자유도 모델로 축소시켰으며, 축소된 모델과 축소 전 모델의 1~10차 고유주파수들의 차이가 0.05%보다 작게 되도록 하였다. 축소된 질량과 강성행렬을 $[M]$ 과 $[K]$ 로 정의하였다.

비비례 감쇠시스템을 만들기 위하여, 식 (16)을 이용하여 비비례 감쇠행렬을 만들었다.

$$C_{i,j} = 10^{-6} \times \alpha_{i,j} \times K_{i,j}, \quad C_{i,j} = C_{j,i} \quad (16)$$

여기서, C_{ij} 와 K_{ij} 는 감쇠행렬과 강성행렬의 i 번째 행과 j 번째 열의 성분, $\alpha_{i,j}$ 는 0~1사이의 불규칙 값이다. 생성된 비비례 감쇠행렬을 Table 6에 나타내었다.

식 (17)를 통해 감쇠 모델의 가속도 전달함수를 계산하였다.

Table 6 Nonproportional damping matrix

$$C = \begin{bmatrix} 30.40 & -26.15 & 3.33 & -4.02 & 0.00 & 0.57 & -0.84 & 0.34 & -0.44 & 0.07 \\ & 30.91 & -25.12 & 14.53 & -1.63 & 0.00 & 0.20 & -0.57 & 0.07 & -0.06 \\ & & 13.84 & -8.75 & 8.65 & -2.05 & 0.01 & 0.00 & -0.16 & 0.13 \\ & & & 12.58 & -21.87 & 2.39 & -1.51 & -0.03 & 0.65 & -0.17 \\ & & & & 17.13 & -15.72 & 2.78 & -2.94 & 0.06 & 0.04 \\ & & & & & 25.45 & -36.41 & 12.57 & -2.84 & 0.31 \\ & & & & & & 22.08 & -14.14 & 11.72 & -0.47 \\ & & & & & & & 2.13 & -31.84 & 4.57 \\ & & & & & & & & 2.84 & -9.78 \\ & & & & & & & & & 1.35 \end{bmatrix}$$

SYM.

$$L(\omega) = \sum_{r=1}^n \left\{ \frac{-\omega^2(U_r + jV_r)}{j(\omega - \omega_{dr}) + \sigma_r} + \frac{-\omega^2(U_r - jV_r)}{j(\omega + \omega_{dr}) + \sigma_r} \right\} \quad (17)$$

여기서, U_r, V_r 은 각각 고유벡터의 실수부와 허수부를 나타낸다. 식 (17)를 통해 계산된 가속도 전달함수를 실험으로 측정된 데이터라고 가정하고, 포괄곡선맞춤법(민천홍 등, 2009)을 사용하여 고유주파수, 모드 감쇠비, 복소 고유벡터를 추정하였다.

식 (9)을 통해 계산된 $[a]$ 의 비대각성분이 대각성분에 비해 매우 작은 값으로 계산되었다. 이것은 개선된 $[M], [K]$ 와 가

속도 전달함수로부터 추정된 $[\Phi]$ 가 직교함을 의미한다. 계산된 $[a]$ 의 대각성분을 Table 7에 나타내었다.

Fig. 4는 감쇠행렬 추정 결과를 보여주고 있다. Fig. 4에서 실선은 수치모델의 전달함수이고, 원은 감쇠행렬 추정을 통해 계산된 전달함수이다. 실선과 원이 잘 일치함을 알 수 있다. 이러한 결과를 토대로 제시된 감쇠행렬 추정 기법의 정확성을 검증하였다.

3. 결 론

본 연구에서 유한요소 모델개선 기법을 이용한 비비례 감쇠행렬 추정기법을 제시하고, 수치모델을 이용해 검증하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 고유주파수와 제로주파수를 목적변수로 사용하는 감도해석 기반 유한요소 모델개선 기법은 매우 정확한 개선 결과를 보여준다.

2) 만약 유한요소 모델개선을 통해 정확한 $[M]$ 과 $[K]$ 를 구하고, 실험해석을 통해 고유주파수, 모드 감쇠비, 복소 고유벡터를 정확히 추정할 수 있다면, 제안된 기법을 이용하여 비비례 감쇠행렬을 정확히 계산할 수 있다.

3) 계산된 감쇠행렬의 대칭성과 양한정성이 보장되기 때문에 물리적인 의미를 유지한다.

하지만 제한된 기법을 실험모델에 적용하기 위해서는 다음과 같은 점을 고려하여야 한다.

1) 유한요소 모델개선을 통해 계산된 $[M]$ 과 $[K]$ 가 얼마나 정확히 개선되었는가?

2) 유한요소 모델개선을 통해 계산된 $[A]$ 와 실험해석을 통해 추정된 $[\Phi]$ 의 직교성이 보장될 수 있는가?

3) 부가질량과 같은 수중에서 발생하는 변수를 고려할 수 있는가? 위의 세 가지 사항을 고려하여 실제 구조물에 적용 가능한 기법을 향후 개발하고자 한다.

후 기

본 연구는 국토해양부의 지원으로 수행된 “심해저 광물자원 통합 채광시스템 개발 연구” 사업의 연구결과 중 일부를 밝힙니다.

참 고 문 헌

민천홍, 박한일, 배수룡, 전재진 (2009). “주파수 전달함수를 이

Table 7 Values of $[a]$

| Mode | $[a]$ |
|------|---|
| 1 | $-1.5621 \times 10^{-4} + 4.8008 \times 10^{-5}j$ |
| 2 | $-0.0048 + 0.0002j$ |
| 3 | $-0.0293 - 0.0002j$ |
| 4 | $-0.0836 + 0.0002j$ |
| 5 | $-0.163 + 0.0022j$ |
| 6 | $-0.2471 - 0.003j$ |
| 7 | $-0.3095 - 0.001j$ |
| 8 | $-0.3299 + 0.0004j$ |
| 9 | $-0.3136 - 0.0029j$ |
| 10 | $-0.1849 - 0.0012j$ |

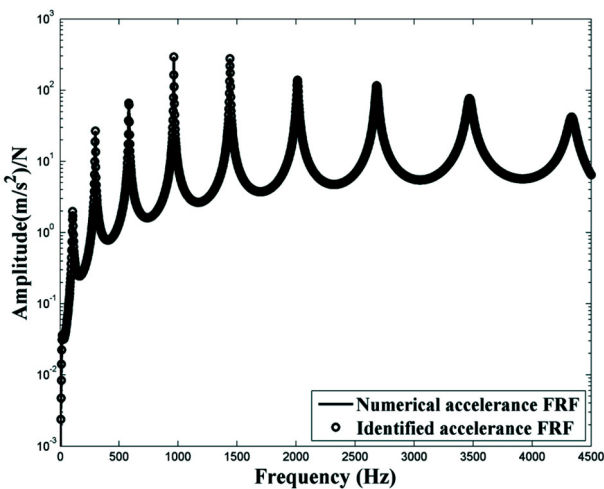


Fig. 4 Comparison of numerical transfer function from target FE model and reconstructed transfer function from identified FE model

- 용한 신 포괄 곡선맞춤법”, 한국해양공학회지, 제23권, 제6호, pp 82-86.
- 이건명, 주영호, 박문수 (2010). “모형개선을 위한 감쇠행렬 추정기법 비교”, 한국소음진동공학회논문집, 제20권, 제10호, pp 923-930.
- 홍섭 등 (2012). 2011 심해저 광물자원 개발사업 보고서 - II. 개발기술 연구, 국토해양부.
- Brink, A.W. and Chung, J.S. (1981). “Automatic Position Control of a 300,000-Ton Ship Ocean Mining System”, Proc. Offshore Tech Conf, Houston, Paper 4091.
- Ewins, D.J. (2000). Modal Testing 2, RESEARCH STUDIES PRESS LTD, Baldock, Hertfordshire, England.
- Friswell, M.I., Garvey, S.D. and Penny, J.E.T. (1995). “Model Reduction using Dynamic and Iterated IRS Techniques”, Journal of Sound and Vibration, Vol 186, No 2, pp 311-323.
- Friswell, M.I., and Mottershead, J.E. (1995). “Finite Element Model Updating in Structural Dynamics”, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht.
- Hong, S. and Kim, K. (1999). “Proposed Technologies for Mining Deep-Seabed Polymetallic Nodules, Chap 12 Research and Development of Deep Seabed Mining Technologies for Polymetallic Nodules in Korea”, Proc. International Seabed Authority’s Workshop, Kingston, Jamaica, pp 261-283.
- Jones, K. and Turcotte, J. (2002). “Finite Element Model Updating using Antiresonant Frequencies,” Journal of Sound and Vibration, Vol 252, No 4, pp 717-727.
- Lee, J.H. and Kim, J. (2001). “Identification of Damping Matrices form Measured Frequency Response Functions”, Journal of Sound and Vibration, Vol 240, No 3, pp 545-565.
- Min, C.H., Park, H.I. and Park, S.Y. (2012a). “Direct Identification of Non-proportional Modal Damping Matrix for Lumped Mass System using Modal Parameters”, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol 26, No 4, pp 993-1002.
- Min, C.H., Park, S.Y. and Park, H.I. (2012b). “Finite Element Model Updating with Experimental Natural and Zero Frequencies”, International Journal of Offshore and Polar Engineering, In press.
- Mottershead, J.E. (1998). “On the zeros of structural frequency response functions and their sensitivities”, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol 12, No 5, pp 591-597.
- Nam, D.H., Choi, S.H., Park, S.Y. and Stubbs, N. (2005). “Improved Parameter Identification using Additional Spectral Information”, International Journal of Solids and Structures, 42, pp 4971-4987.
- Phani, A.S. and Woodhouse, J. (2009). “Experimental Identification of Viscous Damping in Linear Vibration”, Journal of Sound and Vibration. 19:832-849

2012년 7월 2일 원고 접수

2012년 8월 20일 심사 완료

2012년 8월 20일 게재 확정