

부분구조물의 축약 모델링을 위한 절점 및 모드의 선정

Selection of Nodes and Modes for Reduced Modeling of Substructures

황 우 석[†]
Woo Seok Hwang

(Received November 7, 2014 ; Revised March 18, 2015 ; Accepted March 18, 2015)

Key Words : Modal Parameter(모드 파라미터), Modal Analysis(모드 해석), Modal Test(모드 시험), Substructure Analysis(부분구조 해석)

ABSTRACT

Complex dynamic systems are composed of several subsystems. Each subsystems affect the dynamics of other subsystems since they are connected to each other in the whole system. Theoretically, we can derive the exact mass and stiffness matrix of a system if we have the natural frequencies and mode shapes of that system. In real situation, the modal parameters for the higher modes are not available and the number of degree of freedom concerned are not so high. This paper shows a simple method to derive the mass and stiffness matrix of a system considering the connecting points of subsystems. Since the accuracy of reconstructed structure depends on the selection of node and mode, the rule for selection of node and mode are derived from the numerical examples.

1. 서 론

자동차나 위성과 같은 복잡한 기계 시스템은 여러 개의 작은 시스템들로 구성되어 있다. 각각의 시스템을 개발하는 과정에서 시스템의 동적 성능에 대한 고려가 필수적이다. 정확한 동적 성능을 예측하기 위해서는 각 시스템이 결합되어 사용되어지는 환경을 적절히 묘사해서 반영하여야 한다. 하지만 주변 시스템에 대한 정보는 보안 등의 이유로 완벽하게 공유하는 것이 불가능한 경우가 대부분이다. 이와 같은 상황에 처하게 되면 개발하는 시스템이 다른 시스템과 연결되는 부분을 단순한 고정으로 처리하여 시스템 분석과 개발을 실시할 수 밖에 없다. 이로 인하여 개발된 시스템과 주변 시스템이 결합되어

전체 시스템이 구성되었을 때, 예측하지 못했던 동적 성능이 발생할 수도 있다.

주변에 연결된 다른 시스템의 동적 특성을 고려하기 위한 기법들도 많이 개발되고 있다. 부분구조 합성법은 각 시스템의 동적 모델을 실험이나 해석으로 구하여 이를 서로 연결하여 전체 시스템의 거동을 예측하는 기법이며, 모델 개선이나 병렬 계산 등에 활용이 되고 있다⁽¹⁻⁴⁾. 하지만, 부분구조물 간의 결합을 위하여 경계부를 구속한 상태에서의 모드를 필요로 하거나^(1,2), 복잡한 정식화가 요구된다^(3,4).

모드 해석이나 모드 시험은 시스템의 동적 특성을 나타내는 모드 파라미터, 즉 고유진동수, 진동 모드 등을 구하는 연구이다. 구해진 모드 파라미터들을 이용하여 시스템의 축약된 모델을 재구성하여 해석모델의 개선이나 구조물의 건전성 판단 등에 활

[†] Corresponding Author ; Member, School of Mechanical and Automotive Engineering, Daegu University
E-mail : whwang@daegu.ac.kr
Tel : +82-53-850-6672, Fax : +82-53-850-6689

[‡] Recommended by Editor Don Chool Lee

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

용하는 연구들이 진행되어왔다⁽⁵⁻⁷⁾. 모델의 자유도와 모드 수가 일치하는 경우, 정확한 모델 재구성이 가능하다. 모델의 자유도는 크지만 사용가능한 모드의 수가 작은 경우는 모드 모델을 이용하는 것이 가능하지만, 모드 좌표계를 사용하기 때문에 물리적 좌표계에 대해 운동방정식을 재구성할 수는 없다. 황우석⁽⁷⁾은 시스템 개발과정에서 필수적으로 수행하는 모드 시험이나 모드 해석의 결과를 이용하여 특정 점들에 대한 시스템의 운동방정식을 재구성하는 방법을 제시하였다. 선정된 물리적 좌표계에 대해 재구성된 운동방정식을 다른 시스템과 연결하여 부분 구조 해석이 가능함을 보였다.

이 연구에서는 참고문헌 (7)의 연구를 기초로 절점의 선택과 모드의 선택이 재구성된 모델과 결합된 시스템의 정확도에 미치는 영향을 파악하였다. 이를 기초로 간단하면서도 회전자유도까지 고려하는 보 모델을 대상으로 절점 및 모드의 선정 방법을 제시하였다.

2. 시스템의 재구성

비감쇠 시스템의 동적 거동은 식 (1)과 같은 운동 방정식으로 표현된다.

$$M\ddot{x} + Kx = f \tag{1}$$

여기서, M 과 K 는 각각 시스템의 질량과 강성 행렬이며, x 와 f 는 각각 변위와 외력 벡터이다. 이 시스템의 동적 특성을 나타내는 모드 파라미터인 고유진동수와 진동 모드는 식 (2)에 있는 고유치 문제의 형태로 구할 수 있다.

$$(-\omega^2 M + K)\phi = 0 \tag{2}$$

여기서 ω 는 고유진동수이고, ϕ 는 진동 모드 벡터이다. ω^2 이 대각항에 순서대로 들어간 고유치 행렬 Ω 와 진동모드 벡터가 순서대로 나열된 진동 모드 행렬 Φ 는 시스템의 질량 및 강성 행렬과 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$\begin{aligned} \Phi^T M \Phi &= I \\ \Phi^T K \Phi &= \Omega \end{aligned} \tag{3}$$

또한 이로부터 식 (4)와 같이 질량 행렬과 강성

행렬을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} M &= (\Phi^T \Phi)^{-1} \\ K &= (\Phi^T \Omega \Phi)^{-1} \end{aligned} \tag{4}$$

이와 같은 방법으로 고유진동수와 진동 모드로부터 질량과 강성 행렬을 구하기 위해서는 몇 가지 제약이 있다. 먼저 질량이나 강성 행렬의 자유도 개수와 동일한 개수의 고유진동수와 진동 모드를 확보하여야만 한다. 또한 각 진동 모드는 질량 행렬에 대하여 정규화(normalized)되어 있어야한다.

실제로 해석 모델을 갖고 있고, 이에 대한 모드 해석을 수행한 경우 이 조건을 만족할 수 있으나, 모드 시험을 통해 고유진동수와 진동 모드를 확보한 경우에는 불가능하다. 많은 측정점들로부터 진동 데이터를 확보하더라도 측정점의 개수만큼 고유진동수와 진동 모드를 추출하는 것은 불가능한 경우가 많다.

또한 컴퓨터의 성능향상 등으로 점점 세밀한 해석을 추구함에 따라 해석 모델의 자유도가 점점 커지는 상황에서 방대한 숫자의 고유진동수와 진동 모드를 관리하는 것은 매우 어려운 일이다. 특히 진동 해석에서 높은 고유진동수를 갖는 상위 모드들은 크게 의미가 없으므로 제대로 관리되지 못하는 경우도 많다.

이 논문에서는 다른 시스템과의 연결부나 외력이 가해지는 부분, 응답의 고려가 필요한 부분 등 중요한 점들을 선정하고, 이 점들만을 자유도로 하는 시스템 방정식을 구성하는 방법을 제시하고자한다.

먼저 각 선정된 점에서 관심있는 진동 모드의 값을 모아서 새로운 진동 모드 벡터를 만든다. 원래 시스템의 자유도가 n 이었다면, 구해진 진동 모드 행렬도 $n \times n$ 의 크기를 가질 것이다. 만약 선정된 점의 개수가 m 개이고 관심있는 모드의 개수가 l 개라면 만들어진 진동모드 행렬은 $m \times l$ 의 크기를 갖는다. 관심 모드의 고유치로 구성된 새로운 고유치 행렬의 크기는 $l \times l$ 일 것이다.

새로운 진동모드 행렬과 고유치 행렬을 식 (4)에 대입하여 질량 행렬과 강성 행렬을 구한다. 구한 질량과 강성행렬의 크기는 $m \times m$ 이다.

새로 구해진 시스템 행렬은 크기가 $n \times n$ 에서 $m \times m$ 으로 줄어들었으나, 선택된 절점의 변위에 대한 자유도는 유지되므로 유용한 의미를 가진다. 즉, 다른 시스템 행렬과의 쉽게 결합하여 그 시스템의

특성을 대변할 수 있다. 유한요소법의 어셈블 기법을 사용하면 쉽게 결합된 시스템의 운동방정식을 구할 수 있으므로, 부분구조합성해석에 쉽게 활용할 수 있다.

3. 수치 예제

이 논문에서 제시한 방법을 간단한 모델에 적용하여 확인하였다. 가장 간단한 동적 시스템 중 하나는 보의 굽힘 문제이므로 Fig. 1의 시스템을 예제로 제시하였다. 구조물 B는 양 끝단에서 구조물 A와 고무 마운트로 결합되어 있다. 구조물 A를 재구성하여 축약된 동적 모델로 표현한 후 이를 구조물 B 및 고무 마운트와 결합하여 구조물 B의 동적 거동을 분석한다. Fig. 1의 보는 알루미늄의 물성을 가지며, 단면의 폭과 높이는 각각 0.02 m와 0.01 m이다. 또한 고무 마운트의 탄성계수는 1×10^5 N/m이다.

3.1 구조물 A의 축약 모델

Fig. 1의 시스템에서 구조물 A와 B를 완전히 분리하여 Fig. 2와 같이 구조물 A만 고려한다. 구조물 A에 대하여 제안한 방법으로 축약된 질량과 강성 행렬을 구한 후, 정적 및 동적 거동을 계산하여 타당성을 검증하였다. 길이가 0.01 m인 요소로 모델링하였으며, 고정단을 제외한 70개의 절점으로 구성된 간단한 모델이다. 설명의 편의를 위하여 Fig. 2에서는 대표적인 절점만을 표시하였다.

먼저 구조물 A에 대한 질량과 강성 행렬을 구하고 이를 이용하여, 모드 해석을 수행하였다. 보 구조물이므로 각 절점당 횡방향 변위와 회전의 2개

자유도가 있어 전체 질량과 강성행렬은 140×140 의 크기를 갖는다. 외팔보의 진동모드는 널리 알려져 있으므로 생략하고, 고유진동수를 정리하면 순서대로 5.27, 33.0, 92.4, 181.1 Hz이다.

정적 거동을 검증하기 위하여 Fig. 2의 절점 20과 60에 각각 -50 N, 10 N의 하중이 동시에 가해진 경우의 변위를 계산하였다. 원래 구조물의 변위와 구해진 강성 행렬을 이용하여 계산한 변위를 비교하여 강성 행렬의 타당성을 검증한다. 계산된 구조물 A의 정적 변위는 절점 20과 60에서 각각 -2.3×10^{-3} m와 16.3×10^{-3} m이다.

사용되는 절점의 수와 모드의 수가 서로 다른 여러 가지의 경우에 대하여 시스템을 재구성하여 원래 시스템과의 비교를 수행하였다.

(1) 절점수와 모드수의 관계

절점수와 모드수가 먼저 결정되어야 한다. 모드수가 절점수보다 적은 경우, 재구성된 행렬의 자유도에 비해 주어진 정보, 즉 모드의 개수가 작기 때문에 구성된 행렬이 특이 행렬(singular matrix)의 형태를 보인다. 구성된 행렬이 불완전하므로 시스템 재구성이 불가능하였다. 또한 모드수가 절점수보다 많은 경우, 재구성된 질량 및 강성행렬의 고유진동수가 전혀 예상하지 못한 값을 보였다. 이 경우도 시스템 재구성이 불가능하였다. 그러므로 절점의 수와 모드의 수는 반드시 일치하여야 한다.

절점 및 모드수를 증가시키면서 시스템 행렬을 재구성한 후, 동적 및 정적 해석을 수행하여 재구성의 정확도를 검증하였다. 2개 모드를 사용한 경우, 정적 정확도가 낮았으나, 3개 모드 이상 사용한 경우는 매우 정확한 정적, 동적 거동을 보였다.

(2) 절점의 선정

4개의 절점과 모드를 사용하여 시스템 행렬을 재구성하는 경우에 대하여 분석하였다. 절점은 반드시 연결점을 포함하여야 하므로, 절점 20과 60을 반드시 고려한다. 절점을 고무 분포되도록 선정하기 위하여 35와 70을 포함한 경우와 한쪽으로 쏠려서 5와 10을 포함한 경우에 대하여 검증하였다. 두 경우 모두 정적이나 동적으로 거의 정확한 거동을 보이므로 절점의 선정은 크게 영향을 받지 않음을 알 수 있다.

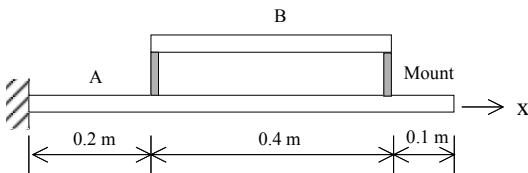


Fig. 1 Structure A and B connected at two joints

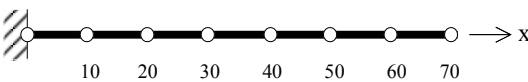


Fig. 2 Finite element model for structure A

하지만 10개의 모드와 10개의 절점을 이용하여 시스템을 재구성할 경우는 절점의 선정이 영향을 줄 수 있었다. 골고루 분포된 절점을 선정한 경우, 모드의 숫자가 많으므로 더욱 정확한 시스템이 재구성되었다. 그러나 선정된 절점이 한쪽으로 치우친 경우, 오히려 재구성된 시스템 행렬은 수학적으로 불안정한 특성을 보이며 동적, 정적 거동도 완전히 달라짐을 알 수 있었다. 구조물의 모드 형상을 충분히 반영할 수 있도록 전체에 고루 분포된 절점을 선정하여야 한다.

(3) 모드의 선정

마찬가지로 4개의 절점과 모드를 사용하여 시스템 행렬을 재구성하는 경우에 대하여 분석하였다. 1차에서 5차까지의 진동모드 중 4개씩을 선정하여 시스템을 재구성한 후 정적 검증을 수행한 결과는 Table 1과 같다. 동적 검증은 포함된 모드의 고유치가 정확하게 재현되므로 정적 검증에 의미를 두었다. 기본모드가 생략될수록 전혀 다른 정적 거동을 보이므로 기본모드가 반드시 포함되어야 함을 알 수 있다. 이 예제의 경우, 1, 2, 3번 모드는 반드시 포함되어야 함을 볼 수 있다.

3.2 축약 모델과 연결된 구조물의 해석

축약모델이 다른 구조물과 결합되어 사용되는 경우, 이와 같은 절점 및 모드 선정 규칙이 잘 적용되는지 또는 다른 고려할 점은 없는지를 분석하였다.

구조물 A에서 중요한 절점을 선정한 다음, 이 절점의 진동모드 값과 고유치를 이용하여 축약된 질량과 강성 행렬을 구하였다. 이 축약 모델을 구조물 B와

결합하여 전체 시스템의 거동을 계산하였다. 축약 모델이 물리적 좌표계에 대하여 표현되어 있으므로 유한요소법의 어셈블 기법을 사용하면 쉽게 결합된 시스템의 운동 방정식을 구할 수 있다. 원래 시스템과의 비교를 통하여 구조물 A의 모델링이 적절한지 검증하였다.

Fig. 1의 구조물 A와 B를 길이 0.01 m의 인장 보 요소로 모델링하였다. 구조물 A는 70개의 절점으로, 구조물 B는 41개의 절점으로 구성된다. 구조물 A와 B를 연결하는 2개의 마운트는 스프링 강성 1×10^5 N/m의 스프링으로 각각 모델링하였다.

구조물 A는 앞 절에서 제시한 절점 및 모드 선정법에 의거하여 4개의 절점과 모드를 사용하여 재구성하였다.

Fig. 3은 제시한 모델의 정확도를 검증하기 위해 세 개의 모델을 보여준다. 모델 1은 기존의 유한요소 해석으로 전체 구조물을 해석하기 위한 모델이다. 모델 2는 구조물 A의 축약모델과 구조물 B를 어셈블하여 해석하는 모델이며, 모델 3은 구조물 B만 고려하고 연결스프링의 끝단은 고정된 것으로 하는 모델이다. Fig. 3의 각 모델에 대한 모드 해석과 정적 해석을 수행하여 비교하였다.

먼저 동적 거동을 검증하기 위해서는 고유진동수와 진동모드를 비교하였다. Table 2의 고유진동수를 비교하면 모델 2가 원래 구조물인 모델 1의 고유진동수와

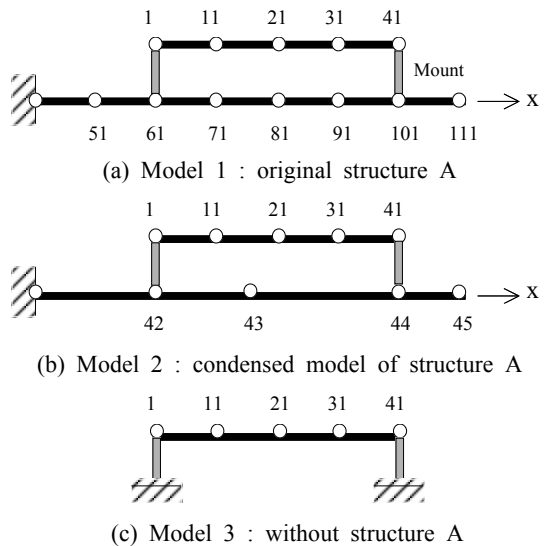


Fig. 3 Models with different modeling of structure A

Table 1 Static deflections of models reconstructed from different modes

| Selected mode numbers | Static deflections [m] | |
|-----------------------|------------------------|------------|
| | At node 20 | At node 60 |
| 1, 2, 3, 4 | -0.0023 | 0.0162 |
| 2, 3, 4, 5 | -0.0044 | 0.0023 |
| 1, 3, 4, 5 | 0.0012 | 0.0140 |
| 1, 2, 4, 5 | -0.0014 | 0.0161 |
| 1, 2, 3, 5 | -0.0022 | 0.0163 |
| Full model | -0.0023 | 0.0163 |

유사한 고유진동수를 갖고 있음을 알 수 있다. 모델 3은 구조물 A와 전혀 상관이 없으므로 구조물 A의 영향도 고려할 수 없다. 이로 인하여 고유진동수도 모델 1과 비교하여 매우 다르다.

Fig. 4는 구조물 B의 1차 굽힘 모드에 해당하는 모드 형상을 비교한 그림이다. 각 모델의 고유진동수는 각각 49.19, 49.36, 43.73 Hz로 모델 2가 모델 3에 비하여 정확함을 알 수 있다. 또한 모드 형상도

모델 2가 모델 1을 거의 정확하게 묘사함을 알 수 있다. 4개의 절점과 모드를 이용하여 만든 간단한 행렬식을 추가함으로써 시스템의 모드 형상을 거의 정확하게 묘사할 수 있음을 볼 수 있다.

정적 거동을 검증하기 위하여 구조물 B의 절점 11에 하중 100 N을 가한 후 정적 변형을 계산하여 비교하였다. 각 모델의 정적 변위는 각각 0.089 m, 0.089 m, 0.060 m로 모델 2는 모델 1의 결과와 거의 일치하지만, 모델 3은 매우 작은 변위를 보인다. 이는 Fig. 4의 모드 형상과 유사하게 구조물 A의 변형이 고려되지 않으며 구조물 B의 거동을 정확하게 예측할 수 없기 때문이다.

이로부터 연결된 구조물의 영향을 고려하지 않은 모델 3의 정적, 동적 특성을 이용하여 설계하는 것은 매우 부정확함을 알 수 있다. 구조물 A의 정보를 축약 모델의 형태로 제공하면 구조물 B의 정적, 동적 거동을 묘사하는데 매우 큰 도움이 될 수 있다.

구조물 A를 묘사하기 위하여 모드를 선정할 때, 기본 모드는 반드시 포함되어야 한다. 또한 임의의 모드를 추가하였을 때, 어떤 효과가 있는지를 분석하여 모드 선정의 규칙을 구하고자 하였다.

Table 3은 3개의 기본모드를 사용하여 구조물 A를 재구성한 후 구조물 B와 결합하여 모드 해석을 실시한 경우를 기준으로, 각각 네 번째, 다섯 번째, 여섯 번째, 일곱 번째 모드를 추가하여 재구성한 경우와 비교하였다. 추가된 모드의 고유진동수는 각각 181.1, 299.4, 447.2, 624.6 Hz이다. Table 3을 보면 추가된

Table 2 Natural frequencies from each models [Hz]

| Model 1 | Model 2 | Model 3 | Structure A |
|---------|---------|---------|-------------|
| 4.18 | 4.18 | - | 5.27 |
| 30.51 | 30.52 | - | 33.00 |
| 49.19 | 49.36 | 43.73 | - |
| 87.92 | 88.03 | - | 92.41 |
| 171.93 | 173.12 | - | 181.09 |
| 176.05 | 179.37 | 157.05 | - |
| 281.34 | - | - | 299.36 |
| 337.48 | 324.76 | 294.31 | - |
| 403.23 | - | - | 447.19 |
| 512.16 | 455.92 | 439.97 | - |

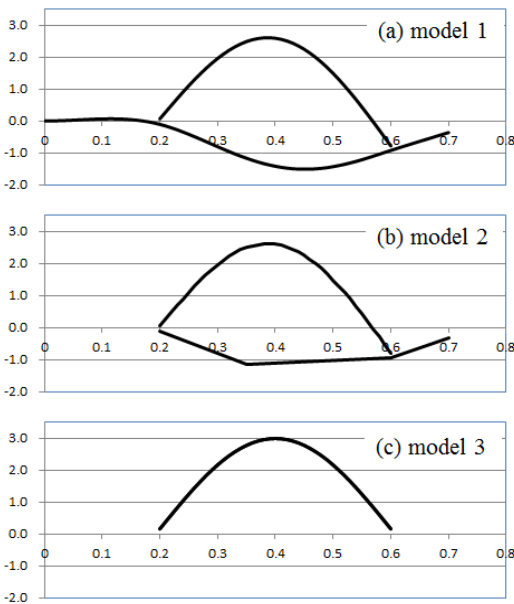


Fig. 4 1st bending modeshapes from each models

Table 3 Natural frequencies of combined model showing effect of mode selection [Hz]

| Full model | Used mode number | | | | |
|------------|------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| | 1,2,3 | 1,2,3+4 (181.1 Hz) | 1,2,3+5 (299.4 Hz) | 1,2,3+6 (447.2 Hz) | 1,2,3+7 (624.6 Hz) |
| 4.18 | 4.18 | 4.18 | 4.18 | 4.18 | 4.18 |
| 30.51 | 30.53 | 30.52 | 30.53 | 30.53 | 30.53 |
| 49.19 | 49.85 | 49.36 | 49.77 | 49.85 | 49.78 |
| 87.92 | 88.04 | 88.03 | 88.00 | 87.98 | 88.04 |
| 171.93 | - | 173.12 | - | - | - |
| 176.05 | 178.07 | 179.37 | 176.69 | 175.64 | 178.07 |
| 281.34 | - | - | 277.60 | - | - |
| 337.48 | 311.15 | 324.76 | 334.55 | 311.10 | 305.54 |
| 403.23 | - | - | - | 402.32 | - |
| 512.16 | 455.74 | 455.92 | 460.06 | 513.00 | 455.65 |

모드의 주파수 근처에서 모드의 재현이 매우 정확해짐을 알 수 있다. 그러므로 기본 모드를 포함해야 하며, 관심주파수 근처의 모드를 추가하면 그 주파수 부근 거동묘사의 정확도를 높일 수 있음을 알 수 있다.

4. 결 론

이 논문은 모드 형상과 고유치를 이용하여 동적 시스템을 재구성하는 간단한 기법을 보 구조물에 적용하여 이 기법의 정확성과 유용성을 확인하였다. 또한 재구성을 위한 절점과 모드의 선정을 위한 다양한 분석을 수행하였다.

제안한 방법으로 시스템을 재구성하면 매우 간단한 방법으로 물리적 좌표계에 대한 질량 및 강성 행렬을 구할 수 있다. 이 행렬들은 원래 시스템과 유사한 동적, 정적 특성을 보이므로, 복잡한 시스템의 일부를 이를 이용하여 표현하여 부분구조합성기법을 쉽게 구현할 수 있다.

절점은 재구성에 사용된 모드의 숫자와 일치하도록 선정하여야 하며, 다른 구조물과의 연결점이나 하중이 가해지는 점, 중요한 응답이 발생하는 점을 포함하여 선정한다. 절점이 특정 부위에 몰릴 경우, 모드의 형태를 잘 반영할 수 없으므로 특이 행렬이 구성되는 문제가 발생하기 때문에, 전체 구조물에 고루 분포되도록 선정한다.

모드는 고유진동수가 낮은 기본 모드를 반드시 포함하여야 하며, 그 숫자가 많을수록 정확해진다. 하지만 기법의 취지를 살리기 위하여 모드의 숫자를 작게 하는 것이 효율적이다. 특정 주파수 대역의 정확도를 높이기 위해서는 그 주파수 부근의 모드를 포함시킨다. 다른 주파수 대역의 정확도에 영향을 주지 않으면서 관심 주파수 대역의 정확도를 높일 수 있다.

후 기

이 논문은 2013학년도 대구대학교 학술연구비지원에 의한 논문임

References

(1) Bregant, L., Otto, D. and Sas, P., 1995, FRF

Substructure Synthesis : Evaluation and Validation of Data Reduction Method, Proceedings of 13rd IMAC, Nashville, U.S.A.

(2) Wyckaert, K., Brughmans, M., Zhang, C. and Dupont, R., 1997, Hybrid Substructuring for Vibro-acoustical Optimization, International Noise and Vibration Conference, Traverse City, U.S.A.

(3) Masson, G., Ait Brik, B., Cogan, S. and Bouhaddi, N., 2006, Component Mode Synthesis(CMS) based on an Enriched Ritz Approach for Efficient Structural Optimization, Journal of Sound and Vibration, Vol. 296, pp. 845~860.

(4) Takewaki, I. and Uetani, K., 2000, Inverse Component-mode Synthesis Method for Damped Large Structural System, Computers and Structures, Vol. 78, pp. 415~423.

(5) Besselink, B., Tabak, U., Lutowska, A., van de Wouw, N., Nijmeijer, H., Rixen, D. J., Hochstenbach, M. E. and Schilders, W. H. A., 2013, A Comparison of Model Reduction Techniques from Structural Dynamics, Numerical Mathematics and Systems and Control, Journal of Sound and Vibration, Vol. 332, pp. 4403~4422.

(6) Butland, A. and Avitabile, P., 2010, A Reduced Order, Test Verified Component Mode Synthesis Approach for System Modeling Applications, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 24, pp. 904~921.

(7) Hwang, W. S., 2009, Dynamic Analysis of a System Using Reduced Modeling of Substructures, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 2, pp. 200~207.



Woo Seok Hwang received B.S. and M.S. degree from Seoul National University. He received his Ph.D. degree from POSTECH in 1994. He is a professor at school of mechanical and automotive engineering, Daegu University.

His research interests are vibration analysis/control of smart structures and vehicles.