

부분구조물의 단순모델화를 이용한 시스템의 동적해석

Dynamic Analysis of a System Using Reduced Modeling of Substructures

황 우 석†

Woo Seok Hwang

(2008년 11월 27일 접수 ; 2009년 1월 30일 심사완료)

Key Words : System Identification(시스템 인식), Equations of Motion(운동방정식), Substructure(부분구조물), Assemble(조립)

ABSTRACT

Complex systems are made of many subsystems, those are developed and manufactured by many part companies. Even though the information for a part is necessary to analyze the performance of the other part, it is not so easy to get the information for that part from other companies due to many reasons like security or compatibilities. If the modal parameters of a system between the connecting points are available, we can reconstruct a reduced model for that system in a physical coordinate not in a generalized coordinate. The assemble of the equations of motion for the main system and the reduced equations of motion for the connected system can give a response of the main system considering the effects of connected systems. The results show that the proposed method can give the response of a system accurately. The rule for the selection of modes is to use the fundamental modes whose natural frequencies are low.

1. 서 론

복잡한 대형 구조물은 많은 부구조물의 조합으로 구성되어있다. 각각의 부구조물들은 수많은 부품업체들이 제작과 설계를 맡아 진행하고, 최종적으로 조립업체에서 통합하여 시스템을 완성한다. 이와 같이 부품 단위나 모듈 단위로 제품을 개발할 때, 각각의 부품이나 모듈이 서로의 성능에 영향을 미치는 경우가 많으므로 서로간의 긴밀한 협조와 의사소통이 필요하다.

시스템의 동적 특성을 고려한 설계 및 개발에서 이와 같은 상황들을 잘 고려하여야 한다. 전체 시스템에 대한 모든 정보를 관련업체들이 모두 공유하고 필요하면 언제든지 접근할 수 있는 환경이라면 문제가 없지만, 대부분의 경우 그러하지 못하다. 항공우주

구조물이나 자동차와 같은 복잡한 대형 구조물의 응답을 비교적 정확하게 예측하기 위해서는 시스템에 대한 정확한 정보를 필요로 한다. 즉, 전체 시스템에 대한 형상 정보와 재료 물성, 사용 환경 등에 대한 방대한 정보가 요구된다. 하지만, 개발과정에 참여하는 각각의 주체들은 기술적인 문제나 보안 문제로 인하여 모든 정보를 공유하지 못한다. 예를 들어 적외선 망원경을 개발하는 업체가 인공위성의 전체 정보를 요구한다면 이는 성사되기가 어렵지만, 인공위성과 결합되어야만 시스템의 성능을 확인할 수 있는 개발업체의 입장에서는 꼭 필요한 설계 조건이다. 이러한 애로점을 해결할 수 있는 방법이 여러 연구자들에 의하여 개발되어 사용되고 있다.

가장 널리 사용되는 방법은 부분구조 합성법이다. 부분구조 합성법은 복잡한 전체 구조물을 여러 개의 부분 구조물로 나누어 각각을 모델링한 다음, 각 부분 구조물의 모델을 결합하여 전체의 응답을 예측하는 방법이다. 부분구조 합성법에는 주파수 응답함수를 이용한 부분 구조해석법과 컴포넌트 모드 합성법

† 교신저자; 정회원, 대구대학교 자동차·산업·기계공학부
E-mail : whwang@daegu.ac.kr
Tel : (053)850-6672, Fax : (053)850-6689

이 있다.

주파수 응답함수를 이용한 부분 구조해석법에서는 전체 구조물을 가진이 포함된 부분구조물과 응답이 포함된 부분구조물로 나누고, 이 부분 구조물들의 주파수 응답함수를 결합하여 전체 구조물의 응답을 계산한다⁽¹⁻³⁾. 이 방법의 장점은 편의성과 정확성을 고려하여 실험적 혹은 해석적으로 각 부분 구조물의 주파수 응답 함수를 계산할 수 있다는 점이다. 부분 구조물의 유한 요소 해석 모델은 정확한 주파수 응답함수를 계산해 주고 설계 변경을 쉽게 반영할 수 있는 장점이 있지만, 정확한 유한 요소 해석 모델을 만들기 위하여 많은 노력과 시간이 필요하다. 실험적인 방법으로 주파수 응답함수를 측정하면, 실험 결과이므로 신뢰성이 높고 복잡한 모델링이 필요 없지만, 실험할 실물이 있어야 한다는 단점도 있다.

주파수 응답함수를 이용한 부분 구조해석법은 시스템의 응답을 주파수 영역에서 보여주므로 특정 주파수에서 어떤 응답을 보이는지 현상을 예측할 수는 있으나, 모달 해석 등을 통한 시스템의 체계적 특성 분석은 불가능하다.

컴포넌트 모드 합성법은 복잡한 구조물을 여러 개의 부분구조물로 나누고, 각 부분구조물을 해석하고 축약하여 결합하는 방식을 사용한다^(4,5). 이때, 진동모드 등으로 구성된 변환 행렬(transformation matrix)과 일반 좌표(generalized coordinates)를 이용하여 특정 구조물의 단순모델(reduced model)을 구한다. 이를 다른 구조물과 연결하여 전체 구조물의 운동방정식을 만들기 위하여 복잡한 정식화 과정을 거친다.

국부 강성을 고려하기 위하여 포인트 주파수 전달함수를 측정하여 사용하는 경우도 있다⁽⁶⁾. 이 방법은 매우 간단하게 주변 구조물을 반영할 수 있지만, 주변 구조물과의 연결점이 완전히 독립적으로 반영되고, 강성라인의 기울기를 고려한 대표 값이 반영되기 때문에 주변 구조물의 동적 특성을 반영하기가 어렵다.

이 논문에서는 어떤 시스템의 동적 특성을 고려한 설계를 수행할 때, 이 시스템이 연결되어 있는 다른 시스템에 대한 최소한의 정보를 이용하여 정확한 동적 해석을 수행할 수 있는 방법을 제시한다. 연결된 시스템을 최소한의 자유도를 갖는 운동방정

식으로 묘사하고, 이를 유한 요소법의 조립 기법으로 반영하여 전체 시스템 방정식을 구성한다.

어떤 시스템을 최소한의 자유도를 갖는 운동방정식으로 표현하기 위하여 모달 파라미터와 시스템 행렬간의 관계를 이용한다⁽⁷⁾. 동적 특성 분석을 위하여 일반적으로 수행되는 모달 시험의 경우, 측정 장비의 발달 덕분에 측정 자유도가 점점 많아지고 있다. 하지만 활용할 수 있는 정밀도를 갖는 주파수의 범위가 높지 않기 때문에 신뢰할 수 있는 모드의 개수는 측정 자유도의 수에 비하여 현저하게 작다. 이러한 상황에서 운동방정식을 구성하려면 식(1)과(2)의 관계를 활용하기가 어렵다⁽⁸⁾.

$$M = \Phi^{-T} \Phi^{-1} \tag{1}$$

$$K = \Phi^{-T} \Omega \Phi^{-1} \tag{2}$$

이 논문에서는 시스템 사이의 연결점 간의 전달 함수만을 고려하여 모달 파라미터를 추출하고, 이를 이용하여 연결부위의 개수만큼의 자유도를 갖는 운동방정식을 구성하였다. 이때, 운동방정식의 변수는 일반 좌표계가 아닌 물리적 좌표계이므로 다른 부분 구조물의 운동방정식과 바로 조립될 수 있는 장점을 갖는다. 이렇게 구한 단순 모델이 연결된 시스템의 동적 특성을 분석하는데 필요한 정보를 제공할 수 있는지 확인하고, 어떤 경우에 효율적이며 어떤 모드들을 활용하는 것이 바람직한지 분석하였다.

2. 이 론

Fig. 1에서와 같이 시스템 A가 다른 시스템과 연결되어 전체 시스템을 구성하고 있다. 시스템 A를 제외한 나머지 부분의 동적 특성을 운동방정식으로 묘사하고, 이를 유한 요소법의 조립 기법으로 반영하여 전체 시스템 방정식을 구성한다.

먼저, 연결 부위 간에 주파수 응답함수를 구한다. 이는 상황에 따라 해석적인 방법이나 실험적인 방법

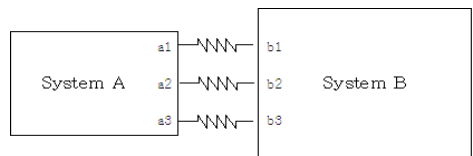


Fig. 1 Substructures connected by springs

을 선택하여 사용할 수 있다. 즉, 해석 모델이 있으면 해석적인 방법으로 구하고, 실물이 있으면 실험적인 방법을 사용하면 된다.

구해진 주파수 응답함수를 이용하여 모달 파라미터들을 추출한다. 모달 파라미터는 고유진동수, 감쇠계수, 모드 형상을 일컫는데, 주파수 응답함수의 개수만큼 구한다. 이때, 시스템 B는 무한개의 모달 파라미터들을 가질 수 있는 연속계이므로 모달 파라미터를 주어진 개수만큼만 추출하기 위해서는 선택이 필요하다. 어떤 모달 파라미터들을 선정하느냐에 따라 향후 해석의 결과가 완전히 달라질 수 있다. 일반적인 모달 해석에서는 낮은 주파수부터 순서대로 고려하는데, 이에 대한 논의는 3절과 4절의 수치예제에서 상세히 분석할 것이다.

구해진 모달 파라미터들을 이용하여 질량 및 강성 행렬을 계산한다. 모드 형상의 개수와 시스템의 자유도가 일치하므로 식 (3)과 (4)를 사용하면 된다.

$$M_B = \Phi^{-T} \Phi^{-1} \quad (3)$$

$$K_B = \Phi^{-T} \Omega \Phi^{-1} \quad (4)$$

위의 질량과 강성 행렬을 이용하여 시스템 B의 운동방정식을 구하면 식 (5)와 같다. 시스템 A의 운동방정식을 식 (6)이라고 하면, 단순화된 시스템 B가 Fig. 2와 같이 결합부 강성 k로 시스템 A와 연결된 형태를 갖는다.

$$M_B \ddot{x}_B + K_B x_B = F_B \quad (5)$$

$$M_A \ddot{x}_A + K_A x_A = F_A \quad (6)$$

시스템 A의 운동방정식과 시스템 B의 운동방정식을 유한 요소법의 조립기법을 이용하여 조립하면 전체 시스템의 시스템 행렬을 계산할 수 있다.

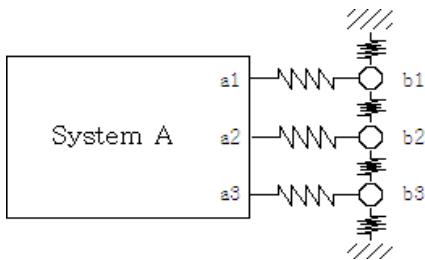


Fig. 2 Modeling of substructure

$$K = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} K_A \\ k \end{bmatrix} & -k \\ -k & \begin{bmatrix} k \\ K_B \end{bmatrix} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$M = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} M_A \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} M_B \end{bmatrix} \end{bmatrix} \quad (8)$$

식 (7)과 (8)의 시스템 행렬을 이용하여 식 (9)의 운동방정식을 구성하면 시스템 B를 고려한 시스템 A의 동적 거동을 예측할 수 있다.

$$M \ddot{x} + Kx = F \quad (9)$$

여기서, $x = \{x_A \ x_B\}^T$, $F = \{F_A \ F_B\}^T$ 이다.

3. 검증 예제 1

이 장에서는 Fig. 3에 있는 질량-스프링 시스템을 이용하여 제안한 방법을 검증하였다. Fig. 3의 시스템 A는 해석과 설계가 필요한 주 시스템이고, 시스템 B는 A와 연결된 나머지 시스템이다.

3.1 타당성 검증

제시된 방법의 타당성을 검증하기 위하여 세 가지 종류의 해석모델에 대한 계산을 수행하였다. 첫 번째 모델은 Fig. 3에 있는 원래 모델이다. 원래 모델은 전체 시스템에 대한 모든 정보가 있을 때 가능하며, 모델의 자유도가 매우 크다. 이 모델의 응답이 모든 검증의 기준으로 사용될 것이다. 두 번째 모델은 Fig. 4(a)에서와 같이 시스템 A의 끝단이 고정 경계조건으로 주어진 경우이다. 만약 시스템 B에

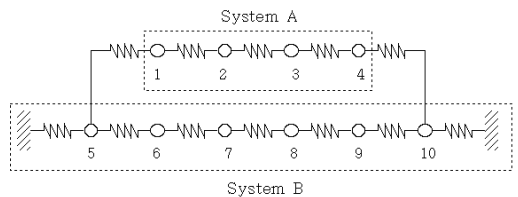


Fig. 3 Mass-spring system

대한 정보가 전혀 없다면 이와 같은 방식이 주로 사용된다. 마지막 모델은 Fig. 4(b)와 같이 시스템 B의 모델을 구하여 시스템 A의 모델과 조립한 모델이며, 이 논문에서 제안한 방법을 사용한 모델이다.

이 예제에서는 Fig. 3의 점 5와 10이 연결점이다. 시스템 B의 단순 모델은 다음과 같이 구하였다. 먼저 시스템 A와 B를 분리한 후, 점 5와 10간의 주파수전달함수를 계산한다. 이 주파수전달함수로부터 모달 파라미터를 추출한 후, 이로부터 질량과 강성 행렬을 구한다. 시스템 B에 대한 모델이 구해졌으므로 이를 시스템 A의 운동방정식과 조립하면 전체 시스템의 운동방정식을 구할 수 있다. Table 1과 2는 수치해석에 사용된 질량과 강성 값을 나타낸다. 시스템이 너무 단순해지지 않도록 유의하면서 임의의 값들로 정하였다.

Fig. 5는 현재의 물성을 대입하여 세 가지 모델을 사용하여 계산한 응답을 서로 비교한 그림이다. 충격을 묘사하도록 시스템 A의 점 2에 100N의 힘을 0.001초간 가했을 때 시스템의 응답을 구하였으며, Fig. 5에서는 점 4의 변위를 나타내었다. 향후 3장 예제에서 비교한 응답의 가진점과 응답점은 이와 동일하다. 이 논문에서 제시한 방법으로 모델링한 모델의 응답은 시스템 A와 B를 모두 고려한 원래 모델과 거의 유사한 응답을 보이며, 양단 고정 모델은 전혀 다른 응답을 보인다. 또한 Table 3에 정리한 시스템의 고유진동수도 제안한 방법이 원래의 시스템과 매우 유사한 값들을 가짐을 알 수 있다. 그러므로 이 논문에서 제시한 방법이 타당함을 일단 확인할 수 있었다.

3.2 시스템 B의 동적 특성에 따른 응답 비교

시스템 B의 동적 특성에 따라 본 모델에서 제안한 방법의 유용성이 달라질 수 있다. 만약 시스템 B의 강성이 매우 크다면, 양 끝단을 고정한 경우와 큰 차이가 없을 것이다. 이를 확인하기 위하여 Table 2에서 제시한 시스템 B와 관련된 강성의 크기를 각각 10배로 조정한 모델의 응답을 계산하였다. Fig. 6과 Table 4는 계산 결과를 보여준다. 3.1절의 예상한 바와 같이 시스템 B의 강성이 큰 경우, 세 모델이 모두 유사한 응답을 보인다. 즉, 시스템 A가 매우 단단한 시스템에 연결되어 있다면 시스템 A의 끝단이 고정된 것으로 모델링하여도 문제가 없

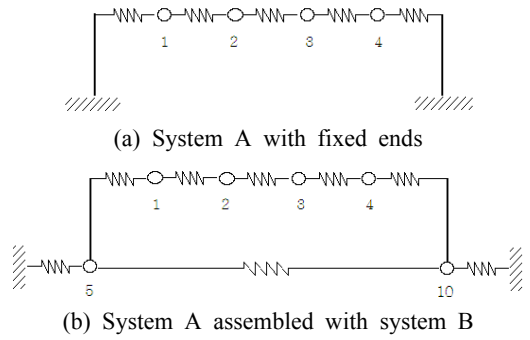


Fig. 4 Modeling of system B

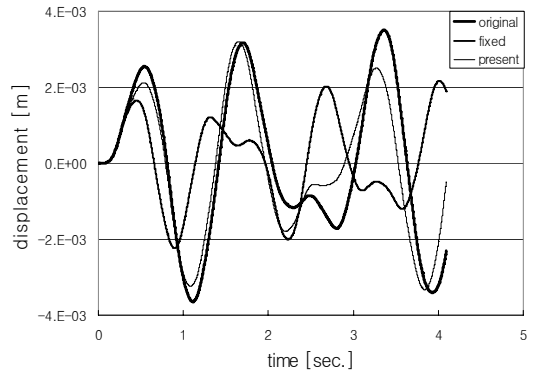


Fig. 5 Responses of three models

Table 1 Mass at each D.O.F.

Node No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Mass [kg]	1.	4.	1.	7.	1.	1.	1.	5.	2.	1.

Table 2 Stiffness between each D.O.F. [N/m]

Node No.	1-2	2-3	3-4	5-1	4-10	B-5
Stiffness	100.	100.	500.	100.	500.	500.
Node No.	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-B
Stiffness	500.	2500.	500.	500.	2500.	500.

Table 3 Natural frequencies of three models

Mode No.	Original	Fixed ends	Present
1	0.69	0.82	0.72
2	1.10	1.42	1.10
3	1.46	2.33	1.52
4	2.26	4.12	2.33
5	3.15	-	3.29
6	3.72	-	4.13
7	4.14	-	-

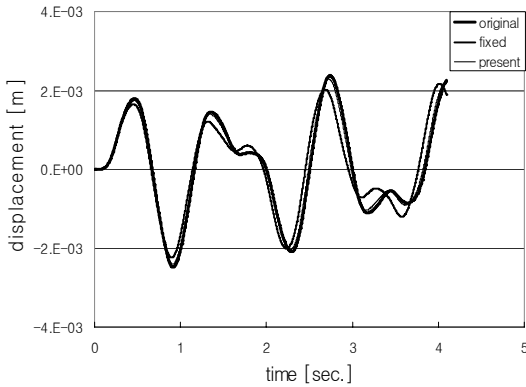


Fig. 6 Responses for stiff system B

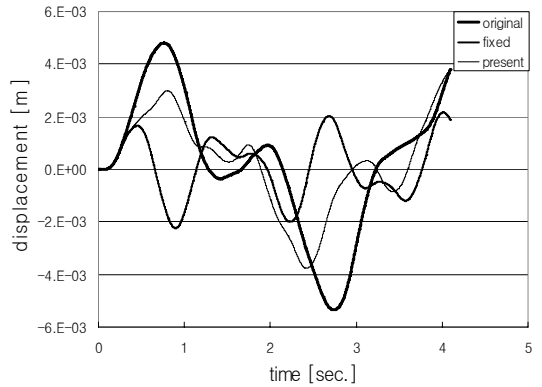


Fig. 7 Responses for soft system B

Table 4 Natural frequencies for stiff system B

Mode No.	Original	Fixed ends	Present
1	0.81	0.82	0.81
2	1.38	1.42	1.39
3	2.32	2.33	2.33
4	3.77	4.12	3.77
5	4.13	-	4.13
6	9.13	-	9.13
7	10.8	-	-

Table 5 Natural frequencies for soft system B

Mode No.	Original	Fixed ends	Present
1	0.29	0.82	0.31
2	0.60	1.42	0.78
3	0.86	2.33	0.93
4	1.13	4.12	2.11
5	1.75	-	2.39
6	1.82	-	4.12
7	2.78	-	-

다. 하지만 그렇지 않은 경우는 반드시 연결되는 시스템의 동적 특성을 고려하여야 함을 앞의 예제에서 알 수 있었다.

시스템 B의 강성이 낮은 경우를 고려하기 위하여 Table 2에서 제시한 시스템 B와 관련된 강성의 크기를 각각 0.1배로 조정된 모델의 응답을 계산하였다. 현재의 모델은 원래의 모델의 응답을 묘사하려고 노력하고 있으나, 최대 응답에서는 상당한 차이를 보이고, 고유진동수도 1.0 Hz대의 모드들을 제대로 반영하지 못함을 알 수 있다. 이는 상대적으로 강성이 낮은 시스템 B에 의하여 응답이 좌우되므로, 시스템 B의 재구성시 발생하는 수치적 차이가 크게 증폭되어 나타나기 때문으로 사료된다. 그러므로 지지구조물의 강성이 어느 정도 확보된 경우에 이 방법을 사용할 수 있음을 알 수 있다.

주변 시스템이 너무 무르면 이에 의하여 응답이 좌우되므로 응답의 정확도가 저하되며, 주변 시스템이 너무 강하면 경계를 고정된 응답과 같은 결과를 보인다. 주변 시스템이 너무 무른 경우에 대해서는 주의를 하여야 하지만 이는 일반적인 구조물에서 일

어나기 어려운 상황이다.

3.3 모드 선택에 따른 영향

시스템 B의 시스템 인식을 위하여 인식할 시스템의 자유도 수와 동일한 수의 모드를 사용하여야 한다. 각 주파수 전달함수는 무한개의 진동모드를 포함하고 있으므로 이들 중에서 어떤 모드를 선정하여 시스템 인식을 실시하느냐에 따라 계산 결과는 달라질 것이다. Fig. 8은 고유진동수가 낮은 모드들인 모드 1과 2를 사용한 경우와 높은 모드들인 모드 3과 4를 사용하여 계산한 경우를 비교한 그림이다. 고유진동수가 낮은 모드들을 사용하여야만 정확한 결과를 볼 수 있으며, 고유진동수가 높은 모드들을 사용한 경우 시스템 B의 존재가 제대로 반영되지 않고, 거의 고정 경계조건을 가한 경우와 같이 너무 강하게 모델링됨을 볼 수 있다.

시스템 A를 일정 주파수를 갖는 힘으로 가진할 경우, 가진 주파수 부근의 고유진동수를 갖는 모드들을 선정하여 시스템 인식을 수행하였다. 시스템 A의 점 2에 2.0 Hz 주기로 $100\sin(4\pi t)$ [N]의 힘이

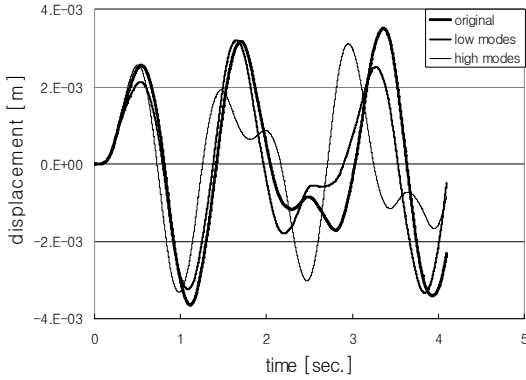


Fig. 8 Effects of mode selection for impact

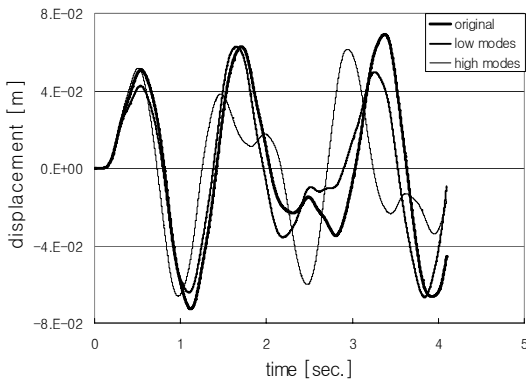
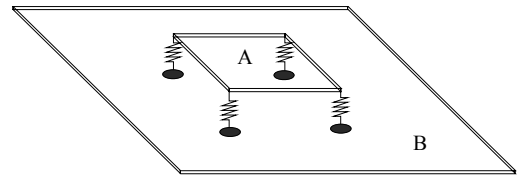


Fig. 9 Effects of mode selection for sinusoidal excitation

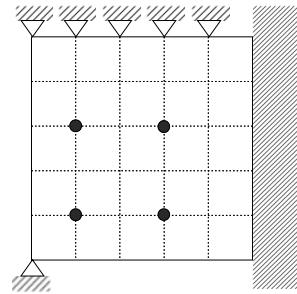
가해질 때, 시스템의 응답을 계산하였다. 가진 주파수인 2.0 Hz에 가까운 모드 3과 4를 사용한 경우와, 가진 주파수에 상관없이 모드 1과 2를 사용하여 모델링한 후 점 4의 변위를 비교하였다. Fig. 9의 결과는 고유진동수가 낮은 모드들을 선정하는 것이 훨씬 정확하며, 가진 주파수와 비슷한 대역의 모드들을 선정하여도 효과가 없음을 알 수 있다.

4. 검증 예제 2

이 장에서 사용한 검증 예제는 Fig. 10에 보인 크고 작은 두 개의 평판이 스프링으로 연결되어 있는 시스템이다. 여기서 작은 평판이 시스템 A이고, 큰 평판이 시스템 B이다. 사용된 평판의 사양은 Table 6에 있다. 작은 평판의 모서리에서 큰 평판의 검은 점 위치로 각각의 스프링으로 연결되어 있으며, 스프링의 강성은 1.0×10^5 [N/m]이다. 시스템 B의 경계 조건



(a) System A and B connected by springs



(b) Boundary condition for system B

Fig. 10 Plates connected by springs

Table 6 Specifications of plates

	Plate A	Plate B
Length [m]	0.4	1.0
Width [m]	0.4	1.0
Thickness [m]	0.0005	0.001
Material	Steel	Steel

과 스프링 연결점의 위치는 Fig. 10의 (b)에 있다.

4.1 해석 모델

앞 절에서와 같이 세 가지 모델에 대한 응답을 계산하였다. 이들은 각각 두 판의 상세 모델이 결합된 원래모델과 시스템 A의 끝단인 네 점이 모두 고정된 모델, 이 논문에서 제시한 방법으로 시스템 B를 반영한 현재의 모델이다. Fig. 11은 시스템 A의 임의의 점에 충격을 주고 다른 임의의 점에서 응답을 계산하여 구한 주파수 응답함수이다. 시스템 A의 끝단을 고정한 경우, 원래의 응답보다 매우 다른 양상의 주파수 응답함수를 보임을 알 수 있으며, 이 논문에서 제시한 방법을 이용하여 계산한 결과는 원래의 응답과 매우 유사하다. 그러므로 현재의 방법이 간단하게 시스템 B를 표현해 줄 수 있다.

4.2 시스템 A의 동적 특성에 따른 응답 비교

시스템 A의 진동 특성에 따른 모델링의 정확도를 분석하기 위하여 시스템 A에 사용된 평판의 두께를 각각 1.0 mm와 0.2 mm인 경우에 대하여 계산하였

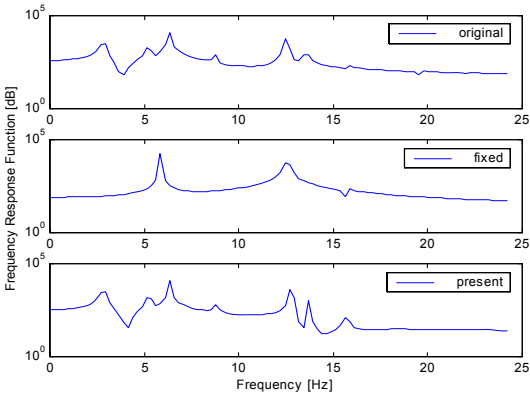


Fig. 11 Frequency response function for three models

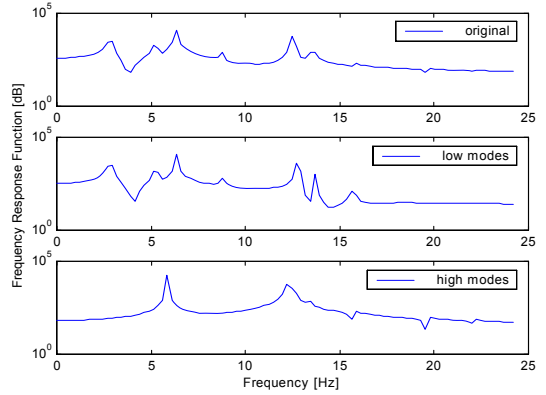
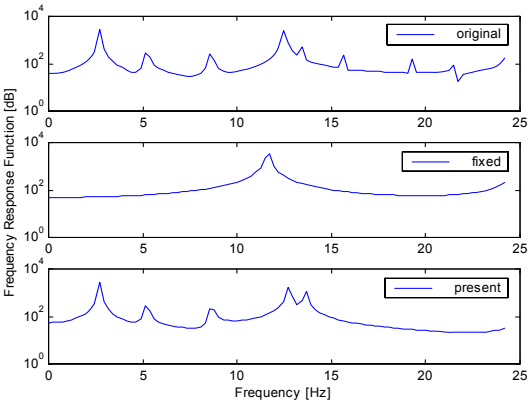
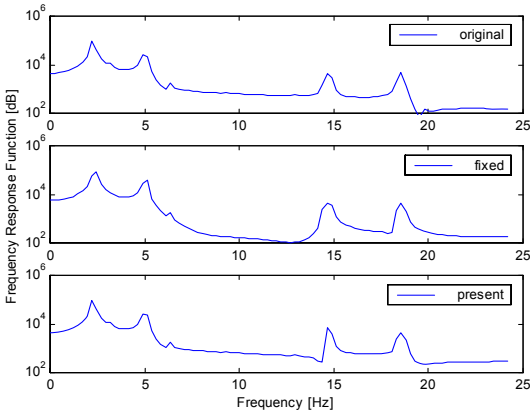


Fig. 13 Effects of mode selection



(a) $t_A=1.0$ mm



(b) $t_A=0.2$ mm

Fig. 12 Effects of stiffness of system A

다. 이 두 가지 경우에 대한 가진력-응답의 주파수 응답함수는 Fig. 12와 같다.

Fig. 12(a)에서와 같이 시스템 A의 강성이 큰 경우에는 응답이 시스템 A에 의하여 좌우되므로 시스

템 A를 제대로 고려한 이 방법의 결과가 원래의 결과와 유사하다. 하지만 시스템 B를 고려하지 못한 고정 모델의 결과는 상당한 오차를 보인다. Fig. 12(b)는 시스템 A의 강성이 시스템 B의 강성보다 현저히 작은 경우이다. 이때는 시스템 B가 반영되거나 고정 경계로 처리하거나 거의 같은 응답을 보이며, 원래의 응답과 모두 유사하다.

4.3 모드 선택에 따른 영향

고유진동수가 낮은 모드들을 사용한 경우와 높은 모드들을 사용하여 계산한 경우를 비교하였다. Fig. 13에서 low mode라고 표시된 그림은 주파수가 가장 낮은 순서로 4개의 모드를 선정하여 시스템 B를 재구성하여 계산한 주파수 응답함수이고, higher mode는 4~7번 모드를 이용하여 시스템 B를 재구성한 경우의 결과이다. 주파수가 낮은 기본 모드를 사용하는 것이 바람직하며, 높은 주파수의 모드를 사용할 경우, Fig. 11의 fixed와 유사한 결과를 보임을 확인할 수 있다. 이는 질량-스프링 예제에서 확인한 바와 일치한다.

5. 결론

복잡한 시스템의 동적 특성을 분석할 때, 모달 파라미터들을 이용하여 주변 시스템을 간단한 운동방정식으로 표현하였다. 일반 좌표계가 아닌 물리적 변위에 대하여 표현된 주변 시스템의 운동방정식을 주 시스템의 운동방정식과 결합하여 분석함으로써 주변 시스템의 영향을 반영하였다.

전체 시스템의 운동방정식을 이용한 모델과 이 논

문에서 제안한 방법에 의하여 구성된 모델의 동적 특성 분석을 통하여 제안한 방법의 타당성을 확인하였다. 주변 시스템이 너무 무른 경우를 제외한 일반적인 구조물에서는 이 방법을 사용하여 시스템에 대한 동적 특성을 정확하게 규명할 수 있음을 확인하였다.

또한 이와 같은 모델링 방법을 사용할 때, 결합부의 수와 동일한 수의 모드를 선정하여야 하는데 고유진동수가 낮은 모드를 사용하여야 함을 밝혔다. 고유진동수가 높은 모드를 사용하면 주변 시스템이 너무 강하게 모델링이 되며, 특정 주파수 대역의 모드를 선택하는 것도 효과가 없음을 알 수 있었다.

이 논문에서 제안한 방법은 병렬화, 분업화되어 있는 부품개발 방식 하에서, 정보를 확보하기 어려운 주변 시스템에 대한 최소한의 정보를 이용하여 이를 자신의 시스템 개발에 반영할 수 있다. 향후 감쇠가 있는 시스템에 대한 연구로 확장할 예정이며, 로터 시스템에 대한 지지 구조물의 영향에 대한 연구와 같은 실용적인 분야에 대한 적용⁽⁹⁾을 시도할 예정이다.

후 기

이 논문은 2007학년도 대구대학교 학술연구비 지원에 의한 연구임.

참 고 문 헌

(1) Hwang, W.-S. and Lee, D.-H., 2000, "Frequency Response Function Based Substructural Analysis of Interior Noise," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 10, No. 3, pp. 480~485.

(2) 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.

(3) 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.

(4) 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.

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

(6) Ewins, D.J., 2000, "Modal Testing : Theory," Practice and Application 2nd Ed., Research Studies Press LTD., England.

(7) Lancaster, P. and Prells, U., 2005, "Inverse Problems for Damped Vibrating System," Journal of Sound and Vibration, Vol. 283, pp. 891~914.

(8) Ram, Y. M. and Elhay, S., 1995, "The Construction of Band Symmetric Models for Vibratory Systems from Modal Analysis Data," Journal of Sound and Vibration, Vol. 181, No. 4, pp. 583~591.

(9) Cavalca, K. L., Cavalcante, P. F. and Okabe, E. P., 2005, "An Investigation on the Influence of the Supporting Structure on the Dynamics of the Rotor System," Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 19, pp. 157~174.