한국소음진동공학회 '93추계학술대회논문집 pp. 177 ~ 183.

부분구조합성법을 이용한 대형 구조물의 동특성 규명 및 개선에 관한 연구

오 재응*, 이 정환**, °조 준호**, 박 호***

(A Study on the Identification and Improvement of Dynamic Characteristics of Large Structure by Substructure Synthesis Method)

(Jae-Eung Oh, Jeong-Hwan Lee, Jun-Ho Jo, Ho Park)

1. 서 론

구조물의 대형화 및 복잡화에 따라 구조물의 성능을 향상시키고 보다 안정된 구조물의 설계, 제작을 위해서는 구조물의 정확한 동적 거동에 대한 연구와 개발이 필요하게 되었다. 최근 전자 계산기를 이용한 구조물의 구조해석법이나 진동해석법이 눈부시게 발달하여 기계 구조물의 정적,동적 특성을 정도 높게 해석할 수 있게 되었고, 더 나아가서는 설계 단계에서 상당히 정확하게 구조물의 거동을 예측하는 것이 가능하게 되었다. 유한요소법이 그 대표적인 해석법으로 대형/복합 구조물의 정적,동적 해석에 응용되고 있으나, 구조물이 복잡해지면, 해석 결과의 정확도를 높이기 위해서 유한 요소 모델이 많은 자유도를 갖게 되므로, 이 경우의 동적 해석은 컴퓨터의 막대한 계산시간과 계산기 용량을 필요로 함으로서 그 해석 방법의 적용에 한계가 따른다. 따라서 이러한 문제점을 개선하기 위하여 부분구조합성법이 최근 실용적인 진동해석 방법으로 사용되고 있으며, 부분구조합성법은 전체 구조물 중 일부구조를 설계변경할 때 재계산의 효율성과 분계의 동특성 해석시 기존의 수치해석이나 실험해석을 이용할 수 있다는 장점이 있다.[1][2]

대형구조물인 안테나 구조물의 고유진동수는 풍압이나 지진과 같은 동적하중에 대한 반응을 결정하는 주된 인자이며, 보통 높은 고유진동수를 얻음으로써 동적하중으로 인한 효과를 줄일 수 있다. 그러나 안테나 지름이 증가함에 따라 질량이 강성보다 급속히 증가하게 되므로 높은 고유진동수를 얻기란 쉽지 않다. 또한 대형 안테나 동특성 해석시 파악된 최저 고유진동수가 자동 추적을 위한 피드백 제어 시스템의 Crossover Frequency 보다 낮거나 근접하게 되는 경우, 이 제어 시스템상에 불안정하고 비정상적인 진동을 초래하게 된다. 그러므로 안테나 설계시 안테나의 최저 고유진동수는 일반적으로 Azimuth Axis나 Elevation Axis 주위에서 진동하는 것으로 가진 진동수에 근접하는 것을 피하도록 설계되어야 한다.[3][4]

본 연구에서는 범용 구조 해석 패키지인 MSC/NASTRAN을 이용하여 대형 구조물인 안테나 각 분계의 동특성을 파악하고, 부분구조합성법을 이용하여 구조물 전체의 동특성을 파악하였다. 또한 구조물의 주파수 응답 함수를 이용하여 지배적인 고유모드를 구하였고, 각 분계의 변형 및 운동 에너지를 산출하여 전체 고유모드에 대한 분계의 에너지 기여도 파악하였으며, 이와 같은 진동 요인 분석에 따른 진동 대책으로, 변형 및 운동 에너지 기여도가 높은 분계의 질량 및 강성 변경에 따른 구조물의 동특성 변화를 예측함으로 구조물의 동특성 개선의 방향을 제시하였다.

* 한양대학교 자동차공학과, 정회원
** 한양대학교 대학원, 정회원
*** 국방과학연구소

2. 이론해석

2.1 부분구조합성법(Substructure Synthesis Method)

부분구조합성법은 구조물을 몇개의 부분구조로 나누어 동특성 해석을 수행한 후, Guyan의 정축소 이론에 따라 부분구조의 특성해렬과 모드 파라미터를 합성하고, 전체계의 운동방정식을 작성하여 구조물의 동특성을 해석하는 방법으로, 본 연구에서는 부분구조합성법중 구속모드 합성법(Component Mode Synthesis Method)을 이용하였다.

2.1.1 Guyan의 정축소[5]

Guyan은 내부영역에는 가진력이 작용하지 않는다는 가정하에 내부영역의 응답은 정적변위로만 표현된다고하는 근사개념을 도입하였다. Fig.2.1처럼 전체영역을 내부영역 a와 그 이외영역 b로 나누어 분계의 운동방정식을 작성한다.

다자유도계의 운동방정식을 영역 a와 영역 b로 나누어 표현하면 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} M_{aa} & M_{ab} \\ M_{ba} & M_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_a \\ \ddot{x}_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{aa} & C_{ab} \\ C_{ba} & C_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_a \\ \dot{x}_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{aa} & K_{ab} \\ K_{ba} & K_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_a \\ x_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_a \\ f_b \end{bmatrix} \tag{2.1}$$

이때 동적인 항, 즉 관성항과 감쇠항은 생략하고, 내부영역 a에는 가진력이 작용하지 않으므로 식(2.1)은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{bmatrix} K_{aa} & K_{ab} \\ K_{ba} & K_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_a \\ x_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ f_b \end{bmatrix} \tag{2.2}$$

식 (2.2)는 식 (2.3)과 식 (2.4)로 나누어 생각할 수 있고,

$$[K_{aa}]\{x_a\} + [K_{ab}]\{x_b\} = \{0\} \tag{2.3}$$

$$[K_{ab}]^T\{x_a\} + [K_{bb}]\{x_b\} = \{f_b\} \tag{2.4}$$

식 (2.3)을 영역 a의 자유도만으로 표현하면, $\{x_a\}$는 다음과 같다.

$$\{x_a\} = -[K_{aa}]^{-1}[K_{ab}]\{x_b\} = [T]\{x_b\} \tag{2.5}$$

식 (2.5)로부터 전체 자유도의 표현식은

$$\{x\} = \begin{bmatrix} x_a \\ x_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T \\ I \end{bmatrix}[x_b] \tag{2.6}$$

식 (2.1)에 식 (2.6)을 대입하고, 정리하여 영역 b만에 관한 식으로 표현하면, 다음과 같이 축소된 운동방정식이 얻어진다.

$$[\overline{M}]\{\ddot{x_b}\} + [\overline{C}]\{\dot{x_b}\} + [\overline{K}]\{x_b\} = \{f_b\} \tag{2.7}$$

여기서

$$[\overline{M}] = [[T]^T[I]]\begin{bmatrix} M_{aa} & M_{ab} \\ M_{ab}^T & M_{bb} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} [T] \\ [I] \end{bmatrix}$$

$$= [T]^T[M_{aa}][T] + [T]^T[M_{ab}] + [M_{ab}]^T[T] + [M_{bb}]$$

$$[\overline{C}] = [T]^T[C_{aa}][T] + [T]^T[C_{ab}] + [C_{ab}]^T[T] + [C_{bb}]$$

$$[\overline{K}] = [T]^T[K_{aa}][T] + [T]^T[K_{ab}] + [K_{ab}]^T[T] + [K_{bb}]$$

$$\{f_b\} = [[T]^T[I]]\{f\} = [[T]^T[I]]\begin{bmatrix} 0 \\ f_b \end{bmatrix}$$

2.1.2 구속모드합성법[6][7]

구속모드합성법은 내부영역의 변위를 결합부의 변위에 의한 것과 결합부를 고정시켰을 때의 변위의 합으로 표현한다. Fig.2.1의 분계를 결합영역 c와 그 이외의 영역 e로 분류하였을 때, 식 (2.1)에서 감쇠를 생략하고, 결합영역 c를 고정한 경우의 영역 e의 변위는 다음과 같다.

$$([K_e] - \omega^2[M_e])\{x_e'\} = \{0\} \tag{2.8}$$

$$\{x_e'\} = [\phi_{Bi}]\{\xi_i\} \tag{2.9}$$

결합영역 c의 변위에 의한 영역 e의 변위는 Guyan의 정축소로 다음과 같이 계산된다.

$$\{x_e''\} = -[K_{ee}]^{-1}[K_{ec}]\{x_{ci}\} = [T_i]\{x_{ci}\} \tag{2.10}$$

영역 e의 변위는 식 (2.9)와 식 (2.10)의 합으로 표현되므로

$$\{x_e\} = \{x_e'\} + \{x_e''\} \tag{2.11}$$

$$\begin{bmatrix} x_e \\ x_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [\phi_{Bi}] & [T_i] \\ [0] & [I] \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \xi_i \\ x_{ci} \end{bmatrix} \tag{2.12}$$

결합영역을 c, 이외의 영역을 e로 할때, 2개의 분계로 구성된 전계의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} M_{e1} & M_{e1c1} & 0 & 0 \\ M_{c1e1} & M_{c1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{e2} & M_{e2c2} \\ 0 & 0 & M_{c2e2} & M_{c2} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \ddot{x}_{e1} \\ \ddot{x}_{c1} \\ \ddot{x}_{e2} \\ \ddot{x}_{c2} \end{bmatrix}$$

$$+\begin{bmatrix} K_{e1} & K_{e1c1} & 0 & 0 \\ K_{c1e1} & K_{c1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{e2} & K_{e2c2} \\ 0 & 0 & K_{c2e2} & K_{c2} \end{bmatrix}\begin{bmatrix} x_{e1} \\ x_{c1} \\ x_{e2} \\ x_{c2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -f_{12} \\ 0 \\ f_{12} \end{bmatrix} \tag{2.13}$$

f_{12}는 결합영역 c를 통해 분계 1과 분계 2에 작용하는 내력이다.

식 (2.12)를 식 (2.13)에 대입하여 분계별로 구속 모우드에 의한 모우드 좌표를 포함한 새로운 좌표로 축소변환한다. 강결합의 경우, 다음의 조건이 성립하므로

$$\{x_{c1}\} = \{x_{c2}\} = \{x_c\} \tag{2.14}$$

각 분계에 대하여 Guyan의 정축소를 적용하여 결합부의 자유도와 결합부를 고정하여 고유 모우드의 1차 결합하여 진 변위는 다음식으로 표현된다.

$$\{x\} = \begin{bmatrix} x_{e1} \\ x_{c1} \\ x_{e2} \\ x_{c2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_{B1} & T_1 & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \phi_{B2} & T_2 \\ 0 & 0 & 0 & I \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \xi_1 \\ x_{c1} \\ \xi_2 \\ x_{c2} \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} \phi_{B1} & T_1 & 0 \\ 0 & I & 0 \\ 0 & \phi_{B2} & T_2 \\ 0 & I & 0 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} \xi_1 \\ x_c \\ \xi_2 \end{bmatrix} = [T_p]\{y\} \tag{2.15}$$

식 (2.15)을 식 (2.13)에 대입하고, $\{T_p\}^T$를 곱하여 정리하면, 전계에 대한 축소 변환된 운동방정식이 얻어진다.

$$[\overline{M}]\{\ddot{y}\} + [\overline{K}]\{y\} = \{\overline{f}\} \tag{2.16}$$

여기서,

$$[\overline{M}] = [T_p]^T[M][T_p]$$

$$[\overline{K}] = [T_p]^T[K][T_p]$$

$$\{\overline{f}\} = [T_p]^T\{f\}$$

이상의 결합순서를 요약하면 다음과 같다.

1. 결합영역 c를 고정한 모드 $[\phi_{B1}]$, $[\phi_{B2}]$를 구한다.
2. Guyan의 정축소 변환행렬 $[T_1]$, $[T_2]$를 구한다.
3. $[T_p]$ 및 $[\overline{M}]$, $[\overline{K}]$를 구한다.
4. 고유치해석을 통해 고유진동수 및 $\{y\}$를 구한다.
5. 실좌표 변위 $\{x\}$를 구한다.

2.2 주파수 응답 함수[8][9]

유한 요소 모델로부터 얻은 전계의 운동방정식은 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \tag{2.17}$$

여기서 $[M]$은 계 전체의 질량행렬, $[K]$는 계 전체의 강성행렬이고, $\{x\}$, $\{\ddot{x}\}$는 각각 모든 절점 자유도의 변위 및 가속도 벡터이다.

강제진동인 경우, 조화가진력

$$\{f\} = \{F\}e^{j\omega t} \tag{2.18}$$

를 받는 계의 정상응답을

$$\{x\} = \{X\}e^{j\omega t} \tag{2.19}$$

라 하면, 식 (2.17)은 다음과 같다.

$$-\omega^2[M]\{X\} + [K]\{X\} = [F] \tag{2.20}$$

식 (2.20)를 고유치 해석하여, 고유진동수 ω_r, 고유모드 $\{\phi_r\}$, 모드 질량 m_r, 모드 강성 k_r 을 구한다. 여기서

$$\begin{aligned} m_r &= \{\phi_r\}^T[M]\{\phi_r\} \\ k_r &= \{\phi_r\}^T[K]\{\phi_r\} \end{aligned} \tag{2.21}$$

또한, 물리좌표계 $\{X\}$와 모드좌표계 $\{\gamma\}$와의 관계는 다음과 같다.

$$\{X\} = \sum_{r=1}^{N}\gamma_r\{\phi_r\} \tag{2.22}$$

식 (2.20)에 식 (2.21)와 식 (2.22)을 적용하면 r차의 모드좌표는

$$\gamma_r = \frac{\{\phi_r\}^T\{F\}}{k_r - \omega^2 m_r} \tag{2.23}$$

이 된다.

외력 $\{F\}$과 변위 $\{X\}$와의 관계는 모드행렬이 가지는 광의의 직교성(orthogonality)과 모드좌표계를 도입하여 구한다.

$$\{X\} = \sum_{r=1}^{N}\frac{\{\phi_r\}^T\{F\}\{\phi_r\}}{k_r - \omega^2 m_r} \tag{2.24}$$

가진점을 i, 응답점을 l 이라하고, 식 (2.24)를 입력 F_i와 응답 X_l사이의 관계를 나타내는 주파수 응답 함수로 표현하면 다음과 같다.

$$\frac{X_l}{F_i} = \sum_{r=1}^{N}\frac{\phi_{rl}\,\phi_{ri}}{k_r - \omega^2 m_r} \tag{2.25}$$

2.3 변형 및 운동에너지에 의한 기여도 해석[10][11]

전계의 모드에 대한 각 분계의 모드의 기여도는 에너지의 계산을 통하여 파악할 수 있다. 전계의 운동방정식에서 $x = Xe^{j\omega t}$라고 가정하면, 변형에너지 E_s와 운동에너지 E_k는 다음과 같다.

$$E_s = \sum\left[\frac{1}{2}kX^2\right] \tag{2.26}$$

$$E_k = \sum\left[\frac{1}{2}\omega^2 mX^2\right] \tag{2.27}$$

모드파라미터를 이용한 전계에 대한 r차 모드의 변형 및 운동에너지 E_{sr}, E_{sk}는 다음과 같이 표현된다.

$$E_{sr} = \frac{1}{2}k_r \tag{2.28}$$

$$E_{kr} = \frac{1}{2}\omega_r{}^2 m_r \tag{2.29}$$

분계의 변형에너지와 운동에너지는

$$E_{scr} = \frac{1}{2}\{\phi_{cr}\}^T[K_c]\{\phi_{cr}\} \tag{2.30}$$

$$E_{kcr} = \frac{1}{2}\omega_r{}^2\{\phi_{cr}\}^T[M_c]\{\phi_{cr}\} \tag{2.31}$$

식 (2.30)과 식 (2.31)로 표현된다.

전계의 r차 모드에 대한 각 분계의 변형에너지와 운동에너지 기여도는 전계의 r차 모드벡터중에서 분계의 자유도에 해당하는 모드벡터와 분계의 질량 및 강성을 이용하여 구한다. 각 분계의 변형에너지 기여도는 식 (2.28)에 대한 식 (2.30)의 비로써, 운동에너지 기여도는 식 (2.29)에 대한 식 (2.31)의 비로써 구한다.

3. 대형 구조물의 동특성 규명과 기여도 평가의 결과 및 고찰

3.1 단품의 유한 요소 모델

안테나 시스템은 강철과 알루미늄으로 구성되어 있으며, 유한 요소 해석 모델의 구성에 이용된 요소들의 물성치는 Table 3.1에 나타내었다.

수치해석을 위하여 안테나 시스템을 Subreflector struts, Backing structure & Main reflector surface panels, Center hub, Pedestal mount의 4개의 단품으로 분리하여 유한 요소 모델링하였고, 동특성 해석에 사용된 전체의 모델 및 각 단품의 모델을 Fig.3.1과 Fig.3.2에 나타내었다.

Subreflector struts는 타원형의 파이프로 구성되어 있으므로 모두 보요소로 모델링하였고, Subreflector struts와 Backing structure의 결합부위는 강결합으로 모델링하였다. Backing structure는 실제로 트러스 구조물로 되어 있으므로, 보요소로 모델링하였으며, 보요소로 치환된 부재는 축방향 및 굽힘모멘트를 전달하게 되어, 단면적과 면적 관성 모멘트까지를 고려하였다. 각 부재의 단면적과 면적 관성 모멘트 값의 차이가 실물과 적도록 모델링하였다. Main reflector surface panels은 Shell요소로 치환된 평판으로 모델링하여 두께를 고려하였다. Main reflector surface panels의 물성치는 알루미늄의 물성치를 사용하였다. Center hub는 408개의 평판요소로 형상을 단순화하여 모델링하였다. Pedestal mount는 I 형강, 중공 파이프로 구성되어 있으므로 단면보로 모델링 하였다.

3.2 분계 및 전계의 동특성 규명

구조물 분계 및 전계의 동특성 파악과 부분구조합성법을 이용한 해석 결과의 타당성을 검토하여 위하여 범용 구조해석 패키지인 MSC/NASTRAN을 이용하여 각 분계의 동특성 해석을 수행하고, 부분구조합성법을 이용한 해석 결과와 유한요소법에 의한 구조물의 일체 해석 결과를 비교하였다.

안테나 각 분계의 동특성 해석 결과를 Table 3.2에 나타내었고, 유한요소법을 이용한 구조물의 일체해석 결과와 부분구조합성법을 이용한 해석 결과를 Table 3.3에서 비교하였고, 안테나 일체해석의 주파수 응답 함수와 부분구조합성법을 이용한 해석의 주파수 응답 함수를 Fig.3.3에 나타내었다.

유한요소법을 이용한 구조물의 일체해석 결과와 부분구조합성법을 이용한 해석 결과를 비교한 결과, FEM 해석 결과와 CMS 해석 결과가 0.6 %의 오차로 잘 일치함으로 부분구조합성법를 이용한 해석 결과가 타당함을 알 수 있었다.

3.3 주파수 응답 함수에 의한 지배적 고유모드 파악

부분구조합성법을 이용한 해석 결과를 이용하여 구조물의 주파수 응답 함수와 모드 좌표를 구하여 구조물의 지배적인 고유모드를 추출하였다.

안테나 계의 주파수 응답 함수와 고유모드 성분으로부터 지배적 고유 모드 성분을 구하여, Fig.3.4에는 주파수 응답 함수를 Fig.3.5에는 Fig.3.4의 주파수 응답 함수에 대한 각각의 고유모드성분을 나타내었다. 안테나 구조물에 대하여 1차 모드가 가장 지배적인 영향을 주며, 3차와 6차 모드도 구조물에 많은 영향을 주었음을 알 수 있었다. 이 결과는 안테나 설계시, 안테나의 안정적인 운용을 위하여 최저 고유진동수를 높이는데 중점을 둔다[12][13]는 점과 일치함을 알 수 있었다.

3.4 변형 및 운동에너지 분포에 의한 분계의 기여도 규명

구조물의 진동상태 파악과 진동요인을 분석하기위하여 안테나 계의 각 고유모드에 대한 분계의 기여도를 파악하였다. 각 분계의 변형에너지와 운동에너지를 구하고, 전계에 대한 각 분계의 에너지 비를 구하여 각 분계의 기여도를 규명하였다.

전계에 대한 각 분계의 변형에너지 기여도를 Table 3.4와 Fig.3.6에 나타내었고, Table 3.5와 Fig.3.7은 전계에 대한 각 분계의 운동에너지 기여도를 나타낸다.

전계에 대한 각 분계의 변형에너지 기여도의 파악으로 구조물의 1,2,3차 모드의 경우, Pedestal mount 분계가 가장 기여를 많이 하였고, 4차 모드의 경우는 Subreflector struts 분계, 5차 모드의 경우는 Center hub 분계의 변형에너지 기여도가 큼을 알 수 있다. 또한 전계에 대한 각 분계의 운동에너지 기여도의 파악 결과, 운동에너지 기여도 측면에서 1,2,3차 모드에서는 Backing structure & Main reflector surface panels 분계가 가장 기여가 컸으며, 4,6차 모드는 Subreflector struts 분계, 5차 모드는 Center hub 분계의 운동에너지 기여가 높음을 알 수 있다.

4. 대형 구조물의 동특성 개선 결과 및 고찰

4.1 분계의 강성 변경에 따른 구조물의 동특성 변화 파악

구조물의 동특성 개선 대책안을 제시하기위하여, 구조물 각 분계의 기여도 파악 결과를 이용하여 관심 고유모드에 대해 변형에너지 분포가 큰 Pedestal mount 분계의 관성모멘트를 90% ~ 110% 변경시키면서 구조물의 동특성 변화를 파악하였다.

1차 모드에 대하여 변형에너지 분포가 큰 Pedestal mount 분계의 관성모멘트를 90% ~ 110%로 변경시키면서 해석한 결과를 Table 4.1과 Fig.4.1에 나타내었다.

해석 결과, Pedestal mount 분계의 관성모멘트를 증가시킴에 따라 전계의 1,2,3차 고유진동수는 높아졌고 4,5차 고유진동수는 변화가 거의 없음을 알 수 있다. 이는 Pedestal mount 분계의 강성이 구조물 전계의 동특성중 1,2,3차 모드에 영향을 끼치고 4,5차 모드에는 영향을 끼치지 않음을 의미한다.

4.2 분계의 질량 변경에 따른 구조물의 동특성 변화 파악

1차 고유모드에 대하여 운동에너지 분포가 큰 Backing structure & Mainreflector surface panels 분계의 질량을 변경시키면서 부분구조 변경에 따른 구조물의 동특성 변화를 파악하였다.

Table 4.2와 Fig.4.2는 Backing structure & Mainreflector surface panels 분계의 질량을 변경시키면서 구조물의 동특성 변화를 파악한 결과이다. 질량의 주요 인자인 밀도를 90% ~ 110%로 변경시켜가며 해석을 수행하였다.

분계의 질량을 증가시킴에 따라 1,2,3차 고유진동수가 낮아졌고, 4,5,6차 고유진동수는 변화가 없었다. 이 결과로부터 Backing structure & Mainreflector surface panels 분계의 질량은 1,2,3차 고유진동수에 큰 영향을 줌을 알 수 있었다.

4.3 분계의 강성 및 질량 변경에 따른 구조물의 동특성 변화 파악

1차 고유모드에 대하여 운동에너지의 기여도가 큰 Backing structure & Mainreflector surface panels 분계는 질량을, 변형에너지의 기여도가 큰 Pedestal mount 분계는 강성을 동시에 변경시켜가며 동특성 변화를 파악하여 구조물의 동특성 개선 대책안을 제시하였다.

Table 4.3와 Fig.4.3는 Backing structure & Mainreflector surface panels 분계의 질량과 Pedestal mount 분계의 강성을 변경시키면서 구조물의 동특성 변화를 파악한 결과이다. case 1은 질량과 강성을 변경시키기전의 결과이고, case 2는 질량 10% 감소, 강성 10% 증가, case 3는 질량 5% 감소, 강성 5% 증가, case 4는 질량 5% 증가, 강성 5% 감소, case 5는 질량 10% 증가, 강성 10% 감소 시켰을 경우의 해석 결과이다.

1,2,3차 고유진동수는 case 2와 case 5의 경우에 동특성의 변화가 켰고, 4,5,6차의 고유진동수는 어떤 경우도 변화가 없었다. 이상의 결과로 안테나 설계시, 안테나의 최저 고유진동수를 높이기 위해서는 Backing structure & Mainreflector surface panels 분계의 질량과 Pedestal mount 분계의 강성을 변경시키는 것이 효과적임을 알 수 있었다.

5. 결 론

본 연구의 구조물의 동특성 규명 및 동특성 개선 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 부분구조합성법을 이용한 해석 결과와 유한요소법을 이용한 구조물 전계의 해석 결과가 잘 일치함으로 부분구조합성법을 이용한 해석결과의 타당성을 검증하였다.

2) 주파수 응답 함수를 이용한 구조물에 지배적인 고유모드 파악과 각 분계의 변형 및 운동에너지 기여도 파악으로 지배적인 고유모드에 민감한 구조물의 분계를 파악하였다.

3) 지배적인 고유모드에 민감한 분계의 강성 또는 질량을 변경시켜 구조물의 동특성을 규명한 결과, 지배적인 고유모드에 민감한 분계가 동특성 개선을 위한 효과적인 구조변경 부위임을 검증하였다.

참고문헌

[1] 유병덕, 1989, "부분구조합성법을 이용한 구조물의 동특성 해석에 관한 연구", 한양대학교

[2] 이신형, 이장명, 1990, "부분구조합성법을 이용한 비선형 결합부 구조물의 동적 해석", 대한기계학회 논문집 제14권 제2호, pp. 324-330

[3] James W. Mar, Harold Liebowitz, 1969, "Radar Telescope System", The MIT PRESS

[4] Takashi Kitsuregawa, "Satellite Communication Antenna", Artech House

[5] 長松昭男, 大熊政明, 1991, "部分構造合成法", 培風館

[6] 長松昭男, 大熊政明, 1983, "部分構造合成法による振動解析(第1報, 基礎的檢討)", 日本機械學會論文集(C編), 49券 437號, pp. 3-11

[7] 長松昭男, 大熊政明, 1983, "區分モード合成法による振動解析(第4報, 固有振動數と固有モード-その2)", 日本機械學會論文集(C編), 49券 443號,pp1120-1127

[8] 長松昭男, 大熊政明, 1984, "區分モード合成法による振動解析(第5報, 強制振動その2)", 日本機械學會論文集(C編), 50券 450號, pp. 251-259

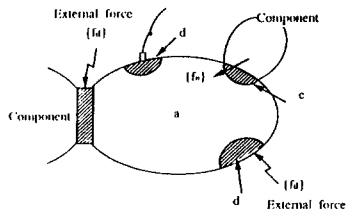
[9] 오재응, 1985, "구조물 모우드 해석의 기초와 응용", 희성출판사

[10] Nishioka,M. and Tomita,T.,1985, "Method of Large-scale Vibration Analysis of Vehicle Body Structure," 日本自動車技術會論文集, No.3, pp.68-75

[11] 임재문, 김민수, 이귀영, 1993, "부분구조합성법을 이용한 배기계의 진동해석", 대한기계학회논문집 제17권 제7호, pp. 1833-1840

[12] Robert S. Pinkham, Leo J. LaFrance, "The Structure Analysis of a Solar Furnace"

[13] Xu Qingyu, Luo Xiaoyu, Qiou Yang, "The Dynamic Analysis and Experimental Research of A Radar Antenna Frame"



interior region a

region b = jointing region c + external forcing & response region d

region e = interior region a + region d

Fig.2.1 Various regions of component

Table 3.1 Material properties of Antenna system

Item	Steel	Aluminium
E(Young's Modulus)	$2.1X10^8$ (kg/mms^2)	$2.1X10^9$ (kg/mms^2)
ν(Poisson's Ratio)	0.3	0.3
ρ(Density)	$7.85X10^{-6}$ (kg/mm^3)	$2.3X10^{-6}$ (kg/mm^3)

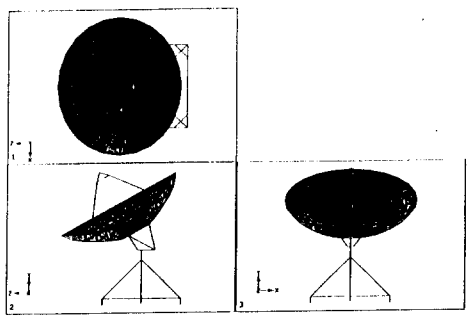
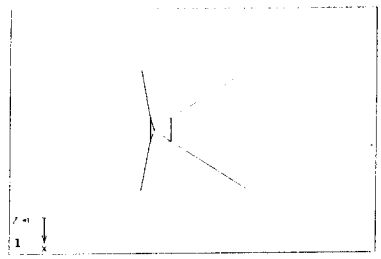
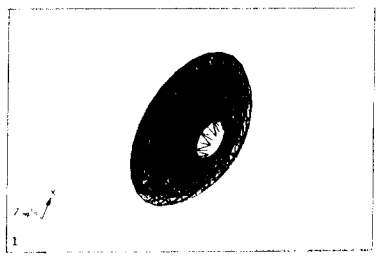


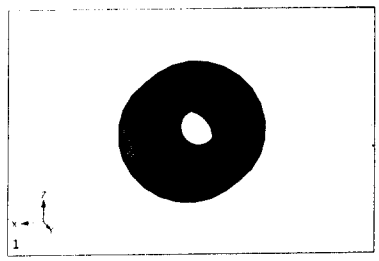
Fig.3.1 Finite Element model of total system



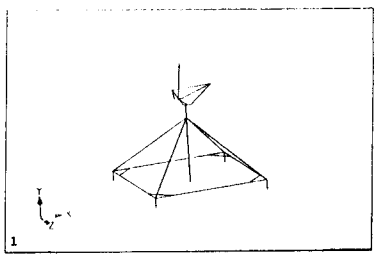
(a) Subreflector



(b) Backing structure & Reflector



(c) Center hub



(d) Pedestal mount

Fig.3.2 Finite Element model of each component system

Table 3.2 Natural frequencies of each component

COMPONENT	MODE (Hz)				
	1st	2nd	3rd	4th	5th
Subreflector struts	12.85	15.40	15.40	43.43	103.07
Backing structure & Main reflector surface panels	29.02	30.42	30.80	30.85	31.85
Center hub	13.04	21.22	21.22	26.25	39.73
Pedestal mount	23.32	28.33	28.33	32.66	37.40

Table 3.3 Comparison of natural frequencies of antenna system between CMS and conventional FEM

METHOD	MODE (Hz)				
	1st	2nd	3rd	4th	5th
FEM	4.65	5.57	5.94	12.14	12.81
CMS	4.62	5.60	5.92	12.14	12.81
ERROR(%)	0.6	0.5	0.3	0.0	0.0

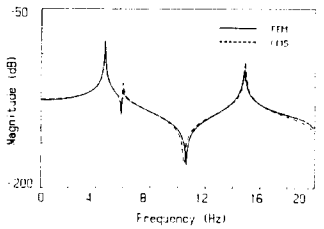


Fig.3.3 Comparison of frequency response function of antenna system between CMS and conventional FEM

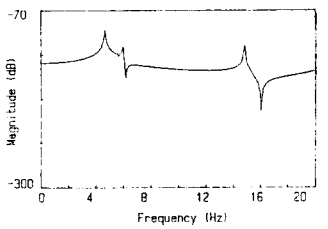


Fig.3.4 Frequency response function at exciting point 1000 & response point 1

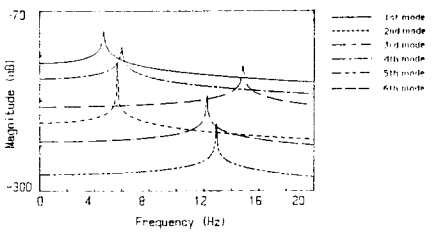


Fig.3.5 Modal coodinates at exciting point 1000 & response point 1

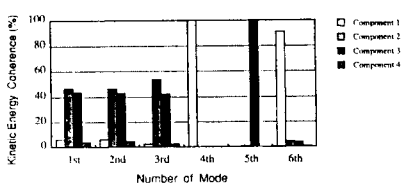


Fig.3.7 Kinetic Energy contribution of each component

Table 3.4 Strain Energy Coherence of antenna system (UNIT : %)

COMPONENT	NATURAL FREQUENCY					
	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th
Subreflector struts (Component 1)	15.16	10.21	9.18	89.17	1.21	34.19
Backing structure & Main reflector surface panels (Component 2)	18.71	3.30	13.45	10.21	4.46	2.91
Center hub (Component 3)	7.73	10.71	5.09	0.16	91.12	5.43
Pedestal mount (Component 4)	58.40	75.78	72.28	0.46	3.21	57.47

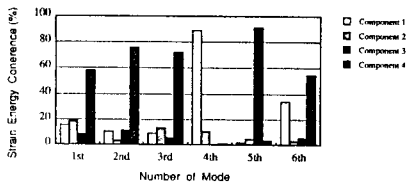


Fig.3.6 Strain Energy contribution of each component

Table 3.5 Kinetic Energy Coherence of antenna system (UNIT : %)

COMPONENT	NATURAL FREQUENCY					
	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th
Subreflector struts (Component 1)	5.98	6.22	2.35	99.71	0.26	90.99
Backing structure & Main reflector surface panels (Component 2)	46.61	46.18	53.87	0.25	0.61	4.18
Center hub (Component 3)	43.63	43.00	41.64	0.04	99.08	4.02
Pedestal mount (Component 4)	3.78	4.60	2.14	0.00	0.05	0.81

Table 4.1 Natural frequencies of system according to stiffness change

STIF. (%)	MODE (Hz)					
	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th
90	4.43	5.42	5.69	12.14	12.80	14.76
95	4.53	5.52	5.81	12.14	12.80	14.77
100	4.62	5.60	5.92	12.14	12.81	14.76
105	4.71	5.69	6.03	12.14	12.81	14.77
110	4.80	5.77	6.13	12.14	12.81	14.78

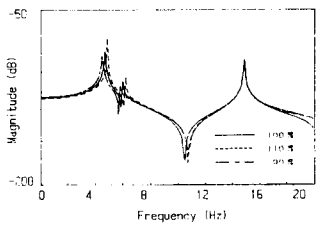


Fig.4.1 Frequency response function according to stiffness change

Table 4.2 Natural frequencies of system according to mass change

MASS (%)	MODE (Hz)					
	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th
90	4.82	5.83	6.22	12.14	12.81	14.79
95	4.72	5.71	6.06	12.14	12.81	14.78
100	4.62	5.60	5.92	12.14	12.81	14.76
105	4.53	5.50	5.79	12.14	12.80	14.76
110	4.45	5.40	5.67	12.14	12.80	14.75

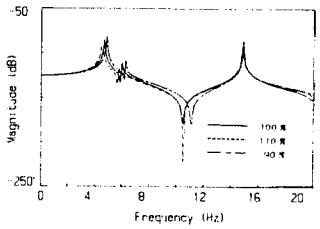


Fig.4.2 Frequency response function according to mass change

Table 4.3 Natural frequencies of system according to stiffness & mass change

CASE	MODE (Hz)					
	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th
case 1	4.62	5.60	5.92	12.14	12.81	14.76
case 2	5.00	6.00	6.44	12.14	12.81	14.80
case 3	4.81	5.80	6.17	12.14	12.81	14.78
case 4	4.44	5.41	5.68	12.14	12.80	14.76
case 5	4.27	5.22	5.45	12.14	12.80	14.74

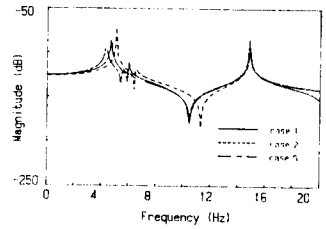


Fig.4.3 Frequency response function according to stiffness & mass change