

구조물 진동제어를 위한 민감도해석 및 최적설계

이 재 환, 이 광 한**, 송 의 준**

(Design Sensitivity Analysis and Optimal Design to
Control Forced Vibration of Structure)

(Jae-Hwan Lee, Kang-Han Lee, Eui-Joon Song)

1. 서 론

각종 기계류나 수송체에서 주기적으로 작동하는 엔진이나 fan, compressor 등의 기진력에 의해 발생하는 진동은[1] 여러 가지 문제점을 제시하고있다. 따라서 초기 설계 단계에서 변위, 응력 등의 진동 특성을 인지하여 문제를 정의하고 질량 변화, 강성도 변화등의 적합한 설계 방향을 결정하는 것이 바람직하다. 즉, 시스템의 어떤 설계변수(design parameter)가 요구되는 진동특성 변화에 민감한가를 결정하는 것이 필요하다. 따라서 설계 방향의 결정 및 최적설계를 위한 기초로 설계 민감도[2,3]를 고려할 수 있다. 근래 대부분의 기계 구조물 해석에 유한요소 모델이 사용 되며, 거대규모의 자동차, 선박, 항공기 모델이 슈퍼 컴퓨터 등을 이용 해석 설계되고 있다. 그러나 적합한 설계 기법이 정착되지 않은 경우에는 설계자의 경험과 인지 그리고 실험모델을 이용한 검증은 할 수 밖에 없으며 따라서 설계에 반영되는 시간(feed back)이 늦어지고 과다한 비용이 요구된다. 따라서 본 연구에서는 진동 해석을 위한 유한 요소법과 연계되어 보,판 그리고 복합구조물에 대한 정확하고 효율적인 민감도 계산이 수행되었다.

설계 민감도 해석 (Design Sensitivity Analysis:DSA)은 구조물의 거동특성과 설계변수의 상관관계를 나타내며 설계 변수의 분류에 의해 치수와 형상 DSA로, 방법에 따라 유한 차분법, 연속법, 해석법, 그리고 반해석법 등이 있으며 정적하중, 고유진동치, 동적하중[1]등의 선형과 비선형 해석에 적용된다. 구조물의 최적설계에서 이러한 민감도가 필요하며 주로 1차 미분값이 사용되고 계산정도와 정확도에 따라 방법마다 장단점이 있다. 국외에서 선형문제의 민감도 해석 분야에는 여러 연구가 수행되어 왔다[2,3]. 연속민감도 해석 기법도 유한요소법과 연계되어 큰 규모의 구조문제에 응용되어 왔다 [3~5]. 최적설계에 민감도가 필요하기 때문에 이 분야의 연구자들을 정리하여 발표된 문헌에서도 [6,7] 각 용도에 적합한 민감도 해석이 보여진다. 그러나 진동문제에서 대부분 최적설계에 중점을 두므로써 민감도 해석은 국외에서도 상세히 논의되지 않고 있다. 일반적 구조설계에 적용되던 진동특성에 관한 감도해석이[8,9] 선체설계에 적용되기 시작하여 선체의 보 모델 감도가 해석적 방법으로[10], 해석가능한 구조체에 대해서는 전달 매트릭스법과 유한요소-전달 매트릭스 방법에 의한 동특성 감도해석이 발표되었다[11,12]. 초기 설계 시 보 모델이나 해석가능한 구조물 진동에 대해서는 이와 같이 해석적 방법이 유효하나 복합선체진동이나 상부구조진동

경우 2~3차원 모델의 유한요소법이 사용됨에 따라 직접 미분법, 보조변수법, 유한차분법 등이 적용될 수 있게 되었다 [13]. 즉, 해석가능한 구조계에는 해석적 방법이, 설계변수가 매우 많은 경우에는 보조변수법이, 제한조건식이 많은 경우에는 직접미분법이 유효하며 상기한 방법들이 적용 불가능한 경우엔 유한차분법도 사용된다.

차량경우, 송척기[14]등은 자동차 현가계의 2자유도 1/4 선형역학모델을 진동수 영역에서 해석하고, 현가계의 질량과 강성을 설계변수로 하여 외력과 운동학적으로 가진된 계의 전달행렬에 대해 편미분으로 민감도를 산출하여 승차감 향상을 위한 제어 파라미터를 선정하였다. 오재용[15]등은 3개의 선형 스프링과 감쇠기로 모델링된 엔진마운트에 대해 유한차분법으로 감도해석을 한 후 스프링상수, 각도 등을 설계변수로 구조변경 시뮬레이션을 수행하였다. 지진동 차체설계를 위한 민감도 해석 적용 예로서 Ford 자동차 회사의 설계방향이 기술되었는데[16], 대형 유한요소 차체 모델에 NASTRAN으로 차체해석을, 현가장치 해석은 회사자체 프로그램으로 선체계의 진동특성을 구하고 이에 대해 민감도를 계산하는 과정이 소개되었다. 참고문헌[17]에서는 차량의 차체와 현가계를 보, 스프링, 감쇠기, 집중질량, rigid 요소등으로 모델링하여 타이어, 엔진, 브레이크 등에 의한 하중 상태에서 범용 유한요소 코드로 가속도 응답을 구한 후, 과도응답에 대해 영향을 주는 주요한 설계변수를 판정하였다. 또한 엔진 마운트계의 동특성을 규명하고 개선하는 연구가 최근 발표되었다 [18].

본 문에서는 조화기진력(harmonic force) 하에서 보조변수법을 적용한 연속법이 사용되어 선형구조물의 변위, 응력에 대한 치수 설계 민감도가 계산되었다. 또한 최적설계가 조화하중의 경우에 시도되어 주어진 제한조건들을 만족하며 최소중량이 계산되었다.

2. 조화진동의 연속체 운동방정식

본 문에서는 보조변수법을 이용하여 복합구조물(built-up structure)의 기본요소인 봉/보, 막/판 등 구조요소의 강제조화진동에 관한 민감도 해석이 정립되었고 예제로서 이들로 구성된 3차원적 복합 구조물에 대해 민감도 계산이 수행되었다. 구조물 진동해석에는 범용 유한요소 코드인, NASTRAN이 사용되었고 강제조화진동시 발생하는 변형 등을 제한조건으로 설계변수는 보의 휨, 비틀 강성도, 막/판의 두께 등이 고려되었다.

* 충남대학교 선박해양공학과

** 충남대학교 대학원

에너지 형태의 기본방정식

강제 조화운동시 연속체(continuum structure)의 선형운동 방정식은 다음과 같이 표시된다.

$$m(x, u) \ddot{z}(x, u, t) + c(x, u) \dot{z}(x, u, t) + k(x, u) z(x, u, z) = F(x, u, t), \quad x \in \Omega, t \quad (1)$$

m, c, k는 질량, 감쇠, 강성으로 설계변수 u와 공간좌표 x의 함수이고 Ω 는 구조물의 영역(domain)이며 진동응답 z는 x, u, t의 음함수가 된다. 운동방정식 식(1)에서 조화운동의 시간 t를 소거하기 위해 식(2)의 기계임피던스 방법을 도입하면 x와 u로 된 운동방정식 식(3)이 유도된다.

$$z(x, u, t) = z(x, u) e^{i\omega t} \quad (2)$$

$$F(x, u, t) = f(x, u) e^{i\omega t}$$

식(3)에서 구조응답 z는 복소수 변위를 나타낸다.

$$-\omega^2 m(x, u) z(x, u) + i\omega c(x, u) z(x, u) + K(x, u) z(x, u) = f(x, u) \quad (3)$$

식(2,3)은 가상변위 z가 사용되어 에너지 형태의 적분함수로 변환이 된다.

$$a_u(z, \bar{z}) = \int \int_{\Omega} [-\omega^2 m(x, u) z + i\omega c(x, u) z + k(x, u) z] \bar{z} d\Omega \quad (4)$$

$$I_u = \int \int_{\Omega} f \bar{z}(x, u) d\Omega$$

식(4)에서 \bar{z} 는 가상변위의 공액(conjugate) 변위이고 I_u 는 가상일을 의미한다. 구조 감쇠(structural damping)가 있는 구조물에 대한 기본방정식은 다음과 같다.

$$a_u(z, \bar{z}) = \int \int_{\Omega} [-\omega^2 m(x, u) z + (1+i\omega)c(x, u) z] \bar{z} d\Omega \quad (5)$$

$$= \int \int_{\Omega} f \bar{z}(x, u) d\Omega = I_u(\bar{z})$$

유한요소법을 사용하여 연속체 방정식을 이산화할 경우 식(1)은 행렬식으로 표시된다. 유한요소법으로 이산화된 강성, 질량, 감쇠행렬을 직접 연립방정식 해법으로 풀어 진동응답을 구하는 방법으로 [19] 조화진동시 식(1)은 행렬 K, M, C와 벡터 z, f와 함께 다음이 된다.

$$[K - \omega^2 M + i\omega C] z = f \quad (6)$$

3. 치수 민감도 해석

3.1 민감도 해석 변분식

설계변수에는 보의 단면적, 강성도, 판재 두께 등의 수치변수와 질량의 위치, 형상변화 등에 관한 형상변수, 재료 물성치변수 등이 있다. 상기 기본방정식에서 진동응답 z에 대한 수치설계변수 u의 변분을 고려한다면 다음 식이 된다.

$$a_u(z', \bar{z}) = a'_{su}(z, \bar{z}) = I'_{su}(\bar{z}) \quad (7)$$

여기서 z'는 설계변수 u의 음함수이고 δ_u 는 설계변수에 대한 변분이며 외력이 설계변수의 함수가 아닌 경우 우변은 소멸된다. 식(7)은 다시 아래와 같이 표현된다.

$$a_u(z', \bar{z}) = I'_{su}(z, \bar{z}) - a'_{su}(z, \bar{z}) \quad (8)$$

$$I'_{su}(\bar{z}) = \int \int_{\Omega} f_u \bar{z} \delta u d\Omega \quad (9)$$

$$a'_{su}(z, \bar{z}) = \int \int_{\Omega} [-\omega^2 m_u z + i\omega c_u z + k_u z] \bar{z} \delta u d\Omega \quad (10)$$

여기서 하첨자 u는 m, c, k에 대한 방향도함수를 의미한다. 변위, 응력과 같은 제한함수를 일반식으로 표현하면

$$\Psi = \int \int_{\Omega} g(z, \nabla z, u) d\Omega \quad (11)$$

이 제한함수에서 설계변수에 대한 변분을 시도하면 식(12)가 된다.

$$\Psi' = \int \int_{\Omega} (g_z z' + g_{\nabla z} \nabla z' + g_u \delta u) d\Omega \quad (12)$$

이러한 음함수에 대한 미분을 직접 시도할 수 없으므로 다음과 같은 보조방정식 식(13)을 이용하게 된다.

$$a_u(\bar{\lambda}, \lambda) = \int \int_{\Omega} (g_z \bar{\lambda} + g_{\nabla} \nabla \bar{\lambda}) d\Omega \quad (13)$$

이때 가상 보조변위는 임의의 변위로 바뀔 수 있으므로 z'에 대한 식이 형성된다.

$$a_u(z', \lambda) = \int \int_{\Omega} (g_z z' + g_{\nabla z} \nabla z') d\Omega \quad (14)$$

식(13)의 가상변위에 보조변위 λ 를 대입하면 식(15)가 되며

$$a_u(z', \lambda) = I'_{su}(\lambda) - a'_{su}(z, \lambda) \quad (15)$$

식(14)와 (15)의 좌변이 같으므로 다음과 같이 된다.

$$\int \int_{\Omega} (g_z z' + g_{\nabla z} \nabla z') d\Omega = I'_{su}(\lambda) - a'_{su}(z, \lambda) \quad (16)$$

따라서 제한함수 Ψ 에 관한 변분식이 유도된다.

$$\Psi = I'_{su}(\lambda) - a'_{su}(z, \lambda) + \int \int_{\Omega} g_u \delta u d\Omega$$

$$= \int \int_{\Omega} f_u \delta u \bar{\lambda} d\Omega - \int \int_{\Omega} [-\omega^2 m_u z + i\omega c_u z + k_u z] \bar{\lambda} \delta u d\Omega \quad (17)$$

$$+ \int \int_{\Omega} g_u \delta u d\Omega$$

3.2 봉/보 설계요소

구조물을 형성하는 기본 설계요소인 봉/보와 막/판에 대해 에너지 형태의 기본 방법식을 유도한 후, 이의 변분을 취하여 민감도 식을 유도한다. 봉 구조는 굽힘(bending)이 없으므로 수치변수로 단면치수(높이, 반경 등)를 고려할 수 있고 보인 경우는 단면치수와 각 방향의 굽힘강성 이차모멘트, 비틀림 이차 모멘트 등이 고려된다. 구조감쇠가 있는 경우 기본방정식은 다음과 같으며 봉요소로 구조해석을 할 경우는 굽힘과 비틀, 전단영향이 제외되어야 한다.

$$a_u(z, \bar{z}) = \int_0^L [-\omega^2 \rho (A z \bar{z} + J z_{,32} \bar{z}_{,3,2}) dx_1$$

$$+ (1+i\omega) \int_0^L (EA z_{,11} \bar{z}_{,1,1} + EI_3 z_{,2,11} \bar{z}_{,2,1,1}$$

$$+ k_2 GA \gamma_2 \bar{\gamma}_2 + EI_2 z_{,3,11} \bar{z}_{,3,1,1} + k_3 GA \gamma_3 \bar{\gamma}_3$$

$$+ GJ z_{,3,12} \bar{z}_{,3,1,2}) dx_1 \quad (18)$$

$$= I_u(\bar{z})$$

식 (18)에서 I_2 와 I_3 는 굽힘 이차 모멘트, J는 비틀림 모멘트, k_2 와 k_3 는 전단계수를 의미하며, 식(18)의 변분식을 유도하여 식(17)에 대입한 후 제한함수인 변위, 응력에 대한 민감도를 계산한다.

3.3 막/판 설계요소

막과 판 요소는 구조해석 시 굽힘의 존재여부에 의해 결정되며 수치설계 변수로 판의 두께 h 를 고려할 수 있다. 에너지 형태의 기본방정식은 다음과 같다.

$$a_u(z, \bar{z}) = \int \int_{\Omega} -\omega^2 m z \bar{z} d\Omega + (i+i\phi) \int \int_{\Omega} [h \sum_{i,j=1}^2 \sigma^{ij}(v) \varepsilon^{ij}(\bar{v}) + \frac{h}{3} \sum_{i,j=1}^2 \sigma^{ij}(z_3) \varepsilon^{ij}(z_3)] d\Omega = \int \int_{\Omega} \sum_{i=1}^3 f_i \bar{z}_i d\Omega + \int_{\Gamma} \tau \bar{v} d\Gamma \quad (19)$$

여기서 평면변위 $v = [z_1, z_2]^T$ 이고 z_3 는 측면변위를 나타낸다. 막 요소인 경우는 평면변위의 에너지 부분만 포함된다. 식(19)에서 설계변수인 판 두께 h 에 대해 일차변분을 취한 후 식(17)에 대입하여 제한함수에 대한 민감도를 계산한다.

4. 민감도 계산 및 고찰

4.1 치수민감도 계산

본 연구의 구조진동해석 경우 MSC/NASTRAN version 66B에서 조화 진동해석 solution method는 108번(direct frequency response method)이 사용되었으며 민감도 계산은 personal computer 486에서 수행되었다. 각 예제에서 민감도는 Ψ' 로 표시되고 정확도는 유한차분법에 의한 결과 $\Delta\Psi$ 와 비교함으로써 입증되었다. Ψ' 은 각 변수의 민감도에 변분치 δu 를 곱하여 합산된 값이고 $\Delta\Psi = [\Psi(u+\delta u) - \Psi(u-\delta u)]/2$ 로써 유한 차분법으로 계산된 민감도 값이며 $\Psi(u+\delta u)$ 는 모든 변수가 1% 증가된, $\Psi(u-\delta u)$ 는 1% 감소된 구조해석 결과이다. $\Psi'/\Delta\Psi$ 가 100% 임은 연속법에 의한 민감도가 유한차분법 결과가 일치함을 의미한다. 구조물의 진동변위에 대한 민감도 해석은 [19,20]에 발표되었다. 봉/보, 막/판 기본부재 민감도해석과, 선체구조에서 판두께를 설계변수로 하여 변위, 가속도에 관해 선체를 구성하는 side shell, bottom plate, upper deck 부재별 민감도가 계산되었고, 진동저감 설계방향이 제시되었다. 본문에서는 부재의 응력을 제한함수로 하여 다음과 같은 예제들의 치수 설계 민감도 해석이 수행되었다.

봉구조 응력 민감도

Fig. 1의 three-bar 봉구조에서 각 요소에 생기는 축응력은 다음과 같다

$$\Psi = \int g(\sigma) dx = \int_0^L E z_{1,1} m_p dx \quad (20)$$

치수 설계변수를 각 요소의 단면적으로 할 때 응력에 관한 민감도가 계산되어 Table 1에 있으며 정확도는 유한차분 결과와 비교되었다. Table 1에서 외력의 크기는 $F = 20,000$ lb이고 기진 진동수는 5, 6Hz인 1번 요소에 대한 응력에 대해 설계 요소의 민감도가 계산된 후 합쳐져 Ψ' 으로 되고 설계변수 1% 증가, 감소시의 유한차분 결과 $\Delta\Psi$ 와 비교되었다. 결과는 100%로 정확한 민감도가 계산되었다.

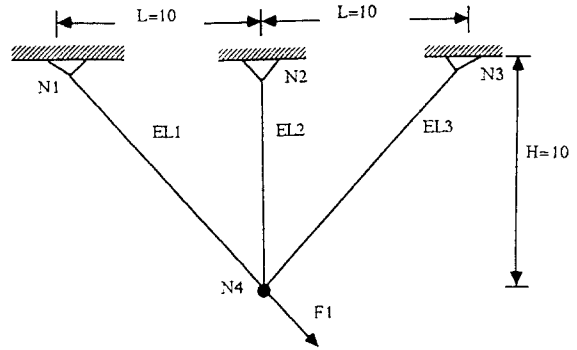


Fig. 1 Three-bar Truss Structure

Table 1 Design Sensitivity of Stress of Three-Bar

| Hz | No. | $\Psi(u-\delta u)$ | $\Psi(u+\delta u)$ | $\Delta\Psi$ | Ψ' | $\frac{\Psi'}{\Delta\Psi}$ |
|-----|-----|--------------------|--------------------|--------------|----------|----------------------------|
| 5.0 | 1 | 0.150E+5 | 0.147E+5 | -.148E+3 | -.148E+3 | 100.1 |
| 6.0 | 1 | 0.151E+5 | 0.147E+5 | -.148E+3 | -.148E+3 | 100.1 |

보구조 응력 민감도

Fig. 2와 같은 보에 발생하는 응력은 x축 방향 인장/수축 응력과 y,z축 방향 굽힘응력으로 구성되어 식은 다음과 같다.

$$\Psi = \int g(\sigma) dx = \int_0^L E(z_{1,1} - \frac{h}{2} z_{3,11} - \frac{b}{2} z_{2,11}) m_p dx \quad (21)$$

하중 크기가 100. lb이고 진동수가 5, 6Hz, 구조물 치수단위는 in.이며 5개 요소로 된 강구조에서 하중이 y축 방향으로 작용할 때, y축 방향의 굽힘응력이 존재한다. 요소 1번의 응력에 대해 설계변수를 각 요소의 굽힘 관성모멘트 I_{zz} 로 하여 민감도 해석을 수행하였고, Table 2에 민감도 Ψ' 는 유한차분 결과 $\Delta\Psi$ 와 비교되어 정확한 결과가 얻어졌다.

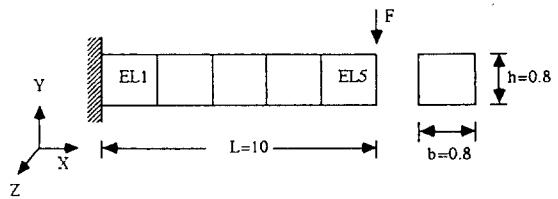


Fig. 2 Simple Beam Structure

Table 2 Design Sensitivity of Stress of Simple Beam

| Hz | No. | $\Psi(u-\delta u)$ | $\Psi(u+\delta u)$ | $\Delta\Psi$ | Ψ' | $\frac{\Psi'}{\Delta\Psi}$ |
|-----|-----|--------------------|--------------------|--------------|-----------|----------------------------|
| 5.0 | 1 | 0.106E+5 | 0.104E+5 | - .110E+3 | - .109E+3 | 99.6 |
| 6.0 | 1 | 0.106E+5 | 0.104E+5 | - .110E+3 | - .109E+3 | 99.6 |

막구조 응력 민감도

선박구조설계에서 많은 경우 판에 발생하는 평면응력이 일부 국부적 굽힘응력보다 주요한 제한조건으로 간주되고 있다. 이러한 평면응력에 대해 판두께의 민감성이 3절에서 제시된 연속법으로 계산되었다. Fig. 3의 강부재는 100개의 막요소로 구성되었고 두께는 0.1 in.이며 요소의 응력성분은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sigma^{11} &= \frac{E}{2(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial z_1}{\partial x} + \nu \frac{\partial z_2}{\partial y} \right) \\ \sigma^{22} &= \frac{E}{2(1-\nu^2)} \left(\nu \frac{\partial z_1}{\partial x} + \frac{\partial z_2}{\partial y} \right) \\ \sigma^{12} &= \frac{E}{(1+\nu)} \left(\frac{\partial z_2}{\partial x} + \frac{\partial z_1}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (22)$$

크기 100000 lb인 x방향 외력이 작용할 때 응력 σ^{11} 값이 제일 크므로 이에 대한 민감도 계산이 수행되었다. 요소 1번에 대해 판두께 t를 설계변수로 하여 계산된 민감도 결과가 Table 3에 있으며 설계변수 1% 변화에 대해 유한차분 결과와 일치함을 알 수 있다. Table 3의 Ψ' 는 Fig. 4에 나타난 각 요소의 민감도에 설계변분치 $\delta t = 0.01t$ 를 곱한 후 모두 합한 값이다. 이 값의 의미는 현재 1번 응력이 약 0.22317E3 일때 설계변수인 두께를 1% 증가하면 응력이 -.223E1만큼 감소하고 두께를 1% 감소시키면 0.223E1만큼 증가한다는 구조 해석적 의미를 담고있다. 유한요소 1번에 대해 전체 유한요소의 민감도 값이 Fig. 4에 있으며 경계쪽으로 갈수록 설계변수인 두께의 영향력이 큰 것을 알 수 있다.

Table 3 Design Sensitivity of Stress of Membrane

| Hz | No. | $\Psi(u-\delta u)$ | $\Psi(u+\delta u)$ | $\Delta\Psi$ | Ψ' | $\frac{\Psi'}{\Delta\Psi}$ |
|-----|-----|--------------------|--------------------|--------------|-----------|----------------------------|
| 5.0 | 1 | 0.225E+3 | 0.229E+3 | - .223E+1 | - .223E+1 | 99.0 |
| 6.0 | 1 | 0.225E+3 | 0.221E+3 | - .223E+1 | - .223E+1 | 99.9 |

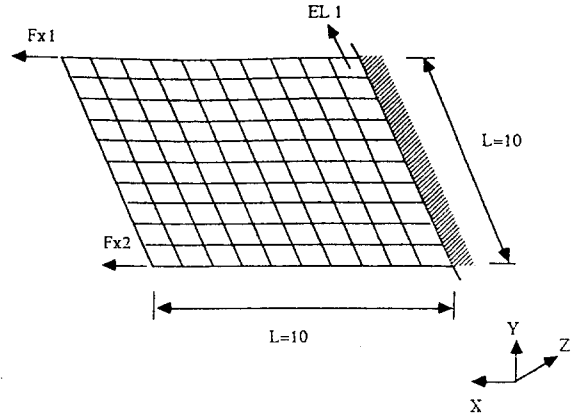


Fig. 3 Membrane Structure

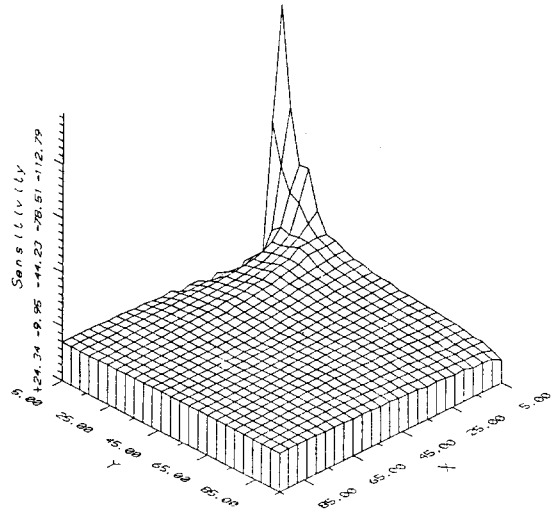


Fig. 4 Plot of Stress Design Sensitivity of Membrane

5. Truss 최적설계

Fig. 1에 있는 three-bar 강구조 문제는 구조최적화의 기본적 예제로 사용되는 것으로 정적하중에 대한 결과는 많이 [21,22] 있으나, 본 문에서는 외력이 조화진동인 경우에 대한 최적설계가 시도되었다.

5.1 최적화 문제

이 구조는 대칭을 유지하는 제한조건을 갖고 있어 요소 1번과 3번의 단면적은 동일하며 ($A1=A3$) 설계변수는 각 요소의 단면적이다.

- 목적 함수 : 최소 중량

$$OBJ = \sqrt{2}A1 + \sqrt{2}A3 + A2$$
- 제한 함수 : 요소의 응력

$$0 < \sigma_i < 20,000 \quad i = 1, 2$$
- 설계 변수 : 요소의 단면적

$$0.01 < A1 = A3 \quad , \quad A2 < 10$$

초기값 $A1 = A2 = A3 = 1 \text{ in}^2$
- 외력 : $F_1 = 20,000e^{i\omega t}$ lb, $\omega = 2\pi f$

외력 주기 $f = 5\text{Hz}$

5.2 최적화 알고리즘

본 예제에 사용된 최적화 알고리즘은 Zoutendijk[34]에 의해 제안된 Feasible Direction 방법이다. 이에 대한 개요는 다음과 같다[22-24]. 이 방법은 목적함수의 감소를 유지하며 feasible점에서 개선된 feasible 점으로 나가는 알고리즘이다(Fig. 5). 개선된 설계방향은 LP(Linear Programming)에 의해 찾아지고 비등제한함수를 위주로하며 등제한함수에는 벌칙항을 사용하였으나 개선된 방법이 근래에 사용되고 있다.

$$\text{Max. } \beta \quad (23)$$

subject to

$$\nabla f \cdot d^T + \beta \leq 0 \quad (24)$$

$$\nabla g^i \cdot d + \theta_j \beta \leq 0, \text{ for } i \in I_2, \theta_j \geq 0 \quad (25)$$

$$-1 \leq d_j \leq 1 \quad (26)$$

push-off factor 인 $\theta_j=0$ 인 경우는 j th 제한함수의 접선방향으로 나아가고(즉 등제한 함수 경우) θ_j 가 큰 값 일때는 제한함수와 설계방향사이 각도가 크게 나가기로 비선형성이 높은 함수에 적합하다. 문제는 θ_j 를 결정하는데 어려움이 있어서 사용자의 경험이 필요하다. $\beta > 0$ 인 경우는 개선된 feasible 점을 찾았음을, $\beta=0$ 은 K-T (Kuhn-Tucker) 조건을 만족함을 의미한다. One-dimensional serch(Fig. 12)에는 polynomial interpolation방법이 사용되었다. LP인 Simplex 방법으로 탐색방향 d 가 찾아지므로 계산시간이 과다한 문제가 있으나 제한함수가 있는 비선형 공학문제에 많이 사용되고 있으며 최근에는 infeasible 영역에서도 출발하는 Modified Feasible Direction 방법도 사용되고 있다. Three-bar 문제의 경우는 시작점이 feasible 영역내인 기본문제이므로 Feasible Direction 방법이 사용되었다.

5.3 최적화 결과

Fig. 1의 truss 구조물에서 단면적 $A1=A3$ 이므로 $A1$ 과 $A2$ 를 설계변수로 구조물의 중량을 최소화하는 truss의 단면적을 결정하였다. 설계방향(serch direction)의 결정에는 본문에서 계산된 설계민감도가 사용되었으며, 목적함수의 값과 이를 최소화하는 설계변수의 계산결과는 Table 4에 보이는 바와 같이 3회 반복에 의해 최적화에 도달했으며(즉, 민감도 해석은 3회) One-dimensional 탐색은 8회이고 이 최소값은 국부최소점(local optimum)에 해당된다. 설계변수와 중량변화는 Fig. 6에 나타나 있다.

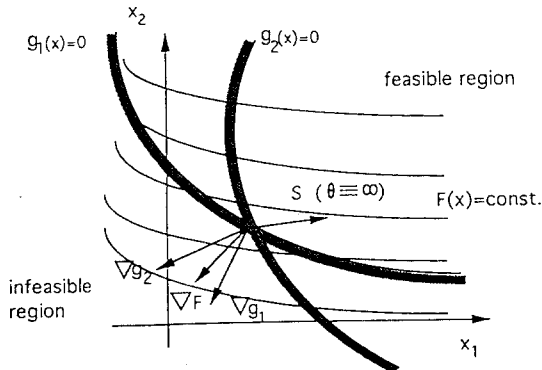


Fig. 5 Feasible Direction

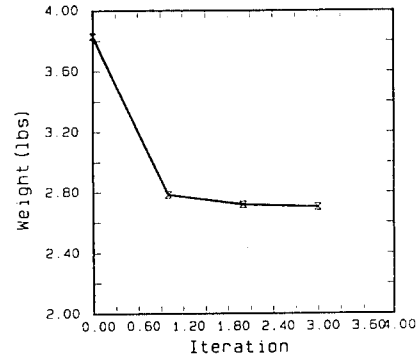
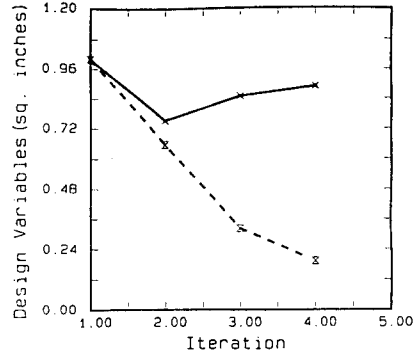


Fig. 6 Three Bar Baseline Optimization Results

Table 4 Design Variable and Object Function History

| 설계 변수 I.D. | 초기값 | 1 | 2 | 3 |
|------------|--------|--------|--------|--------|
| 1 | 1.0 | 0.7513 | 0.8472 | 0.8868 |
| 2 | 1.0 | 0.6573 | 0.3220 | 0.1938 |
| 3 | 1.0 | 0.7513 | 0.8472 | 0.8868 |
| 목적함수(중량) | 3.8284 | 2.7825 | 2.7185 | 2.7021 |

6. 결 언

- (1) 범용화된 유한요소법(NASTRAN)과 연결되어 조화진동 구조해석이 후, 여러 구조의 응력에 대해 치수 설계변수의 민감도가 계산되었다. 경계조건이나 하중상태에 관계없이 조화진동해석이 된 후, 민감도계산이 되므로 복합 구조물에 대한 민감도 해석에 적용 될 수 있다.
- (2) 1차 변분으로 계산된 정확한 민감도로 적절한 범위 내에서 설계변수를 증감하여 진동 응력을 예측하게 됨으로 효과적인 재해석이 수행될 수 있다.
- (3) 정확히 계산된 민감도가 활용되어 조화진동 구조물에 대한 최적화 계산이 이루어졌다. 설계변수는 truss의 단면적, 목적함수는 중량, 제한함수는 응력인, 비선형 제한함수의 최적화가 Feasible Direction 방법으로 수행되었다.

참고문헌

- (1) Crede, C., Shock and Vibration Concepts in Engineering Design, Prentice-Hall, NJ, 1965 .
- (2) Adelman, H. M. and Haftka, R. T., "Sensitivity Analysis for Discrete Structural Systems," AIAA Journal, Vol. 24, No. 5, pp. 814-831, May 1986.
- (3) Haug, E. J., Choi, K. K., and Komkov, V., Design Sensitivity Analysis of Structural Systems, Academic Press, New York, 1986.
- (4) Dopker, B., Choi, K. K., Lee, J. H., "Design Sensitivity Analysis using EAL: Part1. Conventional Design Parameters," Technical Report 86-2, CAD Center, U of Iowa, 1986.
- (5) Choi, K. K. and Seong, H. G." Design Component Method for Sensitivity Analysis of Built-up Structures", J. of Structural Mechanics, Vol. 14, No.3, pp. 379-399, 1986.
- (6) Haug, E. J., and Cea, J., eds., Optimization of Distributed Parameter Structures, Sijthoff & Noordhoff, Alphen aan den Rijn, The Netherlands, 1980.
- (7) Pierson, B. L., "A Survey of Optimal Structural Design Under Dynamic Constraints," I. J. for Numerical Methods in Engineering, Vol. 4, pp. 491-499, 1972.
- (8) Choi, K. K. and Lee, J. H., "Siring Design sensitivity Analysis of Dynamic Frequency Response of Vibrating Structures", J. of Mechanical Design, Vol. 114, No. 1 1992.
- (9) 허주호, "동특성 민감도 합성법과 그 응용", 대한조선학회 논문집, 제29권 제2호, 1992, 5.
- (10) 허영철, 정태영, 김극천, "선체 저차고유진동수의 감도", 대한조선학회 논문집, 제28권 제 1호, 1991, 4.
- (11) 조대승, 김극천, "전단 매트릭스법 및 유한요소-전달 매트릭스 결합방법에 의한 구조계의 동특성 감도해석", 대한조선학회 논문집, 제29권 제1호, 1992, 3.
- (12) 조대승, 전단 매트릭스법 및 유한요소-전달 매트릭스 결합방법에 의한 구조계의 동특성 감도해석", 서울대학교 공대 박사학위논문, 1991.[나] 민감도 해석
- (13) 이재환, "설계민감도 해석", 대한조선학회지, 제28권 제3호, 1991, 9.
- (14) 송척기, 박호, 오재용, 염성하, "민감도 해석에 의한 자동차 현가 장치의 성능 개선에 관한 연구", 대한기계학회논문집, 제14권, 제6호, PP.1464-1473, 1990
- (15) 오재용, 이정운, 강희종, 최상렬, "엔진 마운트 계의 동특성 개선을 위한 공유모드 감도해석 및 구조변경", 대한기계학회, 추계학술대회논문집, 1991, 11.
- (16) 이재환, "저진동 자동차 설계를 위한 민감도 해석 활용", 한국자동차공학회, 차체차량동력학부문 학술강연초록집, 1992, 5.
- (17) 이승섭, 최천, "승합차량의 승차감 개선을 위한 진동저감에 관한 연구", 한구자동차공학회, 춘계학술대회, 1992, 6.
- (18) 오재용, 최상렬, 조준호, 이정환, 박호, "감도해석법을 이용한 엔진 마운트계의 동특성 규명 및 개선", 한국소음진동공학회, '92추계학술대회논문집, 1992, 11.
- (19) 이재환, "수송체 구조물의 진동 특성에 관한 설계 민감도 해석", 한국소음진동공학회 추계연구발표회, 1992, 11.
- (20) 이재환, 이광한, "설계민감도를 이용한 선체구조물의 조화진동저감", 대한조선학회 춘계연구발표회, 1993, 4.
- (21) Kirsch Uri, Optimum Structural Design, McGraw-Hill, NY, 1981.
- (22) Zoutendijk, G., Method of Feasible Direction, Elsevier, Amsterdam, 1960.
- (23) Lee, J. H., An Interactive Procedure for Numerical Design Optimization, Master Thesis, NJIT, 1983.
- (24) Arora, J. S., Optimum Design, McGraw-Hill, NY, 1989.

후기: 본 연구는 한국과학재단 핵심연구과제 No. 921-0900-028-2 결과입니다. 지원해 주신 과학재단 관계분들에게 감사를 드립니다.