

수송체 구조물의 진동특성에 관한 설계민감도해석

Design Sensitivity Analysis for the Vibration Characteristics of Vehicle Structure

이 재 환*
Lee, J. H.

요 약

선박, 자동차, 항공기 등 수송체 구조해석에 유한요소법이 사용됨에 따라 초기 설계 후 대형 복합구조물의 해석이 ANSYS, NASTRAN 등의 범용 유한요소 코드에 의해 수행되고 있다. 설계변경을 시도할 때 설계자의 경험과 인지만으로 대형 구조물의 성능변경을 예측하기는 어렵다. 비록 대형 컴퓨터의 사용으로 구조 재해석이 용이하나 정량적 및 이론적 설계수정방향 없이는 인력과 계산시간 소모를 초래하고 때로는 시간제약으로 충분한 재해석을 못할 수가 있다. 이때 긴요하게 사용될 수 있는 정보는 민감도로서 설계변수 변화에 대한 구조응답 변화를 수치적으로 나타내므로 설계변경에 도움을 줄 수 있다. 본 논문에서 계산된 정확한 민감도는 선체데크구조와 수송체구조물 프레임 강성도를 설계 변수로 하였으므로 구조물 진동저감 설계에 사용될 수 있다. 즉 유한요소법에 의한 구조 재해석에 의하지 않고 민감도 값으로 구조 진동변위 증감을 예측할 수 있음이 예제로 보여지고 있다.

Abstract

Design sensitivity analysis method for the vibration of vehicle structure is developed using adjoint variable method. A variational approach with complex response method is used to derive sensitivity expression. To evaluate sensitivity, FEM analysis of ship deck and vehicle structure are performed using MSC/NASTRAN installed in the super computer CRAY2S, and sensitivity computation is performed by PC. The accuracy of sensitivity is verified by the results of finite difference method. When compared to structural analysis time on CRAY2S, sensitivity computation is remarkably economical. The sensitivity of vehicle frame can be used to reduce the vibration responses such as displacement and acceleration of vehicle.

1. 서 론

설계민감도해석(DSA)은 설계변수의 분류에 의해 치수(Sizing)와 형상(Shape) DSA로, 방법에 따라 유한차분법, 연속법, 해석법, 그리고 반해석법등이 있으며 정정하중, 고유진동치, 동적하중

등의 선형과 비선형 해석에 적용된다[1-2]. 연속법은 유한요소 강성행렬에 대한 미분없이 구조해석 결과를 활용함으로써 범용 유한요소코드인 EAL, NASTRAN, ANSYS 등과 체계적으로 연결되어 정적 구조물에 대해 연구발표되어 왔다 [3-5].

* 정회원, 충남대학교 선박해양공학과, 조교수

이 논문에 대한 토론을 1994년 9월 30일까지 본 학회에 보내 주시면 1995년 3월호에 그 결과를 게재하겠습니다.

근래 2차원 단순구조물에 대한 진동민감도해석이 발표되었다[6]. 본 연구에서는 문헌[6]의 내용에 기초하여 거대, 복합 구조물에 대한 민감도 해석을 위하여 다음 사항을 고려하였다. 선체·차체 등 판구조에 보가 결합된 경우 두 부재의 중립축이 대개 일치하지 않는다. 따라서 유한요소 해석에서 부재 중립축을 연결하는 offset 벡터가 사용되며, 해석후 판부재 중립축의 변위로부터 offset 벡터로 보 중립축의 변위를 구하여 민감도해석에 사용하였다. 또한 단순보를 이용하지 않고 전단(shear) 변형이 고려된 Timoshenko 보이론을 사용하였다.

최적설계에 민감도가 필요하기 때문에 이 분야의 연구들을 정리하여 발표된 문헌에서도[7] 각 용도에 적합한 민감도해석이 보여진다. 그러나 진동문제에서 대부분 최적설계에 중점을 둠으로써 민감도해석 방법은 상세히 논의되지 않고 있다. 국내에서 민감도 해석은 최근 설계분야에 활용돼, 진동특성에 의한 수송체구조물의 민감도 분야로 송척기등[8]에 의해 자동차 현가장치의 민감도 해석이, 유한요소-전달매트릭스 결합방법 적용에 의해 동특성의 감도해석 연구가 조대승등에 의해[9] 수행되었고, 저주파대(0~50Hz) 자동차 승차감 향상을 위해 범용코드의 민감도를 활용한 연구가 김중호등에 의해[10] 발표되었다.

본 논문에서는 엔진, 프로펠러등에 의한 조화진동시 진동저감을 위한 수송체프레임의 민감도 계산을 위해, 가상변위 사용으로 변분기본식을 형성한 후 일차변분으로 민감도 식을 유도하였다. 보와판으로 구성된 수송체 구조물에 대해 MSC/NASTRAN version 66B로 CRAY2S에서 조화진동구조해석을 수행한 후, 예제의 최대변위에 대해 보 요소의 관성모멘트를 설계변수로 하여 민감도 계산을 PC(personal computer)에서 수행하였다.

2. 보/ 봉 구조물의 에너지 기본식

강제 조화진동시 구조물의 초기 운동방정식이 연속계로 유도된 후 복소수 방법이 도입되어 시간이 배제된 기본 방정식이 형성되고, 보/봉 구조물

에 대한 에너지 쌍일차식이 구해진 후 이에 대한 민감도식이 형성되었다. 강제 조화 운동시 연속체의 선형운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m(x,u) \ddot{z}(x,u,t) + c(x,u) \dot{z}(x,u,t) \\ + k(x,u) z(x,u,t) \\ = F(x,u,t), \quad x \in \Omega, t \geq 0 \end{aligned} \quad (1)$$

m , c , k 는 질량, 점성감쇠, 강성으로 보/봉의 단면적, 이차모멘트와 같은 설계변수 u 와 공간좌표 x 의 함수이고 Ω 는 구조물영역(domain)이며 진동응답 z 는 x, u, t 의 음함수가 된다. $F(x, u, t)$ 는 엔진 기진력과 같은 외부 동적하중을 의미한다. 운동방정식 (1)에서 시간 t 를 소거하기 위해 식 (2)를 사용한 임피던스 방법을 도입하면 x 와 u 로 된 운동방정식 (3)이 유도된다.

$$\begin{aligned} z(x, u, t) = z(x, u) e^{i\omega t} \\ F(x, u, t) = f(x, u) e^{i\omega t} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} -\omega^2 m(x, u) z(x, u) + i\omega c(x, u) z(x, u) \\ + k(x, u) z(x, u) = f(x, u) \end{aligned} \quad (3)$$

식(3)에서 구조응답 z 는 복소수변위를 나타내며 ω 는 가진주파수이다. 유한요소법을 사용하여 연속체 방정식을 이산화할 경우 식(3)은 식(4)와 같은 식으로 표시되며 이 식의 해를 구하는 방법을 direct frequency response 방법이라고 한다. 자유도가 큰 거대구조물의 경우 유한요소 해석시간이 과다하나 정확한 해가 구해진다. 본 연구에서는 식(4)를 계산하는 진동해석 과정을 MSC/NASTRAN으로 수행하여 구조응답 z 를 구한후 민감도 계산에 사용하였다.

$$\{-\omega^2[M] + i\omega[C] + [K]\}z = \{f\} \quad (4)$$

식 (3)은 가상변위가 사용되어 에너지 형태의 적분함수로 변환이 된다.

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

$$l_u(\bar{z}) = \int_{\Omega} f(x, u) \bar{z} d\Omega, \text{ for all } \bar{z} \in Z \quad (6)$$

식 (5)에서 a_u 는 복소수변위 z 와 가상변위 \bar{z} 로 구성된 에너지쌍일차 형태(energy bilinear form)이며, 이와 같은 에너지식에서 \bar{z} 항은 가상변위의 공액변위인 \bar{z} 로 표시되며 Z 는 가상변위가 존재하는 vector space이고 식(6)은 가상일을 의미한다. 구조감쇠가 있는 구조물에 대한 기본방정식은 다음과 같으며 φ 는 구조감쇠(structural damping) 계수이다.

$$\begin{aligned} a_u(z, \bar{z}) &= \int \int_{\Omega} [-\omega^2 m(x, u)z \\ &\quad + (1+i\varphi)k(x, u)z] \bar{z} d\Omega \\ &= \int \int_{\Omega} f(x, u) \bar{z} d\Omega \\ &= l_u(\bar{z}) \end{aligned}$$

전단이 고려된 보의 에너지쌍일차식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} a_u(z, \bar{z}) &= \int_0^l -\omega^2 \rho (AZ\bar{z} + Jz_{3,2} \bar{z}_{3,2}) dx_1 \\ &\quad + (1+i\varphi) \int_0^l (EAz_{1,1} \bar{z}_{1,1} + EI_3 z_{2,11} \bar{z}_{2,11} \\ &\quad + EI_2 z_{3,11} \bar{z}_{3,11} + k_2 G A r_2 \bar{r}_2 + k_3 G A r_3 \bar{r}_3 \\ &\quad + G J z_{3,12} \bar{z}_{3,12}) dx_1 \end{aligned} \quad (8)$$

식(8)에서 z_i 는 전체좌표계 x_i 방향 변위이고 z_{x_i} 는 변위에 대한 미분 $\frac{\partial z}{\partial x_i}$ 를 의미하며 k_2, k_3 는 전단변형도 r_2, r_3 의 계수이다. ω 는 가진주파수, ρ 는 밀도, A 는 단면적, I_2 와 I_3 는 x_3 와 x_2 방향 굽힘관성 모멘트이며 J 는 비틀관성모멘트이다.

3. 설계민감도해석

민감도해석 방법에는 해석적방법, 유한차분법, 직접미분법, 보조변수법 등이 있으며 기본적인 이산화계(discrete system), 혹은 연속계(continuum system) 인가에 따라 해석 방법이 상이하다. 본 논문의 구조계는 연속계에 기초하므로 연속법(continuum design sensitivity)에 속한다.

3.1 연속법에 의한 민감도 해석

제2절에서 유도된 식(7)의 에너지쌍일차 a_u 와

외력에 의한 가상일 l_u 에 대한 설계변수 u 의 1차 변분(first variation)이 설계변경 δu 방향으로 성립할 때 다음과 같이 된다[1].

$$a_u(z', \bar{z}) + a'_{\delta u}(z, \bar{z}) = l'_{\delta u}(\bar{z}) \quad (9)$$

$$a_u(z', \bar{z}) = l'_{\delta u}(\bar{z}) - a'_{\delta u}(a, \bar{z}) \quad (10)$$

여기서 하첨자 δu 는 각 항에 대한 설계변수의 1차 변분이고 $z' = z'(x; d, \delta u)$ 로서 기본식(7)의 해인 변위 z 에 대한 1차 변분이다. 식(10)에서 z 가 구해진 상태라면 이 식은 z' 에 대한 변분식이며 보조변수법 사용으로 민감도 z' 가 구해진다. 변위, 응력 등 구조물의 응답을 적분형태로 나타내면

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

여기서 g 는 변위 $z, \nabla z$, 설계변수 u 의 함수이며 식(12)의 변분은 다음 식이 된다.

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

$$g_{\nabla z} = \left[\frac{\partial g}{\partial z_1}, \frac{\partial g}{\partial z_2}, \frac{\partial g}{\partial z_3} \right] \quad (13)$$

식(12)에서 변분 z' 가 가상변위 $\bar{\lambda}$ 로 대체될 경우 에너지쌍일차 형태의 식으로 보조변수 λ 를 갖는 보조방정식이 성립된다[1].

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

식(14)에서 구한 보조변수 λ 를 식(10)에 사용하여 민감도 식(12)는 다음 식으로 변환이 된다.

$$\psi' = \int_{\Omega} g_z \delta u d\Omega + l'_{\delta u}(z, \lambda) - a'_{\delta u}(z, \lambda) \quad (15)$$

3.2 봉/ 보 부재의 진동변위 민감도해석

부재의 임의점의 변위 z 가 식(11)형태의 범함수로 표현된다면,

$$\psi = \int_{\Omega} g_z d\Omega = \int_{\Omega} \delta(x - \bar{x}) z d\Omega \quad (16)$$

여기서 δ 는 Dirac delta 함수를 나타내며 z 에 대한 변분식은 다음 식이 된다.

$$\psi' = \int_{\Omega} \delta(x-\bar{x})z' d\Omega \quad (17)$$

식(17)의 보조방정식은 다음의 식(18)이 된다.

$$a_u(\lambda, \bar{\lambda}) = \int_{\Omega} \delta(x-\bar{x})\lambda dx \quad (18)$$

식(18)은 임의점 \bar{x} 에서 진동변위 방향으로 단위 하중을 가한 구조해석을 의미하며, 구조해석 후 보조변위 λ 가 얻어진다. 따라서 원래 외력에 의한 변위 z 와 보조변위 λ 를 식(20)에 대입할 경우 변위에 대한 설계변수의 민감도가 계산된다.

$$\psi' = \int_{\Omega} g_z z' d\Omega = l'_{\partial u}(\lambda) - a'_{\partial u}(z, \lambda) \quad (19)$$

보의 굽힘과 비틀림성모멘트, 탄성계수 E 가 설계변수인 경우 변위에 대한 민감도식(19)는 다음과 식이 된다.

$$\begin{aligned} \psi' = & - \int_0^l \omega^2 \rho z_{3,2} \lambda_{3,2} \delta J dx_1 \\ & - (1+i\varphi) \int_0^l (Ez_{3,11} \lambda_{3,11} \delta I_2 + Ez_{2,11} \lambda_{2,11} \delta I_3 \\ & + Gz_{3,12} \lambda_{3,12} \delta J) dx_1 \quad (20) \\ & - (1+i\varphi) \int_0^l (Az_{1,1} \lambda_{1,1} + I_2 z_{3,11} \lambda_{3,11} \\ & + I_3 z_{2,11} \lambda_{2,11}) \delta E dx_1 \end{aligned}$$

4. 민감도 해석

연속법에 의한 민감도 계산에서 일차적으로 유한요소법에 의한 구조해석을 수행한 후 후처리데이터(post processing data)를 사용하여 민감도를 계산한다. 본 연구에서는 구조해석에 CRAY2S에 설치돼 있는 MSC/NASTRAN version 66B direct frequency response 방법이 사용되었으며 민감도 계산은 PC에서 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 $\Delta\psi = \frac{1}{2}[\psi(u+\delta u) - \psi(u-\delta u)]$ 로서 유한차분법으로 계산된 민감도 값이며, $\psi(u+\delta u)$ 는 모든 변수가 1% 증가된(즉, $\delta u=0$.

01u), $\psi(u-\delta u)$ 는 1% 감소된 구조해석 결과이다. $\frac{\psi'}{\Delta\psi}$ 가 100%임은 연속법에 의한 민감도가 유한차분법 결과와 일치함을 의미한다.

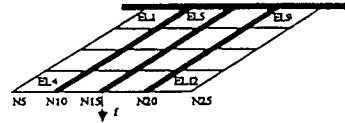
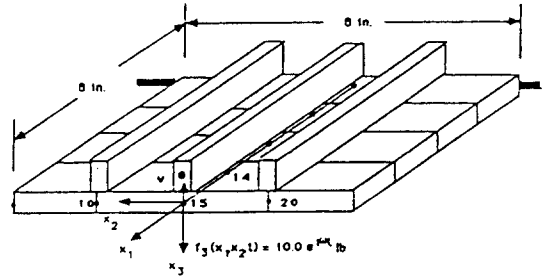


Fig.1 Beam/plate ship deck structure

4.1 보/ 판 복합구조물

Fig.1의 보/판 구조물은 선체의 deck 부위로서 16개의 NASTRAN QUAD4 판요소와 12개의 보요소(EL1-EL12)로 구성되었고, 식(16)의 임의점의 조화진동 변위에 대한 보 강성도의 미분치인 민감도가 계산되었으며, 민감도해석의 목적은 임의점의 진동변위 감소에 어느 보요소 강성도가 주요하게 작용하는 가를 인지하는데 있다. 유한요소 해석을 위해 축소된 판의 두께는 0.1 in., 크기는 8in×8in., 보의 굽힘강성도 EI에서 $E=3 \times 10^7$ psi, $I_2=0.0179$ in⁴, $I_3=0.004$ in⁴이며 판성모멘트 I_2 와 I_3 가 설계변수이다. 하중이 10lb 크기로 5Hz와 6Hz로 작용시 최대변위는 절점 15에서 발생하고 이때 12개의 보요소별 민감도가 계산되었다. 이러한 문제에서 설계변수 I_3 는 x_3 의 방향 변형에는 무관하고 고정단 부근일수록 x_2 방향 변형에 영향이 큰 것을 예측할 수 있는데 민감도해석을 통하여 이를 확인할 수 있다.

Table 1에는 계산된 민감도 ψ' 와 $\Delta\psi$ 가 비교되어 정확도가 입증되었는데, P는 위상각, D는 진동

Table 1 Design sensitivity of displacement at constrained node (design variable : $u=l_2$)

HZ	ND		$\psi(u-\delta u)$	$\psi(u+\delta u)$	$\Delta\psi$	ψ'	$\frac{\psi'}{\Delta\psi}$ (%)
5.0	15	P	0.357E+03	0.357E+03	0.357E-05	0.349E-05	106.7
		D	0.100E-02	0.100E-02	-.681E-05	-.660E-05	97.0
		V	0.322E-01	0.317E-01	-214.E-03	-207E-03	97.0
		A	0.101E+01	0.998E+00	-.672E-02	-.652E-02	97.0
6.0	15	P	0.357E+03	0.357E+03	0.492E-05	0.504E-05	102.5
		D	0.102E-02	0.101E-02	-.681E-05	-.661E-05	97.0
		V	0.386E-01	0.386E-01	-.257E-03	-.249E-03	97.0
		A	0.145E+01	0.143E+01	-.968E-02	-.939.E-02	97.0

Table 2 Design sensitivity of each beam element ($u=l_2$)

Beam element no	ψ' : Element sensitivity	
	value	%
1	-5.33E-3	13.9
2	-3.08E-3	7.8
3	-1.20E-3	3.1
4	-2.66E-4	0.7
5	-1.10E-2	27.8
6	-5.14E-3	13.4
7	-2.18E-3	5.5
8	-5.63E-4	1.4
9	-5.73E-3	14.9
10	-3.17E-3	8.1
11	-1.15E-3	2.9
12	-1.90E-4	0.5
Total sensitivity	-3.82E-2	100%

변위, V는 속도, A는 가속도, Hz는 가진진동수, ND는 z변위의 절점을 나타내고 $\psi'/\Delta\psi$ 는 민감도의 정확성 비교를 나타낸다. 이 때의 ψ' 는 각 요소별 민감도에 일정량의 설계변경치를 ($\delta u=0.01u$) 곱한 후 가산한 것이다. 즉, 설계변수를 1% 모두 증가했을 때의 진동저감치를 의미한다. 대부분 97%로 오차가 크지 않다. Table 2에 가진진동수가 5Hz일때 절점 15의 x_3 방향 진동변위 z에 대해 보요소 변수인 관성모멘트 I_2 의 민감도가 나타나 있다. 각 요소별 민감도의 크기, 방향과 전체 민감도에 대한 기여도(%)를 통하여 5번 요소 I_2 가 가장 민감하며 고정단 부근의 요소 1과 9도 진동저감에 많이 기여함을 알 수 있다. 즉 1,5,9번 요소의 관성 모멘트를 주로 증가시킬 경우 진동이 효과적으로 감소한다. 민감도 재해석을 사용한 진동저감 설계방향이 Table 3에 있다. 초기진동변위는 $\psi_1=0.102E-02$ 며 각 요소의 설계변수인 I_2 를 50% 증가시켰을 때 감소하는 진동변위는 $\psi_D=0.034E-02$ 가 된다. 설계변경 후 진동변위는 ψ_F 로서 진동이 약 33% 감소함을 인지할 수 있다. 절점 14와 20에서의 x_3 방향 변위 z에 대한 민감도는 [10]에 수록돼있으며, 절점 14의 변위에 대해선 요소 5번이, 절점 20의 변위에 대해선 요소 9번이 매우 민감함을 알 수 있다.

Table 3 Vibration reduction of beam/ plate using design sensitivity

초기 진동 변위	$\psi_1=0.102E-02$
민감도에 의한 진동변위 감소	$\psi_D = -3.82E-02 \times 0.5 \times 0.0179 = 0.034E-02$
변경후 진동 변위	$\psi_F = \psi_1 - \psi_D = 0.068E-02$
진동 감소 정도	$\frac{\psi_D}{\psi_1} (\%) = 33.3\%$

4.2 수송체 프레임

근래 전륜구동 사용과 경량화 차체설계방향에 따라 자동차의 저진동문제가 제시되고 있다. 유한 요소법의 활용으로 거대규모의 요소로 된 FEM

모델이 사용되어 실차와 비슷한 구조해석 결과가 얻어지고 있고 대형 컴퓨터인 CRAY로 정·동적 해석이 수행되나, 동적문제 해석에는 상당한 시간이 소모되는 문제점이 있다. 또한 해석 후 결과를 가지고 구조변경을 시도할 때 적합한 설계방향이 없으면 설계자의 경험에 의존할 수 밖에 없다. 설계민감도해석을 통하여 저진동설계에 영향을 주는 주요한 부재를 인식할 수가 있다.

Fig.2의 차체 모델은 약 4000개의 보, 판, 스프링 요소로 구성되었고 자유도(DOF)는 20,000이며 운전석의 진동변위와 설계변수인 rocker와의 상관관계(미분치)인 민감도가 계산되었다. 엔진력은 idling 상태에서 가진진동수의 함수로 X,Y,Z 방향으로 $1.0(\omega)^0$, $62.8(\omega)^1$, $39.4(\omega)^2$ Newton의 크기로 작용한다. Rocker는 24개의 보요소로 구성되었고, 설계변수는 rocker의 강성도인 굽힘관성모멘트 I_2 , I_3 와 비틀림관성모멘트 J로, 힌지에서 B pillar까지는 각각 1.51×10^6 , 1.51×10^6 , $1.33 \times 10^6 \text{ mm}^4$ 이고 B에서 C pillar까지는 각각 1.33×10^6 , 1.41×10^6 , $1.31 \times 10^6 \text{ mm}^4$ 이다. CRAY2S에서 MSC/NASTRAN의 direct frequency method에 의한 조화진동에는 991 CPU seconds가 사용되었으나 PC에서의 민감도해석 시간은(한 진동수에서, 하나의 변위에 대한 48개의 rocker 변수에 대한 민감도 계산)약 103초가 소요되었다. Driver seat 최대변위는 엔진가진 진동수가 38Hz

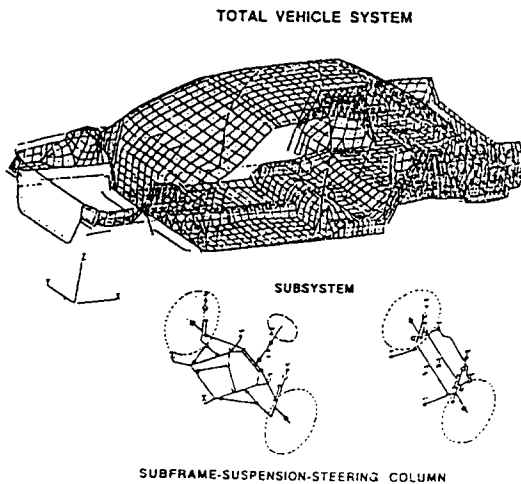


Fig.2 Finite element model of vehicle structure

일 때 5.81mm로 다소 과도한 편이나, 해석 모델의 정확성에 따라 엄밀한 구조해석 결과가 구해질 수 있다.

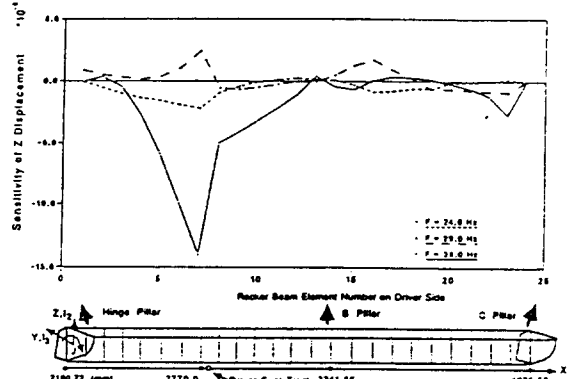


Fig.3(a) Design sensitivity of Z displacement of driver seat (design variable: $u = I_2$)

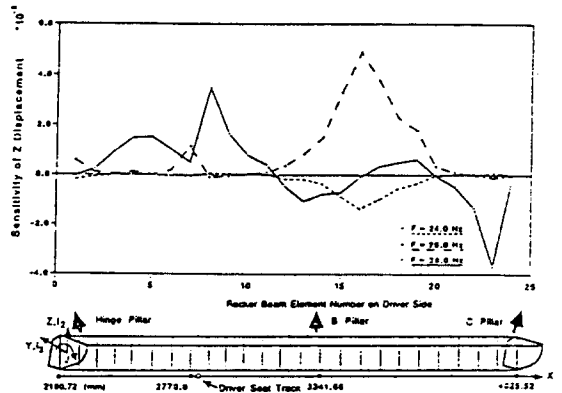


Fig.3(b) Design sensitivity of Z displacement of driver seat (design variable: $u = I_3$)

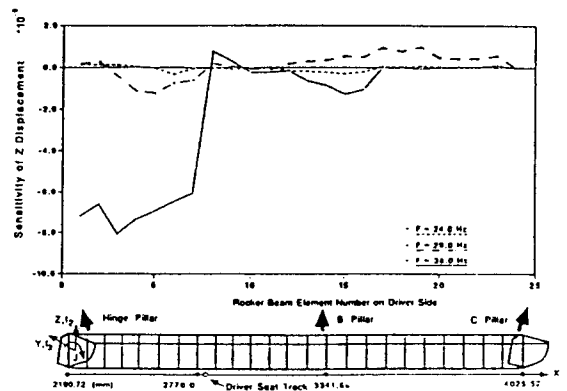


Fig.3(c) Design sensitivity of Z displacement of driver seat (design variable: $u = J$)

Table 4 Design sensitivity of Z displacement (design variable: $u=l_2$)

HZ	ND		$\psi(u-\delta u)$	$\psi(u+\delta u)$	$\Delta\psi$	ψ'	$\frac{\psi'}{\Delta\psi}$ (%)
38.0	DR	P	0.148E+03	0.150E+03	0.608E+00	0.611E+00	100.5
		D	0.590E+01	0.572E+01	-.917E-01	-.942E-01	102.9
		V	0.140E+04	0.136E+04	-.218E+02	-.220E+02	102.9
		A	0.101E+06	0.326E+06	-.522E+04	-.537E+04	102.9
38.0	DR	P	0.146E+03	0.148E+03	0.753E+00	0.755E+00	100.2
		D	0.415E+01	0.392E+01	-.118E+00	-.118E+00	100.2
		V	0.992E+03	0.936E+03	-.282E+02	-.283E+02	100.2
		A	0.237E+06	0.223E+06	-.675E+04	-.676E+04	100.2

Fig. 3(a) - (c)에는 driver seat Z 변위 성분에 대한 각 설계변수의 민감도가 나타나있다. Z 변위에 영향을 미치는 I_2 와 J는 Fig. 3(a)와 (c)에서 hinge pillar와 driver seat사이에서 민감도가 매우 크고 음수여서, 이부분의 굽힘과 비틀 강성도를 증가시켜야 운전석의 촉감진동응답이 감소함을 알 수 있다. 정확도는 유한 차분법에 의한 결과와 비교되어 Table 4에 I_2 변수에 대한 설계변수의 민감도가 나타나 있는데 DR은 driver seat, PA는 passenger seat를 나타낸다. 운전석에서의 Z방향 진동변위는 $0.581E+01mm$ 이며 설계변수인 굽힘 관성모멘트 I_2 가 힌지에서 C pillar까지 10% 증가 시 변위감소는 $\psi' = \sum_{i=1}^{24} \psi'_i \times \delta I_2 = -0.942E-01mm$ 인데 Fig. 3(c)의 각 보요소별 민감도에 $\delta I_2 = 0.1I_2$ 를 곱한 후 합한 것이다. 이 값은 설계변수를 10% 감소·증가한 후의 운전석 진동변위차이인 유한 차분결과 $\Delta\psi = \frac{1}{2}\{\psi(u+\delta u) - \psi(u-\delta u)\} = 0.917E-01mm$ 와 비교되어 정확도가 102.9%로 계산되었다. 이와 같이 민감도를 이용하면 설계변수 변화에 따른 새진동응답을 PC로 짧은 시간에 곧 알 수 있으나, 유한요소 재해석시에는 CRAY로 2번의 해석을 (2×991 CPU second) 수행해야 한다. 기타 변수 및 X,Y 변위 성분에 대한 rocker의 각 설계변수에 대한 민감도는 참고문헌[10]에 있으며, 역시 정확도는 유한 차분법에 의해 입증되었다.

민감도를 이용한 효과적인 재해석 예가 Table 5에 있다. 진동감소에 가장 영향이 큰 hinge와 C

Table 5 Vibration reduction of vehicle structure using design sensitivity

초기 진동 변위	$\psi_1 = 0.5815E+01$
민감도에 의한 진동변위 감소 (I_2 50% 증가시)	$\psi_D = -0.9426E-01 \times 5$ (Table 4에서 $-0.9426E-01$ 은 I_2 를 10% 증가시의 민감도)
변경후 진동 변위	$\psi_F = \psi_1 - \psi_D = 0.543E+01$
진동 감소 정도	$\frac{\psi_D}{\psi_1} (\%) = 8.1\%$

pillar 사이 rocker의 굽힘강성도 I_2 를 50% 보강했을 때 진동이 얼마나 감소하는지(8.1%) 바로 알 수 있으나 유한요소 재해석 경우 대형컴퓨터로 상당시간(991초) 재해석을 해야 한다. 본 논문에서 계산된 민감도는 1차 변분에 의한 값이므로 보다하게 설계변수를 증감할 경우에는 정확성에 주의할 필요가 있다. 그러나 거대규모 문제에서 유한요소법에 의한 재해석보다는 매우 경제적이다. 따라서 민감도를 사용할 경우 설계자가 여러 변수를 짧은 시간에 변경하여 진동저감설계방향을 정립할 수 있어 효과적이고 경제적인 방법임을 인지할 수 있다. 속도와 가속도는 ωz , $\omega^2 z$ 이므로 변위와 같은 방법으로 저감할 수 있다.

5. 결 론

수송체 설계에서 동적 응답에 대한 프레임의 강성도를 정하는데 어느 부분이 가장 중요한지를 나

타내는 설계지표로서 민감도가 계산되었다. 민감도의 음·양부호는 설계변수 증가 혹은 감소변경 방향을, 크기는 민감한 정도를 나타낸다. 따라서 조화 운동시 발생하는 임의점(최대)변위에 대하여는 설계변수가 어느 정도 영향을 미치는가가 수치로서 가시적으로 표현되었다. 특히 구조물 유한요소 해석 후 결과 데이터를 사용함으로써 유한요소코드 종류에 상관없이 임의 모델에도 적용가능함을 알 수 있다.

* 계산된 민감도는 정확도가 입증되었을 뿐만 아니라 기존의 축적된 설계 경험과 잘 일치하므로, 대형구조물 진동설계에 사용될 수 있다.

* 정확한 민감도에 기초하여 일정범위 내에서 경제적인 재해석 수행도 가능하다. 즉 설계 변수 변경시 구조물 응답을 유한요소 재해석 없이도 민감도로서 예측 가능하다.

* 특히 거대규모 유한요소 구조해석에 사용된 슈퍼 컴퓨터(CRAY2S) 계산시간에 비하면 PC에서의 민감도 계산 시간은 극히 짧음을 볼때 사용된 방법이 매우 효과적임을 알 수 있다.

* 삼각형과 사각형 요소로 된 판부재 민감도해석으로 joint 부분 등에 대한 설계방향을 확립할 필요가 있다.

참 고 문 헌

1. Haug, E.J., Choi, K.K., and Komkov, V., Design Sensitivity Analysis of Structural Systems, Academic press, New York, 1986.
2. Adelman, H.M. and Haftka, R.T., "Sensitivity Analysis for Discrete Structural Systems," AIAA J., Vol. 24, No.5, pp. 814-831, May 1986.
3. Dopker, B., Choi, K.K., and Lee, J.H., "Design Sensitivity Analysis using EAL: Part I, Conventional Design Parameters," Technical Report 86-2, CAD Center, U of Iowa, 1986.
4. 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.
5. Choi, K.K., Santos, J.L.T., and Frederick, C., "Implementaion of Design Sensitivity Analysis with Existing Finite Element Codes", ASME J. of Mech anics, Transmissions, Automation in Design, Vol. 109, No. 3, 1987.
6. Choi, K.K., and Lee, J.H., "Sizing Design Sensitivity Analysis of Dynamic Frequency Response of Vibrating Structures", ASME J. of Mechanics, Transmissions, Automation in Design, Vol. 114, No. 1, 1992.
7. Haug, E.J., and Cea, J., eds., Optimization of Distributed Parameter Structures, Sijthoff & Noordhoff, Alphen aan den Rijn, The Netherlands, 1980.
8. 송척기, 박호, 오재웅, 염성하, "민감도 해석에 의한 자동차 현가장치의 성능 개선에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제14권, 제6호, pp. 1464-1473, 1990.
9. 조대승, 김극천, "전달 매트릭스법 및 유한요소-전달 매트릭스 결합방법에 의한 구조계의 동특성 감도해석", 대한조선학회논문집, 제29권, 제1호, 1992.
10. 김종호, 임석현, "CAE를 이용한 자동차의 진동저감 연구," 91 추계 학술대회 논문집, 한국소음진동공학회, 1991,
11. 이재환, "수송체 구조물의 진동특성에 관한 설계민감도 해석," 충남대학교, 산업기술연구소, 1992. 10.

후기 : 본 연구는 1991년도 한국학술진흥재단의 지방대학신진학술연구 지원으로 수행되었으며, 이 회에 관계자 여러분께 감사를 드립니다.

(접수일자 : 1993. 8. 24)