

자동차 소음, 진동 저감을 위한 차체 설계 프로그램 개발

°왕세명*. 이제원**. 기성현**. 문희곤**. 서진관***

Design Tool Development of NVH of Vehicle Body

S.M. Wang, J.W. Lee, S.H. Ki, H.G. Moon and J.K. Suh

ABSTRACT

In this paper, a design tool using continuum design sensitivity analysis (DSA) method has been developed for noise, vibration, and harshness (NVH). Design sensitivity is formulated, implemented numerically, and named SENS1. SENS1 can compute the design sensitivity using model and response files of MSC/NASTRAN of vehicle. A of real vehicle model is considered to validate SENS1. Numerical study shows SENS1 is a useful tool to improve NVH performances of vehicle body.

1. 서 론

선진국에 비해 짧은 자동차 생산 역사를 가진 우리나라의 자동차 산업은 저기술인 조립 생산에서 고기술인 설계 및 엔지니어링으로 전환 중이다. 그러나 연구 및 개발(R&D)에 충분한 투자가 이루어지지 못하여 기술 축적이 안된 상태에서 시장개방 압력과 기술 보호 주의의 장벽에 막히게 되었다. 차의 안락성, 내구성, 안전성이 점차 요구되는 무한 경쟁 시대에 시장을 선점하기 위해서는 첨단기술에 의한 전략적 모델을 값싸고 신속하게 개발해야 한다.

그 동안 차량 구조물의 소음/진동은 직접 시험 차량을 제작하여 실험실에서의 실험을 통하거나 실제 주행 시험을 통하여 오랜 기간에 걸쳐 시험

하는 관계로 많은 시간과 노력이 요구되었다. 또한, 이러한 과정에서 문제점들을 발견하였다 하더라도 그 발생 원인이 어디에 있는 지를 밝혀내는 것이 쉽지 않았으며 시스템적인 문제해결이 불가능하였다. 이러한 차량 구조물의 소음/진동 설계 및 해석 문제를 해결하기 위해서는 근래에 급속히 발전하고있는 컴퓨터 이용 엔지니어링 (CAE) 기술을 적극적으로 이용하여야 할 필요성이 대두되었다. 현재 엔지니어링 및 소프트웨어의 대부분을 선진국에 의존하고 있는 우리나라의 실정으로는 이 부분의 연구 및 투자가 더욱 시급한 현실이다.

본 연구에서는 차량 구조물의 소음/진동 특성을 향상시키며 차체의 무게를 줄이는 설계 민감도 해석 및 최적 설계를 수행하기 위한 설계프로그램 (SENS1)을 개발하여 신차 개발 시에 소요되는 기간을 단축시키고 설계의 효율을 높이는데 있다.

* 정희원, 광주과학기술원 기전공학과
** 정희원, 광주과학기술원 기전공학과 대학원
*** 현대자동차 승용 제2연구소

2. 소음, 진동의 크기 설계 민감도 해석

구조-음향 시스템의 변분식은 식 (1)과 같으며 이 식은 복소수 벡터계 Q에 속한 모든 허용 가상상태(kinematically admissible virtual state)를 만족시켜야 한다. (1-3)

$$b_u(\mathbf{z}, \bar{\mathbf{z}}) - \int_{\Gamma_u} \bar{\mathbf{p}} \mathbf{z}^T \text{nd}\Gamma + d(\mathbf{p}, \bar{\mathbf{p}}) - \omega^2 \int_{\Gamma_u} \bar{\mathbf{p}} \mathbf{z}^T \text{nd}\Gamma = l_u(\bar{\mathbf{z}}) \quad (1)$$

식 (1)에서, \mathbf{z} 와 \mathbf{p} 는 원래 변위와 음압, ω 는 작동 주파수, $b_u(\bullet, \bullet)$ 와 $d_u(\bullet, \bullet)$ 는 sesquilinear 형상이고 $l_u(\bullet, \bullet)$ 는 semilinear 형상이며 식 (2)-(5)와 같다.

$$b_u(\mathbf{z}, \bar{\mathbf{z}}) = - \int_{\Omega} \omega^2 \bar{\mathbf{m}} \mathbf{z}^T \text{zd}\Omega + i\omega c_u(\mathbf{z}, \bar{\mathbf{z}}) + a_u(\mathbf{z}, \bar{\mathbf{z}}) \quad (2)$$

$$c_u(\mathbf{z}, \bar{\mathbf{z}}) = \int_{\Gamma_u} \bar{\mathbf{z}}^T C_u \text{zd}\Omega$$

and (3)

$$a_u(\mathbf{z}, \bar{\mathbf{z}}) \equiv \int_{\Gamma_u} \bar{\mathbf{z}}^T A_u \text{zd}\Omega$$

$$d(\mathbf{p}, \bar{\mathbf{p}}) \equiv (B\mathbf{p}, \bar{\mathbf{p}}) = \iiint_{\Gamma} \left(-\frac{\omega^2}{\beta} \bar{\mathbf{p}} \mathbf{p} + \frac{1}{\rho_0} \nabla \bar{\mathbf{p}}^T \nabla \mathbf{p} \right) \text{d}\Omega \quad (4)$$

$$l_u(\bar{\mathbf{z}}) \equiv \iiint_{\Gamma_u} \bar{\mathbf{f}}^T \bar{\mathbf{z}} \text{d}\Omega \quad (5)$$

식 (2)에서 C_u 는 구조물의 감쇄에 해당하는 선형 미분 연산자이고, A_u 는 구조물의 4 차 대칭 편미분 연산자이다. 구조-음향 복합체의 조화운동은 구조 변위와 음압의 복소수로 나타낼 수 있다. 보조변수법(adjoint variable method)을 이용한 조화운동하의 구조물 안의 공기의 음압 \hat{x} 는 식 (6)으로 나타낼 수 있다.

$$\Psi_p = \iiint_{\Gamma} \hat{\delta}(x - \hat{x}) \mathbf{p} \text{d}\Omega, \quad i=1,2,3 \quad (6)$$

식 (6)을 일차 변분(first variation)하면 식 (7)이 되

며 식 (8)은 보조변수법을 이용한 설계민감도 식이다. 보조반응은 보조식 (9)에서 계산되며 이 보조식은 모든 가상상태를 만족하여야 한다.

$$\Psi'_p = \iiint_{\Gamma} \hat{\delta}(x - \hat{x}) \mathbf{p}' \text{d}\Omega \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \Psi'_p &= l'_{\omega\omega}(\lambda) - b'_{\omega\omega}(\mathbf{z}, \lambda) \\ &= \int_{\Gamma} \mathbf{f}_u^T \lambda^* \delta u \\ &\quad + \int_{\Omega} \omega^2 m_u \lambda^{*T} \mathbf{z} \delta u \text{d}\Omega - i\omega c'_{\omega\omega}(\mathbf{z}, \lambda) - a'_{\omega\omega}(\mathbf{z}, \lambda) \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} b_u(\bar{\lambda}, \lambda) &= \int_{\Gamma_u} \bar{\eta} \lambda^{*T} \text{nd}\Gamma + d(\bar{\eta}, \eta) - \omega^2 \int_{\Gamma_u} \bar{\eta}^* \bar{\lambda}^T \text{nd}\Gamma \\ &= \iiint_{\Gamma} \hat{\delta}(x - \hat{x}) \bar{\eta} \text{d}\Omega \end{aligned} \quad (9)$$

식 (8)-(9)에서 λ 와 η 는 보조변위와 음압을 나타내고 (*)는 공액복소수를 나타낸다.

또다른 구조-음향 복합체의 응답은 어느 한 지점의 구조 변위이다. 예를 들면 차량의 운전석의 진폭인데 식 (10)으로 표현된다.

$$\Psi_{z_i} = \iiint_{\Gamma} \hat{\delta}(x - \hat{x}) \mathbf{z}_i \text{d}\Omega, \quad i=1,2,3 \quad (10)$$

$$\begin{aligned} b_u(\bar{\lambda}, \lambda) &= \int_{\Gamma_u} \bar{\eta} \lambda^{*T} \text{nd}\Gamma + d(\bar{\eta}, \eta) - \omega^2 \int_{\Gamma_u} \bar{\eta}^* \bar{\lambda}^T \text{nd}\Gamma \\ &= \int_{\Gamma} \hat{\delta}(x - \hat{x}) \bar{\lambda}_i \text{d}\Omega \end{aligned} \quad (11)$$

식 (8)과 똑같은 설계 민감도 식이 이용되며 보조변수는 다른 보조식 (11)에서 구한다.

크기 설계변수 u 는 오직 구조물에만 해당되기 때문에 식 (8)에서는 오직 식 (9) 혹은 (11)의 구조쪽 보조변위들만 요구된다. 이 보조변위들은 같은 구조물의 다른 힘에서 계산된다.

식 (8)의 설계민감도는 공기가 없는 구조물에서도 또한 사용할 수 있다.

3. 설계 민감도 해석 프로그램(SENS1)의 개발

2장에서 설명된 계산을 실제로 수행하기 위해 개발된 프로그램 SENS1은 그 기능상 크게 세 부분으로 나눌 수 있다. 우선은 해석에 필요한 모델의 정보와 유한요소해석 결과 등을 파일로부터 읽는 부분과 설계 민감도를 계산하는 부분, 그리고 계산된 민감도 결과를 원하는 형태로 저장하는 쓰기 부분이다.

SENS1에서는 읽기와 쓰기 부분은 C++ 언어로 개발되었으며, 계산 부분은 Fortran 언어를 이용하여 개발하였다. 또한 사용자의 편의를 위하여 Fig. 1과 같은 GUI가 Motif를 이용하여 개발하였다.

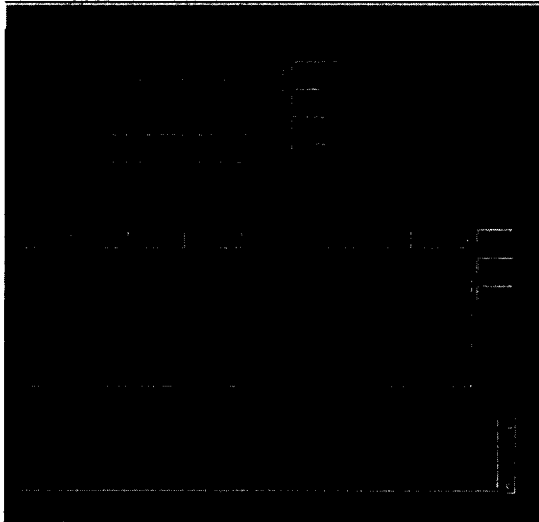


Fig. 1. Input window of CSA program

SENS1을 이용하여 계산할 수 있는 민감도는 정적변위(static)와 고유치(eigen value), 그리고 소음 진동(NVH)에 대한 크기 설계 민감도이다. 따라서 처음에 계산하고자 하는 민감도의 종류를 결정하고 나면, 선택된 민감도의 종류에 따라 필요로 하는 데이터가 들어있는 파일의 이름을 넣을 수 있는 창이 나타나며, 여기에서 파일을 지정해주면 해당 파일로부터 데이터를 읽어들이 민감도를 계

산하게 된다.

또한 계산된 민감도 결과를 사용자가 보기 쉽도록 출력하기 위하여 결과 파일의 종류를 선택할 수 있도록 하였으며, 몇가지 옵션을 줄 수 있도록 하였다. 이러한 작업은 Fig. 2의 결과 제어창에서 수행할 수 있다.

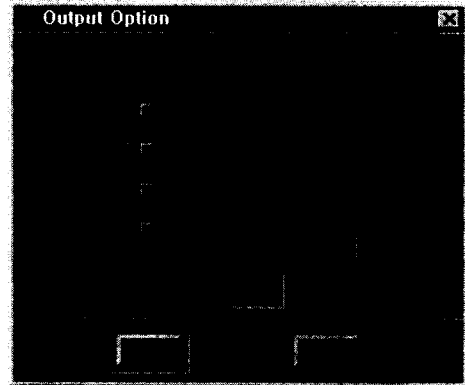


Fig. 2 Output Control window

SENS1에서는 입력 데이터로서 MSC/NASTRAN의 모델과 해석결과를 직접 이용할 수 있도록 하였으며, 민감도 결과는 문서화일(ASCII)과 Hypermesh 용 파일로 만들 수 있다.

4장에 있는 민감도 결과 그림들은 모두 출력된 파일을 Hypermesh를 이용하여 보인 것이다.

4. 응용 사례

여기에서는 자동차 NVH 모델의 진동 해석을 하고, 그 결과를 이용하여 문제가 되는 주파수를 선정된 후 해당 주파수에서의 진동을 줄이기 위한 민감도 해석을 수행한다. 그 결과로부터 민감도가 높은 부위를 선택하여 디자인을 개선함으로써 가장 효과적으로 진동을 줄이려고 하였다. 민감도 해석과 그에 따른 모델의 변화는 모두 두 차례에 걸쳐 시행 되었으며, 그 결과 문제의 주파수 영역에서의 진동을 효과적으로 줄일 수 있었다.

4.1 자동차 NVH 모델

Fig. 3 에 보여진 자동차의 유한 요소 모델은 모두 9244 개의 절점과 10871 개의 유한 요소로 이루어져 있으며 595 개의 각기 다른 물성치를 가지는 요소로 구성되어져 있다.

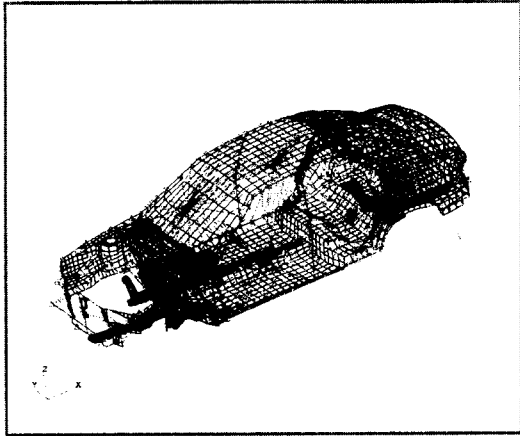


Fig. 3. Vehicle NVH Full Model

이 모델을 이용하여 차량의 엔진이 차체에 고정되는 네 지점에 각각 가진을 주어 그때의 주파수 응답 함수 (Frequency Response Function)를 구하였다. 이때 가진점은 실제로 엔진이 차체에 고정되는 지점에 가장 인접해있는 절점으로 선택하였으며 전방부, 좌측, 우측, 그리고 후방의 네 곳으로 이루어져 있다. 응답점은 운전석이 위치하게 될 7155 번 절점으로 하였다.

해석 결과 9422 번 절점(전방부)에 가진을 주고 7155 번 절점(운전석)에 대하여 해석을 한 경우가 가장 큰 진동을 보이며, 그 중에서도 25 Hz 근방, 정확하게 25.1 Hz 에서 최고치를 가짐을 알 수 있었다. 따라서 전방부 엔진 고정점에 가진을 주었을 때 25.1 Hz 에 대한 진동을 줄이는 것을 목표로 한다.

그런데 진동/소음 문제의 경우에는 진동이 줄어드는 것이 아니라 단지 주파수만 변화되는 경우

가 있을 수 있으므로, 문제가 되는 주파수에 대해서만 민감도 해석을 하지않고 그 주위의 주파수 24Hz, 26Hz 에 대해서 동시에 민감도 해석을 수행하도록 한다.

일반적으로 차체의 상판은 외관등의 요인으로 인하여 쉽게 바꿀 수 없다는 점을 고려하여, 설계 민감도 해석의 대상으로는 Fig. 4 와 같이 하부 골격을 포함한 차체 바닥으로 하였으며, 이때의 설계 변수는 바닥판의 두께와 골격을 이루는 보의 단면적, 관성 모멘트 등으로 하였다.

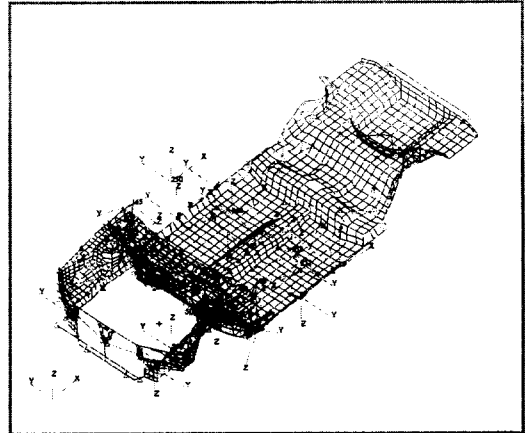
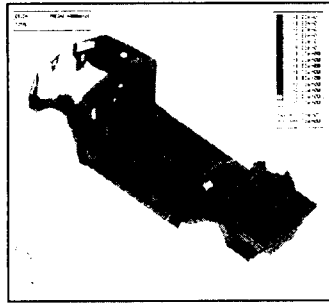


Fig. 4. Floor Model

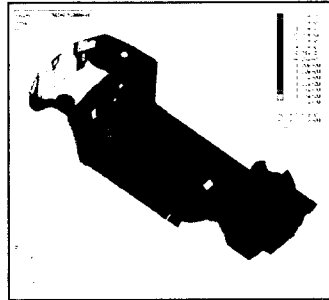
4.2.1 차 민감도 해석과 모델 개선

목표 함수가 운전석의 진동 하나인데 비해, 설계 변수는 차체 바닥과 골조를 이루는 전체 유한 요소로서 그 수가 3427 개에 달하기 때문에 보조 변수법을 사용하여 단 한번의 계산으로 모든 설계 변수에 대한 설계 민감도를 계산할 수 있다. 그 결과는 Fig. 5 와 Fig. 6 과 같다

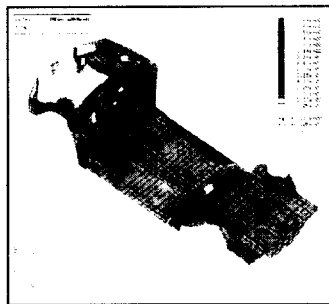
Fig. 5 는 각 요소별 민감도 결과이며, Fig. 6 은 같은 물성치를 가지는 부위 (PID)별로 구해진 민감도 결과이다.



24 Hz

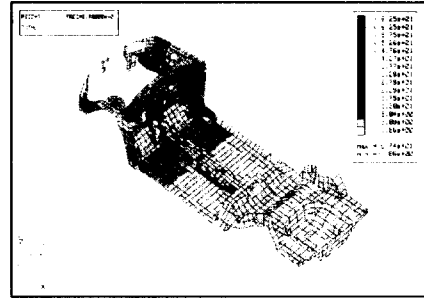


25.1 Hz

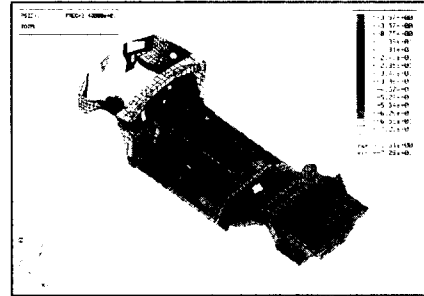


26 Hz

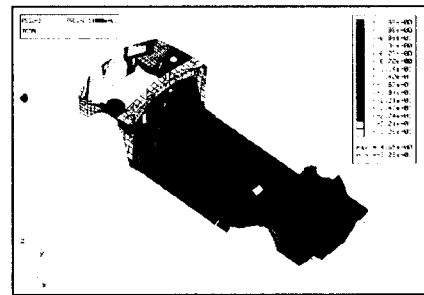
Fig. 5. Element Sensitivity Plot (1st)



24 Hz



25.1 Hz



26 Hz

Fig. 6. Part Sensitivity Plot (1st)

설계 민감도는 모든 유한 요소의 판재 두께를 설계 변수화 하여 계산되었다. 이론상 구해진 설계 민감도에 따라 각각의 요소를 개별적으로 변화 시킨다면 가장 효과적이겠지만 스탬핑등 실제 생산에 있어서 불가능하다. 따라서 같은 물성치를 가지는 부위 (PID)별로 구해진 민감도를 주로 사용한다. 민감도 해석의 대상이 되었던 차체 바닥 모델의 PID는 모두 277개인데 그 중 상대적으로 그 값이 큰 것들만 정리하면 Table 1과 같다.

Table 1. Sensitivity Result of Shell Element (1st)

PID	thickness	Sensitivity		
		24 Hz	25.1 Hz	26 Hz
249	0.7	-7.710960E+01	-2.440500E+01	7.431330E+01
2	1.2	-1.363620E+01	-1.027110E+01	6.468620E+00
223	0.65	-1.864920E+01	-9.335690E+00	4.555900E+00
36	0.7	-1.225910E+01	-6.845270E+00	3.586980E+00
189	1.4	-1.362420E+00	6.634970E+00	1.489220E+01
61	0.8	-5.753120E+00	-4.980950E+00	1.190730E+00
50	2	-8.368760E+00	-4.288660E+00	2.471980E+00
227	1.2	-9.103290E+00	-4.059030E+00	5.144640E+00
58	0.9	-2.027490E+00	-3.882260E+00	-3.096560E-02
115	1	-3.644210E+00	-3.843630E+00	9.786380E-01
68	0.9	-8.361340E+00	-3.812630E+00	6.197660E+00
62	0.8	-5.617100E+00	-3.572720E+00	2.561160E+00
9	0.9	-4.316090E+00	-3.531860E+00	6.598040E-01
178	0.8	-7.968090E+00	-3.319620E+00	5.623080E+00
15	0.8	-4.316090E+00	-2.569150E+00	6.598040E-01
13	2	-4.316090E+00	-2.406830E+00	6.598040E-01
251	0.9	-3.935550E+00	-2.303040E+00	1.938180E+00
154	0.8	-2.640950E+00	-2.084930E+00	3.445890E-01

앞에서 구한 설계 민감도에 의하여 5개 PID를 변화시켰다. 우선 바닥 평판의 경우에는 PSHELL 249를 이루는 요소들이 양의 민감도와 음의 민감도를 거의 반 정도씩 가지고 있으므로 각각을 따로 분리하여 PSHELL 249-1과 PSHELL 249-2 분리하여 그중에서 PSHELL 249-1 두께를 0.7t에서 1.4t로 변경 하였으며, PSHELL 189의 두께는 1.4t에서 0.7t로 변경 하였다. 보의 경우엔 PBAR 42와 PBAR 46, 49의 관성 모멘트 I_{22} 를 두 배로 증가 시켰다. 여기에서 I_{22} 를 두 배로 증가 시켰다는 것은 실제에 있어서는 90x90의 단면을 가지는 사각 단면 보를 120x120 정도로 변경 시킨 것과 같은 효과를 가진다.

위와 같은 모델 변경 후에 다시 주파수 응답 함수를 구한 결과 Fig. 7과 같이 약 2dB의 진동을 줄일 수 있었다

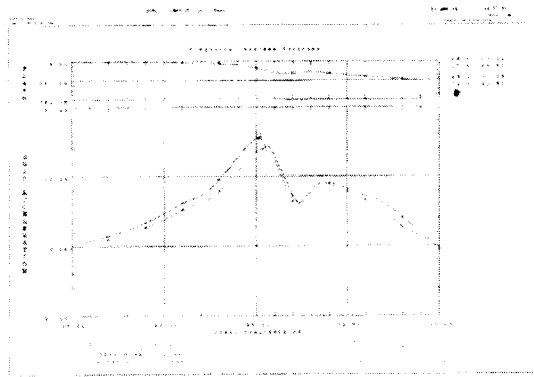


Fig. 7. FRF of Original and Modified Model (1st)

4.3.2 차 설계 민감도 해석과 모델 개선

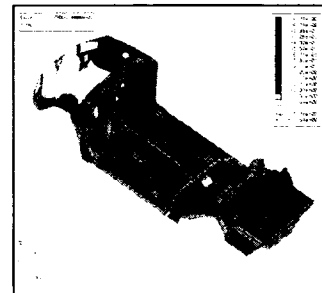
2차 설계 민감도 해석은 이미 한번 개선된 모델에 대해서 행해지는 것이므로 좀 더 자세하고 신중하게 행해졌다. 또한 최고점의 위치도 한번의 모델 수정을 통하여 25.1 Hz에서 25.13 Hz로 약간의 변화가 있었으므로 2차 해석에서는 25.13 Hz에 대하여 설계 민감도 해석을 수행하였다.

차체 바닥을 이루는 평판 요소에 대한 민감도 해석 결과 중에서 그 크기가 상대적으로 큰 것들만을 정리하면 아래 Table 2와 같다

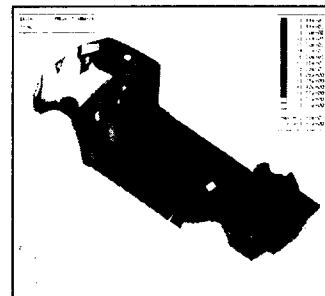
Table 2. Sensitivity Result of Shell Element (2nd)

PID	thickness	Sensitivity		
		24 Hz	25.13 Hz	26 Hz
9	0.9	1.723730E-01	-1.794270E+00	-1.377190E+00
37	0.9	-9.357080E+00	-3.142670E+00	4.398810E+00
94	0.7	-7.918090E+00	1.168480E+00	4.142330E+00
2	1.2	-3.631710E+00	-9.136200E+00	1.547400E+00
5	0.8	-5.413020E+00	-4.762070E-01	2.065080E+00
128	0.9	-1.228460E+00	-5.246420E+00	3.529490E+00
139	0.7	1.373960E+00	3.707400E-01	4.128140E+00
203	0.75	1.580540E-01	-8.232150E-01	3.742660E+00
230	1.4	-1.114590E+00	-2.467440E+00	8.136080E+00
239	0.8	-1.100320E-01	-5.139010E+00	3.193800E+00
242	0.9	-4.850120E+00	1.909100E-02	1.036160E+00
251	0.95	3.265690E-01	6.197180E-01	3.012610E+00
259	1.6	-3.029610E-01	-1.559180E+00	1.060660E+01
263	0.7	-3.722690E+00	2.880660E+00	1.273500E+01
264	2.8	-6.360630E-01	-1.157980E+00	1.287460E+00
337	0.8	-9.466180E-02	-6.467070E+00	2.899980E+00
558	0.7	-2.237260E+00	-1.539900E+01	5.134950E+01
563	0.9	-2.770740E+00	-9.156100E-01	9.812870E+00

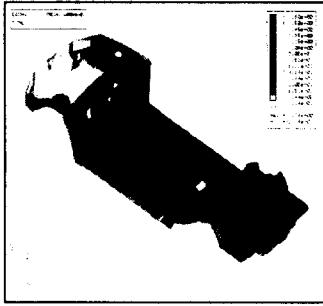
마찬가지로 각 요소별 민감도 결과와 같은 물성치를 가지는 부위 (PID)별로 구해진 민감도 결과를 Fig. 8에 보였다



24 Hz



25.13 Hz



26 Hz

Fig. 8. Element Sensitivity Plot(2nd)

4.2 절에서와 마찬가지로, 여기에서도 각 요소의 설계 민감도가 가지는 부호와 그 절대값, 그리고 각 주파수별로 나타나는 특성을 고려하여 모델을 수정하였다. 또한 가능한 한 무게를 줄이는 방향으로 모델을 수정하기 위하여 양(+)의 설계 민감도를 가지는 요소를 우선적으로 선택하였다.

이를 위하여 PBAR 610의 단면적을 반으로 줄이고 PBAR 69의 관성 모멘트 I_{22} 를 50% 증가시켰으며, PSHELL 2의 두께를 25% 증가시키고 PSHELL 558의 두께를 50% 감소시켰다.

그 결과 Fig. 9에서 보는 바와 같이 약 1dB의 진동을 줄일 수 있었다.

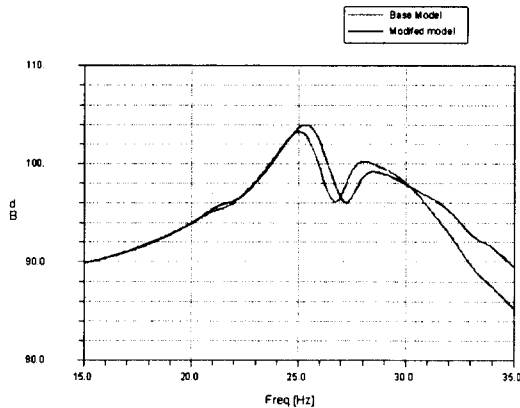


Fig. 9. FRF of Original and Modified Model (2nd)

5. 결론

본 연구에서는 CAE를 이용하여 실제로 구조물을 설계할 때에 있어서, 설계 초기단계에서 예상되는 소음-진동 문제를 파악하고 이를 해결함으로써 제품의 개발 기간을 단축시키고 설계의 효율을 높이기 위한 소음-진동 설계 프로그램 SENS1을 개발하였다. SENS1은, 물론 시험 차량에서 예상치 못했던 문제가 발생하였을 경우 이를 경험이나 직관에 의존하여 해결하였던 방식을 벗어나 좀 더 효율적인 대안을 제시할 수 있다.

본 연구에서 개발된 SENS1은 연속체 설계 민감도 기법을 이용하여 계산 효율과 정확성을 높였으며, 이를 실제 차량 모델에 적용하여 봄으로써 그 적용 가능성을 확인 하였다.

참고 문헌

- (1). Haug E.J., Choi K.K., and Komkov V., 1986, *Design Sensitivity Analysis of Structural Systems*, Academic Press, Orlando.
- (2). Choi K.K, Shim I., and Wang S.M., 1997, "Design Sensitivity Analysis of Structure-Induced Noise and Vibration," *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 119, pp. 173-179, April.
- (3). 왕세명, 최경국, 하리쿨카니, 1995, "민들린 이론을 이용한 소음/진동 설계 민감도 연구" *한국자동차공학회 추계학술대회 논문집(1)*, pp.142-147.