

# 차량 서브프레임의 유한요소 모델의 개선 및 최적화에 대한 연구

## A Study on the F.E. Model Updating and Optimization for Vehicle Subframe

허 덕 재\*, 이 근 수\*\*, 홍 석 윤\*\*\*, 박 태 원\*\*\*\*  
Deogjae Hur, Keunsoo Lee, Sukyoon Hong, Taewon Park

### ABSTRACT

This paper describes an integrated approach process to carry out pre-test, model correlation and updating analysis on the sub-frame of a vehicle. In this study, it was found that the modal test could be more efficient when the exciting point was selected on the area with high driving point residue. Such area could be located with the aid of finite element modal analysis. The model correlation was appraised in conjunction with the modal parameters between modal test and finite elements analysis. Also, the finite element model updating was obtained the good resultant using the iteration method based on sensitivity analysis results that carried out the variation of natural frequencies and MAC for the material properties. Finally, optimization of vehicle subframe was carried out the analysis of core location and physical properties by tow steps.

주요기술용어 : Finite element model(유한요소 모델), Pre-test(예비시험), Driving point residue(구동점 레지듀), Modal assurance criterion(모달 맥값), Mode pairing(모드 짝짓기), Correlation(상관관계), Model updating(모델 개선), Modal parameter(모드 파라미터)

### Nomenclature

$m$  : mass, or modal mass  
 $v$  : velocity  
 $\phi$  : eigenvector from modal test  
 $\psi$  : eigenvector from finite element analysis  
 $\omega$  : angular natural frequency  
 $X$  : displacement  
 $F$  : force  
 $\nu$  : modal participation factor  
 $u$  : model updating parameter

$\epsilon$  : residual vector  
 $T$  : sensitivity matrix  
 $H$  : frequency response function  
[ ] : matrix  
{ } : vector

### 1. 서 론

유한요소 모델은 구조물의 동특성을 평가하고 개선하는데 있어서 유용한 수단이라 하겠으며, 시험 데이터와 혼합한 복합 모델(hybrid model)로 활용하는 기반이 된다.<sup>1-3)</sup> 이는 구조물의 개선에 있어서 시험만을 의존하였을 때 발생하는 시간 소요와 비용을 절감할 수 있을 뿐만 아니라,

\* 회원, 고등기술연구원, 아주대학교 대학원  
\*\* 회원, 대우자동차 기술연구소  
\*\*\* 회원, 서울대학교 조선해양공학과  
\*\*\*\* 회원, 아주대학교 기계 및 생산공학부

다양한 개선 안에 대한 검토와 최적화 기법 등에 활용할 수 있기 때문이다. 그러나, 모델링의 어려움이나 경계조건의 모호함 등으로 인하여 유한요소 모델의 불확실성은 결과의 신뢰도를 낮게 만드는 요인이 된다. 특히, 항공기나 자동차와 같이 여러 개의 시스템들이 조합되는 구조물에 있어서 각각의 시스템들이 갖는 불확실성은 전체 시스템에 대한 신뢰도를 떨어뜨리는 결정적 요인이 된다. 따라서, 이를 보완하기 위해서 구조물의 동특성인 모달 파라미터를 모달시험에서 얻고 이를 이용하여 유한요소 모델의 상관관계를 평가하고 개선하는 방법들이 제시되고 있다. 이러한 연구들은 항공 및 우주 산업 분야에서 시작되어 자동차 산업 분야에서도 급속도로 확대되고 있으며 중요성도 증가하고 있다.<sup>4,5)</sup>

따라서, 본 논문에서는 모달시험을 위한 예비시험해석으로 적절한 측정점과 가진 위치를 설정하였으며, 모달시험에서 얻어진 고유벡터와 유한요소 모델의 고유벡터를 이용하여 실험과 해석모드의 교차 직교행렬을 계산하고, 이 값과 고유 주파수로 유한요소 모델의 상관관계를 평가하였다. 그리고 유한요소 모델개선을 위하여 고유주파수의 오차와 교차 직교행렬을 혼합하여 잔차벡터를 구성하고 이를 목적함수로 선택하였으며, 잔차벡터의 민감도해석을 기초로 벡터의 크기를 최소화하는 반복적인 연산을 수행하는 방법을 사용하였다. 또한 서브프레임의 설계목표치 달성을 위하여 코어를 사용하고 이들의 위치 및 물성치를 단계적으로 최적화하는 연구를 수행하였다.

## 2. 이론적 고찰

### 2.1 측정점 및 가진점의 선정

유한요소 모델에서 이상화된 질량의 각 질점에 대한 운동에너지를 고찰하여 보면,  $i$ 번째 자유도의 질량이  $n$ 번째 모드에 의하여 이루어지는 운동에너지는 식(1)과 같다.<sup>6)</sup>

식(1)에서 나타낸바와 같이 각각의 모드가 갖

$$E_{kinetic(i, n)} = \frac{1}{2} m_i v_{i, n}^2 = \frac{1}{2} m_i \phi_{i, n}^2 \omega_n^2 \quad (1)$$

는 운동에너지는 모드의 형상에 의존하게 된다. 따라서 모달시험을 위한 전달함수의 측정점은 모드에 대한 운동에너지가 높은 곳을 선택하였을 때보다 효과적이다.

또한 모달시험에 있어서 가진점의 위치는 측정하고자 하는 모든 모드들을 충분히 가진할 수 있는 곳으로 설정해야 한다. 따라서 측정하고자 하는 구조물의 유한요소 모델이 있는 경우는 유한요소 모델해석 결과를 이용하여 구동점 레지듀(driving point residue)를 계산하고 이를 바탕으로 가진점을 설정하는 것이 효과적이다.<sup>7)</sup> 따라서 가진점 레지듀의 특성을 고찰하기 위하여 주파수응답함수의 성질을 고찰하여 보면, 가역 법칙(reciprocity theorem)이 성립하는 선형 진동 시스템의 주파수응답함수는 식(2)과 같이 표현된다.

$$H_{i, j}(j\omega) = \frac{X_j}{F_i} = \sum_{k=1}^N \left( \frac{r_{i, i, k}}{j\omega_n - \lambda_k} + \frac{r_{i, j, k}^*}{j\omega_n - \lambda_k} \right) \quad (2)$$

여기서,  $r_{i, i, k} = \frac{1}{2jm_k\omega_{dk}} \nu_{i, k} \nu_{j, k}$

식(2)의 주파수응답함수에서  $j$ 번째 절점을 가진할 때  $i$ 번째 절점에서  $k$ 번째 모드에 의한 응답은 식(3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$H_{i, j, k}(j\omega) = \frac{X_{i, k}}{F_{i, k}} = \frac{\nu_{i, k} \nu_{j, k}}{2jm_k\omega_{dk}(j\omega_n - \lambda_k)} \quad (3)$$

식(3)에서  $k$ 번째 모드가  $j$ 번째 절점에서 노달점을 형성하는 경우는 모드기여계수  $\nu_{j, k}$ 는 0이 되고, 최대 변위를 갖는 경우는  $\nu_{j, k}$ 도 최대값을 갖게 된다. 따라서, 특정 모드  $k$ 에 대한 구동점 레지듀는 식(4)과 같이 정의된다.

$$|r_{i, k}| = \frac{\nu_{i, k}^2}{2m_k\omega_{dk}} \quad (4)$$

### 2.2 직교성(Modal Assurance Criterion)

임의의 벡터의 방향성 평가에 사용되는 직교

성은 시험에서 측정된 고유벡터와 유한요소 모델의 고유벡터의 일치성을 평가하는 교차 직교행렬로 유한요소 모델의 상관관계 평가의 정도로 이용할 수 있다.<sup>9,10)</sup> 따라서 시험과 해석모드의 교차 직교성에 대한 상관관계는 식(5)과 같이 나타낼 수 있다.<sup>9,10)</sup>

$$MAC_{i,j} = (\cos \theta)_{i,j}^2 = \frac{|\phi_i^T \phi_j|^2}{|\phi_i^T \phi_i| |\phi_j^T \phi_j|} \quad (5)$$

식(5)에서 나타난바와 같이 임의의 진동 시스템에서 모달시험과 유한요소 해석에서 얻어진 고유벡터가 동일하다면 대응되는 고유벡터들의 교차 직교값은 1이 되고, 다른 벡터들의 교차 직교값은 0이 되어야 한다. 하지만 유한요소 모델이 갖는 모델링 방법과 경계조건 등의 오차 그리고 모달시험 상의 오차 등으로 인하여 교차 직교값은 0과 1 사이의 값을 갖으며, 일반적으로 교차 직교값이 0.8 이상인 경우는 두 모드가 잘 일치한다고 할 수 있으며, 0.1 이하이면 서로 다른 모드라 판단한다.<sup>11)</sup>

### 2.3 모델수정 및 최적화

민감도 해석을 이용한 유한요소 모델의 수정은 모달시험과 유한요소 해석결과에 대한 진동 특성의 차이를 나타내는 잔차벡터의 크기를 최소화하는 것이다. 잔차벡터는 고유주파수의 오차나, 고유벡터의 차이, 고유벡터의 직교성 검사에 이용되는 비대각항, MAC 행렬의 대각항, 전달함수의 차이 등으로 구성할 수 있다.

민감도는 각각의 수정인자 변화에 대한 잔차벡터의 변화를 수정인자의 일차 편미분항으로 나타낼 수 있다. 따라서,  $n+1$  단계의 잔차벡터는 식(6)과 같이 Taylor 급수의 일차 미분항까지 전개하여 나타낼 수 있다.

$$\{\epsilon(u)\}^{n+1} = \{\epsilon(u)\}^n + [T^n] \cdot \{\delta u\} \quad (6)$$

여기서,  $[T^n]$ 는  $n$ 단계에서의 민감도행렬로서  $T_{i,j} = \frac{\partial \epsilon_i}{\partial u_j}$ 의 관계를 갖는다.

$n+1$  단계에서의 수정인자는  $n$ 단계의 수정인

자와 이에 대한 잔차벡터, 수정인자의 증분에 따른 민감도행렬과  $n+1$  단계에서 가져야 할 잔차벡터를 결정하면, 식(7)을 이용하여 계산할 수 있다.

$$\{u\}_{n+1} = \{u\}_n + [T^n]^+ \cdot (\{\epsilon\}_{n+1} - \{\epsilon\}_n) \quad (7)$$

여기서,  $[T^n]^+$ 는  $[T^n]$ 의 의사역행렬이다.

따라서, 고유주파수의 오차와 MAC 대각항의 오차 값이 원하는 허용 범위에 도달할 때까지 식(7)을 반복적으로 수행함으로써 수정된 모델을 얻을 수 있다.

수정인자는 구조물의 두께, 밀도, 탄성계수를 설정할 수 있다. 두께의 경우는 질량의 변화와 강성의 변화를 동시에 발생하여 수렴시간이 많이 걸리고 모델의 용접 및 곱판에 대한 복잡한 유한요소 모델의 특성을 고려하기에는 어려운 점이 있다. 그러나 강성의 오차가 크지 않을 경우 강성에만 영향을 주는 탄성계수를 수정인자로 선정하면 유한요소 모델의 전체적인 질량과 무게중심의 변화를 피하지 않으며 수렴 속도 또한 빠르다는 장점이 있다.

최적 설계는 주어진 제한조건을 만족하며 목적함수를 최소화하는 수학적 기법이다. 따라서 본 연구에서는 서브프레임의 설계목표 공진 주파수를 구속조건으로 하여 구조물의 중량을 최소화하는 방법을 사용하였다. 또한 설계변수 및 범위는 서브프레임 코어의 단면계수로 설정하고 구조적으로 가능한 많은 코어를 반영하여 해석하고, 그 결과를 바탕으로 영향력이 큰 코어를 선정하여 이들을 최적화하는 방법으로 수행하였다. 또한 모델수정의 유용성을 고찰하기 위하여 유한요소 모델수정 전후의 모델을 최적화에 적용하여 비교하였다.

### 3. 서브프레임의 모델개선 및 최적화

본 논문에서는 차량의 서브 프레임을 대상으로 유한요소 모델의 구성, 유한요소 해석, 예비시험 해석, 모달시험, 유한요소 모델의 상관관계 평가 및 이에 근거한 모델수정 등을 수행하였다. 또

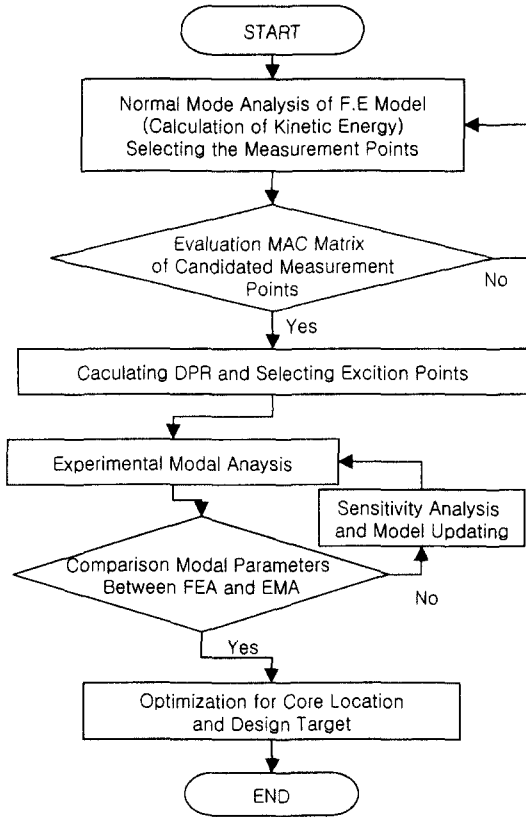


Fig. 1 Analysis flowchart of the vehicle subframe for the model updating and optimization

한 서브프레임의 설계목표치 달성을 위하여 코어를 적용 최적화를 수행하였으며, 그 과정은 Fig. 1과 같다.

### 3.1 예비시험해석

서브프레임에 대한 유한요소 모델을 Fig. 2와 같이 구성하였으며, MSC/NASTRAN을 이용하여 고유모드해석을 수행하였다. 해석의 경계조건은 서브프레임의 기본 동특성을 평가할 수 있도록 자유 경계조건으로 설정하였다.

운동에너지가 높게 나타나는 점을 예비 측정점으로 설정하기 위하여 유한요소 모델의 고유모드해석에서 얻어진 고유벡터를 이용하여 주요 모드의 척도화된 운동에너지의 합을 계산하였으며, Fig. 3에 나타냈다. Fig. 3에서 나타난 바

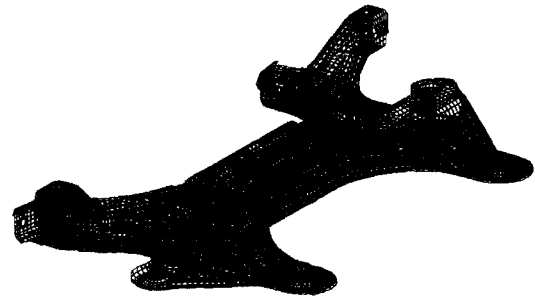


Fig. 2 Finite element model of subframe

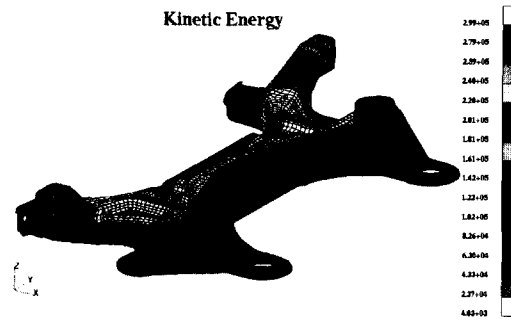


Fig. 3 Sum of scaled kinetic energy from 1st to 5th mode

와 같이 운동에너지는 외각 부위에 집중되어 있어 Fig. 4와 같이 상하 좌우 대칭구조로 48개의 예비 측정점을 선정하였다. 이들 48개의 예비 측정점의 적절성 평가를 위하여 IRS방법<sup>11)</sup>으로 모델 축소를 수행하고 맥행렬을 계산하였으며, Table 1에 나타내었다. Table 1의 맥행렬에서 나타난 것과 같이 비대각항의 최대값이 0.002 이하이므로 선정된 예비 측정점들은 유한요소 해석에서 계산된 모드를 충분히 표현할 수 있을 것으로 예상되며, 이들을 이용하여 모달시험에 필요한 기하형상을 Fig. 4와 같이 구성하였다. 또한 가진점 선정을 위하여 48개의 측정점 모두를 가진점 후보로 가정하고 이들에 대한 구동점 레지듀를 계산하였으며, Fig. 4에 가중평균치를 고려한 구동점 레지듀를 나타냈다. Fig. 4에서 나타난바와 같이 13(1684)번 절점의 Z방향에 대한 구동점 레지듀가 가장 높은 값을 갖고 있어 이를 가진점으로 선택하여 실험을 수행하였다. 예비시험 해석에서 구동점 레지듀가 높게 나타난 가진점이 모달

Table 1 MAC matrix for candidate measurement points

No.	1	2	3	4	5	
1	190.94	235.32	290.45	325.26	377.90	
1	190.94	1.000	0.000	0.001	0.000	0.000
2	235.32	0.000	1.000	0.000	0.000	0.002
3	290.45	0.001	0.000	1.000	0.002	0.001
4	325.26	0.000	0.000	0.002	1.000	0.001
5	377.90	0.000	0.003	0.001	0.001	1.000

Table 2 Modal participation factors from modal test

Mode No.	Freq. (Hz)	Input subf: 13+z
1	190.94	21
2	235.32	29.9
3	290.45	29.4
4	325.26	8.6
5	377.90	11.2

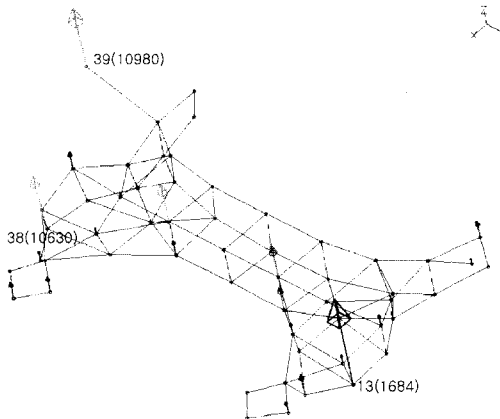


Fig. 4 Driving point residue for candidate exciting points and test geometry

시험 결과 모드 기여도가 모든 모드에서 크게 나타나 해석결과와 레지듀를 기초한 가진점 선택이 타당함을 알 수 있다.

### 3.2 유한요소 모델의 상관 및 개선

유한요소 모델해석과 모달시험의 고유벡터 결과를 이용하여 교차 맥행렬과 고유주파수의 오차를 계산하여, Table 3에 정리하였다. Table 3의 교차 맥행렬에 근거하여 모드 짝짓기를 하였

Table 3 MAC matrix and frequencies error for initial finite element model(Freq. : Frequency)

Modal Test							Freq. Error (%)
No.	1	2	3	4	5		
F	190.66	200.76	284.56	295.54	340.34		
E	190.94	0.497	<b>0.637</b>	0.015	0.004	0.001	23.42
M	235.32	<b>0.354</b>	0.278	0.002	0.128	0.008	-4.89
	290.45	0.014	0.006	0.001	<b>0.845</b>	0.000	14.23
	325.26	0.012	0.006	<b>0.895</b>	0.004	0.001	-1.72
	377.90	0.012	0.005	0.000	0.000	<b>0.900</b>	11.04

다. Table 3에서 알 수 있듯이 초기 유한요소 모델은 서브프레임의 동특성을 충분히 나타내지 못하고 있음을 알 수 있다. 즉, 4개의 모드만이 0.6을 넘는 교차 맥값을 갖고 있으며, 모드의 순서도 일치하지 않고 있다. 또한 이들의 고유주파수에 대한 오차도 23% 정도로 매우 큰 값을 갖고 있음을 알 수 있다. 따라서 유한요소 모델을 개선할 필요가 있음을 알 수 있다. 본 논문에서는 모달시험과 유한요소해석에서 얻어진 고유벡터를 이용하여 교차 맥행렬을 계산하였으며, 식(8)과 같이 교차 맥행렬 대각항과 고유주파수의 오차로 잔차벡터를 구성하였다.

$$\varepsilon(u)_{current} = \begin{pmatrix} \frac{f_1^{FEM} - f_1^{TEST}}{f_1^{TEST}} \\ 1 - MAC_{1^{FEM}, 1^{TEST}} \\ \frac{f_2^{FEM} - f_2^{TEST}}{f_2^{TEST}} \\ 1 - MAC_{2^{FEM}, 2^{TEST}} \\ \vdots \\ \vdots \end{pmatrix} \quad (8)$$

서브프레임의 잔차벡터는 Table 3의 모드 짝짓기 결과에 근거하여 5개의 모드에 대한 고유주파수와 이에 대한 교차 맥행렬의 대각항에 대한 오차로 구성하였다.

잔차벡터를 최소화하기 위한 유한요소 모델의 변수의 선정은 운동에너지와 형상변화를 기초로 Fig. 5와 같이 27개의 영역으로 나누었으며, 각 영역의 탄성계수를 모델개선을 위한 수정인자로 설정하였다. 이들 변수의 잔차벡터에 대한 각각의 수정인자의 변화에 따른 민감도 행렬을

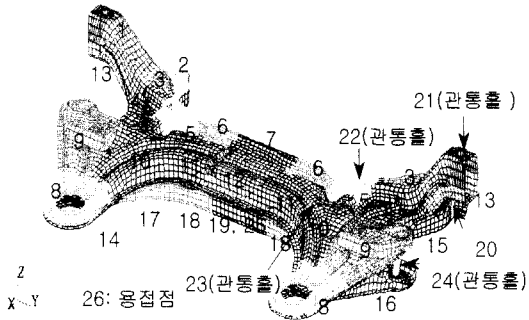


Fig. 5 Design variables for model updating

구성하고, 식(7)을 이용하여 변수의 변화량을 계산하였다. 또한 해석결과에 대한 탄성계수의 변화량의 타당성 검증을 위하여 식(9)과 같은 평판의 강성계수(plate flexural stiffness) 식을 이용하여 평판의 두께 변화를 고찰한 결과 약 10% 내외의 변화를 보이고 있어 제작 오차 범위에 있다고 판단되어 탄성계수의 변화가 타당한 것으로 판단된다.

$$D = \frac{Et^3}{12(1-\mu^2)} \quad (9)$$

Fig. 6은 초기 모델의 교차 맥값이 가장 좋지 않은 첫 번째 및 두 번째 모드의 고유주파수와 교차 맥행렬에 대한 민감도이다. 민감도해석 결과 프레싱에 의한 단면변화가 큰 5, 15번 변수 그룹과 내부 보강재와의 결합에 의하여 모델링이 어려운 11, 18, 19의 변수 그룹에서 민감한 것으로 나타나 유한요소 모델링 오차가 발생하기 쉬운 구조적 조건과 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 또한, 수정모델의 목표치를 교차맥값 0.8 이상, 고유주파수 오차 3% 이하로 설정하고 모델수정을 수행한 결과 6번의 반복 수행에 의하여 수렴값을 얻을 수 있었으며, 최종 개선된 유한요소 모델의 교차 맥행렬과 고유주파수의 오차를 Table 4에 나타냈다.

잔차벡터에 의한 모델개선은 초기 유한요소 모델의 교차 맥값이 전체적으로 낮은 값을 나타내고 있으며, 고유주파수의 오차 또한 23%을 나타내고 있으나, 모델수정 후 최종 모델의 경우 고

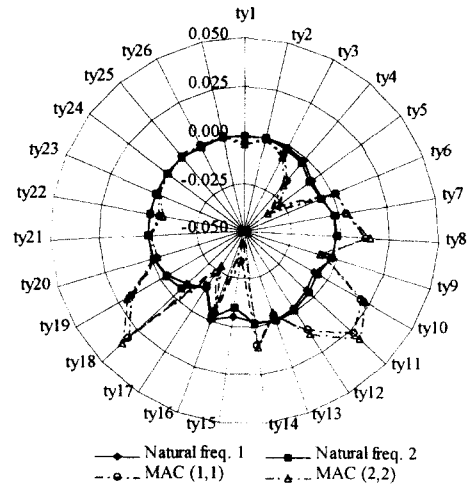


Fig 6 Sensitivity results of initial finite element model

Table 4 MAC matrix and frequencies error for final updated finite element model

		Modal Test					Freq. Error (%)	
		No.	1	2	3	4		5
F E M	1	191.25	<b>0.823</b>	0.034	0.006	0.006	0.001	0.31
	2	202.22	0.013	<b>0.805</b>	0.003	0.001	0.002	0.73
	3	286.47	0.000	0.003	<b>0.883</b>	0.037	0.006	0.67
	4	294.03	0.003	0.002	0.044	<b>0.848</b>	0.017	-0.51
	5	335.92	0.002	0.003	0.002	0.037	<b>0.878</b>	-1.30

유진동수의 오차가 2% 이내로 감소하였으며, 교차 맥행렬의 대가향도 모든 모드에서 0.8 이상을 나타내고 있어 효과적인 모델수정이 이루어졌음을 알 수 있다.

### 3.3 서브프레임 최적화

본 연구에서는 서브프레임의 설계변경과 구조물의 중량을 최소화하며 수정된 설계목표 공진 주파수 210Hz 이상을 달성하기 위하여, 서브프레임에 그림 7과 같은 원형 중공 봉의 코어를 사용하여 최적화를 수행하였다. 최적화를 수행하기 위한 설계변수 및 범위는 서브프레임 코어의 두께로 선정하고 공진 주파수를 구속조건으로 하여 구조물의 중량을 최소화하는 방법을 사

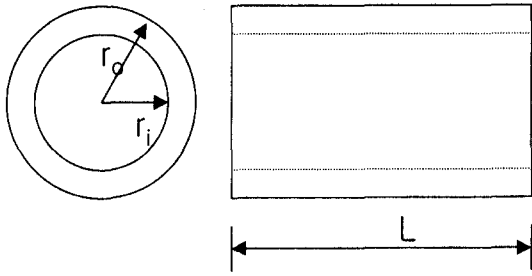


Fig 7 Shape of the core for the design change

Table 5 Optimization analysis condition for updated design

Item	Condition
Objective function	minimization (weight)
Constraint	1st natural frequency > 210Hz
Design variables	18EA core thickness $0.1 < t < 5\text{mm}$ , initial value = 1.0mm, out diameter of core = 14mm

용하였으며, 최적화 조건은 Table 5와 같다.

그리고 코어의 적절한 위치를 선정하기 위하여 구조적으로 가능한 많은 코어를 반영하여 해석한 후 그 결과를 바탕으로 기여도가 큰 코어를 선정하고 이들을 최적화하는 단계적인 방법으로 수행하였다. 또한 설계의 반영을 쉽게 하기 위하여 코어의 외경을 고정하는 방법을 사용하였다. 따라서 코어의 유한요소 모델은 빔요소를 사용하고, 그 특성은 단면, 모멘트, 비틀림 강성으로 이루어진다. 따라서 이들의 관계는 식(10)~식(12)과 같이 된다.

$$\text{단면적} : A = \pi(r_o^2 - r_i^2) \tag{10}$$

$$\text{모멘트} : I_1, I_2 = \frac{\pi}{12} (r_o^4 - r_i^4) \tag{11}$$

$$\text{비틀림 강성} : J = \frac{\pi}{2} (r_o^4 - r_i^4) \tag{12}$$

위의 관계식들은 코어의 외경과 내경에 의하여 결정되며, 외경이 고정되어 있으므로 코어의 두께에 의하여 결정된다. 이와 같은 조건을 사용하여 상용해석 소프트웨어인 MSC/NASTRAN를 이용하여 해석하였다.

최적화 수행 결과 수정 전후의 모델 모두 고유진동수 210Hz 이상 달성할 수 있었으나, 두 모델에 있어 최적의 위치가 다르게 산출되었고 수정 후 모델의 해석 결과가 실험 결과와 보다 잘 일치하고 있어 모델수정의 중요성을 알 수 있었다. 또한 수정 후 모델의 코어의 위치를 살펴보면 모델 수정 전 모델은 굽힘 모드에 대해서만 강하게 되어 있으나, 수정 후의 모델은 굽힘과 비틀림 모드에 적절히 대응하고 있어 구조적 특성에 맞게 코어의 개수가 균형 있게 분포되어 있음을 알 수 있다. 이것은 초기 모델의 첫 번째 모드가 강한 굽힘 모드를 나타내고 있어 Fig. 8의 점선 부위의 코어 보강을 요구하고 있으나, 실험과 수정 모델은 약간의 비틀림 모드가 섞여 나타나고 있어 실선 모양의 코어 보강이 강하게 나타나고 있음을 알 수 있었다. 또한 이들 6개의 코어를 사용하여 최적화를 수행한 결과 Table 6과 같이 나타나 효

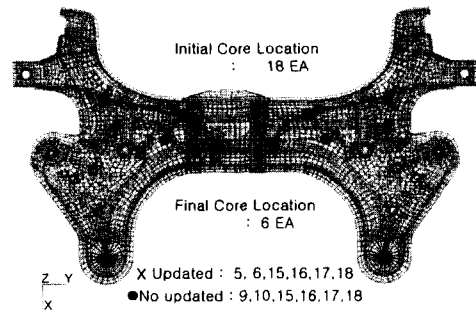


Fig. 8 Optimal core location for the initial and updated models

Table 6 Comparison of natural frequency between updated design models

No.	Frequency (Hz)			
	Initial test	No updated model	Updated model	Test
1	190.66	227.85	220.61	222.01
2	200.76	236.90	241.57	239.54
3	284.56	291.15	331.24	299.43
4	295.54	326.16	339.37	340.78
5	340.34	381.52	381.71	386.12
Core Location	9,10,15,16,17,18	5,6,15,16,17,18	5,6,15,16,17,18	5,6,15,16,17,18

과적으로 최적화를 달성할 수 있었으며, 수정후의 모델을 사용하여 해석하는 것이 바람직함을 다시 한번 알 수 있다.

## 5. 결 론

본 논문에서는 자동차의 서브프레임을 대상으로 유한요소 모델의 활용을 위한 예비시험해석, 모달시험과의 상관관계 평가, 민감도 해석을 통한 모델개선과 수정목표치 달성을 위한 설계변경의 최적화에 대한 연구를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 유한요소 모델의 활용을 위하여 해석으로 계산된 각 모드의 운동에너지를 이용하여 모달시험 측정 위치를 설정하고, 측정점으로 설정한 모든 점에서의 구동점 레지듀를 계산하여 이를 기준으로 가진점을 선정함으로써 보다 효율적인 시험을 수행할 수 있었다.

2) 고유주파수의 오차와 교차 맥행렬을 잔차 벡터로 구성하여 민감도해석에 기초한 유한요소 모델개선을 수행함으로써 고유주파수의 오차를 줄이고 동시에 교차 맥행렬도 매우 향상된 모델을 얻을 수 있어 효과적인 모델개선을 꾀할 수 있었다.

3) 서브프레임의 고유진동수의 설계 목표치 달성을 위하여 코어의 위치 및 물성치에 대한 최적화를 단계적으로 수행하여 설계 목표치를 쉽게 달성할 수 있었다.

4) 개선 전후의 모델을 이용하여 최적화를 수행한 결과 개선된 모델에 대한 최적화가 보다 효과적인 결과를 도출할 수 있었으며 모델개선의 유용성을 알 수 있었다.

## 참 고 문 헌

- 1) W. C. Hurty, "Dynamic Analysis of Structural Systems Using Component Modes," AIAA Journal, Vol.3, No.4, pp.678-685, 1965.
- 2) B. P. Wang, A. B. Palazzolo, W. D. Pilkey, "Re-analysis, Modal Synthesis and Dynamic Design, Finite Element : The State of the Art," ASME, 1980.
- 3) L. Meirovitch, A. L. Hale, "A General Substructure Synthesis Method for the Dynamic Simulation of Complex Structures," Journal of Sound and Vibration, pp.309-326, 1980.
- 4) D. Mark, C. L. Teik, "Automotive Applications for Test/Analysis Correlation," SAE 951366, 1995.
- 5) Y. T. Chung, S. S. Stepan, "Assessments of Model Correlation Using Dynamic Reduction and Static Reduction," SAE 881527, 1988.
- 6) R. P. Grant, L. R. Ted, "Kinetic Energy Calculation as an Aid to Instrumentation Location in Modal Testing," MSC World Users' Conference Proc, 1993.
- 7) D. Kienty, M. Richardson, K. Blakely, "Using Finite Element Data to Set Up Modal Test," Sound and Vibration, 1989.
- 8) 허 덕재 외, "차량 구조 소음 예측 기법 개발 (완료보고서)," 고등기술연구원 내부보고서 99601-MS-99.01, 1999.
- 9) H. Ward, L. Stefan, S. Paul, Modal Analysis Theory and Testing, Katholieke Universiteit Leuven, pp.A.4.1-A.4.5. 1995.
- 10) D. J. Ewins, Modal Testing : Theory and Practice, Research Studies Press, Taunton, Somerset, England, 1984.
- 11) J. C. O'callahan, "A Procedure for an Improved Reduce System(IRS)," Proc. of the 7th IMAC, pp.17-21, 1989.
- 12) W. Twomey, T. L. Chen, I. U. Ojalvo, "General Method for Modifying a Finite Element Model to Correlate with Modal Test Data," Journal of the American Helicopter Society Vol.36, No.3, pp.48-58, 1991.