

# 다종의 가진방법을 이용한 비연성 경향을 가진 차실모형의 모우드 해석

## Modal Analysis of a Vehicle Cabin Model Having High Decoupling Tendency

김 시 조\*, 조 동 우\*\*, 김 관 주\*\*\*, 한 상 욱\*\*\*  
S. J. Kim, D. W. Cho, K. J. Kim, S. W. Han

### ABSTRACT

Interior noise in a car is known to have an important influence on product acceptability. This noise is closely correlated with structural-acoustic vibration. When considering noise problem, the structural-acoustic relation of a vehicle cabin model needs to be identified. However, it is very difficult to get the modal parameters of this kind of cabin structure composed of thin plates: because it not only can be excited by the acoustic vibration of cavity, but also tends to have decoupling effects of one plate from another. In order to obtain modal parameters more precisely, various excitation techniques, i.e. impact, pure random, burst random, and swept sine testing are applied for the first step. In the case of the cabin model, impact and swept sine testing show good results. Next, the determination of the excitation point by trial-and-error and the accurate measurements of FRF's are performed with these methods. The modal parameter extraction is carried out for the final step. This paper proposes a new approach to find the modal parameters more reliably in the case of high decoupling effects. That is, the convergence of MIF and MCF in each panel, which provide some criteria for the validity of the obtained modal parameters, is observed. And from those results, the pretty accurate modal parameters can be determined. A comparative assessment between the modal testing and the FEM is also performed.

### 1. 서 론

차실모형의 진동 해석은 최근에 많이 수행되고 있는 자동차 승차감 향상에 관한 연구와 관련이 있다. 이 연구의 배경은 차량의 경량화 및 고출력화에 따르는 차실 내부의 소음증

가의 문제점을 해결하는데 있다. 즉 차체의 구조진동이 차실의 음향진동을 일으키며 이때 발생하는 음압이 소음으로 느껴진다. 이와같은 고체 전달을 관련 연구<sup>1,2,3)</sup>를 수행하기 위하여서는 우선 차체 및 차실모형의 구조진동 특성을 정확하게 규명할 필요가 있다.

\* 포항공대 대학원 기계공학과  
\*\* 정회원, 포항공대 기계공학과  
\*\*\* 기아자동차(주) 기아기술센터

따라서 본 연구에서는 차실모형에 대한 정확한 구조진동 해석을 수행하고자 하였다. 차실모형은 차실내부를 1/2로 축소시킨 것으로 실차의 두께와 동일하게 1mm의 얇은 판넬들로 만들었기 때문에 이 모형은 차체 구조진동과 차실 음향진동과의 연성관계를 규명하기에 적합한 모델이다. 국내에서는 김석현<sup>3)</sup>이 차실모형과 차체모형을 각기 제작하여 실험적으로 차체모형을 규명하고 수치해석으로 차실모형의 음향해석을 실시하여 구조-음향진동의 연성관계를 확립하고 이를 이용하여 소음 저감 방안을 제시하였다. 위 차체모형은 하중 지지부로서 얇은 벽 단면보를 보강하여 0-300Hz에서 50개 정도의 쉘진동 모우드를 갖는 구조물이다. 그러나 본 연구에 사용된 차실모형은 단면보로 보강하지 않은 구조물이다. 그 이유로, 보강재 없는 순수한 상태에서 음향진동이 구조진동에 미치는 영향을 알아보고 비연성이 강한 얇은 쉘구조가 공동(Cavity)를 이룰 때 정확한 모우드변수를 추출할 수 있다면 보강재에 따른 진동모우드의 변화를 예측할 수 있으며 실차설계의 기초자료가 될 수 있기 때문이다. 따라서 본 실험은 보강재가 있는 경우보다 훨씬 많은 모우드가 예상되며 또한 음향진동의 영향이 증가될 것이다. 앞에서 언급한 구조적 특성의 문제점 때문에 우선, 구조진동 특성을 더욱 정확하게 얻기 위하여 여러가지 가진방법에 의한 실험결과를 비교 분석<sup>4,5)</sup>하여 이 구조물에 가장 적합한 가장 좋은 가진방법을 선택하고 이 방법으로 신뢰성이 있는 진동 모우드를 얻는다. 그러나 어느 가진 방법으로도 위와 같은 구조물에 대하여는 전체 모우드(0-93.75Hz)를 정확하게 구하기에는 여러가지 문제가 발생되었다. 따라서 가장 적합한 가진점을 찾는 것이 우선 해결하여야 할 문제로 나타났다. 그리고 고유 진동수들은 각 판넬에 대하여 비연성(Decouple) 경향이 국부적으로 나타난다. 본 논문에서는 이러한 구조물을 이후로 비연성(Decouple) 경향이 강한 구조물이라 명명한다. 다음은 모우드변수를 얻는 방법으로써<sup>6,7,8)</sup> 본 연구에서는 여러번의

시행오차를 거쳐 얻은 경험으로부터 새로운 방법을 제안하고자 한다. 우선 즉 각각의 판넬에 대하여 대기준 곡선피팅(Polyreference Curve Fitting) 방법과 1 자유도 다항 곡선피팅(1-DOF Polynomial Curve Fitting)을 사용하여 각각으로부터 MCF(Modal Confidence Factor)와 MIF(Mode Indicator Function)를 얻은 후 서로 비교한다. 즉, 각 판넬에 대한 MCF의 수렴성 조사로부터 고유진동수 갯수를 결정하고, 또한 MIF로부터 고유진동수를 결정하여 서로 비교하여 전체 구조에 대하여 최종 고유진동수를 구한다. 이어서 본 구조물에 가장 적합한 가진 방법으로 판명된 정현파와 소인(Swept Sine) 실험과 충격(Impact) 실험으로부터 각각에 대한 모우드 형상을 얻어 비교하였다. 이와같은 일련의 실험방법과 절차는 비연성 성향이 강한 구조물에 대한 새로운 접근방법이며 최종적으로 얻어진 모우드변수들의 신뢰도를 증가시키는데 기여하였다. 또한 이 결과는 범용 프로그램인 MSC/NASTRAN을 사용한 수치해석적 방법의 결과와 비교되었다.

## 2. 여러가지 가진 방법에 따른 장단점<sup>4,5)</sup>

순수(Pure) 랜덤은 신호가 윈도우(Window) 내에서 주기적이지 못하기 때문에 누설(Leakage)현상이 데이터 수집시간동안 발생하며, 의사(Pseudo) 랜덤은 데이터 수집시간동안 주기적인 신호가 동일하게 반복되므로 누설현상은 없으나 앙상블평균으로 비선형과 왜곡(Distortion)현상을 없애지 못하는 단점이 있다. 이에 대한 가장 좋은 대안이 바로 주기적(Periodic) 랜덤 실험이며 이것은 주기적인 신호가 동일하게 반복하다가 일정시간 경과후 다른 주기적인 신호가 동일하게 반복하는 형식이다. 주기적 랜덤과 의사 랜덤 대신 현재 널리 사용되고 있는 방법으로 버스트(Burst) 랜덤이 있다. 이 방법은 데이터 수집기간 중 일부에 순수 랜덤 신호를 발생시키고 나머지 시간은 아무런 신호도 발생시키지 않는 방법이다. 이 방법은 누설현상을 없애

면서 주기적 랜덤이 가지고 있는 비선형 현상을 제거하는 역할을 수행하게 된다. 정현파 소인 방법은 원하는 주파수 영역에서 정현파로 소인(Sweep)시키는 방법으로 이 방법의 가장 큰 장점은 파고율(Crest Factor)이 가장 우수한다에 있다.

한편 충격 실험은 가진력을 쉽게 조절하지 못하고 약간의 누설현상이 발생하며 가진력 또한 충분하지 못하다는 단점이 있으나, 실험에 필요한 부수장비가 적으며 실험방법이 간단하고 시간이 적게 걸린다는 장점이 있다.

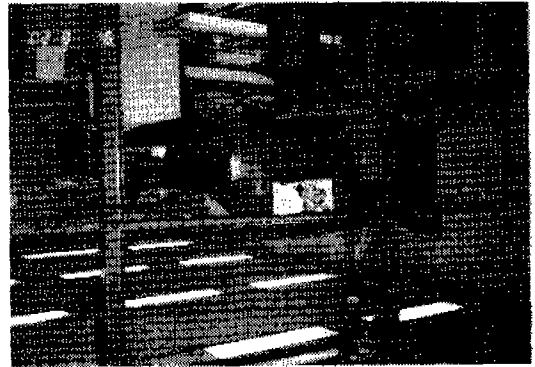


Fig.1 Photo of the vehicle cabin model

### 3. 차실 모형의 실험

#### 3.1 실험방법

차실모형의 진동실험을 수행하기 위하여 충격실험, 순수 랜덤, 버스트 랜덤, 정현파 소인 방법 등의 네가지 가진 방법을 시도하였다.

Fig.1은 안정된 지지조건을 만들기 위해 앵글로 사각형 틀을 만든후 가장자리에 스프링을 아홉군데에 설치한 모습이다. Fig.2는 차실모형의 판넬번호 및 데이터 측정위치를 각각 나타낸다. 전체적으로 차실모형은 1mm의 얇은 판넬로 만들었기 때문에 구조상 비선형이 심한 판넬 1,4는 약한 가진력에 쉽게 반대방향으로 좌굴(Buckling)이 일어난다. 또한 음향을 측정할 목적으로 판넬 3에서는 마이크로폰의 통로용 창문이 떨어져 있다. 구조 진동 측정시에는 이곳을 보조 판넬로 막고 실험하였다. 이러한 구조적 특성과 음향진동과의 연성관계로 인하여 정확한 실험을 하기 위하여 다음절에 나타난 것과 같이 각 가진 방법에 따른 예비실험이 실시되었다.

각 실험에서는 최대 해석 주파수를 120Hz로, 저역필터의 여과 주파수를 93.75Hz로 하였고, 충격실험에서는 Force-Exponential 윈도우를 랜덤 실험과 정현파 소인 실험에서는 헨닝(Hanning) 윈도우를 사용하였다.

한편 랜덤 실험과 정현파 소인 실험에서의 각 신호는 신호 분석기에 내장되어 있는 신호 발생기에서 발생시켰다. 여기서 발생 가능한

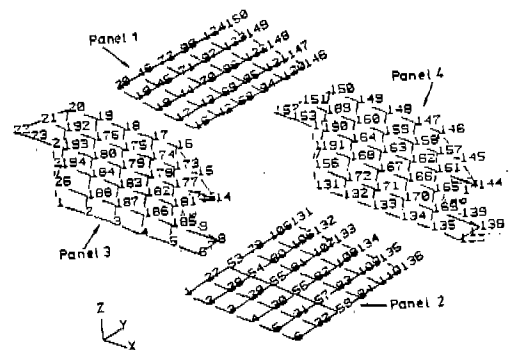


Fig.2 Measuring points of the vehicle cabin model

신호는 순수 랜덤, 버스트 랜덤, 정현파 소인 등이 있으며 이 신호는 진동 제어 시스템을 통해 가진기로 전달된다. 진동 제어 시스템에서는 발생된 신호의 이득을 증폭시킬 수 있으며 이 이득으로 차실모형의 가진력을 적당히 조절한다. 신호발생기에서 발생하는 순수 랜덤, 버스트 랜덤 및 정현파 소인 신호가 그림 3에 나타나 있다.

#### 3.2 랜덤 실험과 정현파 소인 실험의 예비실험

우선 각 경우를 비교하기 위해 기여도 함수와 주파수 응답 함수를 관찰하여 보았다. 우선 가장 적합한 가진 위치를 찾기 위하여 여러번의 시행 오차를 거친 결과 점 28Z+로 결정하였다. 이 점은 차실모형의 대칭 및 비대칭 모우드가 모두 발생시키기에 가장 적합한

점으로 판단된다.

Fig. 4에는 순수 랜덤, 버스트 랜덤 및 정현파 소인 신호로 가진하였을 때의 기여도 함수가 나타나 있다. 이 실험들은 모두 점 28Z+로 가진하고 점 106Z- 방향에서 가속도 신호를 받았다. 양상불 평균수는 30번 이상에서는 별 차이를 보이지 않았으므로 30번으로 하였다. 그림에서 알 수 있듯이 순수 랜덤 신

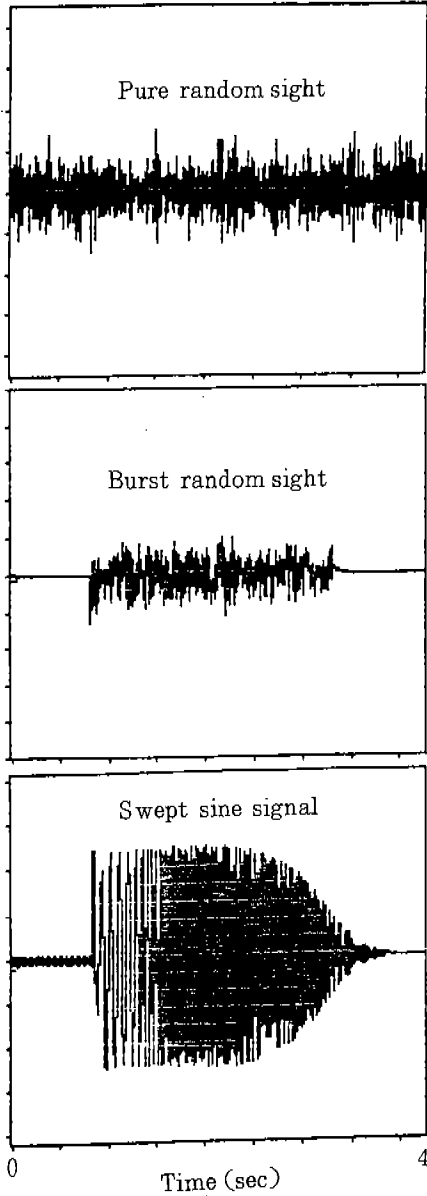
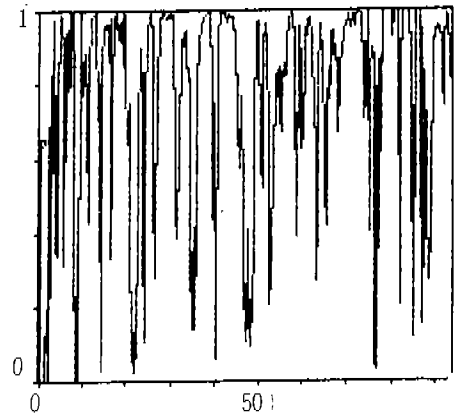
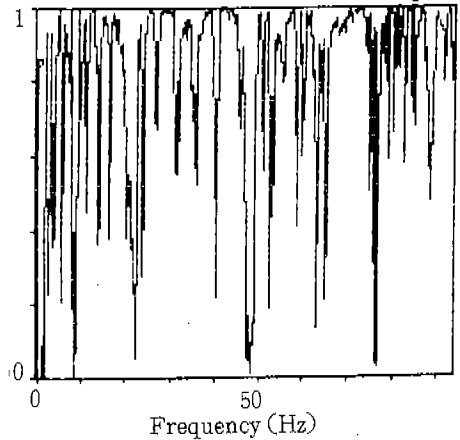


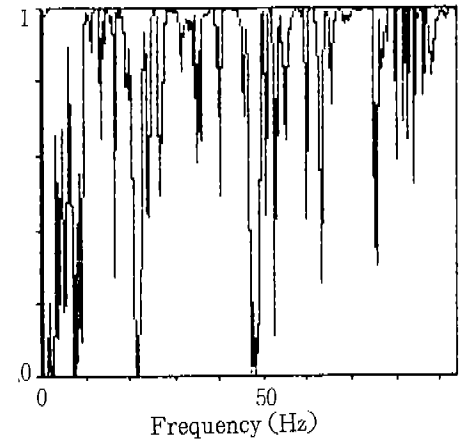
Fig. 3 Various excitation signals



(a) For pure random testing



(b) For burst random testing



(c) For swept sine testing

Fig. 4 Coherence for various excitation methods

호의 기여도 함수는 버스트 랜덤 및 정현과 소인의 결과와 비교하면, 전 주파수 영역에서 0에 가까운 주파수 영역이 많고 또한 그 값도 대부분 0.2미만이며 1.0에 가까운 주파수 영역도 상당히 작다. 따라서 여러가지 가진방법 중 이 방법이 가장 적합치 않은 것으로 판정되었다. 버스트 랜덤에 의한 기여도 함수의 결과는 0-1 사이의 기여도 값을 조사하여 보면 순수 랜덤보다 우수하나 정현과 소인의 결과에는 미치지 못한다. 한편, 버스트 랜덤과 정현과 소인 신호(Fig.3 참조)는 한 윈도우내에서 언제부터 데이터를 받아들일 것인가를 판단하여야 하며 이것을 데이터 수집 지연시간이라 한다. 이 데이터 수집 지연시간은 실험결과에 영향을 미치는 중요 요인으로 여러번의 실험으로부터 -20%가 가장 좋은 결과를 나타냄을 확인하였다. 따라서 버스트 랜덤과 정현과 소인의 데이터 수집 지연시간은 -20%에서 실험하고 서로 비교되었다.

Fig.5는 차실모형 내부에 방음재를 사용하여 얻은 결과이다. 이 그림들로부터 차실내 음향이 판넬 진동의 가진력으로 작용하는 것으로 사료되어 음향을 흡수할 수 있도록 많은 소음재를 모형 내부에 채워 실험한 결과 그렇지 않은 경우보다 현저하게 좋은 기여도 함수를 나타냄을 확인할 수 있었다. 그러나 이때의 주파수 응답 함수는 방음재를 넣지 않은 경우보다 높은 감쇠효과를 보여 주었다.

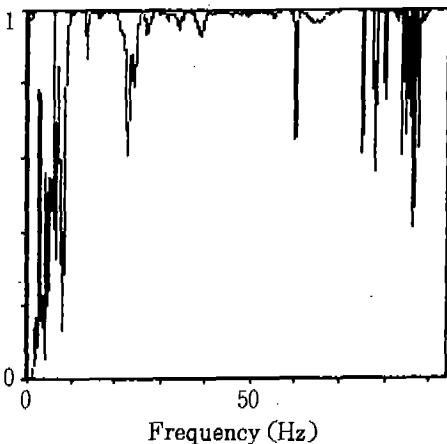


Fig.5 Coherence with absorbing material for swept sine testing

방음재에 의한 이러한 변화는 모든 가진의 경우 공통적인 결과였다. 즉, 방음재가 기여도 함수를 향상시키나 이로 인해 구조물의 특성이 변화하므로 방음재를 넣지 않은 상태에서 각 가진방법의 결과를 비교함이 바람직하였다. 여러가지 랜덤 실험의 경우와 정현과 소인을 비교하여 보면 정현과 소인이 가장 좋은 기여도 함수를 주었으며, 이것은 파괴율이 랜덤 실험보다 높기 때문인 것으로 판단되었다. 따라서 기여도 함수로부터 추정된 가장 좋은 가진방법은 정현과 소인이며 다음으로 버스트 랜덤, 순수 랜덤순임을 알 수 있었다.

### 3.3 충격실험의 예비실험

충격실험의 경우는 충격시마다 가진력을 가능한한 일정하게 하도록 하며, 트리거 레벨과 과부하등 모든 조건의 고려사항은 앞에서 언급한 정현과 소인 실험과 유사하다. 데이터 수집 지연시간은 -2%가 가장 좋았으며 트리거 레벨은 2%로, 가진력 신호와 가속도 신호는 증폭기에서 출력신호의 특성에 맞게 증폭시켰다. 앙상블 평균수는 5번이상에서는 별 차이를 보이지 않았으므로 5번으로 하였다. 이때의 기여도 함수가 Fig.6에 나타나 있으며 이 결과는 다른 가진방법들에 비해 가장 좋은 결과이다. 그러나 응답 위치에 따라 정현과 소인보다 낮은 기여도 함수를 나타내는 경우도 있었다.

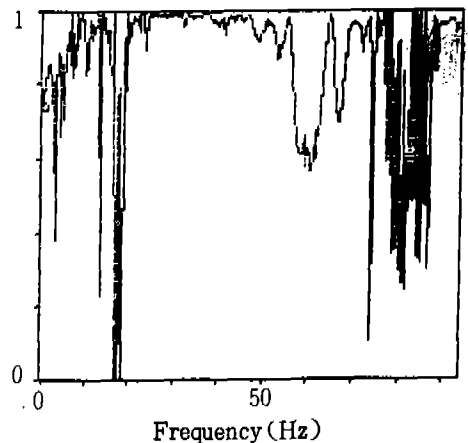


Fig.6 Coherence for impact testing

Fig. 6은 랜덤 실험, 정현파와 소인 실험과 비교하기 위하여 가진점 28Z+, 응답점 106Z-와 동일한 지점에서 측정한 결과이나, 실제로 데이터를 취득할 때는 28Z+가 가진위치로서는 좋지 못함을 여러번의 실험으로 확인하였다. 즉 전체판넬을 충분히 가진시키기 위하여는 판넬안쪽보다 가장자리 위치가 좋으며 그 위치는 각 위치에서 기여도 함수와 주파수 응답 함수를 조사하여 본 결과 154X+로 결정하였다. 실험시 각 판넬 안쪽 부근에서는 충격해머로 아주 약하게 가진하고 가장자리 부근에서는 좀 더 큰 힘을 가할 때 더 좋은 기여도 함수를 얻었다. 3.1절에서 소개한 구조물의 특수성으로 인하여 구조물의 일부를 제외하고는 Fig.6에 나타난 기여도 함수와 대체로 비슷한 결과를 얻을 수 있었다.

충격 실험 때에는 음향의 영향이 무시될 수 있었으며 이는 충격신호의 특성에 의한 것으로 사료된다. 즉 충격신호는 연속적으로 가진되지 않는 반면, 신호발생기에서 발생하는 신호는 정지파 (Standing Wave)를 발생시키므로 데이터 습득시 음향진동의 영향을 받게 된다.

#### 4. 실험결과 및 고찰

차실모형의 예비실험에서 가장 적합한 방법으로 결정된 충격실험방법 및 정현파 소인 방법의 결과로부터 모우드 해석을 수행하였다. Fig. 7과 Fig. 8은 각각 충격실험과 정현파 소인실험으로부터 1자유도 다항 곡선 피팅한 주파수 응답 함수와 실험에서 얻은 주파수 응답 함수를 나타낸다. 그림으로부터 정현파 소인으로 가진한 경우 가진주파수가 11-120Hz 이므로 0-10 Hz 부근은 잘 일치하지 않음을 알 수 있다. 0-10 Hz 사이의 정확한 모우드를 확인할 필요가 있는 경우에는 그 주파수 범위에서 다시 실험을 수행하면 된다. 그러나 본 실험에서는 이 범위에서 탄성 모우드 존재하지 않음을 확인하였다. 그 나머지 영역 (20-70Hz)에서는 잘 일치하고 있다. 충격 실험에서는 50Hz, 60Hz 부근을 제외하고는

전체적으로 잘 일치하고 있으나, 다른 응답위치에서의 주파수 응답 함수는 약간씩 다른 결과를 나타낸다. 즉 하나의 주파수 응답 함수로부터 어느 가진방법이 더 좋은 결과를 나타내는지는 결정할 수 없으나 모든 주파수 응답 함수를 확인하여 본 결과, 전체적으로 판넬 2, 3에서는 정현파 소인 방법이, 판넬 1, 4에서는 충격 실험방법이 더 정확한 것으로 판명되었다. 즉 정현파 소인의 경우는 가진위치가 점 28Z+인데, 이 위치는 판넬 1, 4 보다 판넬 2, 3에 더 가깝게 위치하여 있으므로 그러한 결과가 얻어진 것으로 판단된다.

각 판넬 안쪽부위에서 얻은 주파수 응답 함수의 피크치는 가장자리보다 높게 나타난다. 이것은 해석주파수 영역 0-93Hz에서 탄성

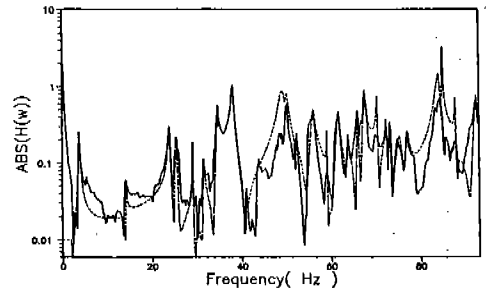


Fig. 7 FRF (modulus) of the vehicle cabin model  
Ref. 154X+, Res. 106Z- : Impact testing  
[Solid line : experimental data, dashed line : curve fitted data]

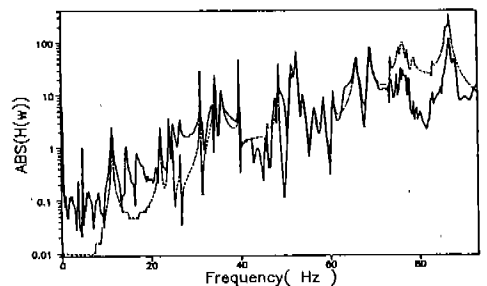


Fig. 8 FRF (modulus) of the vehicle cabin model  
Ref. 28Z+, Res. 106Z- : Swept sine testing [Solid line : experimental data, dashed line : curve fitted data]

모우드의 상대적 크기가 판넬의 안쪽부위에서 높기 때문이다.

다음은 실험에서 얻은 데이터로부터 모우드 변수 추출과정을 설명하고자 한다. 우선 MCF와 MIF에 대하여 간단히 설명한다.

변수 추출의 신뢰도를 높이기 위해 다기준 곡선 피팅방법을 사용하면 다음과 같이 정의되는 MCF<sup>6,7)</sup>로부터 각 고유진동수에 해당하는 MCF를 알 수 있다.

$$MCF = \frac{\{p\}^T \{\theta\}}{\{p\}^T \{p\}} U_r^{-k} \quad (1)$$

$$\begin{pmatrix} \{p\} \\ \{\theta\} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \{\Psi^r\} \\ \{\Psi^r\} \end{pmatrix} U_r^k$$

여기서  $U_r$ 은  $e^{St}$ 를 나타내며  $S_r$ 은 모우드  $r$ 에서의 Pole,  $T$ 는 시영역에서의 시간 간격을 나타낸다. 또한  $\Psi^r$ 은 모우드  $r$ 에서의 고유벡터를,  $k$ 는 응답신호를 시간축상에서 이동시킨 양을 나타낸다. 이값이 1에 가까우면 계산된 고유진동수는 실제고유진동수라 생각하여도 무방하다.

한편 MIF 역시 각 모우드의 신뢰도에 대한 정보를 제공하며, 이값이 0에 가까우면 계산된 고유진동수는 실제고유진동수라 생각하여도 무방하며 아래와 같이 정의된다.<sup>8)</sup>

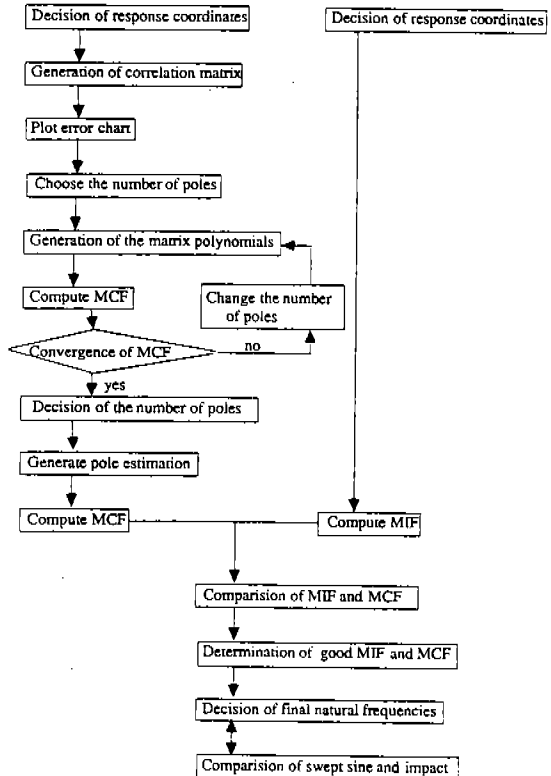
$$MIF = \frac{F^T (H_r^T M H_r) F}{F^T (H_r^T M H_r + H_i^T M H_i) F} \quad (2)$$

여기서  $F$ 는 입력,  $H_r$ 은 주파수 응답 함수의 실수부,  $H_i$ 는 허수부를 나타내며  $M$ 은 질량 행렬이다.

위에서 소개된 MIF와 MCF를 조사하여본 결과, 고유진동수들은 각 판넬에 대하여 국부적으로 비연성(Decouple) 경향을 보였다. 즉, 선형성이 강한 일반적 구조물은 임의로 추출한 몇개의 주파수 응답 함수로부터 쉽게 고유진동수 갯수를 결정할 수 있으나 본 연구에 사용된 구조물은 고유진동수가 각 판넬별로 비연성 경향을 보였다. 즉, 전체 판넬에서 습

득한 주파수 응답 함수들을 사용하면 MCF와 MIF의 값이 좋지 못하여진다. 이것은 본 실험대상물인 차실모형은 각 판넬들이 서로 직각을 이루고 있기 때문이다. 따라서 이러한 비연성(Decouple) 경향이 강한 구조물의 고유진동수 갯수를 얻는 방법으로써, 본 연구에서는 여러번의 시행오차를 거쳐 얻은 경험으로부터 새로운 방법을 제시하고자 한다. 표1에 이 방법에 대한 순서도가 나타나 있다. 우선 각각의 판넬에 대하여 개별적으로 다기준 곡선피팅 방법과 1 자유도 다항 곡선피팅을 수행한다. 그후 각 판넬에 대한 MCF를 구하기 위하여 표1에 나타난 바와 같이 수렴성 조사로부터 고유진동수 갯수를 결정하고, 또한 MIF로부터 고유진동수를 결정하여 서로 비교한다. 이때 비연성 성향이 강한 고유진동수는 어떤 하나의 판넬에만 존재하게 된다. 이

Table 1 The method of determining the modal parameters of cabin model having high decoupling tendency



것을 전 판넬상에서 MIF와 MCF를 동시에 고려하여 전체 구조에 대하여 최종 고유진동수를 확정하였다. 이어서 본 구조물에 가장 적합한 가진방법으로 판명된 정현파 소인 실험과 충격 실험으로부터, 각각에 대한 모드 형상을 얻어 비교하였다. 이와같은 비연성 성향이 강한 구조물에 대한 일련의 실험방법과 절차는 고유진동수를 결정하는데 있어서 새로운 접근방법이라 할 수 있다.

위에서 제시한 방법으로 구하고자 하는 모우드의 수를 각 판넬에 대하여 30, 33, 36, 40으로 변화시켜 MCF의 수렴성을 조사하여 보았으며 그때의 수렴치는 33으로 결정되었다. 모우드 수를 33으로 하였을 때, 정현파 소인과 충격 실험시, 판넬 1의 MCF 값이 0.90 이상되는 모우드 수는 각각 17(정현파 소인), 23(충격 실험)개이며, 그 고유진동수 값들은 구하고자 하는 실제 값들이라 생각할 수 있다. 위의 두 경우에 공통적인 고유진동수 값은 서로 0.5Hz 이내로 잘 일치하나 충격 실험의 경우 더 많은 모우드 수를 포함한다. 이는 언급한 바와 같이 가진방법의 차이와 가진위치의 차이 때문인 것으로 판단된다.

각 판넬에서 0.6 미만의 MIF 값으로부터 얻어진 모우드의 수는 46(정현파 소인), 44(충격 실험)개로 서로 비슷하며 그 값도 0.5Hz 내로 잘 일치하고 있다. MCF와 MIF 값을 비교하여 보면 MCF 값이 높을수록 MIF 값이 0에 가까와 짐을 알 수 있으며 이 결과는 고유진동수를 결정하는데 있어 서로 보충적인 정보를 제시하여 준다.

전체 모우드변수를 일관성있게 추출하기 위하여 정현파 소인으로 실험한 결과만으로 신뢰성있는 해석을 수행한 후 몇가지 고유진동수 및 모우드 형상에 대하여 두가지 가진방법을 비교하고자 한다.

전체 모우드변수를 추출하기 위하여 우선 각 판넬의 MCF와 MIF를 51개의 모우드에 대하여 정리하였으나, 여기서는 그중 25번째까지만을 Table 2에 나타내었다. 각 판넬에서 추출된 MCF로부터 그 판넬의 지배적인 모우드를 알 수 있다. 또한 각 판넬에서 공통적

Table 2 MCF and MIF of each panel on cabin model (swept sine)

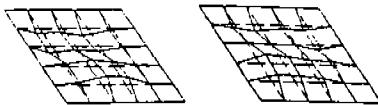
Natural Freq. (MCF, MIF)			
Panel 1	Panel 2	Panel 3	Panel 4
14.3(0.60,0.12) 16.5( .026)	10.8(0.84,0.09) 14.3(0.75,0.15)	14.4(0.95,0.07)	14.4(0.65,0.25) 16.3(0.99,0.02)
20.7(0.70,0.22)	19.9(0.85,0.24) 20.8(0.90,0.32)	20.7(0.84,0.21) 22.3(0.85,0.17)	23.5(0.74, )
24.7(0.70,0.22)	23.3(0.99,0.09) 24.6(0.94,0.22)	26.0( .002)	29.0( .002) 30.4(0.93,0.08)
30.1(0.74,0.12)	30.6(0.99,0.09)	32.9(0.95,0.33) 34.0(0.98,0.47)	33.2(0.99,0.06) 35.4(0.99,0.07)
33.5(0.97,0.39)	33.9(0.98,0.28) 35.6(0.99, )	38.6(0.93,0.19)	
40.1(0.97,0.19)	39.4(0.99, ) 40.0( .019) 43.7	40.1(0.98,0.17)	
45.0( .006) 47.1(0.99,0.10)		45.0(0.92,0.13) 47.1(0.99,0.45)	47.1(0.99,0.11) 48.2( .006) 48.3(0.99,0.17)
48.7(0.98,0.24)	48.2( .002) 48.8(0.93,0.24)	49.2(0.99,0.06) 50.0( .010)	
	50.0( .008)		51.1(0.90,0.25)

으로 높은 MCF를 갖는 고유진동수에서는 그들 판넬에서 모우드 벡타가 대등한 크기로 나타남을 의미한다. 즉, 14.4Hz, 30.2Hz, 48.8Hz, 65.8Hz 등이 이에 해당하였다. 따라서 각 판넬에서 MCF에 의하여 얻은 고유진동수를 조합하면 전체 고유진동수를 얻을 수 있으며 여기에 MIF 값을 참조하면 최종적인 전체 고유진동수가 얻어진다. MIF는 판넬 1의 26.0Hz, 45.0Hz 등과 같이 MCF에 의해 발견되지 않는 모우드를 찾거나 MCF 값을 더욱 보충하여 주는 역할을 한다. 이와같은 방법으로 얻어진 고유진동수와 이것에 해당되는 모우드 특성을 역시 25번째까지만 Table 3에 요약하였다. 이 표에서 (m, n)은 각 판넬에서의 m, n 차 2차원 모드를 의미한다. 이 표에서 상대적으로 다른 판에 비하여 모우드 벡타의 크기가 작거나 존재하지 않을때는 표시하지 않았다. 예를 들어 39.4Hz에서는 판넬 2에서의 변위가 다른 판넬에 비하여 상대적으로 매우 크므로 판넬 2에서의 (3, 1)만 표시되어 있다. Table 2을 참조하면 역시 판넬 2에서만 높은 MCF 값이 얻어졌다. 또 MCF에 의하여 추출한 고유진동수가 각 판넬에서 공통적으로 높은 MCF를 갖는 경우 즉, 14.4Hz, 30.2Hz, 48.8Hz (Table 2)에서는 각 판넬의 변위비로서로 대등하게 나타남을 확인할 수 있었다. 최종적으로 10.8Hz, 14.3Hz, 30.2Hz, 50.0



Table 3 Mode shapes of each panel on cabin model (swept sine)

mode(Freq.)	Panel 1	Panel 2	Panel 3	Panel 4
mode1(10.8)		(1,1)		
mode2(14.3)	(1,1)	(1,1)	(1,1)	(1,1)
mode3(16.3)	(1,1)	(1,1)	(1,1)	(1,1)
mode4(19.9)		(1,2)		
mode5(20.8)	(1,2)	(1,2)	(1,1)	(1,1)
mode6(22.3)		(1,2)	(1,1)	
mode7(23.3)				(1,1)
mode8(24.6)	(2,1)	(2,1)	(1,1)	
mode9(26.0)		(2,2)	(1,2)	
mode10(29.0)				(2,1)
mode11(30.2)	(2,1)	(3,1)	(1,1)	(1,1)
mode12(32.9)		(2,2)	(2,1)	(2,1)
mode13(33.9)	(2,1)	(2,2)	(1,2)	(1,2)
mode14(35.6)		(2,2)	(2,1)	
mode15(38.6)	(2,1)			
mode16(39.4)		(3,1)		
mode17(40.1)	(1,2)		(1,2)	
mode18(43.7)		(3,2)	(3,1)	
mode19(45.0)		(2,3)		
mode20(47.1)	(1,2)		(2,2)	
mode21(48.2)		(3,2)		(2,2)
mode22(48.8)		(3,2)		
mode23(49.2)	(2,3)	(3,2)		(2,2)
mode24(50.0)		(2,3)	(2,2)	(2,2)
mode25(51.1)		(3,2)		(2,2)

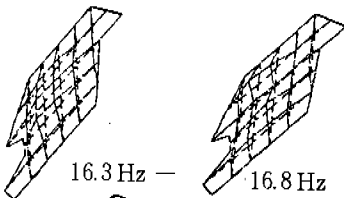


24.6 Hz - 24.8 Hz

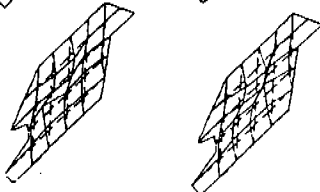


33.9 Hz - 33.9 Hz

Fig.9(a) Mode shapes of panel 2 (Swept sine - Impact)



16.3 Hz - 16.8 Hz



33.9 Hz - 33.4 Hz

Fig.9(b) Mode shapes of panel 4 (Swept sine - Impact)

Hz, 54.0Hz, 63.0Hz, 75.1Hz, 76.0Hz, 78.3Hz, 93.1Hz 등에서 대칭모우드가 32.9Hz, 33.9Hz, 82.3Hz, 86.6Hz 등에서 비대칭 모우드를 확인할 수 있었다.

다음으로 MCF가 높은 고유진동수에서 정현파 소인과 충격 실험에 의한 주요 모우드 형상 결과를 Fig.9에 실었다. 이 그림들로부터 두가지 가진방법에 의한 결과가 잘 일치함을 알 수 있다. 각 모우드 형상을 자세히 관찰하여 보면 모우드 (1,1), (2,1), (1,2), (2,2) 등은 판넬 1,2에서는 잘 나타나나 판넬 3,4에서는 기하학적 구조 때문에 한 주파수에서 여러 모우드가 복합적으로 나타난다. 또한 판넬 1,2에서도 고차 모우드의 경우 여러 모우드가 복합적으로 나타나는 경우가 있다. 그러므로 Table 3에서는 복합적인 형상으로 이루어져 있는 모우드의 경우에는 그중 가장 대표적인 모우드 형상으로 기록하였다.

전체 판넬의 모우드 형상을 확인하기 위하여 Fig.10에 몇개의 대표적인 결과를 실었다. 각 판넬에 대하여는 Fig.9에 나타난 것과 같이 명확하게 확인할 수 없으나 (m,n) 모우드는 정확하게 구별되며, 이 그림에서 가장 중요한 것은 각 판넬들의 변위의 크기를 비교하여 보는 것이다. 최종적으로 확인하여본 모드 형상들은 앞에서 설명한 MCF와 MIF에 의하여 추출된 모우드변수의 신뢰도를 보증하였다.

### 5. 차실모형의 수치적 해석

본 절에서는 범용 프로그램중 MSC/NAS-TRAN을 사용하여 구조진동해석을 하였고 이 결과를 실험결과와 비교하였다.

차실모형에서 각 판넬끼리 서로 용접되어 있는 부위를 유한요소법으로 정확하게 모델링하기 위하여 각 판넬의 가장자리 부위를 폭 10mm, 두께 2mm 판넬로 보강하여 모델링하였으며 Fig.11에 나타나 있다. 그림에서 보듯이 여기에 나타난 절점(Node) 위치는 실험에서 측정된 위치와 동일하며 국부요소(Local Element)는 2차원 3각형 및 4각형 등

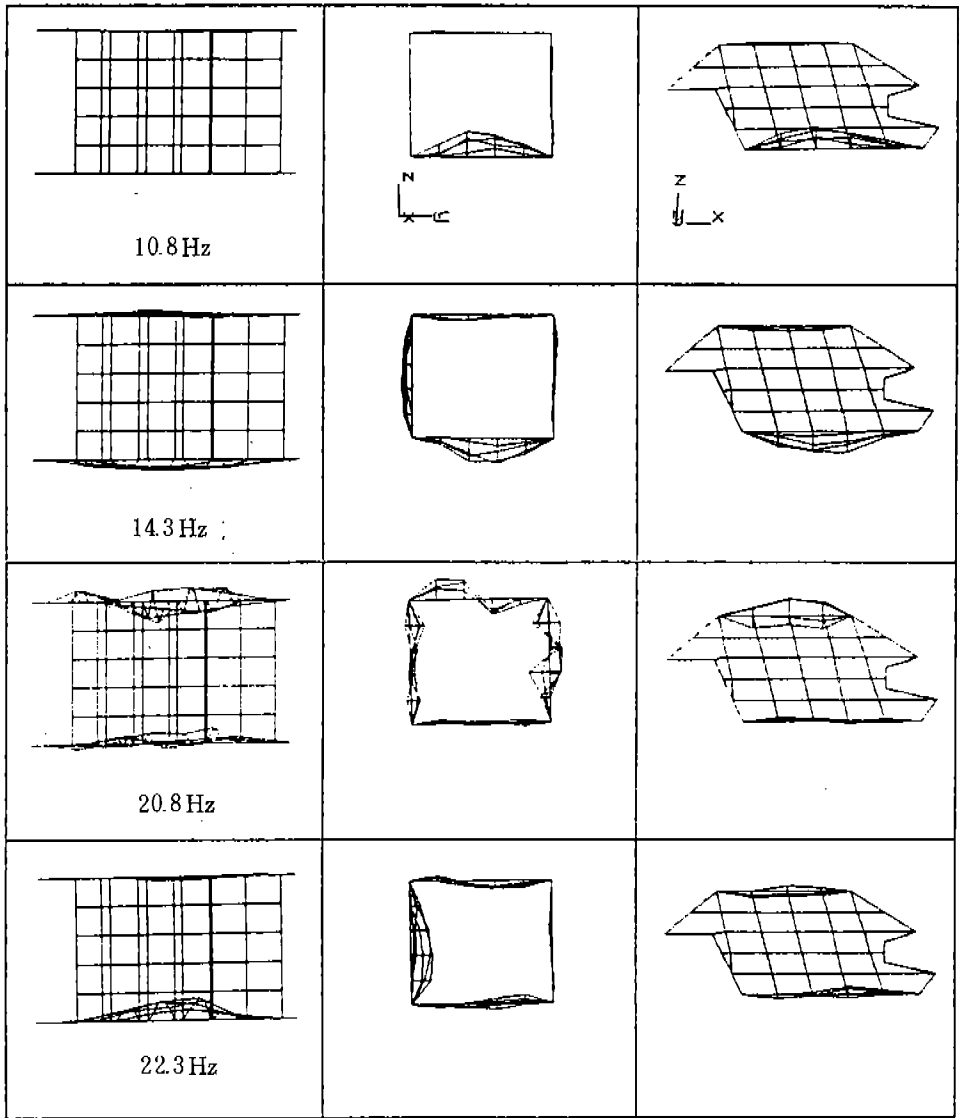


Fig.10 Mode shapes of panel 1,2,3,4

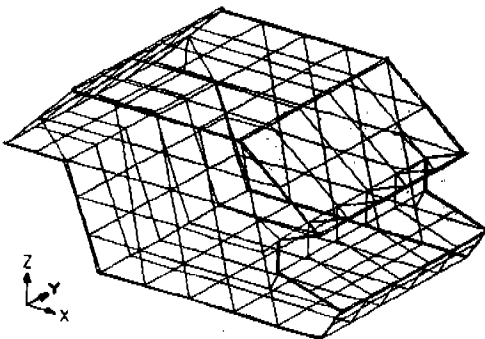


Fig.11 Modified modeling of the cabin model

변수요소(Isoparametric Element)를 사용하였다. 사용된 재질의 특성은 Table 3과 같다.

자유-자유 조건을 만들기 위하여 지지 카드(SUPPORT Card)를 사용하였으며 수정 기븐 방법(Modified Given Method)으로 쉘 구조물에 대한 고유치 문제를 풀었다. 이렇게 하여 최종적으로 구한 고유진동수가 Table 4에 실려 있다. 이 결과는 전체적인 고유진동수가 실험치와 비교하여 보면, 판넬 1,2에서는 0-3Hz 사이에서 서로 잘 일치하고, 옆판

Table 4 Natural frequencies from MSC/NASTRAN

0	0	0	0	0	0
9.55	12.3	15.2	15.5	19.1	20.7
23.8	25.8	27.5	28.1	29.1	29.8
32.5	33.4	36.1	37.8	38.3	38.8
39.6	40.1	45.2	46.1	48.6	48.7
50.4	51.4	54.2	55.7	56.0	58.3
59.2	61.0	62.7	63.8	65.8	65.9
66.9	68.7	70.2	71.2	71.5	72.5
76.7	78.5	81.3	83.4	85.5	87.3
91.8	92.2				

의 모드에 해당하는 판넬 3, 4에서의 고유진동수는 실험치보다 2-5Hz 낮게 나왔다. 또한 모우드의 수도 50개로 실험에서 최종적으로 구한 모우드의 수 51개와 잘 일치한다. Fig. 12에는 몇개의 모우드가 실려 있으며 이것을 앞절의 실험결과와 비교하면 서로 잘 일치하고 있었으며, 따라서 위와같은 모델링이 효과적이었음을 알 수 있었다.

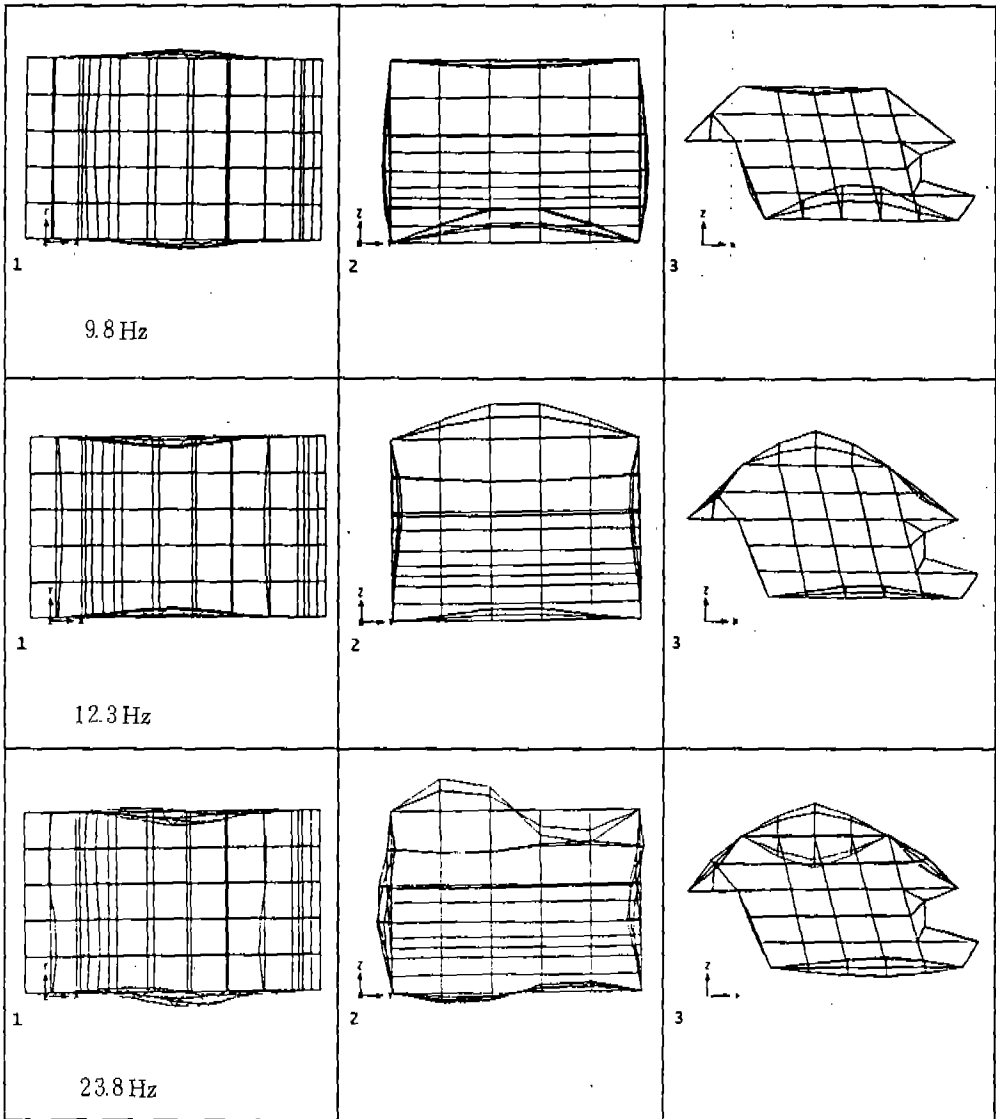


Fig.12 Mode shapes of the vehicle model (FEM results)

## 6. 결 론

본 연구는 차실모형을 실험대상물로 선택하여 보강재 없는 상태에서 음향진동이 구조진동에 미치는 영향을 알아보고 비연성이 강한 얇은 셀구조가 공동(Cavity)를 이룰 때 적당한 가진방법을 결정하고 정확한 모우드 변수를 추출하는데 역점을 두었다. 우선 데이터 취득시에는 가진점, 데이터 수집 지연시간, 방음재 여부가 가장 중요한 영향을 미쳤으며 그 결과는 다음과 같다.

1) 충격 실험에서는 모형 앞쪽 좌측 가장자리 점(154X+), 랜덤 및 정현파 소인 실험에서는 밑면 우측 안쪽 점(28Z+)이 가장 적합한 가진점으로 판명되었으며 데이터 수집 지연시간은 각각 -2%, -20%가 가장 좋았다.

2) 충격 실험 때에는 음향의 영향이 무시될 수 있었으며 이는 충격 신호의 특성에 의한 것으로 사료된다. 랜덤 신호와 정현파 소인 신호의 경우에는 음파의 전파를 누적(Standing Wave)시키므로 데이터 습득시 음향진동의 영향을 받게 된다. 이를 방음재 사용으로 확인할 수 있었다.

3) 여러가지 가진방법중 정현파 소인(Fast Swept Sine)과 충격실험이 가장 적합한 방법임을 확인하였다.

다음으로 모우드 해석을 수행한 결과 고유진동수들은 각 판넬에 대하여 비연성(Decouple)되어 국부적으로 나타나는 경향을 보였으며 이로 인해 기존의 모우드 변수 추출방법의 신뢰성에 문제가 발생하였다. 따라서 본 논문에서는 이러한 구조물의 모우드 해석 방법에 대하여 새로운 방법을 제안하였다. 그 결과는 다음과 같다.

4) 각 판넬에서 계산된 MIF는 구조물 전체에서의 모우드를 포함하고 있으며 MCF는 각 판넬의 지배적인 모우드를 나타내고 있음을 알 수 있었다. 이로부터 MIF와 MCF 값을 비교하여 전체적인 모우드를 확정할 수 있었다.

5) 정현파 소인과 충격실험을 병행하여 얻은 각 모우드를 비교한 결과가 서로 잘 일치

하였으며, 이로부터 최종 결정된 모우드 변수의 신뢰도가 더욱 증가되었다.

6) 유한요소법에 의한 결과와 실험결과와의 비교를 통해, 고유진동수가 0-93.5Hz 사이에서 50개 정도로 잘 일치함을 확인하였다.

7) 본 논문에서 수행한 실험결과를 바탕으로 가장자리에 보강재를 사용하여 실차와 유사하게 구조수정을 할 경우 강성 계수가 증가하므로 고유진동수와 음향진동의 영향이 줄어들을 예상할 수 있으며 수정된 구조와 FRF와 비교하여 음향진동과의 연계성을 밝히는 데 기여할 수 있으리라 기대된다.

## 후 기

본 연구는 기아자동차(주)와 포항공대의 공동 연구비 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사의 뜻을 표합니다.

## 참 고 문 헌

1. E.H. Dowell and G.F. Gorman, "Acousto-elasticity. General Theory, Acoustic Natural Modes and Forced Response to Sinusoidal Excitation, including Comparisons with Experiment", *Journal of Sound and Vibration*, 52(4), pp. 519-542, 1977.
2. T. Richards, "The Reduction of Structural Acoustic Coupling in Car Bodies", Ph. D. Dissertation, Cranfield Institute of Technology, 1982.
3. 김석현, "승용차 차체 구조 모델의 진동 및 소음특성에 관한 연구", 박사학위논문, 서울대학교, 1987.
4. K.A. Ramsey, "Effective Measurements for Structural Dynamic Testing", *Journal of Sound and Vibration*, Nov., pp. 24-35, 1975.
5. D.L. Brown, G. Carbon and K. Ramsey, "Survey of Excitation Techniques Applicable to the Testing of Automotive Structures", *SAE Transactions*, Paper Number

- 770029, 1977.
6. J.R. Crowley and D.L. Hunt, "The Practical Use of the polyreference Modal Parameter Estimation Method.", Proceedings of the 2nd International Modal Analysis Conference, Orlando, Fl, pp. 126-133, 1984.
  7. H. Vold, J. Kundrat, G.T. Rocklin and R. Russell, "A Multi-input Modal Estimation Algorithm for Mini-computers", SAE Transactions, Paper Number 820194, 1982.
  8. MODAL ANALYSIS, User Manual, Version 9.0, Zonic Corporation.