

2차원 차실 링모델의 진동저감에 관한 연구

유 선 재* 김 석 현**

A Study on The Vibration Reduction of 2-D Ring Model of Vehicle Compartment

Sun Jae Yoo, Seock Hyun Kim

ABSTRACT

Car body resonance often generates severe vibrational and noise problems in vehicle compartment. In this study, vibrational characteristics of 2-D vehicle compartment model is investigated and structural modification is carried out by numerical simulation to shift natural frequencies and to reduce stresses in resonance. To this end, ring models of the compartment are manufactured and analysed by FEA. The results are verified to be in good agreement with those of experimental modal testing. And the results of this study offer efficient structural modification technique for vibration reduction of real cars.

I. 서 론

현재 자동차산업은 기계공업에서 가장중요한 수출전략산업중의 하나로써, 국 내외의 시장 및 생산 규모가 계속 증대하고 있으며 이에따른 국제 경쟁도 날로 치열해 지고있는 실정이다.

그러나 현재의 국내자동차 산업은 엔진 및 차체의 설계, 변속기, 조향장치등 기계 핵심부에 대한 연구 개발능력이 상당히 취약한 상태이다. 특히, 에너지

절약을 위한 차체의 소형경량화는 진동 및 소음의 증가를 가져오는 반면, 이에 대한 규제는 한층 강화되고 있으므로, 성능과 승차감 향상의 측면에서 차체의 진동 및 소음저감 문제에 대한 집중적인 연구 개발이 시급한 실정이다

이 가운데에서도, 차체(body panel)는 가장 중요한 진동의 전달경로가 되는데, 그 진동전달특성은 주파수의 범위에 따라서 다른 양상을 보인다. 보통 중형 세단의 경우, 가장 낮은 주파수 범위에서는 차체의 현가모드가 발생하고, 약 20Hz 이내의 저주파

* 강원대학교 대학원 졸, 한국항공우주연구소 구조역학 연구실 연구원

** 강원대학교 기계공학과 조교수

수에서는 엔진의 톨링, 피칭, 요잉, 바운싱등의 엔진모드가 진동특성을 결정하며, 약 30Hz 부터는 차체의 휨과 비틀림과 같은 전체 구조모드가 주로 진동에 기여하게 된다.

한편, 주파수가 더욱 높아지면 차실벽의 복잡한 패널모드들이 진동소음에 크게 영향을 주게된다.⁽¹⁾ 이들은 차실 음향모드와 크게 연성되어 진동만이 아니라 내부소음에도 심각한 문제를 발생시키는 경우가 많다. 즉 승용차의 경우 80 Hz 이후에서, 합승의 경우 약 40 Hz 부터 차실의 1차 음향모드가 나타나게된다.

이러한 음향모드들이 차체의 패널모드와 진동수가 근접해 있거나 모드 연성이 크게 될 경우 심각한 부밍소음이 발생되어 승차감을 악화시킨다.

현재 차체구조물의 진동해석에서 국내외의 관련 연구진들에 의하여 강제모드나 저주파수의 전체적인 진동모드해석에 관해서는 많은 연구가 수행된바 있으나,⁽²⁻⁵⁾ 고체전달 소음에 관련된 차실벽의 패널모드에 관한 진동 해석에서는 모델링의 복잡성과 계산시간의 엄청난 증가가 해석에 큰 장애가 되고 있다.^(6, 7)

본 연구에서는 실차모델링에서 발생하는 어려운 점을 피하되 실차의 패널모드에 근사한 특성을 가질 수 있도록 차실을 2차원 링형상으로 단순화시켜 모델링하여, 차실 모드와의 연성이 가장 큰 링 모드 해석을 수행하였다.

이는 T. L. Richards의 차체 진동과 차실 음향의 모드 연성저감에 관한 연구⁽⁸⁾에서 사용했던 모델로서, 여기서는 국산승용차의 단순모델을 대상으로 이제까지 다루지 않았던 링모드의 구조변경에 의한 진동수 이동 및 응력저감에 관한 수치 시뮬레이션을 수행하였다. 모델의 크기는 1차 링모드의 고유진동수가 실차의 1차 굽힘모드와 동일하게 나타나도록(30Hz) 설계를 반복하면서 링의 두께와 크기를 조정하여, 중형 승용차 차실의 약 1/2로 하였다.

유한요소 해석의 신뢰도를 확인하기 위하여 링모델을 제작하여 충격가진에 의한 모드시험을 수행하였으며, 그 결과 고유진동수와 모드들이 매우 잘 일치하는 것을 확인하였다.

또한 이와같이 확인된 모드변수를 가지고 공진시의 고유진동수 이동을 위한 구조변경 작업을 위하

여, 조화가진 응답해석에 의한 응력분포를 평가하여 고유 진동수의 이동과 응력저감을 위한 최적의 보강 위치를 결정하는 방안을 제공하였다.

II. 2차원 차실모델의 유한요소해석

1. 이 론

이산화된 선형진동계의 유한요소방정식은 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (1-1)$$

여기서, [M], [C], [K]는 각각 질량, 감쇠 및 강성 행렬이다. 절점 변위를 결정한 후, 필요에 따라 변형률과 응력의 관계를 이용하면 변형률이나 응력의 분포상태를 결정할 수가 있다. 차체의 공진문제는 몇개의 조화가진력에 대한 진동응답을 요구하므로 정상상태의 응답을 결정하여야 한다.

따라서 진동계의 고유치 해석을 먼저 수행하여 모드벡터를 먼저 결정하고 이를 이용하여 식(1-1)을 모드변환시킴으로써, 식(1-1)을 독립적인 n개의 방정식으로 풀 수 있게된다.

또한 많은 경우, 비례 구조 감쇠로 볼수있는데 이 경우 다음과 같이 비감쇠계의 고유치 해를 이용할 수가 있다.⁽⁹⁾

$$[K]\{\Phi\} = \omega_n^2 [M]\{\Phi\} \quad (1-2)$$

$$\{\Phi\}_i^T [M]\{\Phi\}_j = \delta_{ij} \quad (1-3)$$

$$\{\Phi\}_i^T [K]\{\Phi\}_j = \delta_{ij} \omega_n^2 \quad (1-4)$$

고유모드 $\{\Phi\}$ 와 고유진동수 ω_n 을 결정하면 전개정리(expansion theorem)를 이용하여 선형진동계의 응답을 구한다. 즉, 변위벡터 $\{x\}$ 는 다음과 같이 계의 모든 고유벡터의 선형합성으로 결정된다.⁽¹⁰⁾

$$\begin{aligned} \{x(t)\} &= [\{\Phi\}_1, \{\Phi\}_2, \{\Phi\}_3 \cdots \{\Phi\}_n] \{\Lambda(t)\} \\ &= [A]\{\Lambda(t)\} \end{aligned} \quad (1-5)$$

식(1-5)를 이용하여 식(1-1)을 모드변환시키면 다음의 방정식을 얻는다.

$$[M^*]\{\ddot{\Lambda}\} + [C^*]\{\dot{\Lambda}\} + [K^*]\{\Lambda^*\} = \{F^*\} \quad (1-6)$$

$$[M^*] = [A]^T [M] [A]$$

(diagonalized matrix) (1-7)

$$[C^*] = [A]^T [C] [A]$$

(diagonalized matrix) (1-8)

$$[K^*] = [A]^T [K] [A]$$

(diagonalized matrix) (1-9)

$$\{F^*\} = [A]^T \{F(t)\}$$

(1-10)

식(1-6)은 비연성된 n 개의 독립적인 방정식으로, 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$\Lambda_i + 2\zeta_i \omega_i \Lambda_i + \omega_i^2 \Lambda_i = F^*_i / M^*_{ii}$$

$i = 1, 2, \dots, n$ (1-34)

주기적 가진에 의한 계의 정상상태 응답을 구하고자 하는 경우, 가진력은 다음과 같이 푸리에 급수(Fourier series) 형태로 나타낸다.

$$F(t) = P f(t) \quad (1-36)$$

여기서

$$P = \{P_1, P_2, P_3, \dots, P_n\}: \text{Scale factors}$$

$$f(t) = a_0 + \sum_{j=1}^{\infty} (a_j \cos j \omega_0 t + b_j \sin j \omega_0 t)$$

(1-37)

이러한 조화 가진에 대한 i 번째 감쇠 정상응답은 다음과 같다.

$$\Lambda_i = \frac{P_i}{\omega_i^2} \left\{ a_0 + \sum_{j=1}^{\infty} \beta_{ij} [(a_j \cos(j \omega_0 t - \theta_{ij}) + b_j \sin(j \omega_0 t - \theta_{ij}))] \right\} \quad (1-39)$$

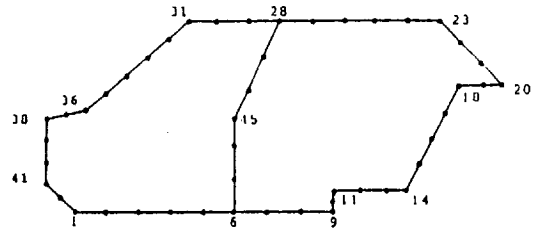
여기서

$$\beta_{ij} = \frac{1}{\sqrt{[1 - (\omega_0/\omega_i)^2]^2 + (2\zeta_j \omega_0/\omega_i)^2}}$$

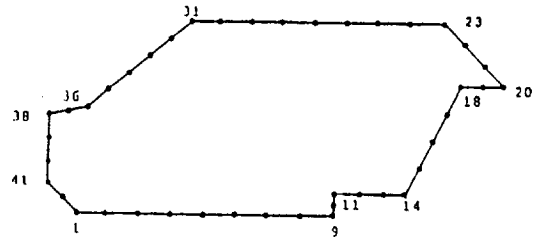
$$\theta_{ij} = \tan^{-1} \left[\frac{2\zeta_j \omega_0/\omega_i}{1 - (\omega_0/\omega_i)^2} \right]$$

2. 2차원 차실의 유한요소모델 및 해석결과

차실의 링모드 특성을 파악하기 위하여 Fig. 1에서와 같은 2차원 차실 구조모델을 대상으로 유한요소법을 이용한 진동해석을 수행하였다. 48개의 선형 보요소와 47개의 절점으로 모델링하였으며 차체



a) Model 1(with center pillar)



b) Model 2(without center pillar)

Fig. 1 Finite element model of 2-D vehicle compartment.

Table 1 Comparison of natural frequencies between model 1 and model 2 by FEA.

Mode No.	Frequencies(Hz)	
	Model 1	Model 2
1	29.19	17.05
2	41.96	24.24
3	47.90	48.73
4	68.42	53.11
5	96.40	90.32
6	98.28	94.89
7	123.65	126.89
8	141.00	140.21
9	157.85	168.72
10	193.95	210.71

의 중앙필러(center pillar)의 기능을 파악하기 위하여, 절점 #6과 #28 사이의 중앙필러를 제거시킨 경우와 모드 특성을 비교하였다. 경계조건은 실차의 경우와 유사하도록 불구속시켰다.

Table 1은 두 경우의 고유진동수의 계산치를 보이며, Fig. 2와 Fig. 3은 두 경우의 모드해석결과이다. 전체적으로 중앙필라를 부착시킨 경우가 고유진동수가 높게 나오는데, 이러한 현상은 특히, 저주파수의 굽힘 모드에서 더욱 뚜렷하다.

그 이유는 저주파수에서 바닥과 천정 부분의 큰 변위를 중앙필라가 억제시키는 역할을 하여 휨모드의 굽힘강성을 증가시키기 때문이다. 그러나 주파수 범위가 높아지면서 중앙필라의 부착효과는 보이지

않는데, 이는 필라의 부착위치가 모드의 절점 부근이 되고, 모드가 복잡해져서 두 경우의 모드의 대응이 안되기 때문이다.

Ⅲ. 2차원 차실 링모델의 모드시험

1. 모드 시험의 이론

1-1. 주파수응답함수의 이론적 모델

모드시험은 기계구조물의 진동특성을 구하는 실

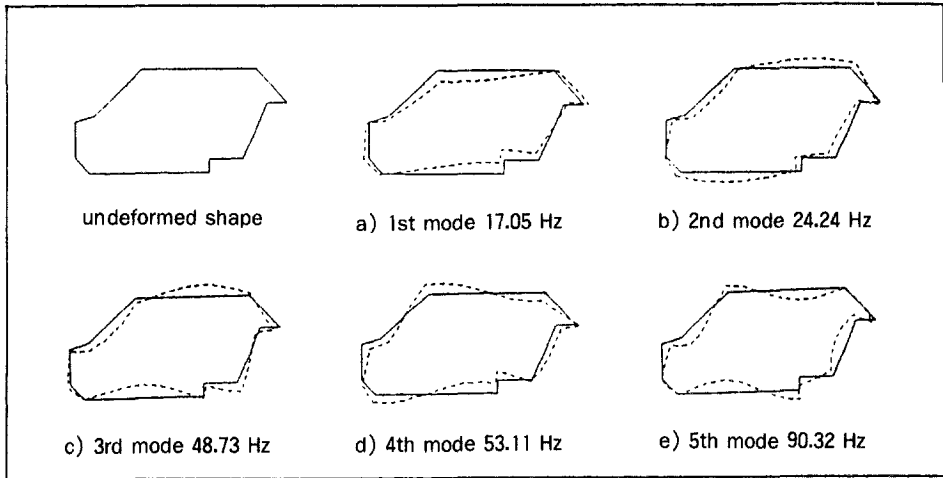


Fig. 2 Mode shapes of Model 1.

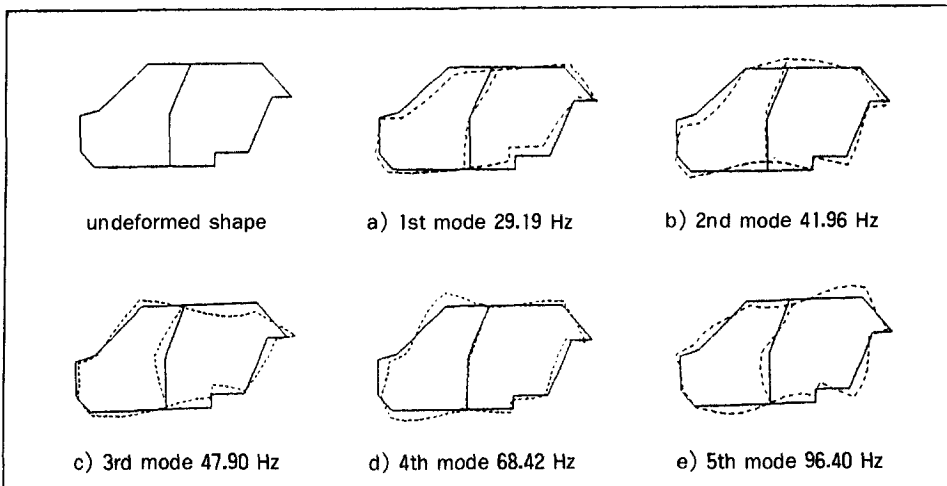


Fig. 3 Mode shapes of Model 2.

험적 방법으로 구조물의 고유진동수, 감쇠비 및 진동모드를 실험적으로 추출한다.

즉, 집중질량계로 모델링된 진동계의 전달함수의 수학적 모델과 실험에서 구한 주파수응답함수 사이의 피팅작업을 통하여 실제 구조물의 모드변수를 결정한다. n자유도 선형 집중 질량계의 운동방정식은 다음식으로 표현된다.

$$[m]\{\ddot{x}\} + [c]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{f(t)\} \quad (2-1)$$

여기서 $[m]$, $[c]$, $[k]$ 는 질량, 감쇠 및 강성 행렬이고 $\{f(t)\}$ 는 힘벡터이다. 유한요소해석에서와 동일하게 감쇠행렬은 질량과 강성에 비례하는 것으로 가정한다.

이 경우 다음과 같이 비감쇠계의 모드 행렬 $[u]$ 로 변위벡터를 모드변환시키면 비연성된 진동방정식을 얻는다.

$$\{x(t)\} = [u]q(t) \quad (2-2)$$

$$[u] = [\{u^1\} \{u^2\} \cdots \{u^n\}] \quad (2-3)$$

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [C]\{\dot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = \{Q(t)\} \quad (2-4)$$

$$[M] = [u]^T [m] [u] \quad (2-5)$$

(Diagonalized Matrix)

$$[C] = [u]^T [c] [u] \quad (2-6)$$

(Diagonalized Matrix)

$$[K] = [u]^T [k] [u] \quad (2-7)$$

(Diagonalized Matrix)

$$\{Q(t)\} = [u]^T \{f(t)\} \quad (2-8)$$

(Generalized Force)

식(2-4)을 라플라스변환 시킴으로써, 다음의 전달함수의 이론적 모델을 얻을 수가 있다.

$$\begin{aligned} \{x(s)\} &= \sum_{i=1}^n \frac{\{u^i\}\{u^i\}^T}{M_i s^2 + C_i s + K_i} \{f(s)\} \\ &= [H(s)]\{f(s)\} \end{aligned} \quad (2-9)$$

$$[H(s)] = \sum_{i=1}^n \frac{\{u_k\}\{u_k\}^T}{M_i s^2 + C_i s + K_i} \quad (2-10)$$

$$= \sum_{k=1}^n \left[\frac{r_k}{2j(s-p_k^*)} + \frac{r_k^*}{2j(s-p_k)} \right] \quad (2-11)$$

$$[r_k] = A_k \{u_k\}\{u_k\}^T \quad (2-12)$$

$$p_k = -\sigma_k + j\omega_k \quad (2-13)$$

여기서 $[r_k]$ 는 잔류행렬(residue matrix), A_k 는 비례상수, $\{u_k\}$ 는 모드벡터를 σ_k 와 ω_k 는 고유감쇠계수와 고유진동수를 표시한다.

1-2. 충격 시험법

실험적으로 주파수 응답함수를 결정하기 위하여 본 연구에서는 충격시험법을 사용하였다. 즉, 충격력을 진동계의 가진입력으로 사용하여 그 응답과의 주파수응답함수를 결정한다. 현실적으로 충격가진력의 푸리에 변환(Fourier Transform)은 상당히 넓은 주파수 범위에서 일정한 파워를 갖게되므로, 단시간내에 광대역에서의 응답과 주파수응답특성을 얻을 수가 있다.

선형 진동계의 경우 가진력과 응답 변위사이의 주파수응답 함수는 다음과 같이 결정된다.

$$H(\omega) = \frac{G_{xf}(\omega)}{G_{ff}(\omega)} \quad (2-14)$$

여기서,

$$G_{ff}(\omega) = F(\omega) \times F^*(\omega) \quad (2-15)$$

$$G_{xf}(\omega) = X(\omega) \times F^*(\omega) \quad (2-16)$$

(*: Complex Conjugate)

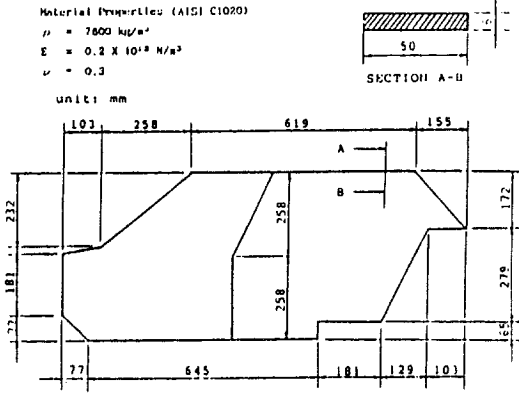
식(2-14) - 식(2-16)은 2채널 고속푸리에분석기를 이용하여 고속푸리에 변환(Fast Fourier Transform)을 수행함으로써 실험적으로 결정된다.

이 결과를 식(2-11)의 이론적인 모델과 피팅시킴으로써 모드변수 σ_k , ω_k 그리고 $\{u_k\}$ 를 결정할 수가 있다.

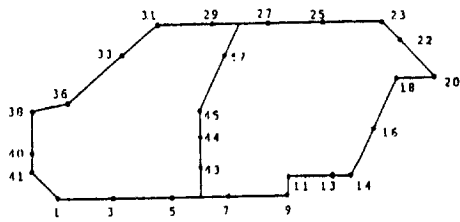
본 연구에서는 실험 모델의 진동모드들이 비교적 잘 분리되어있고 감쇠가 작은점을 고려하여, 피크진폭법(Peak Amplitude Method)을 사용하였다.⁽¹¹⁾

2. 모드시험 및 실험결과

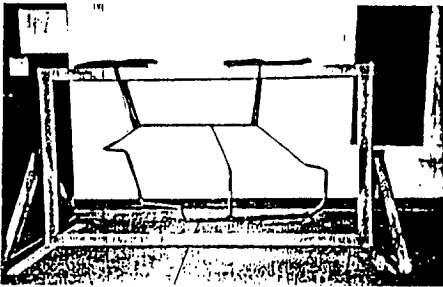
유한요소 해석에 의한 결과를 충격시험법으로 검증하기 위하여 Fig 4 a)에 보이는 바와 같이 2차원 차실 링모델을 제작하였다. b)는 모드시험에서의



a) Dimension of 2-D vehicle compartment model.



b) Measuring and excitation points.



c) Photo of vehicle compartment

Fig. 4 Ring model of vehicle compartment.

26개 가진 위치를 표시한다. 불구속에 근사한 경계 조건을 부여하기 위하여 c)와 같이 절점 #23, #31 두 지점을 매우 유연한 고무줄로 매어 지지하였으며, 응답 가속도의 측정 위치를 절점 #3으로 하였다.

이 측정 위치는 되도록 많은 진동모드의 배(Antinode) 부근으로하여 모드가 누락되지 않도록 주의하였으며, 초소형 가속도계(2g)를 사용하여 질량

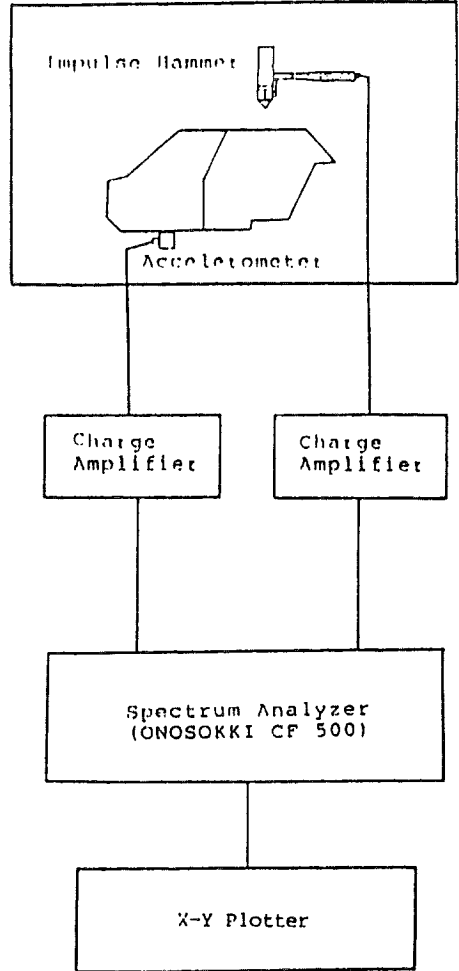


Fig. 5 Schematic diagram of experimental set-up for modal testing.

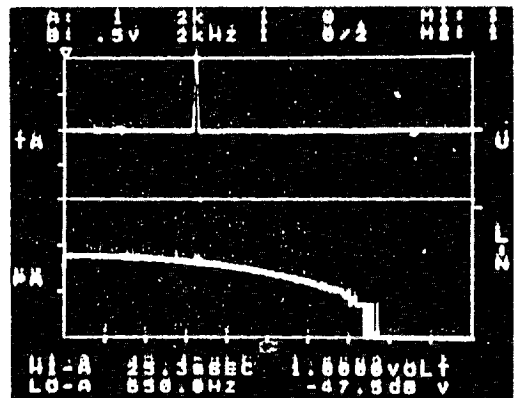
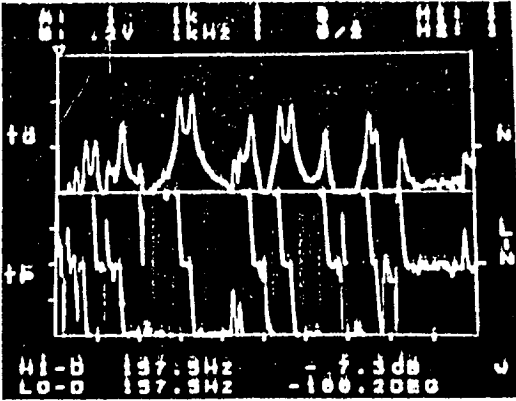
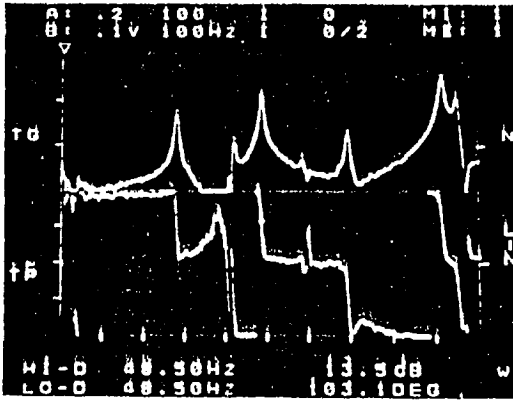


Fig. 6 Impulse excitation and its power spectrum.



a) Frequency range of 1 kHz



b) Frequency range of 100 Hz

Fig. 7 Frequency response function.

부과효과를 최소화시켰다. 가진을 위하여 500Hz 범위까지의 주파수 성분이 입력가능한 충격해머를 사용하였다.

Fig. 5는 사용된 실험장치이고, Fig. 6은 사용된 충격 가진력의 시간 신호와 그 파워 스펙트럼을 보인다.

한편, Fig. 7은 실험에서 구한 대표적인 주파수 응답함수로서, 앞에서 가정된 바와같이 모드연성과 감쇠가 작은것을 확인할 수가 있다. Table 2는 유한요소해석과 충격시험법으로 구한 고유진동수를 비교한 결과인데, 8차윙모드까지 계산치와 실험치 차이는 0.5%~4.6% 정도에 불과하므로, 진동계의

Table 2 Comparison of natural frequencies between finite element analysis and modal testing

Mode No.	Frequencies(Hz)	
	FEM	Model Testing
1	29.19	28.00
2	41.96	41.75
3	47.90	48.50
4	68.42	69.50
5	96.40	92.00
6	98.28	95.25
7	123.65	122.50
8	141.00	138.00

유한요소해석의 신뢰도가 매우 높음을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 8개의 진동모드에 대한 유한 요소해석 결과와 충격시험법에 의한 결과를 비교한 것이다. 전체적으로 유한 요소해석에 의한 예측치는 실제의 모드시험결과와 잘 일치함을 보여준다.

그러나 5, 6번째 고유진동수와 모드형상이 유한 요소해석에 의한 예상치와 모드시험에 의한 실험결과와 약간의 오차를 보여주고 있는데, 이는 링형상의 제작시 불가피하게 수반되는 용접부와 굽힘부에서의 실물과 해석모델과의 강도 차이가 그 원인으로 판단된다.

IV. 동특성 향상을 위한 구조적 보강

1. 개요

차량의 주행시, 엔진 작동시에 발생하는 주기적인 폭발력과 기계부의 관성력에 의하여 엔진 회전수의 조화성분이 지속적으로 차체를 가진하게된다.

이 경우, 입력되는 엔진의 조화가진력의 주파수성분들이 차체의 고유진동수와 근접하게 되면 공진이 야기되어 차체의 심한 진동과 심각한 차질소음을 발생시키게 된다.⁽¹²⁾ 뿐만아니라 특정부위의 과도한

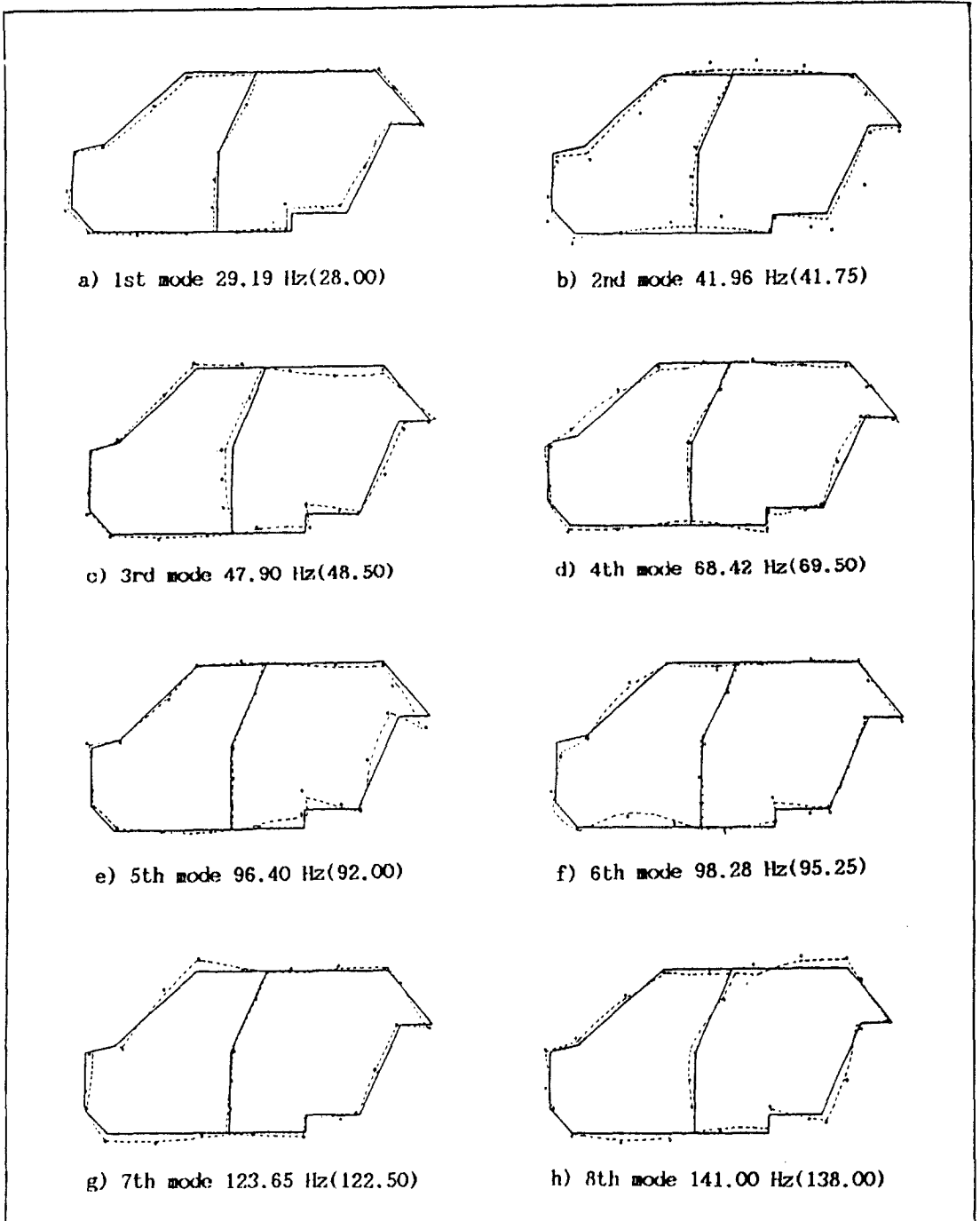


Fig. 8 Comparison of mode shapes between FEA and modal testing.

[.....FEA, • Modal Testing]

응력이 발생되어 차체 구조의 강도면에서도 문제가 된다.

이러한 문제를 피하기 위해서는 사전에 유한요소 해석을 통한 주파수 조정이나 문제 발생시에 실험적 방법에 의한 최적 보강방안을 수립하는 것이 필요하다.

이와 관련하여 본 연구에서는 차실 링모델에 대한 구조적 보강을 통하여, 효과적인 주파수의 이동방안 및 응력 저감 대책을 강구함으로써, 실차의 공진 문제의 해결에서 요구되는 효과적인 구조 변경방안을 제공하였다.

먼저 공진시의 조화가진응답 해석에서 링 모델의 응력분포도를 결정하고 응력이 크게 발생하는 취약 부위를 결정한후, 그부분 요소의 두께를 배가시켜 보강하였다.

한편, 취약부위에 대한 보강효과를 확인하기 위하여 응력치가 낮게 계산되는 부분에서도 동일한 요소의 수를 동일한 두께로 보강하여 주파수이동 및 응력 저감 효과를 비교해 보았다.

구조적 보강작업은 저차의 2개의 주요 휨모드에 대하여 수행하였는데, 그 이상의 고차모드에도 동일한 방법을 적용할 수가 있을 것으로 기대된다.

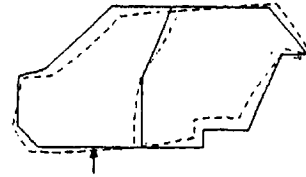
2. 구조적보강의 효과

2-1. 1차공진의 제어

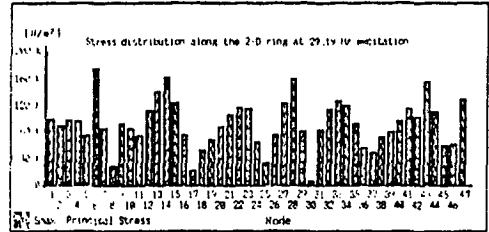
1차모드 제어를 위하여 Fig. 9 a)에서와 같이 1차 고유진동수(29.19 Hz)로 절점 #4를 1N의 크기로 가진하여 조화 응답해석을 수행하였다.

그 결과 계산된 응력의 분포는 Fig. 9b)와 같다. 중앙필러의 연결부위인 절점 #28부근과 휨 변형이 크게 나타나는 #14, #43 부근에서 큰응력치를 보인다. 이러한 위치는 대체로 1차진동 모드의 배(antinode) 부근에 일치하며, 그 이유는 이 응력분포가 1차모드의 공진에 의하여 지배되는 응답상태이기 때문인 것으로 보인다.

Fig. 10 a)에서 도시된바와 같이 이 부분의 요소들의 두께를 2배로하여 보강시켰을때, 고유진동수는 29.19 Hz에서 36.37 Hz로 증가하여 해당 진동모드의 강성증가효과가 매우 크게 나타남을 확인할 수가 있다.

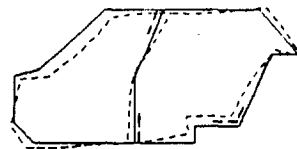


a) Excitation of 1st mode(29.19 Hz)

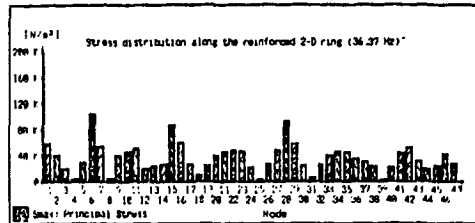


b) Stress distribution

Fig. 9 Mode shape and stress distribution for the 1st mode excitation



a) 1st mode(36.37 Hz) of stiffened model 1



b) Stress distribution

Fig. 10 Frequency shift and stress distribution of modified model 1.

또한, 보강후 36.37 Hz로 공진시킴경우의 응력치는 Fig. 10 b)와 같이 상당히 감소한 것을 볼 수 있다.

그러나, Fig. 11 a)에서와 같이 응력치가 작은 부위를 동일량으로 보강한경우, 주파수는 오히려 감

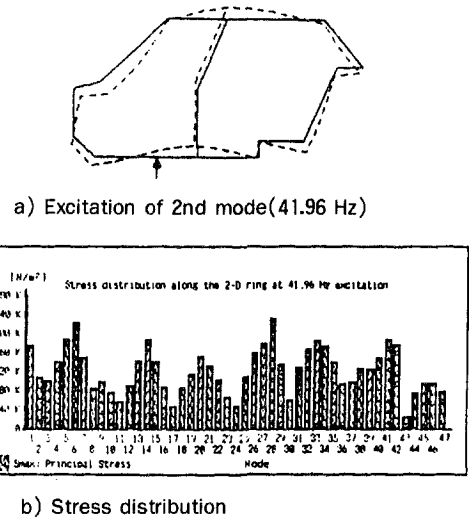
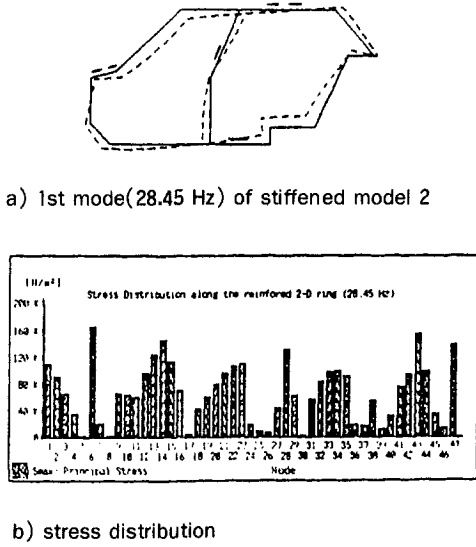


Fig. 11 Frequency shift and stress distribution of modified model 2.

Fig. 12 Mode shape and stress distribution for the 2nd mode excitation.

소하하므로 강성효과보다는 질량 부과 효과가 크게 나타남을 알 수 있다. 뿐만아니라 Fig. 11 b)에서 볼 수 있듯이 응력저감 효과도 거의 볼수가 없어 매우 비효과적인 보강임을 확인할 수가 있다.

2-2. 2차공진의 제어

Fig. 12 a)의 2차 모드형상을 살펴보면 중앙필러의 연결부위인 절점 #6과 #28 부근, 그리고 절점 #41 - #1에서 휨변형이 크게 발생하고있다.

이러한 위치들은 대부분 2차 진동모드의 배부근에 해당되고 있다. 공진저감을 위하여 2차 고유진동수(41.96 Hz)로 절점 #4를 1 N의 크기로 가진하여 조화 응답해석을 수행하였다.

여기서 결정된 응력분포를 Fig. 12 b)에 보인다. 1차 공진에서와 같이 2차 모드의 배부분이 대부분 큰 응력을 받는것을 알 수 있다.

주파수 이동과 응력저감 효과를 파악하기 위하여 Fig. 13 a)에 표시된 바와 같이 응력을 크게 받는 요소들의 두께를 역시 2배로하여 보강시켰을 때 고유진동수는 41.96 Hz에서 47.81 Hz로 증가하여 보강에 의한 강성효과가 매우 크게 나타남을 확인할 수가 있었고, 보강후 47.81 Hz로 공진시킨경우

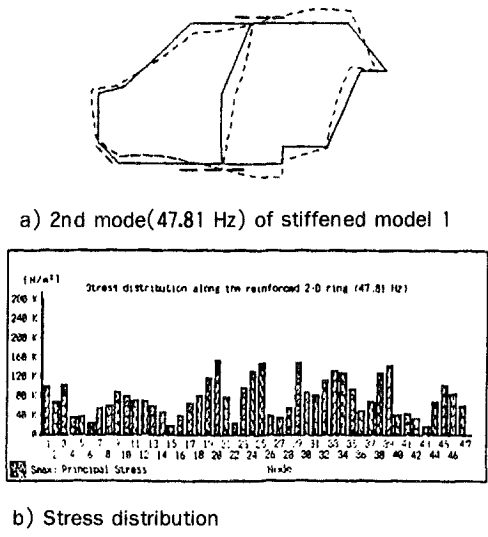
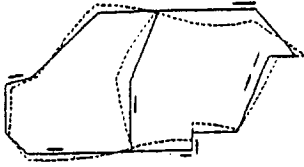


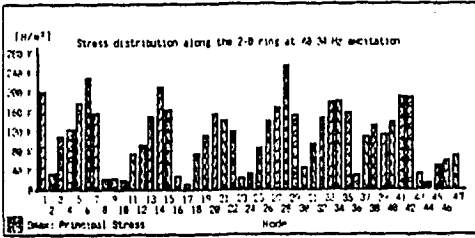
Fig. 13 Frequency shift and stress distribution of modified model 1.

Fig. 13 b)와 같이 상당히 감소된 응력상태를 얻을 수 있었다.

이러한 효과는 다른 부위를 보강한 경우와 비교하면 더욱 확실하게 된다. 즉, Fig. 12 b)의 응력분포도에서 응력치가 가장 작은 부위를 Fig. 14 a)와



a) 2nd mode(40.34 Hz) of stiffened model 2.



b) Stress distribution

Fig. 14 Frequency shift and stress distribution of modified model 2.

같이 보강하였을때 주파수는 오히려 약간 감소하여 강성효과 보다는 질량부과 효과가 크게 나타남을 알 수있다.

또한 Fig. 14 b)의 응력 분포도에서 볼수 있듯이 응력저감 효과도 거의 기대할 수가 없었다.

V. 결 론

승용차의 차실을 2차원으로 단순화시킨 링모델을 제작하여 그 진동 특성을 유한요소 해석과 진동 모드시험으로 비교하였다. 고유진동수의 변경과 응력저감을 위하여 구조적 보강에 대한 수치시뮬레이션을 수행하여 다음의 결과를 얻을 수가 있었다.

1) 차실모델의 링모드 결정을 위하여, 48개의 선형 보요소로 모델링하여 유한요소해석을 수행한 결과, 8차까지의 고유진동수와 진동모드에서 충격가진법에 의한 실험 결과와 매우 잘 일치하는 계산치를 얻을 수 있었다(진동수 오차 0.5%~4.6%이내).

2) 중앙필러는 저주파수 영역의 휨모드에 대한 강성증가 효과를 크게 발생시킴으로써 이 모드들의 고유진동수를 증가시켰다.

그러나 높은 주파수 영역에서는 모드변화가 복잡하여 대응하는 모드간의 진동수 비교가 어려웠고, 대체적으로 진동수의 큰 변화를 보이지 않고 있다.

3) 일정한 주파수성분으로 가진시킨 조화가진 응답해석(harmonic response analysis)의 결과, 응답에 대한 저차의 휨모드 영향이 큰 저주파수 영역에서 중앙필러의 상하 연결부의 응력치가 매우 크게 계산되어 이 연결부에 대한 보강의 필요성을 확인할 수 있었다.

4) 공진시의 주파수 변경과 강도개선을 위한 응력저감을 목표로 2개의 진동 모드를 공진시켰을때 그 응력분포도를 그리고 각 경우에 따라 구조보강 효과를 수치해석으로 검토하였다.

그 결과 응력치가 크게 발생하는 부분을 구조보강한 경우가 기타 부분을 보강한 경우보다 응력저감 뿐만아니라 고유진동수의 변경에도 큰 효과를 보였다.

5) 이상의 2차원 차실 모델에 대한 연구결과는 3차원 실차의 링모드 특성평가에 유용한 자료로 활용될 수 있다.

그러나 횡방향으로의 진동모드등 실차의 복잡한 구조진동특성을 구체적으로 평가하기 위해서는 앞으로 실차 차실의 3차원 유한요소 모델링에 대한 이론적 기술적인 연구가 계속 수행되어야 한다.

참 고 문 헌

- 1) J.A. Raff and R.D.H. Perry
"A Review of vehicle noise studies carried out at the institute of sound and vibration research with a reference to some recent research on petrol engine noise", Journal of Sound and Vibration Vol. 28, 1973.
- 2) Kamal and Wolf, "Modern automotive structural analysis", Van-Nostrand Reinhold, 1982.
- 3) 현대자동차 기술 연구소 연구보고,
"차체 하부구조물의 정특성과 승용차의 노면 가

- 진에 의한 소음 및 차체 진동저감에 관한 연구”, 서울대학교 생산기술연구소, 1985.
- 4) 김종현, “산업차량용 엔진마운트계의 동특성 해석 및 최적설계에 관한 연구”, 서울대학교 공학 석사논문, 1990
 - 5) D.J. Nefske, J.A. Wolf, Jr. and L.J. Howell
“Structural-acoustic finite element analysis of the automobile passenger compartment: a review of current practice”, Journal of Sound and Vibration Vol. 80, 1982.
 - 6) S.H. Sung and D.J. Nefske
“A Coupled structural-acoustic finite element model for vehicle interior noise analysis”, Transaction of the ASME Vol. 106, 1984.
 - 7) L.A. Wood and C.A. Joachim,
“Variability of interior noise levels in passenger cars”, Int. Mech. Eng. Conference 1984-5, C136184.
 - 8) T.L. Richards and S.K. Jha, “A Simplified finite element method for studying the acoustic characteristics inside a car cavity”, Journal of Sound and Vibration Vol. 63, 1979.
 - 9) K.H. Huebner and E.A. Thornton, “The Finite Element Method for engineering”, A Wiley-Interscience Publication, 1982.
 - 10) K.J. Bathe, “Finite Element Procedures in Engineering Analysis”, Prentice-Hall, 1982.
 - 11) D.J. Ewins, “Modal Testing: Theory & Practice”, RSP, 1984.
 - 12) S.K. Kim, J.H. Kim, J.M. Lee and Y.S. Park, “Analysis of interior noise induced by vibrations of a car body”, Proceedings of the 5th IMAC, 1987.