

〈論 文〉

# 벡터 해석법에 의한 차실 소음의 저감

## Refinement of Car Interior Noise Using the Vectorial Analysis Technique

이정권\* · 민형선\*\* · 백홍진\*\*

Jeong-Guon Ih, Hyoung-Sun Minn and Hong-Jeon Baek

### ABSTRACT

A vectorial approach is used to reduce the objectionable booming noise in the vehicle interior cabin. After identifying the structural transmission paths, the structural-acoustic transfer functions are evaluated at those mounting positions. Using the measured deformations in the mounting elements and multiplying them with each dynamic stiffness value one can easily get the dynamic input forces acting on the mounting elements. By summing all the contributors vectorially, most important contributor or transmission path can be determined. According to the experimental information, devised countermeasures are applied to a development car and good results are obtained.

### 1. 서 론

차량의 경량화 및 고효율화와 더불어, 일반적으로 이들과 상반적인 관계를 갖고 있는 것으로 알려져 있는 내부 소음의 저감이 최근 들어 자동차 제조 회사들의 설계 목표 중의 하나가 되고있는 것이 추세이다. 이는, 산업과 생활 수준의 급격한 발전에 수반된 각종 환경 오염에 대한 법적 규제 및 녹색 운동 등의 환경 캠페인의 적극화에 따라, 그 동안 간과 되어 왔던 소음에 대한 관심이 고조되고 차량의 정숙성에 대한 요구가 심화 되었기 때문이다.

차량의 소음 현상 중 가장 근본적으로 해결하여야 할 것은 내부에서의 부밍(booming) 소음이다. 부밍이란, 주행하는 차량의 내부 공간에서 차량 속도 또는 엔진 회전수의 작은 변화에 따라 소음 레벨(level)의 크기가 약 3dB 이상 크게 변화하는 현상

을 일컫는다. Fig. 1에서 이러한 부밍 소음을 10대의 동일한 차종에 대하여 엔진 회전수를 변화시키면서 측정된 결과를 보여 주고 있다. 차량의 부품 상태 및 조립, 용접 상태 등의 상이함에서 기인하는 서로 간의 차이점에도 불구하고[1], 일정 rpm 대역에서의 큰 피크 값이 어느 차에서나 유사하게 측정되고 있다. 4기통 엔진을 갖는 차량의 경우, 이 소음의 주요 원인은 대개 엔진 회전수의 2차 고조파(harmonic) 성분인 순음(pure tone)으로서, 엔진에서의 연소(폭발)와 관계되며, 주로 구조적인 경로를 통하여 탑승자의 귀에 전달된다. 이 외의 구조물을 통한 부밍의 생성 원인으로는 도로의 요철에 의한 것 등이 있고, 공기 전파 경로에 의한 부밍으로서는 흡, 배기계에서 발생하는 2차 및 그 이상의 고조파에 의한 것 등이 있다.

부밍 현상이 차량의 주 작동 회전수 대역에 존재하고, 그 레벨 변화량이 클 때에는 탑승자에게 큰 고통을 주게 되며, 승객은 일반적으로 잘 알려져 있는 소음에 의한 생리적, 심리적 반응을 보이게 된다 [2]. 그러므로, 매우 큰 부밍 소음은 그 차량이 상

\*한국과학기술원 기계공학과

\*\*대우자동차(주) 기술연구소

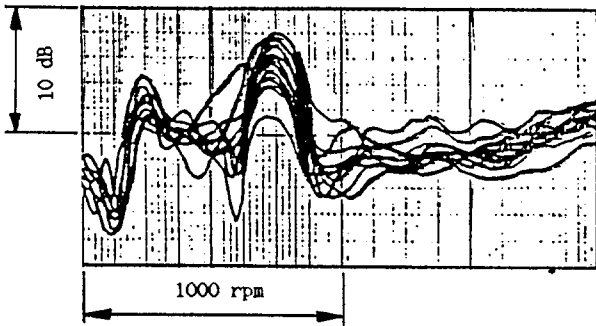


Fig. 1 동일 차종 10대에 대한 내부 소음 시험 결과 (시험 조건은 평탄 노상에서 3단 기어로 급가속시 뒷좌석 승객의 귀의 위치에서 소음을 측정함)

품으로서의 경쟁력을 잃게 되는 한 원인이 될 수 있다. 본 논문에서는 이러한 부밍 현상을 파악하고 대처하는 방법의 하나로써 벡터(vector) 해석 기법을 적용한 예제 및 그 결과를 논한다.

## 2. 차실 공간과 각 지지 요소점 간의 상호 관계 해석

### 2.1 차실 내부로의 구조 기인 소음 전파

문제 차량은 2000cc의 엔진 배기량을 갖는 후륜 구동 세단(sedan)형 승용차이다. 이러한 차량에서는 엔진에서 부터의 진동력이 구조물을 통해 다음과 같이 차실 내로 전파된다: 즉, 엔진 및 구동계에서 발생된 진동력이 엔진 마운트, 후륜 차동 기어 장치(differential gear), 트랜스미션 기어 박스 마운트(T/M mount), 현가계, 배기계 등을 통과하여 차체의 각종 멤버(member) 및 판넬(panel)의 지지점으로 전파된다. 이 지지점 들은 결국 샤시(chassis)의 진동을 차체에 전달하는 연결점이라고 할 수 있다. 진동력은 차실 공간을 둘러 싸고 있는 차체의 각종 판넬들(천정, 바닥, 후방, 대시(dash), 문짝 등)에서 진동을 유발 시켜서 결과적으로 소음이 발생된다 [3]. 판넬의 진동에서 발생된 소음은 내부 공간의 음장 특성에 따라 변화되어 인간의 귀에 들리게 된다. 이와 같이 매우 복잡한 전파 경로 들이 동시에 존재하기 때문에, 매우 정확하게 각 종 전파 경로를 통한 내부 소음의 형성을 예측하는 작업은 매우 어렵고, 또 많은 시간을 소비하게 한다. 본 연구에서는 짧은 시간 내에 시행 오차 없이 내부 소음을 형성하는 주요인을 알아 내는 방법에 대해 논한다.

### 2.2 기본 개념

차실 공간과 외부 입력(구동계, 현가계 등)을 직

Table 1 측정된 각 지지요소의 번호 및 이름

| 번호 | 이름                     | 좌 | 우 | 전 | 후 |
|----|------------------------|---|---|---|---|
| 1  | Engine mounting        |   | 0 |   |   |
| 2  | Engine mounting        | 0 |   |   |   |
| 3  | T/M gear box mounting  |   |   |   |   |
| 4  | P/Shaft centre bearing |   |   |   |   |
| 5  | Exhaust system hanger  |   |   | 0 |   |
| 6  | Exhaust system hanger  |   |   |   | 0 |
| 7  | Panhard rod            |   |   |   |   |
| 8  | Suspension(spring)     |   | 0 | 0 |   |
| 9  | Suspension(spring)     | 0 |   | 0 |   |
| 10 | Upper control arm      |   | 0 |   |   |
| 11 | Upper control arm      | 0 |   |   |   |
| 12 | Lower control arm      |   | 0 |   |   |
| 13 | Lower control arm      | 0 |   |   |   |
| 14 | Suspension(spring)     |   | 0 |   | 0 |
| 15 | Suspension(spring)     | 0 |   |   | 0 |

접 연결하고, 진동 전달을 제어하는 각종 엔진 마운팅 차체 마운팅 및 차체 마운팅, 부시(bush)류, 행거(hanger)류 등을 통한 진동 에너지의 유입 정도 및 내부 소음을 예측한다. 예측된 내부 소음을 기준으로 하여, 각 측정점에서의 벡터적 기여도를 산출하면, 문제 rpm 또는 주파수 구간에서의 주요 기여 부분을 알아 낼 수 있다. 즉, 기여 인자의 동특성을 변화시켜서 문제 구간의 소음을 최소화시키는 최적치를 구하여, 내부 부밍 소음에 대한 저감 대책을 수립한다[4].

차실 공간과 외부 입력을 직접 연결하는 진동 제어용 요소를 통한 소음이 문제 주파수 범위에서 공기 전파 소음보다 훨씬 크다고 가정하면, 탑승자가 느끼는 소음 레벨,  $L_p$ 은 대략 다음 식과 같다:

$$L_p = \sum_{i=1}^N \bar{\alpha}_i F_i + \sum_{j=1}^k \bar{\tau}_j P_j \quad (1)$$

여기서,

$\bar{\alpha}_i$ =진동 제어용 요소  $i$ 에 작용하는 단위 힘에 대한 음압 레벨을 나타내며, 이는 구조-음향계 전달 함수(structural-acoustic transfer function)와 같다(dB/N),

$F_i$ =진동 제어용 요소  $i$ 에 작용하는 동적 힘(Dynamic Force) (N),

$\tau_j$  =  $j$ 번째 소음원과 승객의 귀 사이에 놓인 판넬의 음향 전달 효율(무차원),

$P_j$  =  $j$ 번째 음원의 음압(sound pressure) 레벨 (dB).

Table 1은 이러한 구조 음향계 모델에 쓰인 각종 요소의 번호 및 이름을 보이고 있다.

### 2.3 구조 음향 전달 함수( $\bar{\alpha}_i$ )

각 마운팅 위치에서 알고 있는 충격력을 가하여 생성된 실내 소음을 그 전달 함수로 한다(주파수 범위 <math>< 500\text{Hz}</math>). 마운팅은 각 3방향( $x, y, z$ )에 따라 가해진 입력마다 그 전달 함수가 달라지나, 본 실험에서는 주된 가진이 되는 방향 하나씩만 미리 실험적으로 골라서 측정을 하였다. Fig. 2는 이와 같은 방법

에 의해 구한 구조 음향 전달함수의 한 예로서, 배기계의 후방 행거 부착 위치와 뒷자리 승객의 귀의 위치 사이에서의 값을 보여 준다. 이 그림과 같이 각 주파수 별로 각각 다른 값을 보이고 있으며, 이 주파수는 엔진 크랭크 축(crankshaft)의 회전에 관계된 주파수의 2배 혹은 그 이상의 고조파에 해당한다고 볼 수 있다. 전달함수의 위상각으로 부터는 각 가진점에 의한 음향 성분이 서로 중첩될 때, 이러한 중첩이 건설적인지 혹은 파괴적인지를 결정하는 정보를 얻게 된다.

이와 같은 구조 음향 전달함수, ( $p/F$ ), 를 이용하면, 주된 가진 입력의 위치 및 형태가 알려져 있는 구조물로 둘러 싸여 있는 공간 내부의 음장을 매우 정확히 예측할 수 있다. Fig. 3에서는 약  $1\text{m}^3$ 의

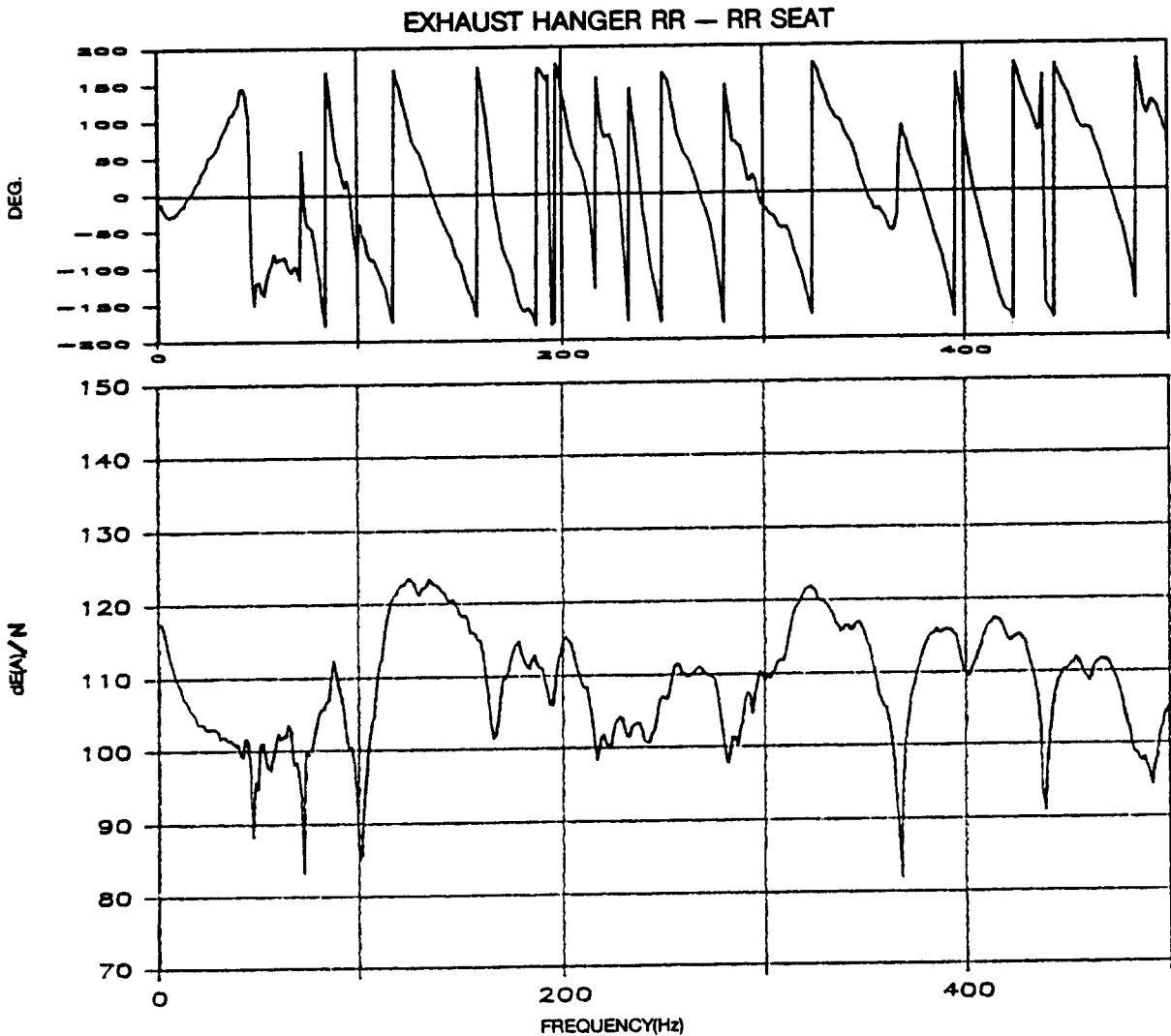


Fig. 2 배기계 후방 행거에서 측정된 구조 음향 전달 함수.

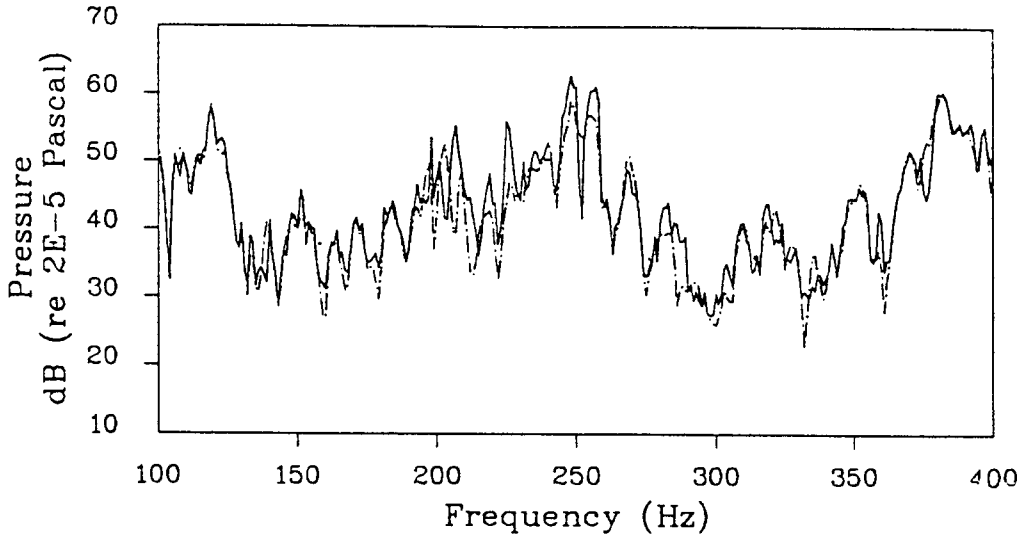


Fig. 3 예측된 내부 음압(—)과 실측치(---)와의 비교.

비정방형의 밀폐된 통에 진동 입력이 가하여 졌을 때, 미리 측정된 구조 음향 전달함수를 이용하여 예측된 내부 음장과 실측된 내부 음장을 비교한 결과이며, 매우 정확히 예측이 가능함을 보여 주고 있다.

#### 2.4 진동 입력의 측정 및 크기 산출( $F_i$ )

금속 재질로 구성된 요소는 정적 강성 계수와 동적 강성 계수가 거의 같으나, 고무등의 재질은 대개 동적인 값이 정적인 값 보다 높다. 고무와 같은 점탄성 재질을 포함하는 계에서의 힘은

$$F_d = (k_1 + ik_2)x = k_1(1 + i\eta)x = |k^*| e^{i\theta} x \quad (2)$$

로 구할 수 있다. 여기서,  $\eta = \text{손실 계수} = \tan \theta$ ,  $\theta = \text{손실각} = \tan^{-1} \eta$ ,  $k_1 = \text{동적 강성 계수}$  이다[5]. Fig. 4는 고무 시험기에서 측정된 동적 강성 계수와 손실각의 예로서, Control Arm Bush의 측정 결과를 보여주고 있다. 그림에서 보듯이, 사용된 대부분의 고무 절연 요소들은 그 손실각이 대단히 작아서, 이에 따른 위상각의 변화는 본 연구에서 무시되었다.

따라서, 동적인 입력을 구하려면, 동적 강성 계수를 각 마운팅 시편에 대해 주파수 별로 구하여, 실차 주행중 각 rpm마다 측정된 변형량과 곱해주면 된다. 마운팅 요소에서의 변형량은 마운팅의 하부의 변위(차체측 변위)에서 상부의 변위(차체측 변위)를 빼준 차이 값으로 정한다. Fig. 5에 측정된 상대 변

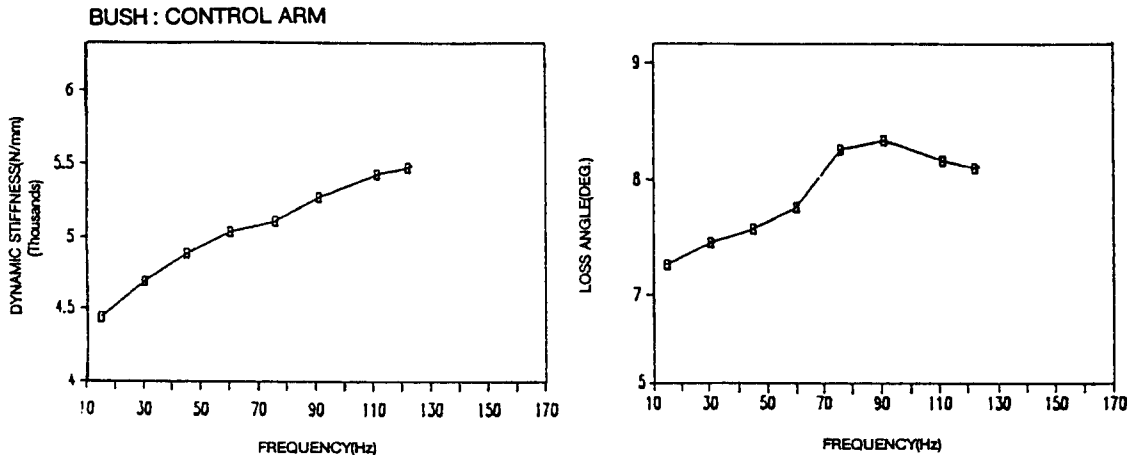


Fig. 4 측정된 동적 강성계수와 손실각의 예(control arm bush).

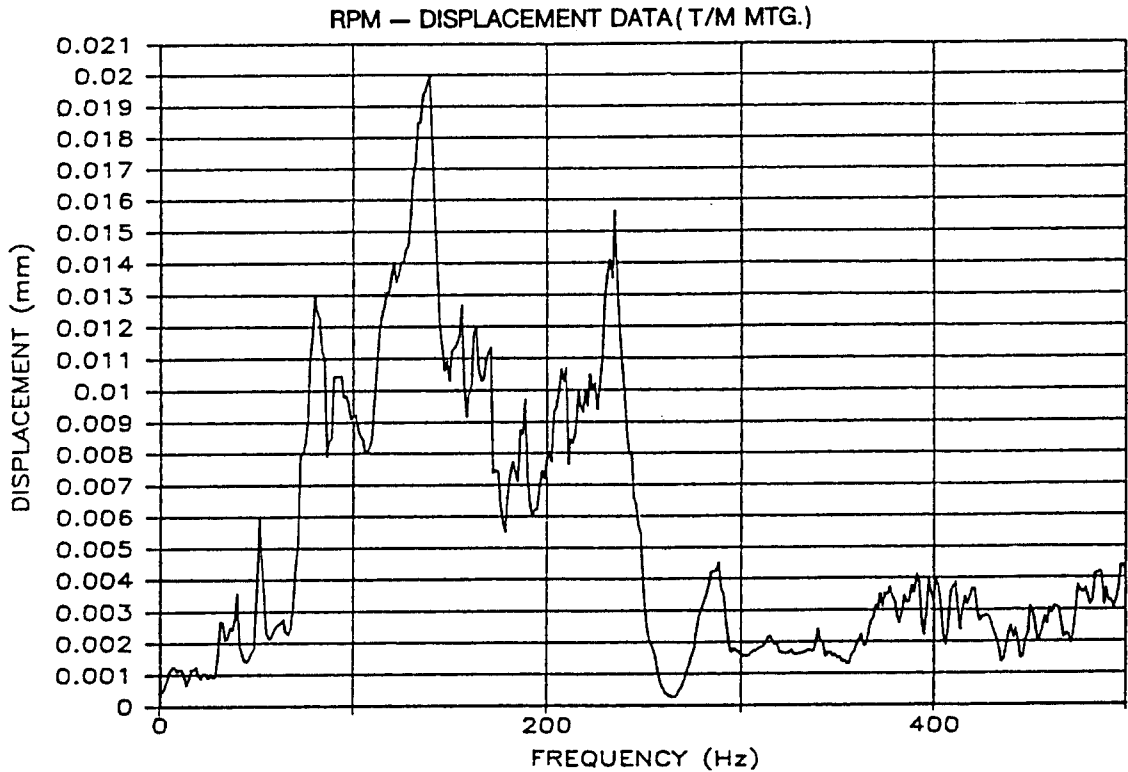


Fig. 5 측정된 상대 변형량의 예 (transmission mounting).

형의 예로서 기어 박스 마운팅 (transmission mounting)에서의 값을 보여 주고 있다. 엔진 회전 주파수의 2차 고조파에 해당하는 주파수에서 가장 큰 값을 갖는 것을 알 수 있다.

2.5 벡터 합성

결국 상대 변형과 동적 강성 계수 및 구조 음향 전달 함수를 계속 곱하여 주면, 각 지지요소(마운팅 점)에서의 내부 소음 기여도를 알아 낼 수 있다. 구조 음향 전달 함수의 위상각으로부터 각 지점에서의 음향 기여 벡터가 정의되게 되며, 이 벡터량들을 합성하면 최종 음향 벡터가 결정된다. Fig. 6에 이러한 벡터 합성의 개념을 도식화하여 보여주고 있다. Fig. 7에서는 Table 1에 언급된 각 지지 요소에서의 음향 벡터를 위상각에 따라 표시하고, 최종 결과 벡터를 보여주고 있다. 이 예에서, 7번은 Lateral Rod(panhard rod), 10번은 우측 Upper Control Arm을 나타내며, 11번은 좌측 Upper Control Arm을 나타내는데, 이들은 모두 결과 벡터와 비슷한 위상각을 가져서 가장 중요한 소음 전달 요소들임을 알 수 있다. 한편, 2번의 좌측 엔진 마운트 같은 요소는 그 위상각이 결과 벡터와 수직인 성분을 갖고

있어서, 최종 결과치에는 큰 영향을 미치지 못하는 것으로 보인다. 또 예를 들어 3번(T/M gear box 마운팅)과 같은 요소는, 그 기여도의 크기를 오히려 크게 하면 최종 결과치를 감소시킬 수 있는 방안도 생각해 낼 수 있다.

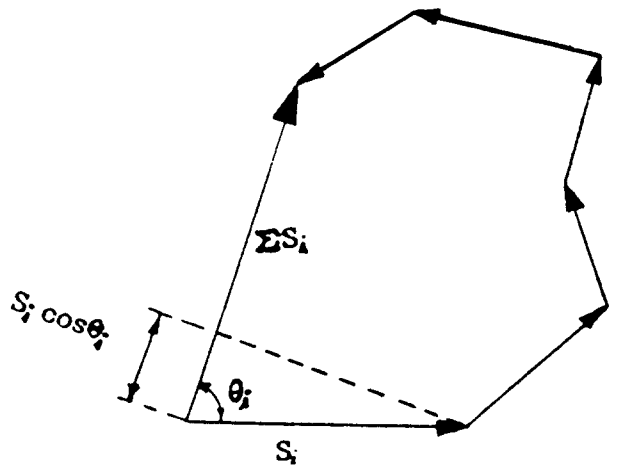


Fig. 6 벡터 합성의 개념도.

3. 소음 저감 대책 및 적용 결과

Fig. 7에 보인 바와 같은 결과에 따라서, Panhard Rod 및 후방 현가계에 대한 대책들을 수립하여 시험을 행하였다. 가장 효과 좋은 대책으로서는 첫째,

Panhard Rod의 강성을 증가시킨 것과, 둘째, 후륜축(Rear Axle)에 동흡진기를 장착한 것이었다. Panhard Rod의 강성은 직경  $\phi 25$ 에서  $\phi 35$ 로 증가시키면서, 두께를 2.5mm에서 3.5mm로 만들어 실현하였다(Panhard Rod는 중공축임). 동흡진기로서는 후륜축 차동 기어집(Differential Gear Housing)에

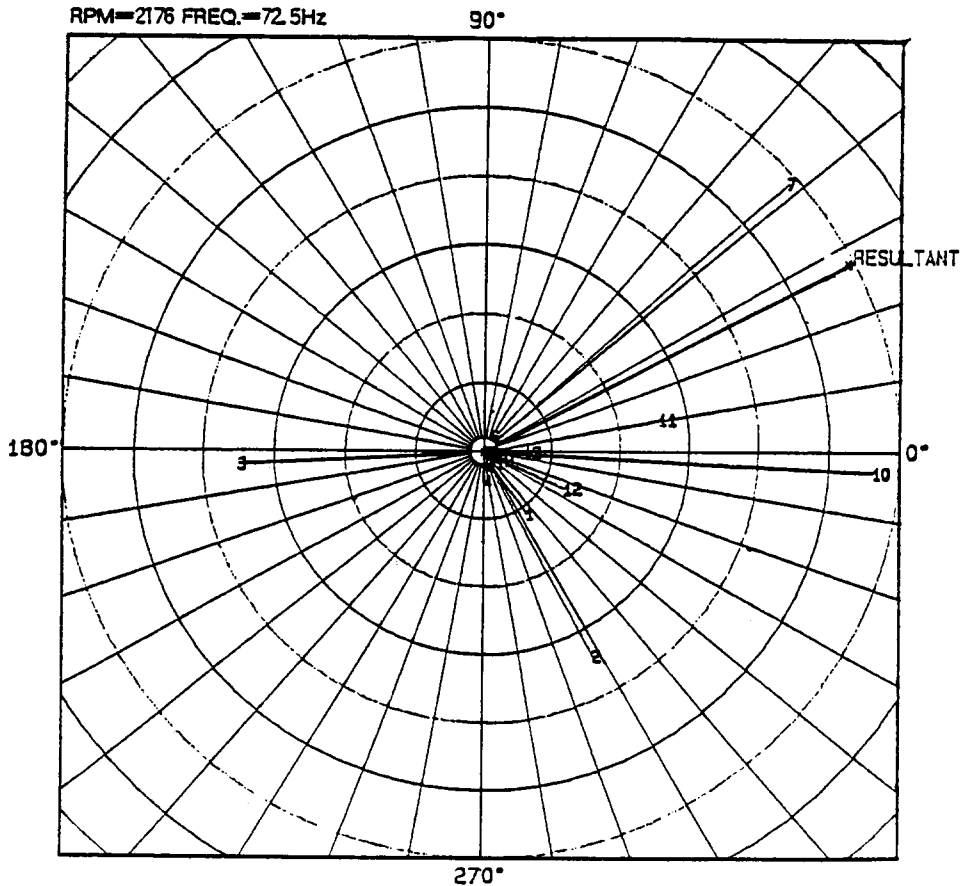


Fig. 7 각 지지요소에서의 음향 벡터 및 결과 벡터의 위상 도표.

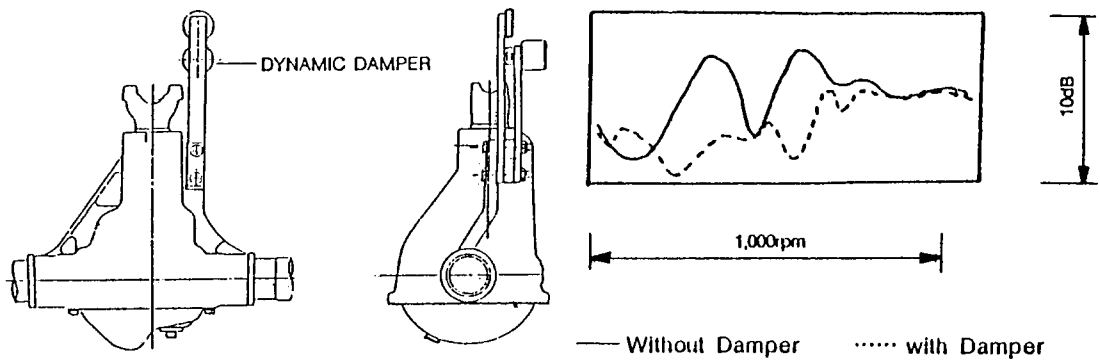


Fig. 8 Cantilever형 동흡진기의 모양, 장착 위치 및 효과.

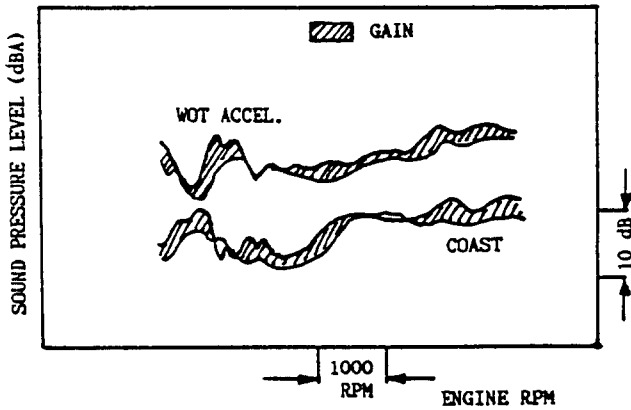


Fig. 9 동흡진기 및 보강된 Panhard Rod가 장착 되었을 때의 소음 감쇠 효과 (감속 시의 곡선은 10dB 내려서 표현되어 있음)

Cantilever형의 동흡진기 두개를(124Hz 및 143Hz) 서로 간섭이 생기지 않도록 장착하였다[6]. 143Hz 형은 124Hz형의 부정적 효과를 감쇠시키기 위한 것이다. Fig. 8에 후륜축의 동흡진기의 모양 및 그 장착 효과를 보여주고 있다. Fig. 9에는 이들 두 종류의 대책품이 모두 적용 되었을 때의 효과를 보여주고 있다. 이 그림에서 감속(coast)시의 곡선은 급가속시(wide open throttle acceleration)의 성능 곡선과 겹치지 않고 구별하기 위하여, 임의로 10dB만큼 내려서 보여 주고 있다.

#### 4. 결론 및 토의

이상과 같은 일련의 시험 및 계산에서, 내부 소음 특히 부밍 소음에 대한 효과적인 대책을 도출 할 수 있었다. 여러번 반복적으로 세심하게 측정된 데이터를 평균화한 후 컴퓨터에 연결 입력하고 계산을 하여 추정하는 이 방법은, 늘상 행하여지는 경험에 의거한 시행오차법만에 의한 것 보다는 훨씬 결과치가 좋고, 또, 시험에 걸리는 시간을 미리 예측할 수 있기 때문에, 개발 일정에 맞추어 일을 계획적으로 정확히 진행시킬 수 있는 장점이 있다.

본 연구에서는 마운팅의 주 작동 방향으로만 상대 변위량 및 동특성을 측정하고, 또 마운팅의 손실에 의한 위상 변화를 고려하지 않았으나, 앞으로 이들을 고려하여 측정 작업을 수행하면 매우 정확한 음장 예측 및 소음 경로 파악이 가능하리라 본다. 또한, 마운팅류의 동특성 시험시 측정에 사용된 시험기의 형식 및 고정구등의 공진에 의하여 약 100Hz

정도까지 밖에 측정을 하지 못하여, 예측 가능 rpm 범위가 약 3000rpm 이내로 제한이 되었으나, 보다 정밀한 시험기에 의해 약 200Hz까지 측정이 가능한 경우에는 대부분의 운전구간에서 구조에 기인한 소음의 음장 예측이 가능하다. 몹시 복잡한 구조를 갖고 있는 지지점에 대한 구조 음향 전달함수 시험시에는 정확한 측정이 매우 어려운데, 현재 음향 상반성 원리를 이용한 측정법을 연구하고 있다.

한편, 실험에 의한 모든 데이터를 데이터 베이스화 하여 각종 해석 프로그램에 응용하면, 매우 유용한 설계 자료로 사용이 가능하다[7]. 이러한 자료들은 비단 부밍 소음 뿐만 아니라, 도로에 의한 소음과 같은 종류에도 매우 유익한 데이터로써 사용이 가능하다.

본 연구에서는 몇몇 부밍 영역에서만 소음의 벡터 해석만을 제시하였지만, 사실상 전 운전 영역까지 확장이 가능하며, 이 경우 음장의 합성이 가능하기 때문에 하나 혹은 여러개의 전달경로 및 동특성의 변경에 따른 내부 음장의 변화를 예측할 수 있다.

#### 참고문헌

1. Wood, L.A. and Joachim, C.A., 1984, "Variability of Interior Noise Levels in Passenger Cars", Inst. Mech. Eng., Paper C136/84.
2. Kryter, K.D., 1985, Effects of Noise on Man, 2nd ed., Academic Press, New York.
3. Dickenson, C., 1987, "A Hybrid Approach to Driveline Noise Control", Noise & Vibration Control Worldwide, March, pp. 92~96.
4. 近森順 외 2, 1981, "Experimental Analysis of Booming Noise in Passenger Car Cabins by Vector Synthesis Method", 三菱重工技報, Vol 18, pp. 128~133.
5. Nashif, A.D., et al., 1985, Vibration Damping John Wiley & Sons, New York.
6. Harris, C.M. and Crede, C.E., 1972, Shock and Vibration Handbook, 2nd ed., McGraw-Hill, New York.
7. Nakajima, Y., et al., 1990, "The Development of an Experimental CAE System", Int. J. of Computer Appl. in Tech., Vol. 3, pp. 1~7.