

# 차량탑재용 A/V 시스템의 소음원 규명#

## Noise Source Identification of a Car A/V System

홍종호\* · 강연준† · 이상호\*\*

Jong Ho Hong, Yeon June Kang and Sang Ho Lee

(2004년 1월 20일 접수 : 2004년 9월 7일 심사완료)

**Key Words** : Plastic Gear(플라스틱 기어), Gear Mesh Frequency(기어 맞물림 주파수), Sound Intensity(음향 강도), Rattle Noise(래틀 소음), Partial Coherence Function(부분 기여도 함수), Partial Coherent Output Spectrum(기여출력 스펙트럼)

### ABSTRACT

This paper presents the noise source identification of a car A/V system. There are two different kinds of noise sources : noise generated by loading mechanism and rattle noise by externally forced vibration. A dynamometer has been made to produce stationary inertia to the loading mechanism of A/V system. Sound pressure spectra and sound intensity were measured by operating the dynamometer setup as various motor speeds, and the results were analyzed. A dominant rattle noise source about A/V system's components has been found by multi-dimensional spectral analysis. Residual spectrum method was applied for eliminating coherence between the vibration sources. In result, the dominant rattle noise source was identified by partial coherent output spectrum of individual vibration component.

### 기 호 설 명

GMF : 기어 맞물림 주파수

$G_{yy}(f)$  : 출력 파워스펙트럼

$G_{ii-1}(f)$  : 입력  $x_1(t)$ 의 상관관계를 제거한  $i$ 번째 입력(출력)의 파워스펙트럼

$G_{ij-1}(f)$  : 입력  $x_1(t)$ 의 상관관계를 제거한  $i$ 번째 입력(출력)과  $j$ 번째 입력(출력)간의 상호스펙트럼

$G_{ij \dots r-1}(f)$  :  $r$ 개의 입력들( $x_r(t), x_{r-1}(t), \dots$ )

의 상관성분이 제거된  $i$ 번째 입력(출력)과  $j$ 번째 입력(출력)간의 상호스펙트럼

$G_{ij \dots r-1}(f)$  :  $r$ 개의 입력들( $x_r(t), x_{r-1}(t), \dots$ )의 상관성분이 제거된  $j$ 번째 입력(출력)의 파워스펙트럼

$H_{iy}(f)$  : 입력  $x_i(t)$ 와 출력  $y(t)$ 의 전달함수

$H_{iy}^*(f)$  : 전달함수  $H_{iy}(f)$ 의 공액 복소수

$IL_{x_i}$  : 입력  $x_i(t)$ 만의 기여출력 스펙트럼 총레벨

$L_{rj}(f)$  :  $r-1$ 개의 입력들( $x_{r-1}(t), x_{r-2}(t), \dots$ )의 상관성분들이 제거된  $r$ 번째 입력과  $j$ 번째 입력(출력)간의 최적전달함수

$\gamma_{yx}^2(f)$  : 입력들  $x(t)$ 와 출력  $y(t)$ 간의 다중 기여도 함수

$\gamma_{iy \dots i,j,k}^2(f) G_{yy \dots i,j,k}(f)$  : 입력들 ( $x_i(t), x_j(t), x_k(t)$ )간의 상관관계가 제거된 입력  $x_i(t)$ 만의 기여출력스펙트럼

† 책임저자 : 정희원, 서울대학교 기계항공공학부  
E-mail : yeonjune@snu.ac.kr

Tel : (02) 880-1691, Fax : (02) 883-1513

\* 정희원, 서울대학교 대학원 기계항공공학부

\*\* 현대모비스 카트로닉스 오디오연구부

# 이 논문은 2003 추계학술대회에 우수발표논문으로 추천되었음.

## 1. 서 론

차실내의 고급화 및 저소음화 되면서 탑재되는 각종 전기, 전자 및 기계부의 저소음화에 대한 관심과 노력이 증대되고 있다.

이 논문에서는 차량탑재용 A/V시스템에서 발생할 수 있는 두 가지 소음 즉, LCD모니터의 작동 중 발생하는 구동부 소음원과 차량 주행 시 차체(car body)에 전달되는 진동에 의해서 유발되는 A/V시스템 요소들에 대한 래틀 소음원(rattle noise source)을 규명하는 연구를 수행하였다.

차량 탑재용 A/V 시스템의 구동부는 소형 DC모터와 플라스틱 기어의 조합으로 구성되어 있다. A/V 시스템의 LCD 모니터가 움직이면서 발생하는 소음신호는 모터에 인가되는 관성부하의 가변으로 인하여 비정상신호(non-stationary signal)가 발생된다. 그러므로 그 구동부의 소음신호 분석을 위해서 정격부하를 인가해 줄 수 있는 다이나모(dynamometer)를 제작하여 구동부에 장착 및 구동해 줌으로써, 정상적인 구동(stationary operation) 및 신호를 발생시키면서 구동부 소음을 측정할 수 있다.<sup>(1)</sup>

다음으로, 차량 주행시 도로의 요철(prominence and depression)이나 차체의 떨림에 의한 진동으로 유발 될 수 있는 A/V시스템 구성요소들의 래틀소음원에 관한 연구를 하였다. A/V 시스템의 래틀진동은 각 주요소들 간의 진동신호의 상관관계가 존재하는 신호(coherent signal)이기 때문에 진동원들 간의 상관관계를 제거할 수 있는 잔류 스펙트럼(residual spectrum)의 신호처리방법이 필요하다.<sup>(2)</sup>

신호처리를 위해서 다차원 스펙트럼 해석(multi-dimensional spectral analysis)을 이용하여 각 입력 신호들 사이의 상관관계를 제거한 후, 각 진동원의 순수한 출력에 대한 기여량을 나타내는 기여출력 스펙트럼(coherent output spectrum)을 구함으로써 래틀소음에 주요하게 영향을 끼치는 요소들을 찾을 수 있었다.

J. S. Bendat<sup>(3)</sup>은 다입력/다출력(multiple input/output)시스템에서 각 입력간의 상관관계가 존재하는 경우에 그 사이의 상관관계를 제거하는 신호처리 방법에 대한 모델링의 연구를 하였으며, 이 신호처리 방법의 적용사례로, Wang과 Crocker<sup>(4)</sup>는 3개의

스피커 신호에서 나오는 마이크로폰 소음신호를 입력으로 단일 수음점에서의 마이크로폰신호를 출력으로 하여 그 입력 신호들간의 상관관계에 따른 기여도함수를 이용한 소음원 규명에 관한 연구를 수행하였다. 강명순, 오재응과 서상현<sup>(5)</sup>은 가솔린 엔진에서 발생하는 진동원과 엔진 소음원을 규명하기 위해서 주파수응답함수기법(frequency response function approach)과 부분기여도함수기법(partial coherence function approach)을 적용하였다. 그리고 조운수, 최연선<sup>(6)</sup>은 기어와 모터로 구성된 진동드릴의 진동특성 및 전과경로를 해석하는데 있어서 진동원에서 발생한 진동이 손잡이 부위로 전달되는 과정을 2입력/1출력 계로 보고 부분기여도함수를 이용한 연구를 하였다.

이 연구에서는 A/V시스템의 래틀소음원의 기여도를 파악하기 위해서 다차원스펙트럼에 의한 부분기여도함수기법을 이용하여 각 A/V 시스템요소들의 래틀소음의 독립적인 기여치를 정량적으로 구하였다.

## 2. A/V 시스템의 구동부 소음원 규명

### 2.1 구동 메카니즘과 다이나모장치

LCD 모니터가 장착된 대부분의 차량용 A/V 시스템은 그 내부에 CD, DVD 및 카세트 테이프 삽입 그리고 인출하기 위한 작업을 수행하기 위해서 LCD모니터가 수직에서 수평, 수평에서 수직으로 움직이게 고안 되어 있다. 또한 사용자가 모니터를 보는 위치에 따라 LCD 모니터의 각도를 조절할 수 있는 구동 메커니즘을 가지고 있다.

A/V시스템의 구동 메카니즘은 Fig.1에서 보여지듯 DC모터에서 전달된 회전동력이 워기어로 감속 후 두개의 스피기어의 맞물림으로 전달된 회전력이 마지막 LCD모니터와 연결된 슬라이더 샤키의 랙부분에 전달됨으로서 그 구동동작이 완성된다.

구동부에 사용된 모든 기어는 플라스틱 재질이며

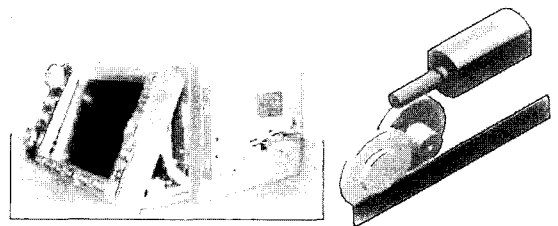


Fig.1 The loading mechanism of a car A/V system

플라스틱 기어는 금속 기어에 비하여 재료의 특성상 탄성계수가 작고, 진동 감쇠율이 크기 때문에 기어 소음의 원인 중 하나인 물림시 충격을 흡수하는 특성이 우수하며, 일반적으로 구동소음에 대해서는 금속 재료보다 우수하다.<sup>(7)</sup> 이런 플라스틱 기어는 금속 기어와 비교하여 경량, 무윤활에서의 사용, 대량 생산성, 저렴한 가격, 그 밖의 기계요소들과 일체 성형 등의 이점 때문에 전기 제품 및 자동차 부품 등에 많이 사용되고 있다.<sup>(8)</sup>

A/V 시스템의 LCD모니터는 구동 동작 중 그 위치에 따라 관성의 변화로 인하여 모터에 인가되는 부하가 변동하게 된다. 이런 과정에서 과도적(transient)이고 비정상적인 소음신호가 발생한다. 결국 소음신호를 분석하는데 정상적인 신호가 발생할 수 있도록 모터에 일정한 부하를 걸어주는 다이내모의 제작이 필수적이다.

다이내모 장치의 형상은 Fig.2와 같다. 다이내모 장치에 관성부하를 걸어주는데 있어 축이음에서 발생할 수 있는 간섭을 최소화하기 위해서 축이음을 연성이음(flexible coupling)인 고무 튜브를 이용하여 부상(bushing)해 주었다. 이 연성이음은 관성부하축과 구동부축의 부상에서 발생할 수 있는 오류를 미연에 방지하기 위함이다.

2.2 기어 맞물림 주파수

일반적으로 기어의 맞물림에 의한 동력구조에서 발생하는 소음특성을 주파수 분석하면, 기어 맞물림 주파수(gear mesh frequency)와 그 주파수의 하모닉(harmonics) 성분들이 주요하게 나타난다.<sup>(9)</sup>

$$GMF = \frac{\# \text{ of Teeth} \times RPM}{60} \text{ (Hz)} \quad (1)$$

LCD 모니터가 수직위치에서 수평위치로 구동되는

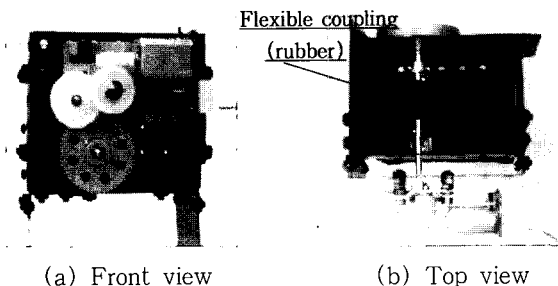


Fig. 2 Dynamometer setup

데 소요되는 시간은 A/V 시스템의 모델에 따라 다르지만 일반적으로 2초~3초 사이에 그 동작이 완료된다. 그 로딩속도는 모터에 인가되는 전압의 변화를 통한 모터의 회전수 제어에 이루어진다. 실제 구동시 모터의 회전수의 변화를 가속도계로 주파수 분석한 결과, 구동 시간이 3초일 때 모터의 회전수가 4000~5500 rpm 사이에서 구동하고, 2초일 때는 6500~8000 rpm으로 구동이 된다. 실험에서 사용된 모델로부터 구동시간이 2, 3초일 때 발생할 수 있는 기어 맞물림 주파수와 그의 하모닉 성분들은 Table 1에서 나타난 기어의 정보로부터 기어 맞물림 주파수를 계산하였을 때 500 Hz 미만의 비교적 저주파 영역에 나타난다.

2.3 소음·진동 스펙트럼 측정 및 결과

Fig.3에서 보이는 것과 같이 암소음이 25 dB인 방향실에서 다이내모장치 정면으로부터 비교적 가까운 거리인, 15 cm 떨어진 지점에서 마이크로폰으로 소음신호를 측정 하였다. 근거리에서 소음신호를 측정하는 이유는 소음신호가 작기 때문이다.

Fig.4는 로딩시간이 3초인 경우의 한 예이며 모터

Table 1 Gear specification

Gear		Number of teeth (N)	Diameter of pitch circle (d)	Module (m)	Note
Worm	G1	1 row	6		
Helical Spur	G2	42	21	0.5	
	G2'	20	10	0.5	
Spur Spur	G3	50	25	0.5	
	G3'	17	13.6	0.8	
Rack	G4	-			Length 110 mm

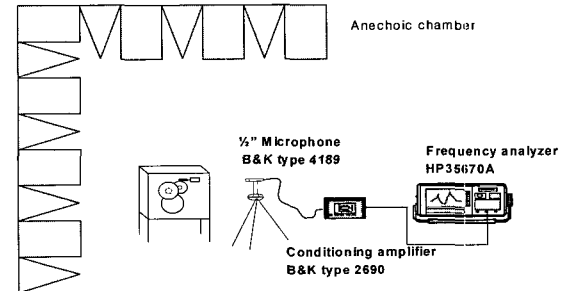


Fig. 3 Sound spectrum measurement condition

가 5000 rpm 구동될 때, 소음 스펙트럼과 모터에서 측정된 가속도 스펙트럼의 결과이다. 소음 스펙트럼 결과를 분석해 보면 기어의 맞물림에 의한 주파수와 그의 하모닉 성분인 500 Hz 미만의 주파수 영역에서는 낮은 소음레벨을 나타내었다. 즉 기어의 맞물림에 의한 소음은 문제가 되지 않는다고 할 수 있다. 하지만 2.0 kHz에서 다른 주파수 성분과 비교할 때 상대적으로 높은 33 dB를 갖는다. 이 소음 스펙트럼의 2.0 kHz는 모터에서 측정된 가속도의 피크 주파수인 2.0 kHz와 일치하는 것을 알 수 있다. 결과적으로 소음의 원인이 모터에서 기인한다는 것을 보여준다.

### 2.4 음향 인텐시티 측정 및 결과

좀더 가시적인 구동부 소음원의 위치를 찾기 위해서 단위 시간당, 단위 면적을 흐르는 음향 에너지인 음향 인텐시티법을 이용하여 구체적인 소음원의 위치를 규명하기로 한다.

$$\bar{I}(t) = p \bar{u}(t) [\text{watt/m}^2] \quad (2)$$

이러한 음향 인텐시티법은 음장 내부에 여러 개의 음원이 존재하는 상황에서 우리가 관심을 가지는 음원이 방사하는 음향 파워를 측정하고, 음원의 위치를 찾아내는데 유용하게 적용된다.<sup>(10)</sup>

음향 인텐시티를 측정하기 위한 분석장비는 스펙트

럼분석기(B&K type 2133)와 음향 인텐시티 probe (B&K type 3547)를 사용했다.

측정점의 간격은 음향 인텐시티 probe에 부착된 1/2 inch 마이크로폰의 지름에 해당하는 1.3 cm이다. Fig. 5의 (a)와 같이 구동부에서 3 cm 떨어진 거리에서 수직 평면에 가로방향과 세로방향으로 6×6의 그리드를 만들어서 36개의 측정점을 이동하면서 음향 인텐시티를 측정하였다.

소음 스펙트럼이 단일 주파수에서 피크값을 발생하는 경우도 있지만 다른 주파수가 무시할 수 없을 정도로 높은 소음레벨을 나타내는 경우도 있다. 따라서 가장 큰 피크값을 나타내는 주파수에 대해서 음향 인텐시티지도(sound intensity map)와 모든 주파수 대역의 음향 에너지를 더한 총합 음향 인텐시티지도(overall sound intensity map)를 구현해 보았다.

측정한 결과를 분석해 보면 Fig. 5의 (b)와 (c)에서 보여지듯 모터 회전수가 5000 rpm으로 동작될 때, 소음 스펙트럼에서 피크값을 나타내었던 2.0 kHz에서 그 소음원은 모터의 가진에 의하여 국부적인 진동이 일어나는 곳에서 나타났다. 국부적으로 높은 음향 인텐시티값을 보이는 곳의 위치는 그리드의 위치(가로, 세로)가 (5,4)의 좌표점으로, 구조물 전체가 아닌 국부적인 부분이며 전체적인 음향에너지는 모터주위에서 방사하였다.

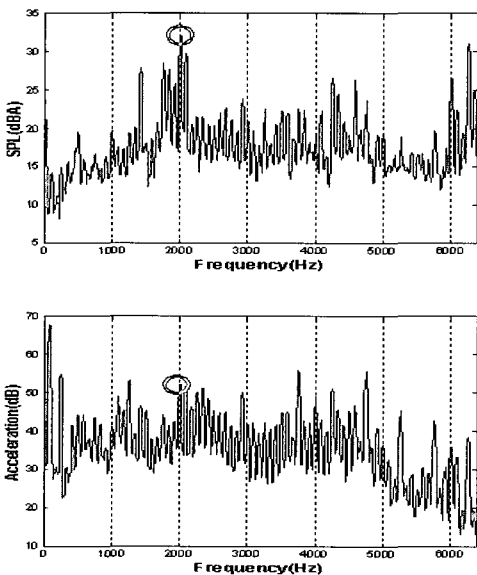


Fig. 4 Sound pressure level & acceleration level spectrum at 5000 rpm

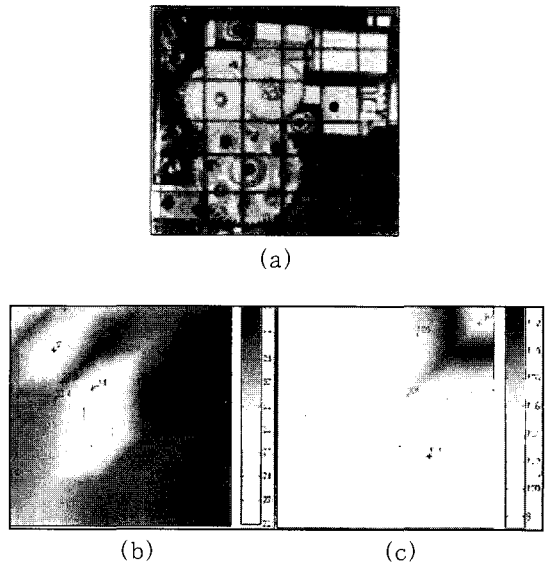


Fig. 5 Sound intensity map (a) Sound intensity grid configuration (b) 2.0 kHz at 5000 rpm (c) Overall sound intensity at 5000 rpm

DC모터의 회전수(rpm)를 변화시켜가면서 음향 인텐시티 측정결과를 종합해 보면, 소음 스펙트럼이 높은 레벨을 나타내었던 주파수에서 국부적인 진동에 의한 소음을 방사하는 패턴을 보여 주었는데 그 원인은 모터의 가진에 의한 진동이었다. 그리고 전체적인 음향 에너지의 방사는 모터 주위에서 나타났다.

### 3. A/V 시스템의 래틀 소음원 규명

A/V 시스템은 도로의 요철이나 주행 중 차체로 전달된 진동으로 인해서 래틀소음을 발생하게 되는데, 이 래틀소음은 구조가인 소음(structural-borne noise)이다. A/V 시스템의 각 요소의 진동에 의해 발생하는 이 소음은 요소들의 진동신호들 간의 상관관계를 가지고 있다. 각각의 래틀소음에 대한 기여도를 얻기 위해서 다차원 스펙트럼의 해석을 도입하기로 한다.

입력들 및 입출력간의 상호상관성을 제거하여 각각의 입력만의 독립적인 출력에 대한 영향도를 알아보는 부분 기여도 함수법을 이용하여 각 입력에 대한 래틀소음의 기여도를 평가해 보았다.

#### 3.1 다차원 스펙트럼의 이론

Fig. 6의 (a)에서 입력간의 상관관계가 존재한다고 가정하면, 출력 스펙트럼은 다음과 같다.

$$G_{yy}(f) = \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^4 H_{iy}^*(f)H_{jy}(f)G_{ij}(f) + G_{nn}(f) \quad (3)$$

입력간의 상관관계를 제거하여 각 입력의 순수한 스펙트럼 기여량을 계산하기 위해서 Fig. 7과 같이 다차원 스펙트럼해석 방법의 최적전달함수를 이용한 신호처리 방법인 잔류 스펙트럼법을 이용하였다.

이 연구에서 사용된 입력의 개수가 4개이므로 세번의 잔류과정을 거치게 되며 1차 잔류 스펙트럼은 다음과 같이 수식관계에 의해서 표현된다.

$$G_{ii \cdot 1}(f) = G_{ii}(f) - |L_{i1}(f)|^2 G_{11}(f) \quad (4)$$

(i = 2, 3, 4, y)

$$G_{ij \cdot 1}(f) = G_{ij}(f) - L_{i1}(f)G_{j1}(f) \quad (5)$$

(i = 2, 3, 4, j = y)

그리고 2차, 3차 잔류스펙트럼도 아래와 같은 신호

처리 과정을 반복해서 수식적으로 구할 수 있다.

$$G_{ij \cdot r!}(f) = G_{ij \cdot (r-1)!}(f) - L_{ij}(f)G_{ir \cdot (r-1)!}(f) \quad (6)$$

$$G_{jj \cdot r!}(f) = G_{jj \cdot (r-1)!}(f) - |L_{jr}(f)|^2 G_{rr \cdot (r-1)!}(f) \quad (7)$$

$$L_{ij}(f) = \frac{G_{ij \cdot (r-1)!}(f)}{G_{rr \cdot (r-1)!}(f)} \quad (8)$$

이러한 일련의 작업을 통해서 우리가 선택한 각각 입력고유의 출력에 대한 순수한 기여도인 부분기여도 함수(partial coherence function)를 얻을 수 있다. 예를 들어  $x_4(t)$ 와  $y(t)$  사이에 대해 구하면

$$\gamma_{4y \cdot 1,2,3}^2(f) = \frac{|G_{4y \cdot 1,2,3}(f)|^2}{G_{44 \cdot 1,2,3}(f)G_{yy \cdot 1,2,3}(f)} \quad (9)$$

이 되고, 이렇게 구한 입력간의 및 입출력간의 상호관계가 제거된 순수 입력들만의 함수인 다중기여도 함수(multiple coherence function)를 구할 수 있다.

$$\gamma_{y \cdot x}^2(f) = 1 - \{1 - \gamma_{1y}^2(f)\} \{1 - \gamma_{2y \cdot 1}^2(f)\} \{1 - \gamma_{3y \cdot 1,2}^2(f)\} \{1 - \gamma_{4y \cdot 1,2,3}^2(f)\} \quad (10)$$

실질적인 진동원 파악을 위하여, 하나의 입력이 출력에 기여하는 순수량을 나타내는 기여출력 스펙트럼은 잔류 출력스펙트럼과 부분기여도함수의 곱으로 표현된다. 예를 들어서 입력  $x_4(t)$ 의 출력  $y(t)$ 에 대한 그 입력의 순수한 기여출력 스펙트럼은  $\gamma_{4y \cdot 1,2,3}(f)G_{yy \cdot 1,2,3}(f)$ 이고 이것의 전주파수 영역에 걸쳐 각 입력들의 기여출력스펙트럼의 총레벨(integrated level)은 아래와 같이 표현된다.

$$IL_{x_4} = \int_0^f \gamma_{4y \cdot 1,2,3}^2(f)G_{yy \cdot 1,2,3}(f)df \quad (11)$$

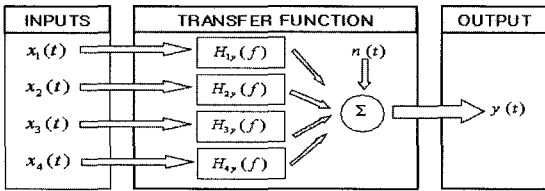
#### 3.2 래틀소음 측정 및 결과

래틀 진동의 측정지점은 Fig. 6에 제시된 4부분의 위치에서 진동신호를 구하였는데 그 위치는 LCD 모니터의 진동신호( $x_1(t)$ ), 슬라이드 샷시의 진동신호( $x_2(t)$ ), Fig. 8(b)와 같이 A/V 시스템 내부에 전자 부품·전기기관 등 내부 여러 부품들이 떨림에 의해서 발생하는 내부의 음장과 관계된 A/V 시스템의 진동( $x_3(t)$ ), LCD 모니터와 슬라이드 샷시를 연결하는 링

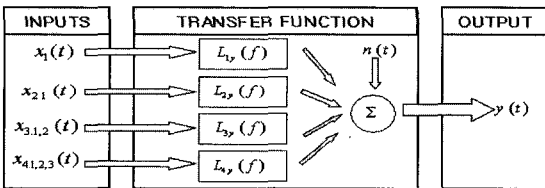
크(link)의 진동 ( $x_4(t)$ )을 입력신호로서 측정을 하였다. 그리고 이들 입력에 대한 출력신호( $y(t)$ )는 A/V 시스템으로부터 0.7m 떨어진 거리에서 측정한 마이크로폰의 소음신호로 하였다. 이 5개의 신호들은 100번의 앙상블(ensemble) 평균치를 구하였다. Fig. 8과 같이 A/V 시스템의 LCD 모니터의 각도를 수직에서 20°, 40°, 70°의 경우에 걸쳐서 변화시키고 Fig. 9의 상태와 같이 실차에 설치된 환경인 배플(baffled

condition)시킨 경우, 배플시키지 않은 경우(unbaffled condition) 두 가지 실험조건에서 각 요소들에 관한 래틀소음에 대한 다차원 스펙트럼 분석을 수행하였다.

A/V 시스템이 래틀소음을 발생할 수 있도록 다이내믹(dynamic) 가진기(MB MODAL 50A)로 랜덤(random)가진 시켰다. 배플된 조건에서 가진시 배플판(baffle panel)과 A/V 시스템과의 접촉지점에서 A/V 시스템의 진동이 배플판에 전달되어 배플판이 떨리는 것을 미연에 방지하기 위해서 고무막대(rubber bar)와 고무튜브(rubber tube)로 이중절연을 하였다.



(a) Four input/single output model for unconditioned inputs



(b) Four input/single output model for conditioned inputs

- $x_1(t)$  : LCD panel vibration
- $x_2(t)$  : Slide chassis vibration
- $x_3(t)$  : Frame vibration coupled with rattle noise of inner system
- $x_4(t)$  : Link vibration

Fig. 6 Model of four input/single output system for rattle vibration of A/V system

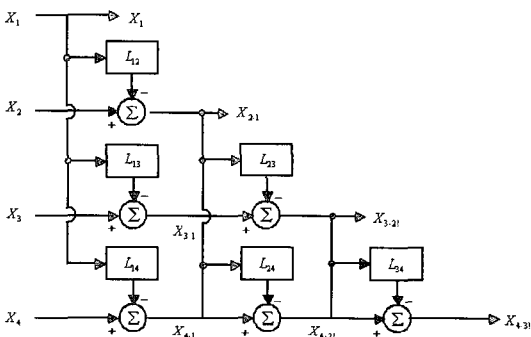
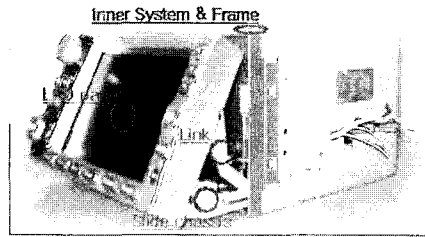
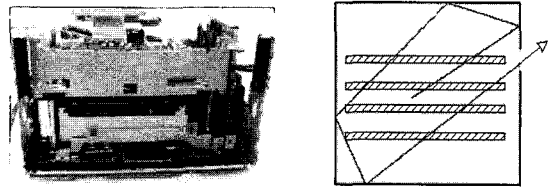


Fig. 7 Determination of ordered conditioned records from original signals



(a) Measurement point of vibration



(b) Inner system configuration

Fig. 8 Input measurement points and inner system configuration

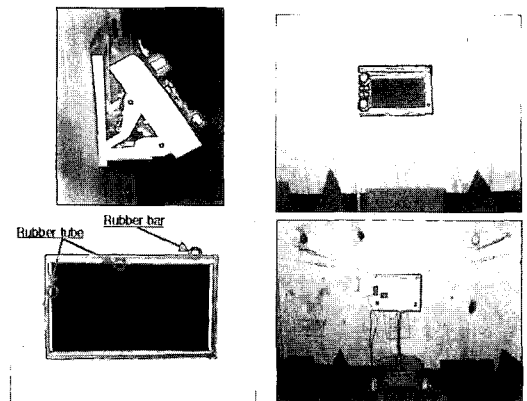
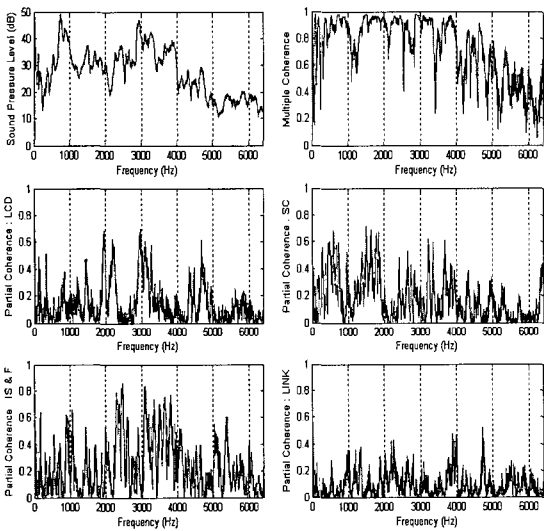


Fig. 9 Rattle test configuration on baffled condition

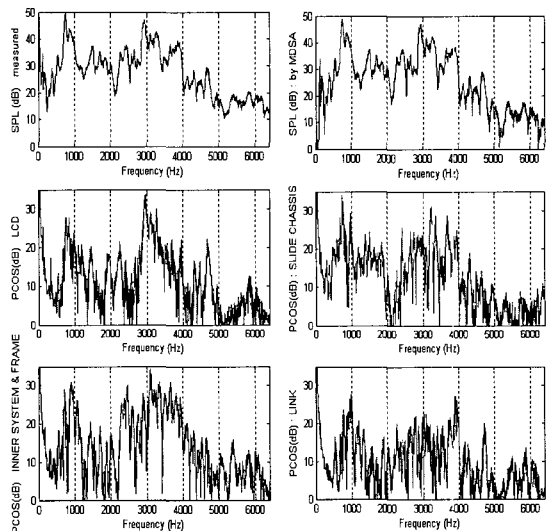
측정된 결과 중에서, 배플판을 설치하고, LCD 모니터의 각도가 40°일때 다차원 스펙트럼 방법에 의해서 구한 A/V 시스템의 각 요소들의 진동이 래틀소음에 끼치는 영향의 결과를 살펴보자. 신호처리과정을 통해서 구한 다중기여도 함수는 Fig. 10(a)에 소음스펙트럼(sound pressure level)이 25 dB 이상의 소음레벨값을 가지는 소음주파수 대역에서 0.9 이상의 높은 기여도값을 보이며 25 dB 이하의 비교적 작은 소음레벨값을 갖는 주파수대역에서는 측정 노이즈의 영향으로 상대적으로 작은 값을 나타내고 있다. 하지만 그 부분이 소음에너지측면에 볼 때 상당히 작은 기여영역이므로 래틀소음에 기여하는 입력이 빠짐없이 고려되었다고 볼 수 있다. 그리고 Fig. 9(b)에서와

같이 다중기여도함수( $\gamma_{x,y}^2$ )에 의해 구한 소음 스펙트럼이 실측한 소음 스펙트럼과 잘 일치하는 것을 볼 수 있다.

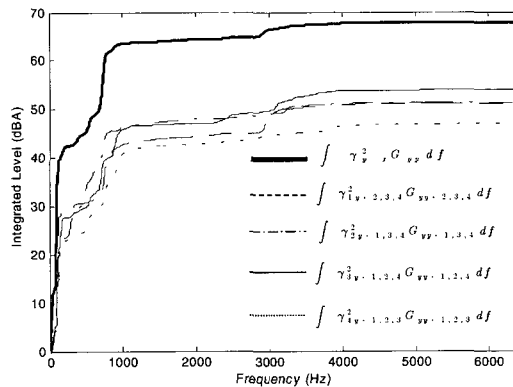
래틀소음 스펙트럼을 분석해보면 비교적 저주파수인 100 Hz 이하의 피크치는 청감에 극히 영향을 미치지 않으므로 고려치 않고, 전체영역에서 그 피크치를 살펴보면 750 Hz 근처에서 49 dB, 2.92 kHz에서 47 dB의 소음레벨을 나타낸다. 이런 피크값을 가지는 주파수에 대해서 Fig. 10(a)의 각 입력에 대한 부분기여도 함수이 결과를 Table 2에서 요약하였다. 그 결과를 살펴보면 750 Hz에서는 슬라이드 샤키의 래틀진동( $\gamma_{2y,1,3,4}^2$ )이 래틀소음에 가장 큰 영향을 주는 요소임



(a) Sound pressure level, multiple coherence, and partial coherence spectrum for each input



(b) Sound pressure level by MDSA and partial coherent output power spectrum for each input



(c) Integrated value for the partial coherent output power of each input

Fig. 10 Rattle test results for the baffled condition at 40 degrees

을 알 수 있고 그 값은 0.512이며, 2.92 kHz에서는 LCD모니터의 래틀진동( $\gamma_{1y,2,3,4}^2$ )에 의한 소음이 주요하게 나타남을 볼 수 있는데 그 값은 0.644이다. Fig. 9(b)에서는 각 입력이 래틀소음에 미치는 정량적인 값인 기여출력 스펙트럼 그래프에 대해서 보여주고 있는데 그 값에 대해서 Table 3에 요약하였다. 기여출력 스펙트럼의 결과를 살펴보면 750 Hz에서 출력 래틀소음에 대한 슬라이드 샤시의 기여량( $\gamma_{2y,1,3,4}^2 G_{yy,1,3,4}$ )이 가장 큰 값 즉 34 dB를 나타내며 2.92 kHz 근처에서는 앞서 가장 큰 부분기여도 값을 가진 LCD모니터의 진동( $\gamma_{1y,2,3,4}^2 G_{yy,2,3,4}$ )이 주요하게 33 dB 값을 가진다.

소음레벨 측면에서는 피크값에 대한 정보도 중요하지만 전체적인 소음에너지의 영향을 살펴보는 것도 중요하다. 그래서 0~6400 Hz 주파수 범위 내에서 부분 기여출력 스펙트럼의 값을 적분한 총 레벨값을 Fig. 10(c)에 도시하였다. 그 결과를 분석해보면 전체적인 래틀소음에 가장 많은 기여량을 보이는 것은 A/V시스템내부의 부품요소들의 래틀진동이 주요하며

그 값은 54 dBA 다음으로는 슬라이드 샤시 진동이 51 dBA값으로 주요한 것을 알 수 있다.

위의 실험결과는 LCD모니터의 각도가 40°인 경우이다. Table 4에 LCD 모니터의 각도의 변화에 따라 래틀소음의 최대 피크값(peak value)에 대한 기여도가 가장 큰 입력과 전체적인 소음 에너지값(integrated value)에 대해서 기여도가 높은 인자들의 1순위와 2순위의 실험결과를 정리하였다. 그리고 전체적인 주요인자(dominant component)에 대해서 순위별로 나열하였다. 이 결과를 살펴보면 배플을 한 경우와 하지 않은 경우, 모두 A/V시스템 내부의 전기기판이나 기타내부부품들의 래틀진동에 의한 래틀소음이 CD나 DVD를 삽입하는 슬롯을 통해 외부로 소음이 방사되는 A/V 시스템내부의 래틀소음이 주요하며, 다음으로는 슬라이드 샤시의 래틀진동소음이 중요하는 것을 알 수 있다. 여기서 A/V 시스템을 배플한 경우 실험에서는 배플판에 의해서 A/V 시스템의 케이스(frame)에서 발생하는 소음은 차단(blocking)되어서 수음점에 도달하지 못한다.

**Table 2** Partial coherence function level for rattle noise at peak frequency

Freq. (Hz)	750	870	2.92 k	3.10 k	3.27 k
SPL (dB)	49	44	47	41	41
$\gamma_{1y,2,3,4}^2$	0.137	0.112	0.644	0.607	0.491
$\gamma_{2y,1,3,4}^2$	0.512	0.624	0.177	0.086	0.135
$\gamma_{3y,1,2,4}^2$	0.025	0.565	0.275	0.834	0.406
$\gamma_{4y,1,2,3}^2$	0.037	0.103	0.016	0.141	0.065
$\gamma_{x:y}^2$	0.976	0.965	0.979	0.965	0.953

**Table 3** Partial coherent output power for rattle noise at peak frequency

Freq. (Hz)	750	870	2.92 k	3.10 k	3.27 k
Item (dB)					
$\gamma_{1y,2,3,4}^2 G_{yy,2,3,4}$	27	27	33	28	29
$\gamma_{2y,1,3,4}^2 G_{yy,1,3,4}$	34	10	23	17	21
$\gamma_{3y,1,2,4}^2 G_{yy,1,2,4}$	17	26	24	34	27
$\gamma_{4y,1,2,3}^2 G_{yy,1,2,3}$	18	21	8	19	4

**Table 4** Results of rattle test

Degrass		20	40	70	Dominant component
Unbaffled rattle test	Peak value	Inner system & Frame(3.10 kHz)	LCD(2.92 kHz)	Inner system & Frame(3.25 kHz)	1. Inner system & Frame 2. Slide chassis
	Integrated value	1. Inner system & Frame 2. Slide chassis	1. Inner system & Frame 2. Slide chassis	1. Inner system & Frame 2. Slide chassis	
Baffled rattle test	Peak value	Inner system (900 Hz)	Slide chassis (750 Hz)	LCD (750 Hz)	1. Inner system 2. Slide chassis
	Integrated value	1. Slide chassis 2. Inner system	1. Inner system 2. Slide chassis	1. Inner system 2. LCD	



#### 4. 결 론

차량탑재용 A/V 시스템의 구동부에서 발생하는 소음은 모터의 가진에 의한 국부적인 구조진동으로 인해서 소음이 방사하는 것으로 나타났다. 따라서 저소음 구동부 설계를 위해서는 모터의 진동을 절연하거나 국부적인 진동을 줄일 수 있는 구동부 설계가 필요하다 할 수 있다. 그리고 A/V 시스템의 래틀소음은 시스템 내부 부품들의 래틀진동에 의한 소음이 주요하게 기여하였으며 다음으로 슬라이드 샤프의 래틀진동소음이 주요하게 나타났다. 시스템 내부 부품에 대한 래틀진동은 복잡한 인자들을 내포하고 있다. 예를 들어 불완전한 결합상태 즉 조임상태의 느슨해짐으로 인한 래틀진동이나 내부 스택의 정렬방식에 따른 래틀진동 등을 생각 할 수 있다. 래틀소음 저감을 위한 기구설계방법으로 비교적 제어방법이 용이한 두 번째 주요한 래틀소음의 인자인 슬라이드 샤프의 래틀진동이 적게 발생할 수 있도록 기구설계를 하고, A/V 시스템 생산 조립시 내부부품요소들의 결속과 동시에 내부스택의 저 래틀진동을 위한 적층방법을 찾는 것이 래틀소음에 대한 저감방법이라 하겠다.

#### 후 기

이 연구는 교육인적자원부가 주관하는 BK21 기계사업단, 서울대학교 마이크로열시스템 연구센터와 현대모비스의 지원으로 수행되었습니다.

#### 참 고 문 헌

(1) Bendat, J. S., 2000, Random Data : Analysis and Measurement Procedures, pp.3~14, John Wiley & Sons.

(2) Bendat, J. S., 1980, Engineering Application of Correlation and Spectral Analysis, pp.188~209, John Wiley & Sons.

(3) Bendat, J. S., 1980, "Modern Analysis Procedures for Multiple Input/output Problems", J. Acoust. Soc. Am, 68(2).

(4) Wang, M. E. and Crocker, M. J. 1983, "On the Application of Coherence Techniques for Source Identification in a Multi-Noise Source Environment", J. Acoust. Soc. Am. Vol. 74. No. 3, pp. 861~872.

(5) 강명순, 오재웅, 서상현, 1985, "다차원 스펙트럼 해석에 의한 가솔린엔진의 진동원 검출에 관한 연구", 대한기계학회논문집, 제 9 권, 제 6 호, pp. 691~698.

(6) 조윤수, 김도현, 최연선, 2001, "전동드릴의 진동특성 및 전파경로 해석", 한국소음진동공학회논문집, 제 11 권, 제 9 호, pp. 422~430.

(7) Adams, C. E., 1986, Plastic Gearing: Selection and Application, pp.2, Marcel Dekker, Inc.

(8) 한영수 외, 1999, 성형플라스틱 기어핸드북, pp. 416, 일진사.

(9) Naohisa Tsukamoto, Hiroki Maruyama, Toru Ikuta, 1990, "A Study on the Development of Low-Noise Gears", Transactions of JSME Series C, Vol. 51, No. 522, 199.

(10) Fahy, F. J., 1995, Sound Intensity, E & FN Spon.

(11) 홍종호, 강연준 외, 2003, "차량 탑재용 A/V 시스템 구동부에서 발생하는 소음원 규명", 한국자동차공학회 춘계학술대회논문집, pp. 497~503, 2003.

(12) 홍종호, 강연준 외, 2003, "차량용 A/V 시스템의 구동부 소음원과 래틀 소음원에 관한 연구", 한국소음진동공학회 추계학술발표회논문집, pp. 189~195.