

〈논 문〉 SAE NO. 96370048

## 다차원 스펙트럼 해석법을 이용한 엔진 소음의 전달특성 규명에 관한 연구

### Identification of Transfer Characteristics of Engine Noise by Multi-Dimensional Spectral Analysis

김 동 규,\* 송 재 은,\*\* 백 문 열,\*\*\* 오 재 응\*\*\*\*  
D. K. Kim, J. E. Song, M. Y. Beck, J. E. Oh

#### ABSTRACT

With the advance of the standard of living, the demand on automobile goes beyond the simple transportation equipment, therefore the interior noise reduction has been the important factor for improvement of the ride quality. Idling noise is a major vehicle characteristic determining occupant comfort. In the present research two approaches for noise source identification based on theory for multi-input system have been investigated. The concept of the frequency response function and the multi-dimensional spectral analysis were used to estimated the spectra of the noise source

주요기술용어 : Sound(소음), Vibration(진동), Multi-Dimensional Spectral Analysis(다차원 해석), Frequency Response Function(주파수응답함수), Transfer Characteristics(전달특성)

#### 1. 서 론

승용차에서 아이들 운전시의 진동 및 차실 소음은 승객의 쾌적성을 좌우하는 중요한 차량 특성이다<sup>1)~4)</sup>. 엔진에 의해 방사되는 진동과 소음은 아이들링 운전시 차실 소음의 대부분을 차지하며, 아이들링시의 소음은 엔진 마운트를 통해

차체로 전달되는 고체전달음이 공기전파음에 비해 큰 것으로 알려져 있다<sup>5)</sup>. 아이들 운전시에 엔진에서 발생한 진동은 엔진 마운트를 통해 차량의 각부로 전달되고 승객은 불쾌한 진동과 소음을 느끼게 되는데 특히 근자에 들어 수요가 늘어나고 있는 자동변속기를 장착한 전륜구동 승용차에서 이와같은 현상이 현저하게 나타남을 생각할 때 아이들 운전시의 진동 및 소음의 저감은 그 중요성이 크다 하겠다.

따라서 전달경로와 주요 소음원을 파악하는 것은 저감대책 마련을 위한 중요한 관건이 되며, 진동원 또는 소음원이 될만한 부위에서 운전자 또는 다른 승객에 이들이 어떠한 전달경로를 갖

\* 정회원, 조선대학교 우주항공공학과

\*\* 한양대학교 대학원 정밀기계공학과

\*\*\* 한양대학교 대학원 정밀기계공학과  
(現在, 순천전문대학교 자동차과)

\*\*\*\* 정회원, 한양대학교 자동차공학과

고 영향을 주며, 어느 경로를 통한 진동이 가장 큰 힘을 갖고 승객에 영향을 주는지 알아내고, 그 부위에서 전달되어 오는 진동 또는 소음을 방진재를 사용하거나 경로를 변경하여 전달되는 힘의 크기를 줄임으로써 차실 내의 진동 및 소음을 감소시킬수 있다.

## 2. 이 론

### 2.1 다입력/단일출력계<sup>(4),(5),(7)</sup>

일반적인 q개의 입력과 단일출력의 선형적이고 시불변(time invariant)하는 계는 Fig.1과 같이 모델링할 수 있으며, 이 그림으로부터 입출력 사이의 관계는 다음과 같이 나타낸다.

$$Y = \sum_{i=1}^q H_i X_i + N \quad (1)$$

여기서 N은 잡음(noise)의 푸리에 변환이다.

식 (1)에 출력의 푸리에 변환 Y의 공액복소수 Y\*를 곱하고, 다시 양변에 E[ ]을 취하면 출력의 파워스펙터럼을 얻을 수 있다.

$$S_{yy}(f) = \sum_{i=1}^q \sum_{j=1}^q H_i^*(f) H_j(f) S_{ij}(f) + S_{nn}(f) \quad (2)$$

또한 식 (1)에 입력의 푸리에 변환 X<sub>i</sub>의 공액복소수 X<sub>i</sub>\*를 곱하고 양변에 E[ ]을 취하면, 입력과 잡음사이의 상호상관을 무시한 입출력간의 크로스 파워 스펙트럼을 구할 수 있다.

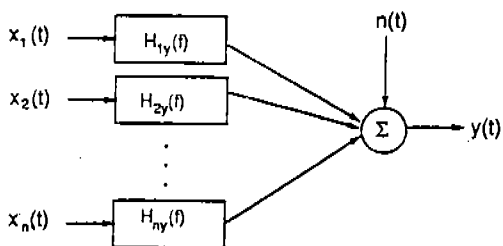


Fig.1 Multiple inputs/single output system

$$S_{ij}(f) = \sum_{i=1}^q H_i S_{ij}(f) \quad i=1, 2, \dots, q \quad (3)$$

식 (2)와 (3)은 입력과 출력이 선형적이고,

시불변하며 입력간에 상관관계가 있는 경우의 일반적인 스펙트럼관계를 표현한다. 그러나 특별히 입력간의 상관이 없는 경우에 상호스펙트럼의 항이 제거될 수 있으므로 ( $S_{ij}=0$ , if  $i \neq j$ ), 식 (2)와 (3)식은 각각 (4), (5)식과 같이 된다.

$$S_{yy}(f) = \sum_{i=1}^q |H_i(f)|^2 S_{ii}(f) + S_{nn}(f) \quad (4)$$

$$S_{ij}(f) = H_j(f) S_{ij}(f) \quad j=1,2,\dots,q \quad (5)$$

식 (4)와 (5)는 입력간에 상관관계가 없는 다입력계를 나타내는 것이며, 다입력/단일출력계를 독립적인 단일입력/단일출력계의 조합으로 표현한 것이다. 그리고 출력 y(t)에 대한 어떤 입력 x<sub>i</sub>(t)의 기여를 |H<sub>i</sub>(f)|<sup>2</sup>S<sub>ii</sub>(f)에 의해 계산할 수 있다. 식 (2)와 식 (4)를 본 논문에서는 주파수 응답함수법(Frequency Response Function, FRF)이라고 부른다.

### 2.2 조건 다입력/단일출력

입력들 사이에 상호상관이 존재하는 다입력/단일출력의 경우에는 입력들 사이의 상관성분들을 제거한 조건 다입력/단일출력계로 모델링한다. Fig.2는 각각의 입력과 출력사이에서 다른 입력의 영향을 제거한 최적 선형계를 나타내는

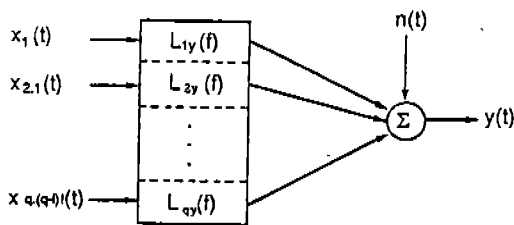


Fig.2 Multiple inputs/single output model for conditioned inputs

최적 선형 주파수 응답함수(Optimal linear frequency response function, OFRF)  $L_{ij}(f)$ 에 의해 조건 다입력/단일출력계를 모델링한 것을 나타낸 것이다.

다입력, 선형, 시불변 시스템에 대해 잔여스펙트럼(residual spectrum)은 다른 입력들이 출력에 기여하는 선형적 효과를 제거한 스펙트럼을 나타내며, Fig.3에서 압력사이의 상관성분이 제거된 조건 다입력/단일출력계를 입력간, 입출력간의 최적주파수 응답함수를 사용하여 모델링하였다. Fig.3으로부터 임의의 조건 푸리에 변환은

$$X_{i,q!} = X_{j,(q-1)!} - L_{ij} X_{q,(q-1)!} \quad (6)$$

식 (6)에 공역복소수  $X^*$ 를 곱하고 양변에 E [ ]을 취하여 잔여스펙트럼 밀도함수(Residual Spectrum Density Function)의 일반식을 유도한다.

$$S_{ij,q!}(f) = S_{j,(q-1)!}(f) - L_{ij}(f) S_{i,q,(q-1)!}(f) \quad (7)$$

여기서 최적 전달함수는 다음과 같이 잔여스펙트럼의 항으로 나타낼 수 있다.

$$L_{ij}(f) = \frac{S_{ij,(q-1)!}(f)}{S_{i,q,(q-1)!}(f)} \quad (8)$$

다입력/단일출력계에서 입력간 상관성분의 존

재로 최적전달함수를 사용한 조건 다입력/단일출력계로 모델링한 경우,  $i$ 번째 입력이 출력에 기여한 정도로 부분기여도함수로 나타낸다.

$$r^2_{i,y,q!}(f) = \frac{|S_{iy,q!}(f)|^2}{S_{ii,q!}S_{yy,q!}(f)} \quad q < i, i=1, 2, \dots, q \quad (9)$$

한편, 출력에서 모든 입력들의 순수 기여부분을 제외한 나머지인  $S_{yy,q!}(f)$ 를 유도하면,

$$S_{yy,q!}(f) = S_{yy,(q-1)!}(f)(1 - r^2_{\varnothing,(q-1)!}(f)) \quad (10)$$

이고, 이것은  $S_{nn}(f)$ 의 값이 되며, 식 (9)와 식 (10)을 이용하여 다음과 같은 다중기여도 함수를 얻는다.

$$r^2_{y,q!}(f) = 1 - \frac{S_{nn}(f)}{S_{yy}(f)} = 1 - [(1 - r^2_{1y}) (1 - r^2_{2y,1}) \dots (1 - r^2_{\varnothing,(q-1)!})] \quad (11)$$

실제로 진동원을 검출하려면 입력의 출력에 대한 순수한 기여량을 계산할 필요가 있으므로 실측에 의한 출력스펙트럼과 기여도 함수와의 잔여기여스펙트럼(Residual Coherent Output Spectrum)을 이용하게 된다. 잔여기여스펙트럼 함수는 다른 모든 입력이 야기하는 선형적 효과를 제거했을 때 입력의 순수한 영향에 의해 생기는 것이다.

예를들어 4입력/단일출력계에서  $x_1(t)$ 가 출력에 기여하는 순수한 기여량을 나타내는 잔여기여스펙트럼은 다음 식에 의해 계산된다.

$$r^2_{1y,234}(f) S_{yy,234}(f) \quad (12)$$

식 (12)를 이용하여 전주파수 영역에 걸친 각 진동원의 기여관계를 파악하기 위하여 기여출력스펙트럼을 적분한 레벨(integrated level)의 대수적 합(Logarithmic sum)을 구하여 총레벨(overall level)을 얻을 수 있다.

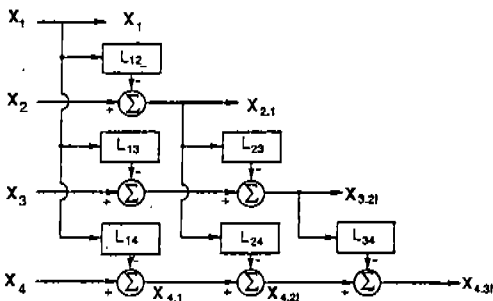


Fig.3 Determination of ordered conditioned records from original inputs

### 3. 실험

#### 3.1 실험장치 및 계측도

본 연구에서는 4점지지 방식의 1300cc 가솔린엔진과 자동변속기를 장착한 차량을 대상으로 실험을 수행하였다. 실험은 아이들링 상태에서 주된 소음 경로인 엔진마운트 4점지지에서의 신호를 입력으로 하고 차실내 각 승차위치에서의

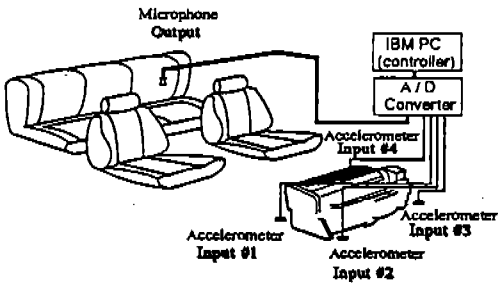


Fig.4 Schematic diagram of experimental apparatus

소음 출력으로 하여 4입력/단일출력계로 모델링하여 실시하였다. 또한 본 연구에서는 마운트의 성능을 평가하고 진동의 음향으로 전달을 평가하기 위하여 마운트를 지나기 전(Engine side)과 마운트를 지낸 후(Body side)의 진동 절연 신호를 각각 측정하였다. Fig.4와 Fig.5에 나타난 것과 같이 각 측정점에 가속도 픽업(Dytran Type 3100B)를 각각 부착시켜 진동(입력원)을 측정하고 동시에 차실의 각 승차석에서 마이크로폰(B & K Type 4166)을 이용하여 음압을 측정하였다.

#### 3.2 실험방법 및 데이터 처리

본 연구에 사용된 가속도계 및 마이크로폰에 의해 측정된 신호는 증폭기에 의해 증폭시켜 각각의 아날로그 신호를 데이터 레코더에 저장하고 A/D 변환기에 의해 다시 디지털화하여 마이크로 컴퓨터에 입력시켜서 데이터 처리를 수행하였다. 데이터 처리는 먼저 각종 스펙트럼 밀도함수를 마이크로 컴퓨터에 의해 계산하여 그 결과를 이용하여 주파수 응답함수, 각 입력간 및 입출력간의 일반기여도함수, 부분기여도함수, 다중기여

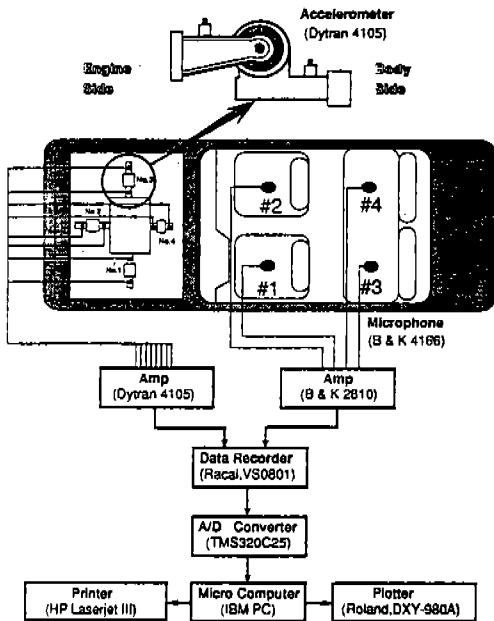


Fig.5 Schematic diagram of measurement and analysis system

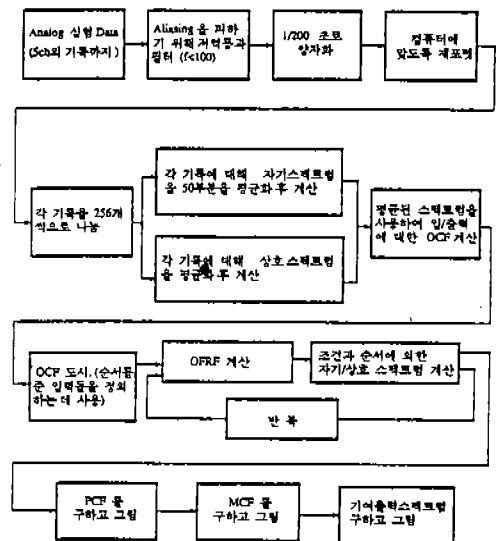


Fig.6 Flowchart showing computation of coherent functions

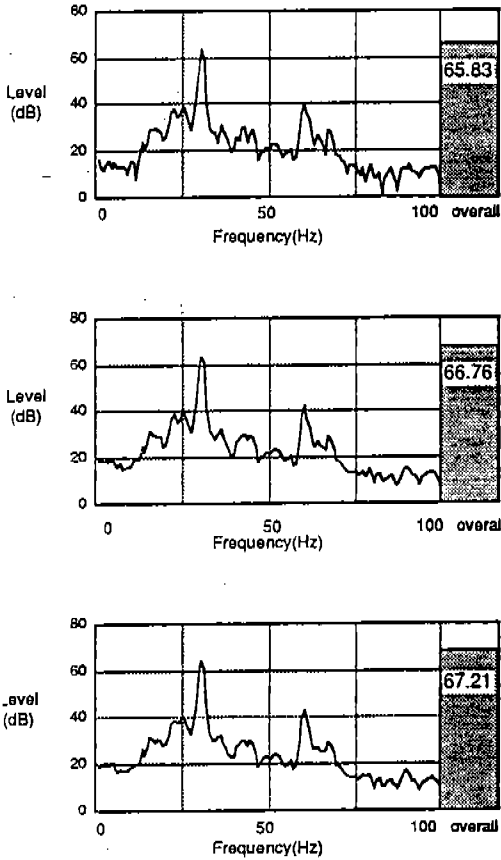


Fig.7 Comparison of coherent output spectrum for 2-input, 3-input, 4-input model

도함수, 잔여스펙트럼 및 잔여기여스펙트럼을 계산하였다. 소음원의 기여순위를 결정하였다. 마이크로 컴퓨터에 의한 데이터 처리의 순서도는 Fig.6과 같다.

4. 결과 및 고찰

4.1 모델링의 타당성 검토

Fig.7은 입력원의 가장 적당한 갯수를 결정하기 위하여 입력을 두개, 세개, 네개로 한 경우의 기여출력스펙트럼을 나타내고 있다. 두개의 입력만 고려한  $r^2_{y,x}S_{yy(2)}$ 의 적분레벨은 실측치보다 적은 65.83dB인 반면 세개의 입력을 고려

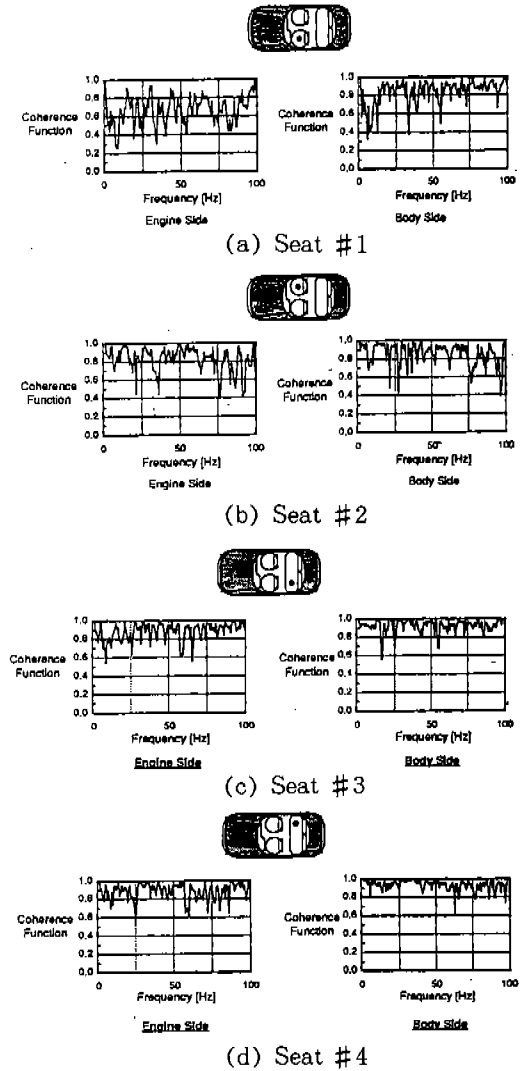


Fig.8 Mutiple coherence function

한  $r^2_{y,x}S_{yy(3)}$ 는 적분레벨이 66.76dB,  $r^2_{y,x}S_{yy(4)}$ 는 67.21dB의 값을 나타내었으며, 네개의 입력을 고려한 경우가 실측한 음압의 적분레벨 68.26dB와 가장 근접한 값이었다. 따라서 네개의 입력을 진동원으로 고려한 4입력/단일출력계의 모델링이 타당함을 알 수 있었다.

또한 다차원 스펙트럼해석을 수행하는데 있어서 이론적 가정 및 결과를 검증하기 위해서는 출력과 주어진 입력과의 사이에서 계산된 다중기여도함수는 0.5이상의 높은 값이 요구된다. 한편으

로 다중기여도합수가 만약 0.5보다 적은 경우는 다입력계로 해석할 때에 계의 비선형적인 요소에 의한 영향이 크거나 혹은 존재하는 다른 입력원이 무시된 것으로 생각할 수 있다. 본 연구에서는 Fig.8에 나타낸 것과 같이 고려한 모든 경우

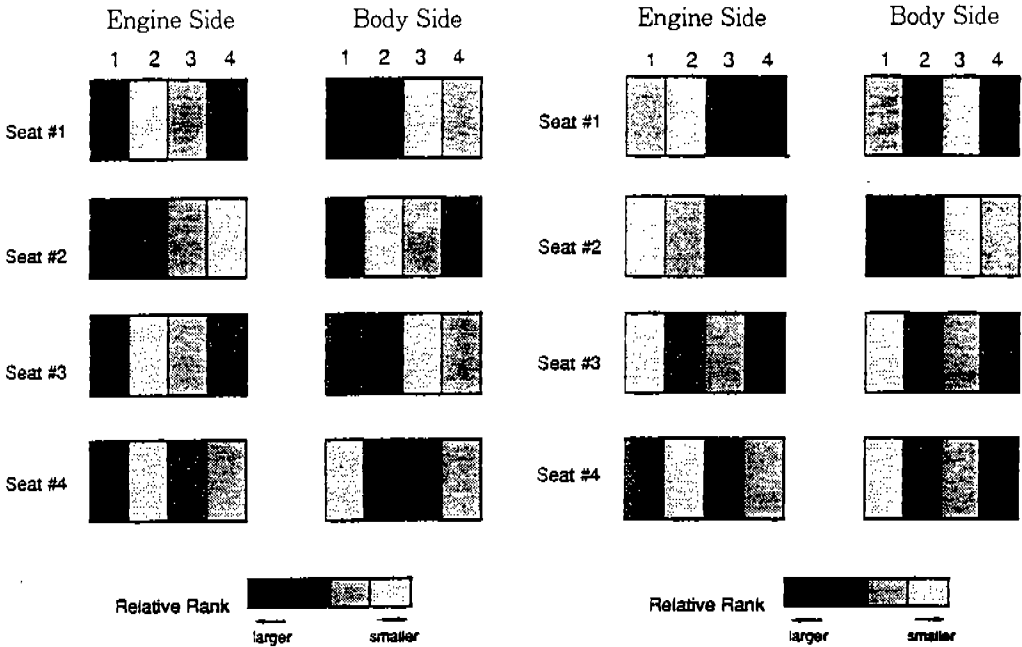
에 대해 높은 다중기여도합수값을 보이고 있어 다차원해석법을 사용하는 것이 타당하다고 생각된다.

Table 1 Value of partial coherence function at peak frequency 30.2Hz (dB)

Seat No	Input Position	$\gamma_{1y.2.3.4}^2$	$\gamma_{2y.2.3.4}^2$	$\gamma_{3y.2.3.4}^2$	$\gamma_{4y.2.3.4}^2$
1	Engine side	0.617	0.370	0.419	0.456
	Body side	0.591	0.478	0.168	0.384
2	Engine side	0.433	0.322	0.283	0.192
	Body side	0.891	0.303	0.478	0.615
3	Engine side	0.351	0.188	0.279	0.314
	Body side	0.619	0.622	0.475	0.565
4	Engine side	0.598	0.336	0.458	0.356
	Body side	0.207	0.607	0.776	0.513

Table 2 Value of partial coherence function at peak frequency 60.4Hz (dB)

Seat No	Input Position	$\gamma_{1y.2.3.4}^2$	$\gamma_{2y.2.3.4}^2$	$\gamma_{3y.2.3.4}^2$	$\gamma_{4y.2.3.4}^2$
1	Engine side	0.412	0.319	0.168	0.384
	Body side	0.280	0.356	0.051	0.614
2	Engine side	0.261	0.370	0.478	0.403
	Body side	0.510	0.447	0.236	0.279
3	Engine side	0.161	0.455	0.452	0.492
	Body side	0.295	0.553	0.404	0.553
4	Engine side	0.394	0.345	0.572	0.380
	Body side	0.292	0.672	0.442	0.520



(a) at 30.1 Hz

(b) 60.4 Hz

Fig.9 Comparison of partial coherence function value at each peak frequency

### 4.2 피크주파수에 대한 기여 평가

출력 스펙트럼에서 결정한 피크주파수 성분이 30.2Hz와 60.4Hz에서의 부분기여도합수 값을 Table 1과 Table 2에 나타내었으며 이 때의 부분기여도합수 값의 상대적 순위를 Fig.9에 나타내었다. 30.2Hz에서의 부분기여도는 엔진측 입력의 경우에 1번 입력에 의한 것이 차실음압 4 곳 모두에서 가장 크며, 차체측 입력의 경우는 1번 입력이 앞좌석 두곳(seat #1, #2)에서 기여가 가장 큰 것으로 나타났다. 60.4Hz의 경우는 엔진측 4번 입력이 3곳에서(seat #1, #2, #3), 차체측 4번 입력이 두곳에서(seat #1, #4) 가장 크게 기여하고 있음을 알 수 있었다.

### 4.3 총레벨 값에 대한 기여 평가

잔여기여출력스펙트럼의 총레벨에 대해 대수합을 Table 3에 나타내었으며, 그 상대적인 크기 순위를 Fig.10에 나타내었다.

엔진측 입력 1번이 출력 3곳(seat #1, #3,

#4)에서 가장 높게 나타났고, 차체측 입력 #1이 차실출력 2곳(seat #1, #4)에서 입력 #2가 출력 곳(seat #2, #3)에서 가장 큰 총레벨 값을 보였다.

### 4.4 진동의 음향전달 특성에 대한 평가

출력이 측정된 위치에서 일정한 값으로 고정되어 있고, 차실에서의 음향모드는 차체의 고유한 특성으로서 또한 일정한 값을 갖는다고 할 때, 진동이 음향으로 전달되는 원리를 불럭선도로 Fig.11에 나타내었다.

이와같이 진동이 고유한 음향전달함수를 통해

Table 3 Overall level of residual coherent spectrum at each seat (dB)

Seat No	Input Position	A	B	C	D
1	Engine side	60.64	50.27	53.51	54.13
	Body side	59.42	57.74	51.31	52.06
2	Engine side	59.83	52.14	49.07	60.12
	Body side	53.99	59.14	51.89	55.90
3	Engine side	58.83	50.24	53.63	51.27
	Body side	57.22	57.75	52.03	55.04
4	Engine side	57.52	49.87	50.25	51.49
	Body side	55.26	52.88	54.85	50.18

where,

$$A = \int \gamma_{1y,2,3,4}(f) S_{yy,2,3,4}(f) df,$$

$$B = \int \gamma_{2y,1,3,4}(f) S_{yy,1,3,4}(f) df,$$

$$C = \int \gamma_{3y,1,2,4}(f) S_{yy,1,2,4}(f) df,$$

$$D = \int \gamma_{4y,1,2,3}(f) S_{yy,1,2,3}(f) df$$

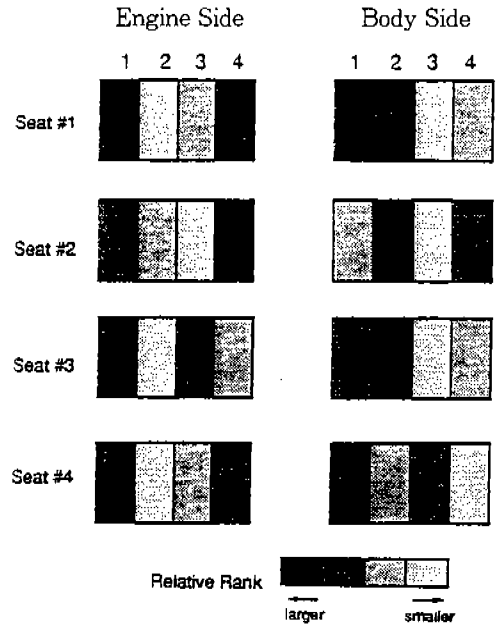


Fig.10 Comparison of integrated level of residual coherent spectrum at each seat

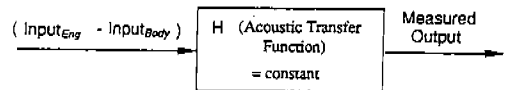


Fig.11 Block diagram of acoustic transfer function

Table 4 Overall level of sound by structural vibration at each seat (dB)

Seat No.	A'	B'	C'	D'
1	67.64	75.73	66.06	66.19
2	61.13	73.99	69.81	62.77
3	64.77	73.64	64.78	70.15
4	64.38	69.65	71.24	65.96

where,

$$A' = \int S_{yy}(f) - \{ (\int r_{1y,2,3,4}(f) S_{yy,2,3,4}(f) df)_{eng} - (\int r_{1y,2,3,4}(f) S_{yy,2,3,4}(f) df)_{body} \},$$

$$B' = \int S_{yy}(f) - \{ (\int r_{2y,1,3,4}(f) S_{yy,1,3,4}(f) df)_{eng} - (\int r_{2y,1,3,4}(f) S_{yy,1,3,4}(f) df)_{body} \},$$

$$C' = \int S_{yy}(f) - \{ (\int r_{3y,1,2,4}(f) S_{yy,1,2,4}(f) df)_{eng} - (\int r_{3y,1,2,4}(f) S_{yy,1,2,4}(f) df)_{body} \},$$

$$D' = \int S_{yy}(f) - \{ (\int r_{4y,1,2,3}(f) S_{yy,1,2,3}(f) df)_{eng} - (\int r_{4y,1,2,3}(f) S_{yy,1,2,3}(f) df)_{body} \},$$

Table 5 Overall level contributions estimated by shield effect (dB)

Seat No	Input Position	A'	B''	C'	D'
1	Engine side	77.49	67.51	72.05	76.06
	Body side	73.57	69.79	71.33	74.33
2	Engine side	77.64	69.51	70.18	66.05
	Body side	77.31	69.17	71.03	3.39
3	Engine side	77.50	69.72	70.44	77.11
	Body side	72.04	68.45	70.03	72.87
4	Engine side	72.75	67.05	67.54	72.70
	Body side	68.89	69.22	69.98	70.06

where,

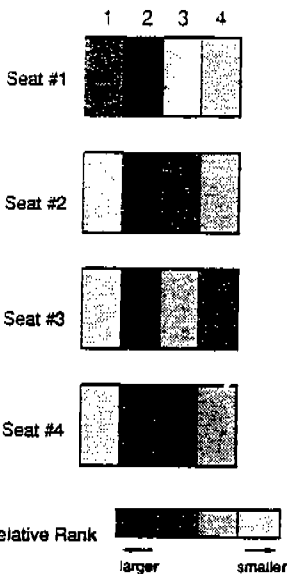
$$S_{yy}(f) = \sum_{i=1}^4 \sum_{j=1}^4 H_i(f) H_{j,i}^*(f) S_{y_j}(f)$$

$$A' = \int S_{yy}(H_1=0) df$$

$$B'' = \int S_{yy}(H_2=0) df$$

$$C' = \int S_{yy}(H_3=0) df$$

$$D' = \int S_{yy}(H_4=0) df$$



차실로 전달된다고 할 때, 차실 각 위치에서의 출력 총레벨에서 엔진측과 차체측 입력의 기여 출력스펙트럼의 차를 뺀 값을 Table 4와 Fig.12에 나타내었다.

엔진 마운트 #2의 경우가 출력 위치 3곳 (seat #1, #2, #3)에서 가장 큰 것으로 나타났으며, 엔진마운트 #1은 출력위치 3곳(seat #2, #3, #4)에서 가장 적은 것으로 나타났다. 따라서 차실 전체적으로 볼 때, 엔진마운트 2번의 경로로 전달되는 진동이 음향으로의 전달효율이 가장 높으며, 엔진마운트 #1의 경우가 진동에서 음향으로의 절연이 가장 잘 되었음을 알 수 있었다.

#### 4.5 차단효과

각 진동입력의 전달경로를 차단할 때 그에 따른 차실 각 위치에서의 총레벨은 Table 5와 같고, 이때의 상대적 순위도를 도시한 것이 Fig.13이다.

Fig.12 Comparison of the rank of sound by structural vibration at each seat position



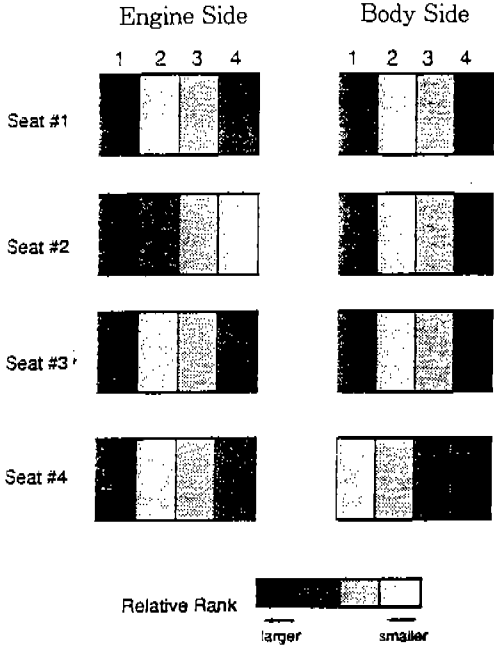


Fig.13 Comparison of integrated level by shield effect

엔진마운트를 지나기 전인 엔진측에서 측정된 입력의 차단효과는 차실의 읍압측정점 4곳 모두에서 1번이 가장 낮다. 따라서 엔진마운트를 같은 성능의 제품으로 장착한다고 할 때, 진동절연 효과가 가장 떨어질 것으로 예측하는 것이 가능하다.

차체측 입력(장착된 엔진마운트에 의해 이미 진동절연을 통과한 신호) 신호에 대한 전달경로를 차단했을 경우는, 2번 입력과 그 경로가 차단되었을 때에 차실 위치 3곳(seat #1, #2, #3)에서 가장 효율이 좋은 것으로 나타났다. 현재 장착된 마운트 성능의 측면에서 볼 때 2번 마운트와 그 전달경로가 진동절연의 효율이 가장 떨어지는 것을 알 수 있다. 따라서 2번 마운트의 경로를 차단하거나 마운트의 성능을 향상시켰을 때 진동절연의 효과를 기대할 수 있을 것으로 예측된다.

### 5. 결 론

본 연구를 통하여 4점지지, 1300cc 가솔린 엔진을 장착한 자동변속 차량에 대한 다차원 스펙트럼 해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 차실내 피크주파수에 기여하는 것은 엔진 마운트 전후의 1번과 4번의 입력 및 그 전달경로임을 확인하였다.
- 2) 입력의 총레벨의 측면에서 볼 때, 입력 1번이 가장 크게 기여하고 있음을 알았다.
- 3) 진동이 음으로 전달되는 전달특성을 평가한 것을 통해, 2번 입력과 그 경로에 의해 진동이 음향으로 가장 많이 전달됨을 확인하였다.
- 4) 각 진동경로를 각각 단절시켰을 때 차단효과 측면에서 2번 입력과 그 경로를 차단하는 것이 가장 효과적임을 예측할 수 있었다.

### 후 기

본 연구는 1994년도 조선대학교 학술연구비 지원에 의해 수행되었으며 이에 관계자에게 감사드립니다.

### 참 고 문 헌

1. 강명순, 오재응, 서상현, “다차원 스펙트럼 해석에 의한 가솔린 엔진의 진동원 검출에 관한 연구”, 대한기계학회논문집, 제 9 권, 제 6 호, pp. 691~698, 1985.
2. 오재응, 서상현, 강명순, “가솔린 엔진의 소음원 검출에 대한 다차원스펙트럼 해석의 응용”, 대한기계학회논문집, 제10권, 제 4 호, pp. 442~449, 1986.
3. R. J. Alfredson, “The partial coherence technique for source identification on a diessel engine”, J. Sound and Vibration, 55 (4), pp. 487~494, 1977.
4. 송척기, “다차원 해석법을 이용한 자동차 현

- 가장치의 진동 파워 기여평가에 관한 연구”, 한양대학교 대학원 석사학위논문, 1990.
5. Takusi Okemoto and Shogeru Sugimoto, “Idle booming noise reduction by panel vibration radiation coefficient analysis”, Mazda technical report, 1992.
  6. J. S. Bendat and A. G. Piersol, “Engineering applications of correlation and spectral analysis”, John Wiley & Sons, 1980.
  7. 김동현, “다차원스펙트럼 해석법의 성능평가에 관한 연구”, 한양대학교 대학원 석사학위논문, 1988.