

〈논 문〉

승용차 실내소음의 전달경로 해석

Transfer Path Analysis on the Passenger Car Interior Noise

지 태 한* · 최 윤 봉*

Jee Taehan and Choi Youn Bong

(1998년 9월 12일 접수 : 1999년 1월 7일 심사완료)

Key Words : TPA(Transfer Path Analysis:전달경로해석), Structure-Borne Noise(구조전달음), Air-Borne Noise(공기전파음)

ABSTRACT

Structure-borne noise is an important aspect to consider during the design and development of a vehicle. In this work, it was desired to identify the primary paths associated with structure-borne noise generated from the engine and front suspension. An experimental source-path-receiver model was used to characterize the system. A variety of primary sources such as engine, tires or exhaust system generate vibrations of the inner surfaces of the passenger compartment of a vehicle which subsequently radiate noise. The source was characterized by the force acting at the engine-to-body interface, and the path was characterized by pressure over force FRF's. The excitation forces were indirectly determined using dynamic stiffness of rubber mount or the system accelerance matrix. Through these analysis, path contribution diagram which is well expressed primary noise path is obtained.

1. 서 론

승용차의 성능은 다양한 방법으로 평가가 가능하며 소비자의 기호와 시대에 따라 성능에 대한 만족감도 변화되는 추세이다. 최근에는 대형차 뿐만 아니라 소형차도 편안하고 안락한 고품질을 요구하는 추세에 따라 차량의 NVH(Noise, Vibration and Harshness)는 중요한 성능으로 대두되고 있으며 NVH문제에 대한 고객들의 불만도 증대되는 추세이다. 따라서 설계초기 단계부터 저소음 저진동화에 대한 고려가 필요하며 차량의 소음 진동에 대한 체계적인 분석 해결방안에 많은 연구가 진행되고 있다.

승용차의 진동과 소음은 서로 연관되어 작용하는 경우가 대부분이며 상호작용을 이해하지 않고는 근본적인 해결이 불가능하다. 따라서 Wyckaert등⁽¹⁾은 차량을 구조-음향 연성계로 간주하여 소음이 가진 원으로부터 여러 개의 전달경로를 거쳐 승차자에 전달되는 과정을 설명하였으며 TPA(Transfer Path Analysis), ASQ(Airborne Source Quantification), SEA(Statistical Energy Analysis), 감도해석, 구조 최적화 등 NVH해석의 다양한 기법들을 간단히 설명하고 실차에의 적용예를 보였다. 또 Wyckaert등⁽²⁾은 다른 논문에서 차체와 서브프레임을 4개의 결합점에서 결합하고 있는 각각의 분계로 간주하여 부분 구조합성법의 일종인 FBS(FRF Based Substructure) 기법을 적용하여 전달경로와 실내소음을 해석하였으며 유한요소해석과 시험을 결합한 하이브리드

* 정희원, 현대자동차 승용제품개발2연구소

방법도 설명하였다. Meillier등⁽³⁾은 주로 다입력계를 해석하는 수단으로 쓰이는 PCA(Principal Component Analysis)방법을 이용하여 도로입력에 의한 실내소음을 해석하였으며 이를 이용하여 TPA해석도 수행하였다. 이와 같이 실차의 NVH 해석은 다양한 방법^(4,5)으로 가능하나 주로 시험데이터를 이용한 TPA와 ASQ를 먼저 수행하여 문제점을 파악한 후에 구조최적화 등을 적용하는 것이 일반적인 순서이다.

승용차의 실내소음을 전달경로를 따라 구분하면 구조전달음과 공기전파음으로 나눌 수 있으며 이를 해석하는 수단의 대표적인 것이 TPA와 ASQ이다.

본 연구에서는 승용차의 구조전달음을 규명하기 위하여 TPA를 이용하여 실내소음을 해석하였는데 TPA에서는 작동력을 구하는 방법에 따라 직접법과 간접법으로 나눌 수 있으며 간접법은 마운트강성법, 역행렬법 등으로 나눌 수 있다⁽⁶⁾. 이중 직접법은 가진력을 직접 측정하는 방법으로 주행 중인 차량에 응용하기는 곤란하며 마운트강성법과 역행렬법을 주로 이용한다. 또 이 둘을 조합해서 해석하는 것도 가능하다. 특히 역행렬법에서는 잡음이 섞인 데이터의 역행렬을 구하게 되는데 이때 주로 특이행렬분해를 이용하여 잡음을 제거하게 된다⁽⁷⁾.

따라서 본 연구에서는 전문구동 세단형 차량에 대해서 구조전달음의 전달경로를 규명하는 것을 목적으로 하여 공기전파음의 개략적인 기여와 선정된 각 전달경로를 통한 에너지 흐름이 실내소음에 기여하는 비율을 밝혔다. 이를 위하여 각 입력점의 강성과 음향감도를 측정하였으며, 주행 중 차체와 가진원의 가속도를 측정하여 진동절연율 등도 살펴보았다.

2. 전달경로해석(TPA:Transfer Path Analysis)

차량의 실내소음에 영향을 주는 인자를 에너지전달의 측면에서 생각한다면, 최종응답은 발생원으로부터 발생한 에너지가 여러 개의 전달경로를 거쳐 목표에 이르는 에너지 전달을 이용하여 구할 수 있다. 즉, 실내소음을 구조전달음과 공기전파음으로 구분하면 각 경로에서 실내소음에 기여하는 부분적인 기여도를 중첩하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$P = \sum_{i=1}^N (P_{structure})_i + \sum_{j=1}^M (P_{air})_j$$

$$= \sum_{i=1}^N F_i (H_{structure})_i + \sum_{j=1}^M Q_j (H_{air})_j \quad (1)$$

여기서 엔진과 배기계 등에서 발생하는 공기전파음

을 무시하고 구조전달음만을 고려한다면 위식에서 첫번째 항만 생각하면 되므로 실내소음은 전달함수와 작동력으로 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$P = \sum_{i=1}^N F_i \left(\frac{P}{F} \right)_i \quad (2)$$

위 식은 크기와 위상을 갖는 복소함수이다. 이 중 전달함수는 충격망치나 가진기를 이용하여 구할 수 있으며, 작동력은 시험데이터나 시뮬레이션으로 구할 수 있지만 보다 일반적으로는 간접법을 이용한다. 차량의 경우 주행 중에 작동력을 측정한다는 것은 매우 어렵기 때문에 간접법이 사용되며 힘센서를 부착하기 어려운 경우 또는 분포력인 경우에 유효하게 이용될 수 있다. 차량에서는 소음발생원과 차체가 마운트를 통해 결합되어 있으므로 간접법 중 마운트강성법을 이용하며 작동력은 마운트의 복소동강성계수와 주행 중 측정된 변위를 이용하여 다음과 같이 결정될 수 있다.

$$F_i(\omega) = K(\omega) [X_s(\omega) - X_t(\omega)] \quad (3)$$

여기서 아래첨자 s 는 가진원, t 는 차체를 나타낸다. 이 방법은 전달경로에 강결합 또는 차체 임피던스에 비해 큰 강성이 존재한다면 불가능하게 된다. 이 경우에는 모든 전달경로에서 전달함수를 측정하여 다음과 같이 역행렬을 취함으로써 작동력을 구할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{11} & \cdots & X_{1n} \\ F_1 & \cdots & F_n \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ X_{m1} & \cdots & X_{mn} \\ F_1 & \cdots & F_n \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} X_1 \\ \vdots \\ X_m \end{Bmatrix} \quad (4)$$

여기서 전달함수는 발생원과 차체를 분리한 상태에서 측정해야 하며 측정된 응답의 수 m 과 구하고자 하는 작동력 n 이 같다면 해를 구할 수 있다. 그러나 $m > n$ 인 경우에는 필요한 양보다 많은 정보를 이용하게 되는 것이며 이렇게 함으로써 보다 정확한 작동력을 구할 수 있게 된다. 이와 같이 정방행렬이 아닌 경우에도 해를 구할 수 있는 특이행렬분해를 이용하여 역행렬을 구한다⁽⁷⁾. 전달함수 행렬을 특이행렬로 분해하면 다음과 같다.

$$[H] = [U][\Sigma][V]^T \quad (5)$$

따라서 역행렬은 다음과 같으며

$$[H]^{-1} = [V][\Sigma]^{-1}[U]^T \quad (6)$$

이를 이용하여 전달함수행렬이 특이점이 되는 곳이나 잡음이 혼입되어 있는 경우 작은 특이값을 섭동으로 간주하여 무시하고 크기 순으로 첫번째부터 r 번째까지의 특이값만을 사용하면 역행렬과정의 의외성을 없앨 수 있다.

$$[H]^{-1} = [V] \cdot [\Sigma]^{-1} \cdot [U]^T \quad (7)$$

3. 해석에

3.1 시험장치 및 조건

시험차량은 세단형 전륜구동차량을 선정하였으며 구조진동관점에서 파워트레인과 타이어를 포함한 서스펜션계가 진동발생원이 되므로 본 연구에서는 파워트레인과 전륜 서스펜션을 진동발생원으로 설정하였다. 시험차량은 3개의 주 마운트로 파워트레인과 차체가 연결되어 있으며 각각의 마운트에 대한 전달경로 해석을 수행하였다. 각 경로에 작용하는 전달력을 구하기 위해 시험차량 주행 중에 가진원과 차체 각각의 가속도를 3축 가속도계를 이용하여 샤시다이내모미터에서 측정하였다. 주행조건은 2단 WOT (Wide Open Throttle)으로 하였으며 전석의 운전자 위치와 후석의 중앙에서 마이크로 실내소음을 측정하였다. 또 각 마운트 고무의 동특성을 방진고무 시험기를 이용하여 측정하였다. 각 입력점에서의 진동-음향 전달함수(Vibro-acoustic FRF)는 엔진을 차체에서 분리한 후 충격망치를 사용하여 무향실에서 측정하였고 동시에 입력점 사이의 전달함수(mechanical FRF)도 3축 가속도계를 이용 측정하였다. 데이터 수집에는 48채널 DIFA 프론트엔드와 HP 워크스테이션을 사용하였고 LMS CADA-X를 이용하여 분석하였다.

3.2 시험결과

차실내에서 마이크로 측정한 실내소음은 구조전달음과 공기전파음이 섞여 있으며 이를 구분하여 측정하기는 곤란하다. 그러나 식 (2)에서도 알 수 있듯이 본 연구에서 수행한 전달경로해석을 통하여 구한 실내소음은 공기전파음은 무시하므로 전체 실내소음에서 공기전파음이 차지하는 개략적인 크기를 알 필요가 있다. 서론에서도 설명한 바와 같이 ASQ 등을 통하던 보다 정확히 공기전파음의 기여를 파악할 수 있으나 시간, 비용이 많이 들고 본 연구의 직접적인 주제가 아니므로 간단히 공기전파음의 기여를 파악하여 보았다. 우선 무한 공명기를 사용하여 흡/배기

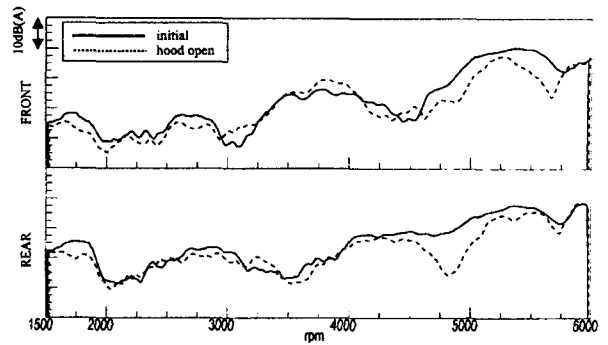


Fig. 1 Air-borne contribution of interior noise

계의 기여도를 파악하였으며 또한 후드와 샤시다이내모 피트를 개방하여 기여도를 파악하였다. 시험결과 흡/배기계의 기여도는 전석 5200 rpm 전후에서 약 2~4 dB 정도 기여가 있었으며, 후드 개방의 경우는 Fig. 1에 나타난 것과 같이 약 3~8 dB의 기여가 있었다.

전달력을 구하기 위해 각각의 A, B, C 마운트에서 주행 중 측정한 가진원과 차체의 가속도는 Fig. 2~4와 같다. 여기서 각 방향별로 가진원과 차체의 가속도 차이를 진동절연율로 정의하면 두 값의 차이가 클수록 절연이 잘되는 마운트이며 결과에서 A 마

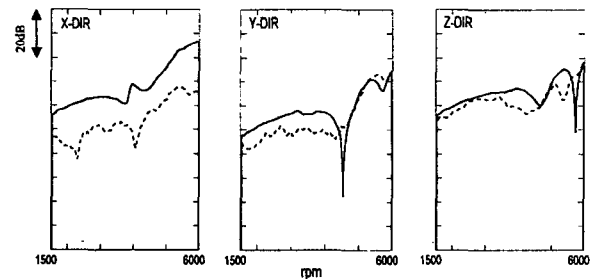


Fig. 2 Operating acceleration of A mount (—— source, - - - body)

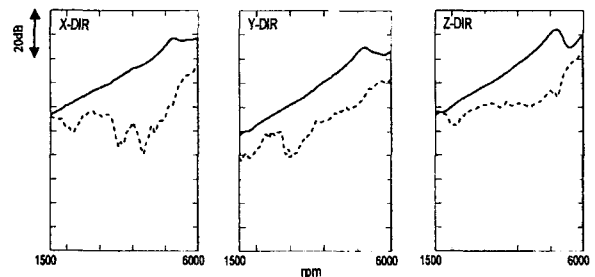


Fig. 3 Operating acceleration of B mount (—— source, - - - body)

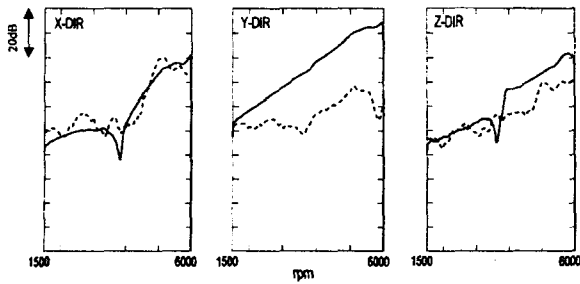


Fig. 4 Operating acceleration of C mount (——— source, - - - - body)

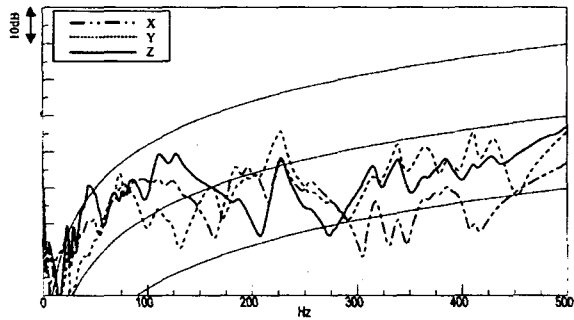


Fig. 5 Driving point FRF of A mount

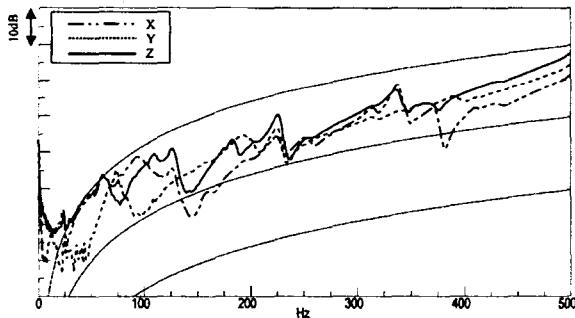


Fig. 6 Driving point FRF of B mount

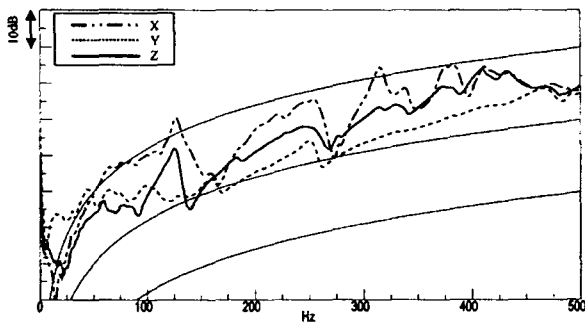


Fig. 7 Driving point FRF of C mount

운트 Y, Z방향과 C마운트 X, Z방향의 절연율이 다른 방향에 비해 떨어지는 것을 알 수 있다. Fig. 5~7은 입력점 강성을 확인하기 위해 각각의 마운트에서 측정된 가진점 전달함수(Driving Point FRF)를 이용하여 동강성을 표현한 것으로, 그림에 표시된 3개의 가는 실선 중 가운데 실선이 파워트레인 마운트 브라켓의 자체 기준 강성값을 나타낸 것이다. 위쪽 실선이 기준값의 10배 작은값, 아래쪽 실선이 기준값의 10배 큰값을 나타낸다. 관심주파수 대역내에 마운트 브라켓의 공진피크가 존재하여 엔진입력에 의한 강제진동주파수(엔진회전수)와 일치하게 되면 실내소음에 큰 영향을 미치므로 이를 피해야 한다. 100~300 Hz 사이에 존재하는 각 마운트의 공진피크를 살펴보면 A 마운트는 110 Hz와 230 Hz, B 마운트는 110 Hz, 190 Hz 및 230 Hz, C 마운트는 120 Hz와 250 Hz에서 강성이 취약한 것을 알 수 있다. 각 마운트와 마이크사이의 진동-음향전달함수는 Fig. 8~10에 나타내었으며 결과에서 110 Hz와 200 Hz부근에서 감도가 높은 것을 알 수 있었다.

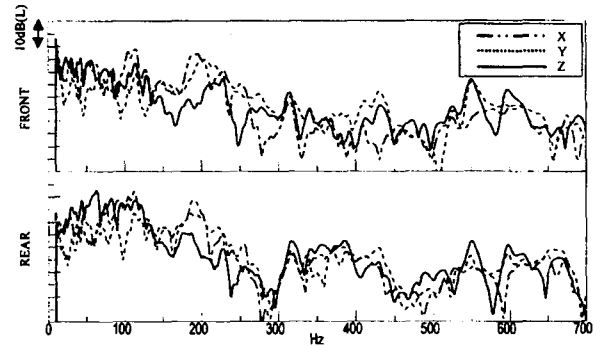


Fig. 8 Vibro-acoustic FRF of A mount

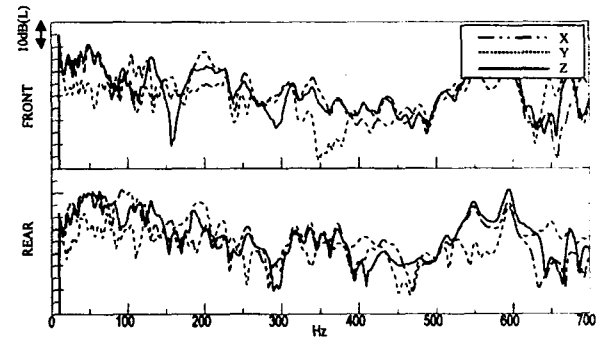


Fig. 9 Vibro-acoustic FRF of B mount

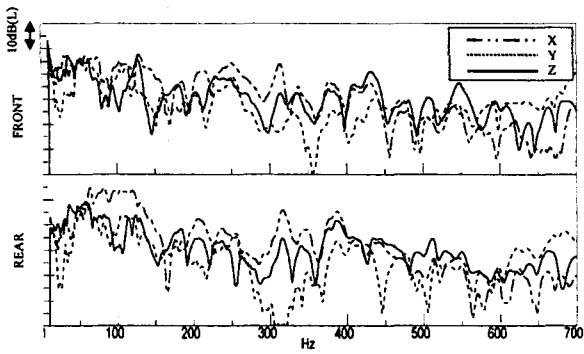


Fig. 10 Vibro-acoustic FRF of C mount

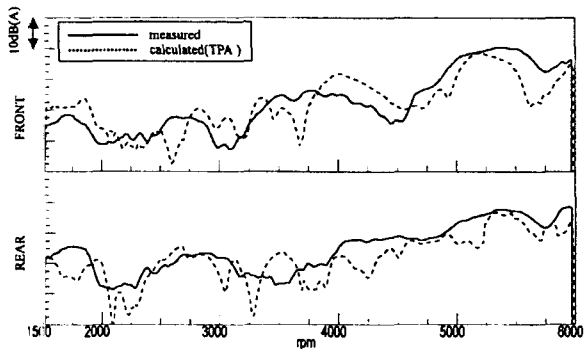


Fig. 11 Measure and calculated interior noise

이상의 결과를 이용하여 전달경로해석을 수행하였는데, 앞서 설명한 바와 같이 비교적 강성이 약한 주 카운트는 마운트 강성법을 이용하였으며 강성값이 높은 서스펜션과 로우어 암 전/후방 부위는 역행렬법을 사용하였다(식 (4)의 $m = n = 18$). 또 시험 데이터의 역행렬을 사용하므로 특이값을 제거하지 않으면 잡음 섞인 결과를 얻게 되는데 3~5개의 특이값을 제거한 경우가 좋은 결과를 보였다. 이와 같이 합성한 실내소음을 Fig. 11에 나타내었으며 그래프를 살펴보면 전석의 5200 rpm 좌우에서는 TPA 결과가 측정치보다 작게 나왔으며 4000 rpm 대역에서는 높게 나왔고, 후석의 경우는 4000 rpm 이상의 구간에서 측정치보다 작게 추정된 것을 알 수 있었다. 이 결과에서 차이가 나는 것은 공기전파음에 의한 오차, 무시한 전달경로에 의한 오차, 차량의 변화에 의한 오차, 측정오차 등 때문이며 이에 대한 각각의 기여도 평가결과 공기전파음에 의한 오차가 가장 큰 것으로 나타났다. 따라서 Fig. 1과 비교하여 본 결과 구조전달음은 제대로 추정하는 것으로 판단된다. 이를 특정 rpm에서 보다 구체적으로 확인하기 위하여 각 경로의 기여를 벡터로 표시한 그림을

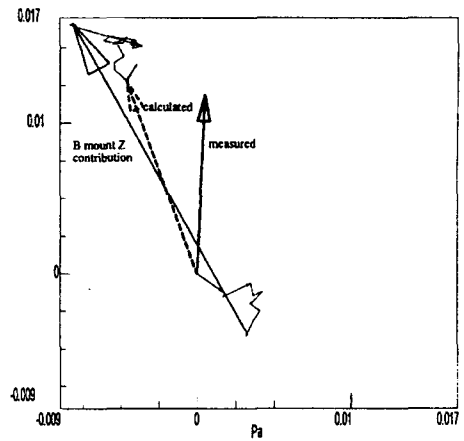


Fig. 12 Vector plot of interior noise contribution (front 3850 rpm)

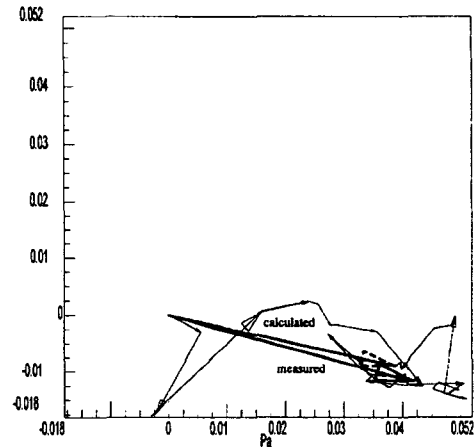


Fig. 13 Vector plot of interior noise contribution (rear 5400 rpm)

Fig. 12~13에 나타내었다. 그림은 식 (2)에 의해 복소수로 계산된 각 경로의 음압을 크기와 위상을 갖는 벡터로 나타내어 순서대로 시작점과 끝점을 이어 그린 것으로 각 경로의 기여를 파악하기 쉽게 나타낸 것이다. 각 경로의 순서는 배기계 주 행거 5개, 우측 서스펜션, 토크로드, 좌측 서스펜션, B 마운트, A 마운트, C 마운트, 로워암 부쉬 4개, 배기계 서브프레임 행거 2개의 순서로 되어있다. Fig. 12은 전석 3850 rpm에서의 기여로 Fig. 11에 나타난 바와 같이 측정치보다 높게 추정되며 약간의 위상차를 갖고 있는 것을 알 수 있으며 그림에서 크기가 가장 크며 계산치와 위상도 비슷한 기여성분은 B마운트 Z방향의 기여로 지배적인 영향을 주고있음을 나타낸다. Fig. 13는 후석 5400 rpm에서의 기여로 크기

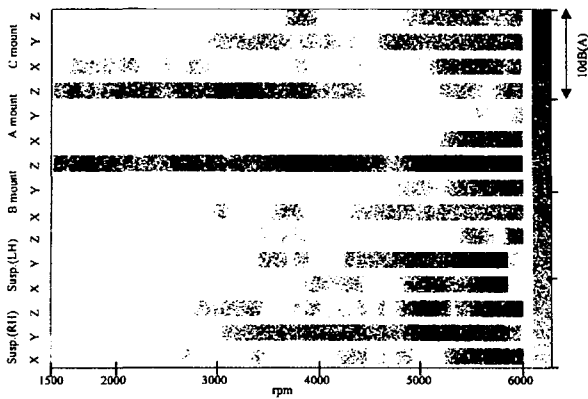


Fig. 14 Path contribution of interior noise(front)

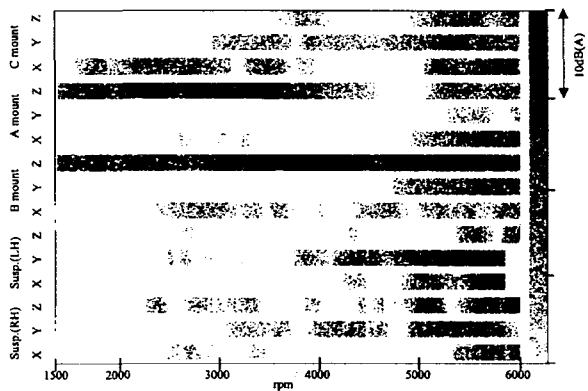


Fig. 15 Path contribution of interior noise(rear)

와 위상이 측정치와 거의 같으며 Fig. 12처럼 어느 한 경로가 지배적인 영향을 미치지 않고 여러 개의 전달경로가 비슷한 기여를 하고 있음을 알 수 있다. 이러한 일련의 해석과정을 통하여 구한 A, B, C 각 마운트와 좌/우 서스펜션의 실내소음에의 기여를 Fig. 14~15에 나타내었다. 그림에서 어두울수록 기여가 큰 것으로, 전석의 경우 B마운트 Z방향의 기여가 전rpm 영역에 걸쳐서 큰 것을 알 수 있으며 5500 rpm 근처에서는 좌측 서스펜션의 기여도 있는 것으로 나타났다. 후석도 B마운트 Z방향의 기여와 좌측 서스펜션의 기여는 전석과 같으나 저 rpm 영역에서 A마운트 Z방향의 기여가 있는 것으로 확인되었다.

4. 결 론

선정된 시험차량에 대해 전달경로해석을 수행한 결과, 간접법에 의해 작동력을 구하는 방법이 타당한 것을 확인하였고 측정된 실내소음과 각 전달경로의 기여를 종합하여 합성한 실내소음이 합당한 결과를 나타내는 것을 확인하였다. 또 해석결과를 이용하여 각 경로의 기여도를 도표로 나타내어 각 경로의 기여율을 쉽게 파악할 수 있었으며 특정 실내소음 피크에 기여하는 주된 경로를 손쉽게 찾을 수 있었다.

참 고 문 헌

- (1) Wyckaert K., Gielen L., Linden P. and Auweraer H., 1996, "An Integrated Approach to Vehicle NVH Optimization," SIAT 96/SAE 962489, pp. 205~215.
- (2) Wyckaert K., McAvoy G. and Sas P., 1996, "Flexible Substructuring Coupling Based on Mixed Finite Element and Experimental Models : A Step Ahead of Transfer Path Analysis," 14th IMAC, pp. 633~640.
- (3) Meillier J. and Mairesse P., 1996, "Transfer Path Analysis in a Multisource Environment, Application for Road Noise Analysis," 14th IMAC, pp. 314~319.
- (4) Fingberg U., 1996, "Statistical Noise Path Analysis," 14th IMAC, pp. 332~335.
- (5) Bloemhof H., 1996, "Determination of Low Frequency Surface Contributions to Interior Noise in Vehicle," 14th IMAC, pp. 326~331.
- (6) Roggenkamp T. and Marcella-O'Leary L., 1996, "CASE STUDY: Experimental Low Frequency Structure-borne Coarse Road Noise Model," 14th IMAC, pp. 320~325.
- (7) Leuridan J., Otte D., Grangier H. and Aquilina R., 1990, "Coupling of Structures Using Measure FRF's by Means of SVD-based Data Reduction Techniques," 8th IMAC, pp. 213~220.