

승용차의 도로면 발생 소음 개선을 위한 시험 및 평가 연구

Integrated Test and Evaluation for Improvement of Vehicle Road Noise

고 강 호* · 허 승 진† · 국 형 석*

Kang-Ho Ko, Seung-Jin Heo and Hyungseok Kook

(2002년 9월 16일 접수 : 2003년 4월 3일 심사완료)

Key Words : Road Noise(노면 소음), Transfer Path Analysis(전달 경로 분석), Noise Transfer Function(소음 전달함수)

ABSTRACT

Several tests are performed to evaluate road booming noise. Baseline test delivers the information of road noise characteristics. Coupling effect between structure and acoustics is obtained from the mode shapes and the natural frequencies by the modal test. Equivalent stiffness at joint areas between chassis and car-body system can be determined by the input point inertance test. Noise sensitivity of body mounting point of a chassis part can be obtained from the noise transfer function test with input point inertance test. Operational deflection shape makes us analyze the actual vibration modes of the chassis system under actual loading and find noise sources very easily. Finally, the transfer path analysis is used to identify noise paths through the chassis system. The objectives and the procedures of the tests are described in this paper. Also, the guideline for efficient road noise evaluation test can be found.

1. 서 론

구동 계통에서의 소음이 작아짐에 따라 노면 가진 소음이 실내 소음의 주된 성분으로 등장한다. 그러나, 자동차의 속도, 노면 상황 등에 따라 노면 가진력이 달라지고, 진동 에너지가 여러 가지의 경로를 통해 전달되기 때문에 노면 부밍 소음을 줄이기가 쉽지 않다. 일반적으로 차체에 전달되는 전달력은 차체의 국부적인 강성과 샤시와의 연결부위의 감쇠에 의해 결정되어 진다. 이 가진력은 실내 음장과 차체의 연성에 의해 공진을 유발하여 실내 소음 증가의 원인이 된다. 따라서, 노면 가진 소음의 평가에는 여러 가지 시험이 수반되어야 한다. 예를 들어 베이스라인 시험

(baseline test)을 통해서 실내 소음의 특성을 파악하고, 차체와 현가계 및 차실 음향에 대한 모드 시험(modal test), ODS(operational deflection shape), 타이어 불균일 시험 등을 수행하여야 한다.⁽¹⁾ 경로에 따른 소음의 영향을 파악하기 위해서는 소음 전달 함수(NTF, noise transfer function) 시험 및 입력점 이너턴스(IPI, input point inertance) 시험과 전달 경로 분석(TPA, transfer path analysis)이 수행되어야 한다. NTF와 IPI는 각각 샤시와 차체의 연결부위의 소음 민감도와 국부강성(local stiffness)의 평가기준이 되며 각 시험결과는 TPA의 입력자료로 활용되어 각 연결부위의 노면 소음 발생에 대한 기여도를 예측할 수 있다.⁽²⁻⁴⁾

본 논문에서는 위에 언급된 각종 시험의 효과적인 조합을 통하여 통합적인 노면 소음 관련 시험절차에 대한 방향제시를 하고자 한다.

이를 바탕으로 노면발생 소음을 개선하기 위한 중형 승용차의 응용사례 연구를 수행하기로 한다.

† 책임저자, 정회원, 국민대학교 자동차공학전문대학원
E-mail : sjheo@kookmin.ac.kr

Tel : (02) 910-4713, Fax : (02) 910-4718

* 정회원, 국민대학교 자동차공학전문대학원

2. 시험 절차의 분석 및 응용

2.1 베이스라인 시험

베이스라인 시험 데이터를 얻기 위해 도로 주행시험을 실시해야 한다. 구동계 진동 및 바람 등의 노면 가진 이외의 요인을 최소화하기 위해서는 상대적으로 낮은 속도로 주행시험을 수행하여야 한다. 특히 타행(coast-down) 시에는 기어를 중립에 놓아 구동계 진동에 의한 실내 소음을 최소화 하는 것이 바람직하다.

2.2 차실 음향 모드 시험

노면가진 소음의 평가를 위해서는 반드시 차실 음향 모드 시험이 수반되어야 한다. 이는 중간 크기의 자동차에서는 200 Hz 아래에서 차실 공명이 6~8개가 존재하기 때문이다. 차실 음향 모드와 공명 주파수 검출을 위해 3차원 공간 상에서 음향 모드 시험을 수행하여야 하며, 측정 격자간의 간격은 최대 관심주파수에 의해 결정되어 지므로 수백개의 격자가 필요하게 된다. 그러나, 실내공간 모두를 3차원 격자로 나누는 것은 불가능하므로 몇 개의 대표 평면에 대한 차실 음향 모드 수행으로 대처 가능하다.

2.3 차체 및 현가계 모드 시험

차체 모드 시험은 차체와 실내 소음간의 동특성 관계를 보고자 함이다. 그리고, 차체의 진동 모드가 현가계와 연동되는지를 파악하기 위해 현가계 모드 시험이 함께 수반되어야 한다. 차체 모드 시험에서는 주로 차체 굽힘, 비틀림, 성냥곽 모드들이 35 Hz 이하의 저주파수에서 발생하므로, 실내 소음에는 직접적으로 영향을 주지는 않으나, 패널의 경계조건 등에 영향을 주어 실내 소음에도 간접적인 영향을 미친다. 한편 현가계는 스프링 스트러트와 하부 콘트롤 암(lower control arm) 등이 대변위 운동을 하고 있으므로 탄성 한계 내에서 해석은 의미를 갖지 못할 수도 있다. 그러나 이들 구성 부품 각각의 고유주파수가 관심 주파수 영역보다 상당히 높은 곳에 위치하고 있다면 측정을 하는 순간에 있어서는 시스템이 정적인 상태를 유지하고 있다고 가정할 수 있다. 그러므로 관심 주파수 영역이 각 구성부품의 고유 주파수보다 낮은 경우 현가계는 준정적인 해석에 해당하므로 탄성한계 내에서 해석한 결과를 대신할 수 있다.

현가계 모드 시험에 있어서 고려해야 할 사항은 타

이어를 포함한 부상 등의 재질에 의한 비선형성과 연결부의 결합 특성이나 마찰 등에 의한 비선형성 등이다. 만일 가진력이 너무 크게 작용하게 되면 이러한 비선형성이 함께 가진되어 선형 한계의 범위를 넘어 서게 된다. 그러나 가진력이 너무 작게 되면 현가계 전체를 충분히 가진할 수 없는 상태가 되므로 적당한 가진력을 선정하는 것이 이 시험에 있어서 매우 중요하다. 일반적으로 재질의 비선형성이 예상되는 경우에는 정현파 스위핑(sine sweeping) 방법이 랜덤 가진 시험 방법보다 효과적으로 사용될 수 있다.

2.4 입력점 이너턴스(IPI) 시험

구조물의 강성은 이너턴스(inertia) 혹은 악셀러턴스(accelerance)로 평가되어지며, 이는 식 (1)과 같이 가진력에 대한 구조물 진동의 주파수 응답함수로 표현된다. 특히, 국부적인 강성을 파악하기 위해서는 입력과 응답점을 같이 하여 IPI를 측정하는 것이 가장 바람직하다.

$$H_{ij}^s(\omega) = \ddot{x}_j / f_i \quad (1)$$

2.5 소음 전달 함수(NTF) 시험

차량에 있어서 진동 에너지의 전달 경로가 N 개 일 때, 특정 지점에서의 전체 구조 기인 소음(structure borne noise) $p(\omega)$ 은 각각의 전달 경로 i 를 통하여 유입된 진동 에너지에 의하여 발생된 구조 기인 소음인 $p_i(\omega)$ 의 합으로 나타낼 수 있으며, 전달경로 i 에 작용된 기진력 F_i 에 소음전달함수 $H_{pi}(\omega)$ 를 곱한 것과 같으며, 복소수의 성질을 갖는다.

$$H_{pi}(\omega) = P / F_i \quad (2)$$

차량에서 발생하는 구조 기인 소음 가운데 가장 대표적인 현상중의 하나인 노면 소음을 예측하고 소음의 전달 경로를 규명하기 위해서는 위의 식 (2)에 나타나 있는 소음전달함수와 경로를 통하여 전달되는 기진력을 알아야 한다. 이 중 소음전달함수는 진동 에너지가 전달되는 경로라고 생각되는 차체 부위를 가진할 때의 기진력과 차실 음압을 측정하여 구하게 된다.

가진은 보통 시험의 편의성을 위하여 가진 해머를 사용하게 되지만, x , y , z 의 세 방향을 모두 가진할 수 없다는 것과 타격할 때 충격음이 발생하는 문

제점을 가지고 있다. 이를 해결하기 위해서는 진동-음향 상반 원리(vibro-acoustic reciprocity)를 이용하는 음향 가진법이 사용된다.

$$H_{pi}(\omega) = \tilde{v}_i / \tilde{Q} \quad (3)$$

여기서, \tilde{Q} 는 특정 지점에 위치한 음원의 체적 속도(volume velocity)를, \tilde{v}_i 는 음향 가진에 의한 구조물의 i 지점에 발생된 진동 속도를 나타낸다. 이 방법은 다음과 같은 장점을 지니고 있다.

- 패널접선 방향을 포함한 모든 방향의 FRF 측정이 가능하다.
- 해머의 타격음에 의한 영향을 배제할 수 있다.
- 해머 가진이 어려운 위치의 FRF도 측정할 수 있다.

2.6 ODS 시험

현가계 모드 시험은 시스템의 동특성만을 나타낼 뿐이므로 실제 주행 조건에서의 진동 양상을 나타내 주지는 못한다. 따라서, 모드 시험에서의 모드 형상은 실제 진동 현상과 다르다. 진정한 진동 양상은 ODS를 통해 측정할 수 있으며, 이는 모드 시험과 비슷하게 실제 주행 중에 진동 모드를 추출해 내는 것이다. 보통 다수의 채널을 동시에 측정하여야 하므로, 채널수에 제한이 있을 경우 시험을 몇 번에 걸쳐 수행해야 하며 특정 부위들을 매번 측정하여 레퍼런스로 설정한 후 위상 동기화를 하면 모든 채널을 동시에 측정할 것과 같은 결과를 도출할 수 있다.

2.7 전달 경로 분석(TPA) 시험

TPA 시험도 차량에서 구동계 및 현가계의 마운트 요소 등을 통한 소음 전달 경로에 대한 실내 소음 기여도를 분석하기 위하여 개발된 방법이다.

PCA(principal component analysis)와 2.4절의 IPI 시험이 먼저 수행되어 져야 한다. PCA는 실제 동작상태에서의 진동 양상을 분석하고자 복잡한 구조의 입력을 측정하는 방법이다. 자동차의 경우에는 좁은 주파수 대역에서 여러 개의 모드가 연성되어 있다. 이 경우에는 모드 분해가 곤란하므로 그 상태에서 주성분만을 추출하고, 이를 가상의 가진력으로 사용한다.⁽⁵⁾ 예를 들어 주성분 j 에 의한 i 지점의 기준 가상 스펙트럼 Y_{ij} 는 상호 파워 스펙트럼(cross power spectrum)와 자기 파워 스펙트럼(auto power spectrum)을 이용하

여 식 (4)에서와 같이 계산된다.

$$Y_{ij} = S'_{ij} / \sqrt{S''_{ij}} \quad (4)$$

여기에 식 (1)에서 구한 각 지점의 이너턴스인 H''_{ij} 를 고려하여, i 지점의 기준 작용력 F_{ij} 를 다음 식 (5)와 같이 구할 수 있다.

$$F_{ij} = Y_{ij} / H''_{ij} \quad (5)$$

여기에 식 (2)에서 구한 소음전달함수 H_{pi} 곱하면 실제 주행상태에서 경로 i 의 소음이 j 지점에 미치는 기여도는 다음 식 (6)에 의하여 파악할 수 있게 된다.

$$P_j = H_{pi} F_{ij} \quad (6)$$

3. 차량 주행 시험 및 결과

차량의 주관평가를 통하여 저주파 소음의 수준이 매우 큰 것을 확인하였으며, 따라서 200 Hz 이하에서의 노면 부밍 소음을 정량적으로 평가하기 위해 앞장에 기술한 시험 항목들을 수행하였다.

3.1 베이스라인 시험

시험 차량의 전석과 후석에서 소음을 측정하였다. 각 시험을 3차례 수행하여 평균을 취했다. 시험 모드는 구동계통의 영향을 줄이기 위해 비교적 저속 구간인 40, 60, 80 km/h 정속과 타행 80 → 30 km/h로 설정했다.

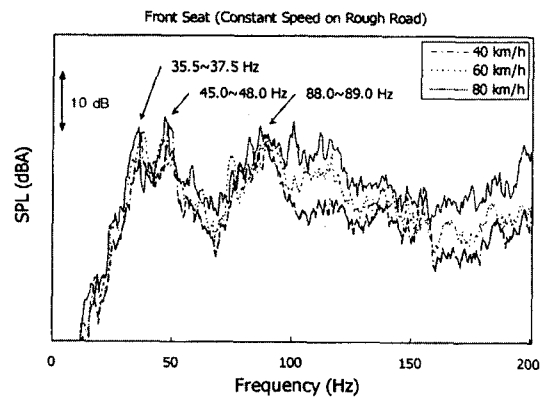


Fig. 1 Sound pressure levels measured at the three different vehicle speeds on a rough road

Fig. 1에서 보는 바와 같이 전석에서 35~40, 45~50, 87~90 Hz 구간의 소음 수준이 크게 나타나고 있음을 볼 수 있다. 후석의 경우에는 45~48, 88~89 Hz 구간에서 소음 피크가 발생하였다. 타행시에도 비슷한 경향을 나타내었으며, 부드러운 노면 상에서도 비슷한 주파수 대역에서 피크를 보여 경향 파악에는 속도나 노면 상태가 그다지 문제가 되지 않음을 알 수 있었다.

3.2 차실 음향 모드 시험

차실 음향 모드 시험은 3차원 공간 전체를 측정하는 것이 곤란하므로 Fig. 2와 같이 수직평면과 수평면을 하나씩 선정하여 FRF를 측정하였다. 시험결과 50.5 Hz와 89.0 Hz에서 1, 2차 음향 모드가 발생하였으며, 시뮬레이션에서 구한 음향 모드 발생 주파수 51 Hz와 87 Hz와 매우 유사한 결과를 보였다. 또, 베이스라인 시험의 결과와 비교하여 보면, 앞서 언급한 45~50 Hz, 87~90 Hz 구간의 소음이 실내음장 모드와 깊은 관련이 있는 것으로 판단된다.

3.3 차체 및 현가계 모달 시험

차체의 모드 시험을 위한 측정 위치로서 110개 지점을 선정하여 전체(global) 진동 모드를 보고자 했으며, 관심 주파수 구간에서 12개의 진동 모드를 추출하였고, 이중 지붕의 국부(local) 진동 모드인 39 Hz와 49 Hz에서의 진동 모드가 부밍 소음과 관련이 있는 것으로 보였다. 일반적으로 차량에서 차체의 글로벌 진동 모드와 현가계의 진동 모드의 주파수는 공진현상을 피하기 위하여 분리되어 배치되어 있다. 따라서 현가계의 모드 시험은 차체에 부착된 상태에서

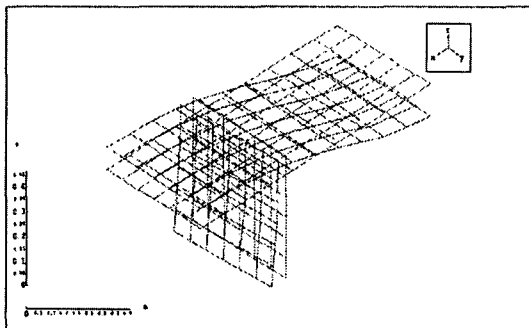


Fig. 2 The first acoustic mode shape of a compartment measured on two planes(50.5 Hz)

수행하였다. 레디얼 타이어의 경우 상하방향으로의 스프링 상수는 약 150~200 N/m 정도로 매우 강성이 크고 타이어 자체의 공진 주파수도 100 Hz 이상에서 나타난다. 또한 타이어는 현가계의 끝단에 위치하기 때문에 현가계의 모든 모드를 가진할 수 있는 좋은 가진점이 될 수 있다. 따라서 차량을 지지대 위에 올려 놓은 후 타이어의 밑부분을 가진하는 방법으로 시험하였다. 전후 현가장치에서 각각 55, 62개 지점을 선정하여 가속도를 측정하였다. 특히 35~40 Hz, 45~50 Hz, 88~89 Hz에서 진동 모드를 발견하였으며 이는 각각 서스펜션의 바운싱 모드, 크로스멤버의 굽힘 변형모드, 타이어의 탄성모드로 노면 부밍 소음 발생과 밀접한 관계가 있는 것으로 추정된다.

3.4 입력점 이너턴스(IPI) 시험

IPI 시험을 위해 현가계와 차체가 연결되는 16개 지점을 Fig. 4에 나타내었다. 차체 부위에 수직 입력을 가하고, 가속도계로 3방향의 가속도를 측정함으로써, 차체부위의 IPI를 측정하였다. Fig. 5에는 뒤 서브 프레임이 장착되는 지점의 IPI 곡선을 등강성 곡선 5×10^5 N/m, 1×10^6 N/m, 5×10^6 N/m와 함께 나타내

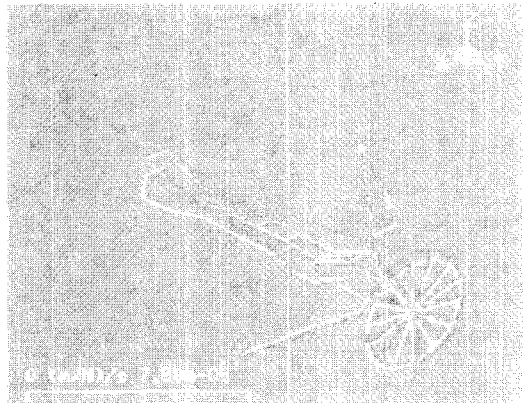


Fig. 3 Bouncing of a rear suspension at 35.1 Hz

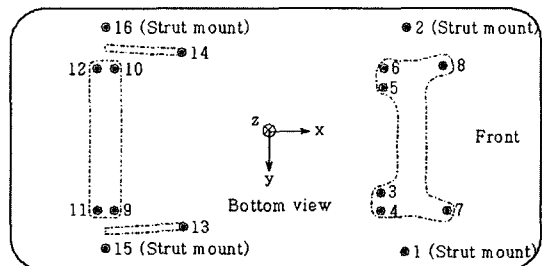


Fig. 4 Positions on the vehicle body for measurement of input point inertance

었다. 또, IPI를 측정하지 못한 9번과 10번 지점을 제외한 각 부위의 국부 강성을 Fig. 6에서 비교한 결과 후륜 스트러트 마운트 지점(rear strut mounting point)인 15, 16번 지점의 국부 강성이 모든 방향에서 매우 약함을 알 수 있다. 후륜 스트러트 마운트 부위는 노면 소음의 주요 전달 경로로써 주목되어야 할 것이다.

3.5 소음전달함수(NTF)시험

소음전달함수는 IPI 시험에서와 동일한 지점을 대상으로 측정하였으며, 공간 제약이 많아 임펄스 입력 가진 시험 대신에 음향 가진 시험법을 활용하였다. Fig. 7에는 운전석에서의 가진 음향에 대한 음압과 뒤 서브 프레임 장착 위치에서의 진동 속도를 바탕으로 구해진 소음전달함수를 보이고 있다. 이 함수와

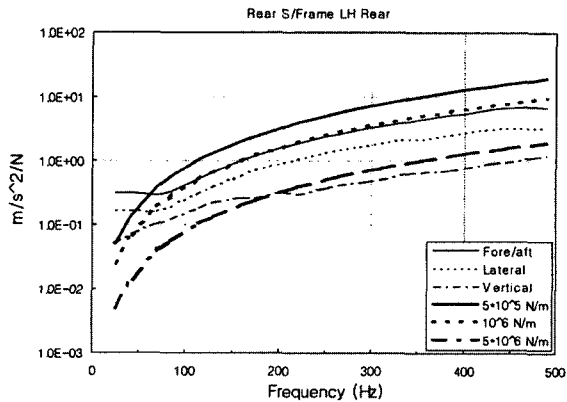


Fig. 5 The constant stiffness curves and IPI's measured at the mounting point of a rear sub-frame in 3 directions

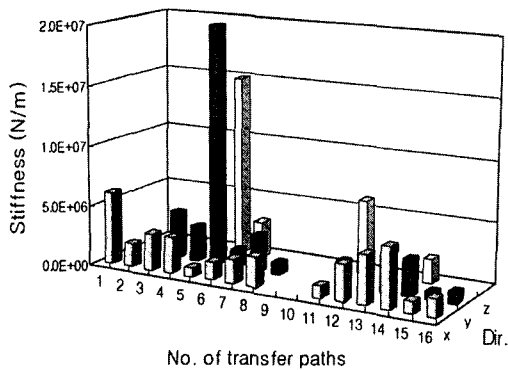


Fig. 6 Local stiffness of the mounting points of the wheel suspension systems on the body

A-weight된 등소음 전달함수 곡선인 NTF-45 dB/N, NTF-50 dB/N, NTF-55 dB/N과 비교하였다. 100 Hz 이하의 주파수 범위에서 3개의 피크가 55 dB/N에 근접하는 것을 알 수가 있으며, 이는 베이스라인 시험에서 제기되었던 관심 주파수 범위와 일치하고 있다.

아래의 Fig. 8에는 관심 주파수 영역인 35~40 Hz에서 각 부위의 NTF 피크값을 비교한 것으로 후륜 트레일링 링크 부위인 13:z와 14:z 지점에서 높은 소음민감도를 보이고 있어 이 지점은 노면 부밍 소음발생에 주요한 영향을 미치고 있음을 예측할 수 있다.

3.6 전달경로분석(TPA) 시험

바퀴를 통하여 차체로 전달되는 실제 가진력을 측정하기 위해 FRF 행렬의 역행렬을 이용하는 간접적인 방법을 사용하였다. 이를 위해 주행 중 가속도를

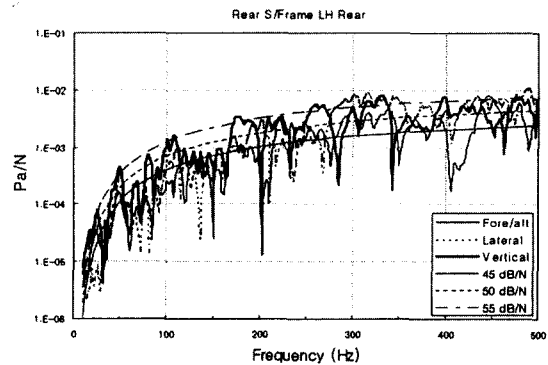


Fig. 7 A-weighted constant curves and NTF's measured at the mounting point of a rear sub-frame in 3 directions

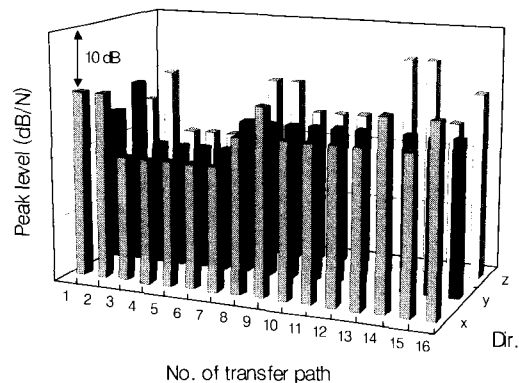


Fig. 8 Noise sensitivities of 16 transfer paths to driver's ear position in 35~40 Hz frequency range

Fig. 9에 표시된 17지점에서 측정하였고, 주행속도는 60 km/h 정속을 유지하였다. 이와 함께 기준신호로서 네 개의 바퀴에서 수직방향 가속도를 함께 측정하였다. 바퀴에서의 가속도는 서로 무관하다고 가정하여 4개의 주성분(principal component)으로 채택하였다. 이를 바탕으로 4개의 기준 가진력 조합을 강성 행렬과 기준실가속도에 의해 구했으며, 이를 NTF와 결부시켜 전체 소음을 합성할 수가 있었다. 이를 실제 소음수준과 비교한 결과 Fig. 10과 같이 20~70 Hz구간에서는 잘 일치함을 알 수 있다. Fig. 1의 베이스라인 시험시 측정된 소음과 TPA 시험시 측정된 소음을 비교할 때 30 Hz 이하 주파수영역에서 두 개의 큰 피크가 추가적으로 나타나고 있는데, 도로 조건에 따라 노면 가진력이 증가되어 전방 현가계의 전후 모드(26.0 Hz)와 마운싱 모드(32.8 Hz)의 공진현상에 의한 것으로 추측된다.

이를 근거로 각 경로의 기여도를 분석하였으며, 대표적으로 37.5 Hz에서의 소음발생 기여도를 Fig. 11에

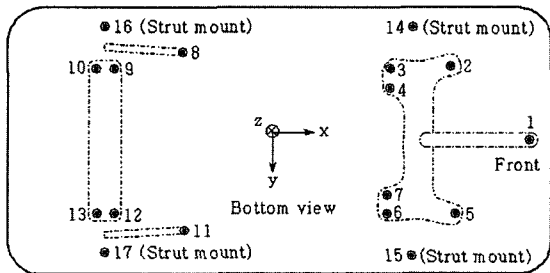


Fig. 9 Measurement positions on the vehicle body for transfer path analysis

예시하였다. 그 결과 8, 10, 11, 12, 16 지점의 기여도가 상대적으로 높음을 알 수 있다.

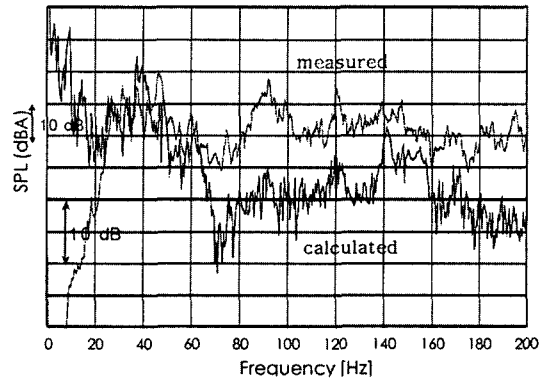


Fig. 10 Comparison of the overall sound pressure levels at front seat

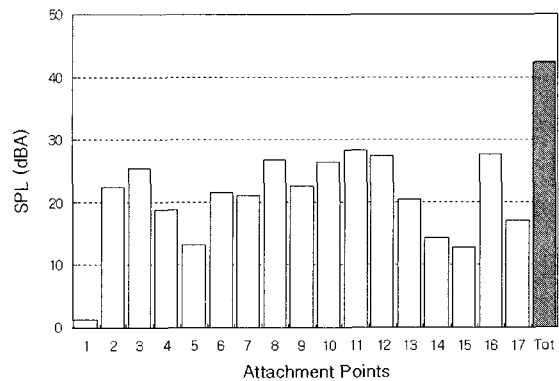


Fig. 11 Path contributions to interior sound pressure level at the front seat(37.5 Hz)

Table 1 Estimated major paths for road noise through each test

Test		Index	Result			
Baseling		Freq. of peaks	35~40	45~50	87~90	
Modal	Cavity		-	50.4	90.0	
	Body		Natural Freq.	38.8	48.7	-
	Susp.	Front		36.8	46.7	91.1
		Rear		35.1	45.0	-
ODS	Chassis	Front	36.0	44.0	87.5	
		Rear	35.5	43.0	-	
IPI		Stiffness	Rear S/M			
NTF		Sensitivity	T/L	Rear S/M T/L Rear S/F	T/L Rear S/M	
TPA		Main Path	T/L Rear S/M Rear S/F	Rear S/M T/L Rear S/F	Rear S/M	

3.7 종합

각종 시험 결과를 종합하여 보면 Table 1과 같이 나타낼 수 있다. 특히 주행시 노면 가진에 대한 후륜 현가계의 공진이 차체로의 소음 전달에 가장 크게 기여하고 있음을 알 수 있다. 따라서 이에 대한 국부강성의 보강은 노면 소음 개선을 위한 대책으로 제시될 수 있을 것이다.

4. 결 론

노면 소음과 관련된 제반 시험을 수행하였다. 각종 시험결과 사이에는 매우 우수한 상관성을 보였으며, 이를 바탕으로 차량의 노면 소음 개선을 위해서 신속하고 효율적인 시험 방법을 다음과 같이 제시할 수 있다.

- (1) 정확한 소음전달 경로 파악을 위해서는 베이스라인시험, TPA 시험, ODS 시험이 수행되어야 한다.
- (2) 차체 및 현가계 구조 보강에 관한 정보를 얻기 위해서는 베이스라인 시험, IPI 시험, NTF 시험이 효과적으로 응용될 수 있다.
- (3) 현가계의 동특성이 노면 소음에 미치는 영향 분석을 위해서 현가계 모드 시험 및 ODS 시험이 수행되어야 한다.

후 기

본 연구는 현대기아 자동차의 도움과 2001년도 두뇌한국 21 사업에 의해 수행되었습니다.

참 고 문 헌

- (1) Hendrix, W. and Vandenbroeck, D., 1993, "Suspension Analysis in View of Road Noise Optimization", SAE Paper No. 931343.
- (2) Wyckaert, K. and Van der Auweraer, H., 1995, "Operational Analysis, Transfer Path Analysis, Modal Analysis : Tools to Understand Road Noise Problems in Cars," SAE Paper No. 951251.
- (3) Perry Gu, P. and Juan, J., 1997, "Application of Noise Path Analysis Technique to Transient Excitation," SAE Paper No. 972034.
- (4) 강태원, 임상규, 1998, "노면 가진에 의한 실내 소음 해석 방법," 한국소음진동공학회논문집, 제 8 권, 제 6 호, pp. 1158~1164.
- (5) Akiho, M., 1995, "Virtual Reference Signals for Active Road Noise Cancellation in a Vehicle Cabin," SAE Paper No. 951325.