자동차의 실내소음의 전달 경로 해석 및 실내 소음 저감 기법의 실험적 연구

이 상 권*
(인하대학교 기계공학과)

1. 머 리 말

자동차의 소음 진동은 파워트레인(엔진과 변속기)과 자동차의 차체 및 이 두부분 연결하는 프레임의 동력학적안 적절한 조화에 의해서 좌우된다. 따라서 CAE를 이용한 파워트레인[1~6] 및 차체의 최적 설계가 자동차 개발의 초기 개념 설계단계에는 중요한 역할을 하지만, 이 후 많은 자동차의 부품들이 서로 결합되어 완성되어 지는 시작차 단계에서는 초기에 예상하지 못한 문제점들이 발생한다. 특히 차체의 Dash부[7] 까지 고려된 상태의 최종단계에 이르면 개발단계 초기에 예상하지 못한 문제가 속속 드러나서 자동차 소음진동 엔지니어를 당황하게 한다. 이러한 단계에 이러면 결국 자동차 실내에서 발생하는 소음 진동이 파워트레인에 의한 소음이냐 아니면 차체의 강성부족 혹은 Dash부의 차음성능의 부족이냐 등을 판단하는 기법이 필요하다. 이러한 기법에 대한 연구로서 국내외 자동차 회사에서 많이 사용되어 온 방법으로서는 전달 경로 해석기법(transfer path analysis)[8~10]이다. 최근에는 전달 경로 상에 있는 부품의 진동흐름방향과 진동의 기여도를 표시하는 방법으로 진동동력흐름 해석기법(vibrational power flow analysis)이 개발되어 적용되고 있다[11, 12]. 이러한 방법은 대부분 자동차가 정상조건(steady state condition)으로 운전하는 경우에 적용된다. 자동차가 돌기 부분, 혹은 출발 시, 정지 시 등의 비정상적인 조건에서는 이러한 방법으로 원인을 파악하기는 어렵고 결국 시간-주파수 해석기법[13~15]이 요구된다. 본 글에서는 이러한 방법에 대해서 웨이브렛 변환 방법을 자동차 응용한 사례에 대해서 간단히 소개하였다.

* E-mail : sangkwon@inha.ac.kr

2. 전달 경로 해석 기법 응용

전달 경로 해석법에 대한 이론은 간단하다 그러나, 다양한 종류의 측정 데이터와 단품에 대한 동특성 정보가 필요하므로 실제적인 문제에 적용하는 것이 쉽지 않다. 전달 경로 해석법에 대한 이론은 다음과 같다.

$$p = \sum_i |p|_i^{j\phi_{p_i}} = \sum_i |f_i|^{j\phi_{f_i}} \left|\frac{p}{f_i}\right|^{j(\phi_{p_i}-\phi_{f_i})} + \sum_i |q_i|^{j\phi_{q_i}} \left|\frac{p}{q_i}\right|^{j(\phi_{p_i}-\phi_{q_i})} \quad (1)$$

여기서 p는 소음 발생 위치이며, p_i는 전달 경로에 기인하는 소음이다. 그리고 p/f_i는 전달 경로상에

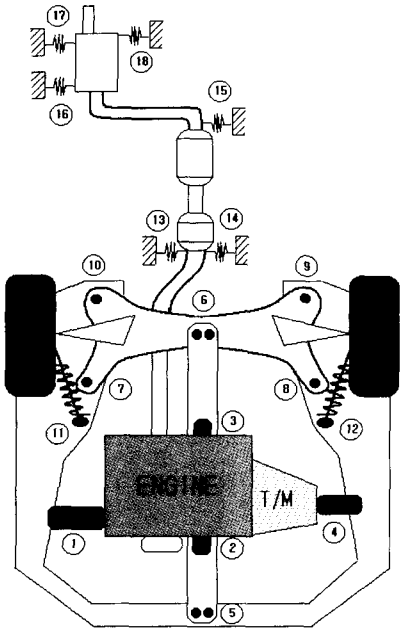

그림 1 Diagram of selected joints of test vehicle for the noise transfer path analysis

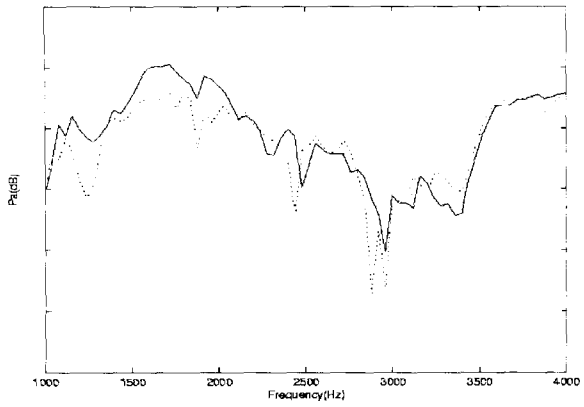

그림 2 Interior noise level reduced by modification of vehicle(Base vehicle: ———, Modified vehicle : ·····)

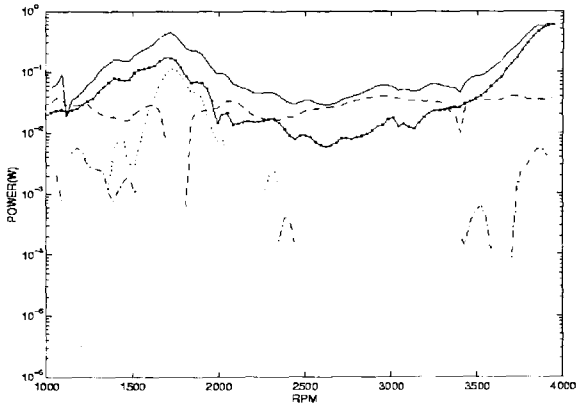

그림 3 Measurement of vibrational power flow through each mount

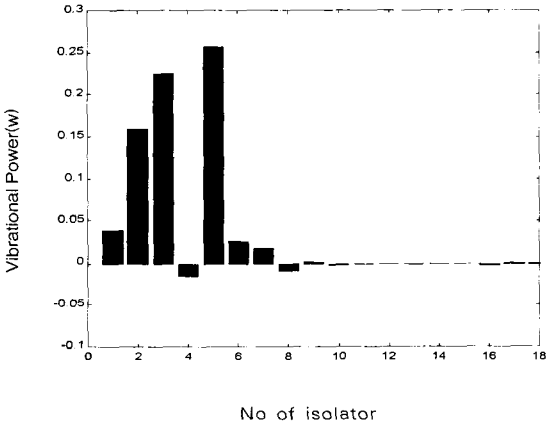

그림 4 Comparison between the vibrational power flow through eighteen isolators of the test vehicle

있는 소음전달함수이다. 식 (1)의 첫째 항은 구조기인 소음이고 둘째 항은 공기기인 소음이다. 그림 1은 일반적인 실내소음의 전달 경로를 표시한다.

본 예제에 적용된 전달경로는 18곳이며 이들 각각에 대한 3방향을 고려하여 약 48개의 전달 경로를 이용한다. 이 방법을 이용하여 승용차의 실내 부밍 소음을 개선한 결과를 그림 2에서 보여 준다. 개선된 차량에 대한 소음과 개선되기 전의 차량에 대하여 4대의 차량에 대한 평균 소음을 구한 결과이다. 이 결과에 의하면 1600 rpm에서 2000 rpm 까지 약 4~5 dB의 소음 저감 효과를 얻을 수 있었다[8].

3. 진동 동력 흐름의 적용

동력은 단위 시간 동안에 행해진 일이고, 다음과 같은 관계로 주어진다[12].

$$P_i = F_i V_i \tag{2}$$

여기서 F_i와 V_i는 한 점에서의 한 순간에 힘과 속도이다. 진동 동력 흐름의 평균값은 다음과 같이 주어진다.

$$P = \frac{1}{2\omega} Im\{ \vec{F} \cdot \vec{a} \} \tag{3}$$

이 값을 그림 1에서 보여 주는 자동차의 전달 경로에 대하여 적용하면, 다음의 관계식을 이용하여 진동 동력 흐름을 구할 수 있다.

$$P \cong \frac{1}{2\omega} Im\{ \vec{M}_{sr,ii} \cdot \vec{a}_{s,i}, \vec{a}_{r,i}{}^{*} \} \tag{4}$$

여기서, $\vec{M}_{rs,ii} \cong \frac{K_i}{\omega^2}(1+j\eta_i)$이다. 이론적으로 이 방식은 방진 장치의 물성치를 알아야 한다. 즉 전달 경로상에 있는 방진고무의 점성계수(η) 및 강성 계수(K)를 알아야 한다. 그림 3은 절연 장치 1, 2, 3, 4를 통한 진동 동력 흐름을 보여주는데 이들은 엔진 마운트, 전면 롤 마운트와 후면 롤 마운트 그리고 기어 박스 마운트에 설치되어 있다. 실선은 양의 진동 동력 흐름(positive vibrational power flow)을 나타낸다. 이들 4개의 절연 장치를 통한 진동 동력은 나머지 14개의 절연 장치를 통해 흐른 진동 동력보다 현저히 큼을 그림 4를 통해 알 수 있다. 그림 4는 약 1800 rpm 에서 방진 장치를 통한 진동 동력 흐름의 기여도를 설명한다.

이 결과에 따르면 약 1800 rpm에서 부밍 소음의 중요 영향 인자는 두 개의 엔진 롤 마운트임을 결론

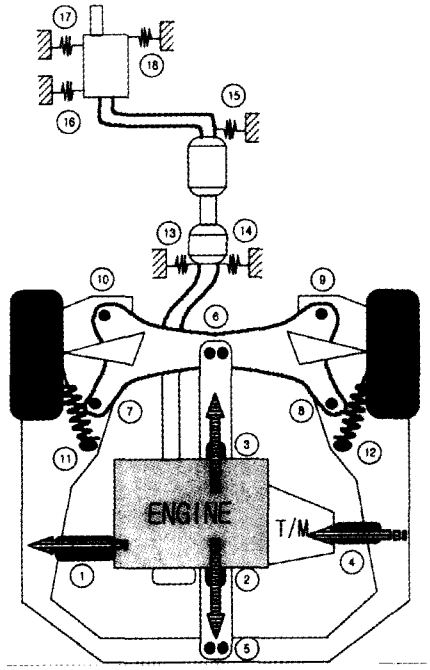

그림 5 Designation for direction of power flow: ⬅

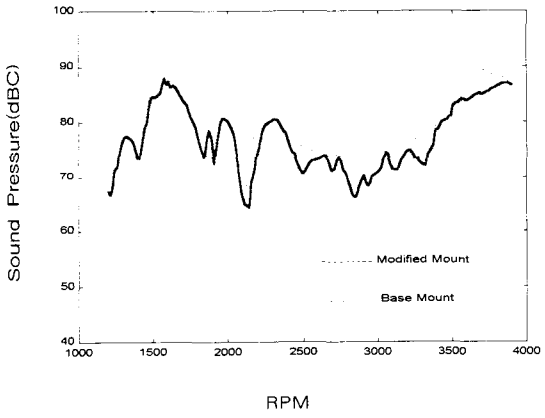

그림 6 Illustration of the booming noise reduction by the modification of the rear roll mount of the engine

지을 수 있다. 엔진 마운트와 함께 엔진 후면 롤 마운트는 약 2400 rpm에서도 중요한 영향을 주는 마운트을 알 수 있다. 기어 박스 마운트는 진동 동력 흐름이 음이기 때문에 진동 동력 흐름 흡수하는 역할을 한다. 이러한 진동의 흐름은 음향학적으로 소리의 세기가 음의 방향과 크기를 표현하듯 진동의 흐름도 그림 5에서 보여 주는 봐와 같이 진동의 흐름방향을 나타낼 수 있다. 그러므로, 약 1800 rpm에서 부밍 소음을 개선하기 위해서 전면 부시 마운트 혹은 후면 롤 마운트를 개선해야 한다. 이 차량에서는 전면 부시마운트(front bush mount of center member)의 수정에는 약간의 제약이 있다. 따라서 후면 롤 마운트의 복소 동적 강성 계수는 15 % 줄여서 이 절연 장치를 통하여 흐르는 진동동력 흐름을 개선한 결과 그림 6과 같이 실내 소음 레벨을 5 dBA까지 줄일 수 있었다. 또한, 주관적인 평가에 의하면 차량 내부에서 부밍 소음을 느낄 수 없었다.

4. Wavelet 기법을 응용한 승차감 해석

자동차에 있어서 승차감은 핸들링 및 안전도와 더불어 자동차의 성능 개선을 위해서 오랜 동안 연구가 수행되어져 왔다. 특히 하쉬니스(harshness) 의 개선은 차량의 승차감을 개선하는데 있어서 중요한 부분이다. 충격 하쉬니스는 자동차가 도로 주행 중 돌기 부분을 통과 할 때 발생하는 충격 진동의 감지로 인식되는데, 주관적인 평가와 객관적인 평가가 있다. 주관적인 평가는 시험자의 감성에 의지하는 반면, 객관적인 평가는 충격 진동 신호의 초기진폭과 진동의 감쇠량(damping ratio)에 의해서 일반적으로 평가되고 있다. 본 예제에서는 웨이브렛 변환을 이용하여 감쇠량을 고려한 승차감의 해석을 한 예제를 설명한다. 신호의 주파수 해석을 위해서 오래 동안 사용되어 지고 있는 푸리에 변환은 신호를 Fourier 계수에 의해서 주어지는 삼각함수의 선형적인 합성으로 분해한다. 이 방법은 해석 시 삼각함수가 시간에 대해서 무한한 성질 때문에 신호에 대한 지역정보(local information)을 얻지 못 할 수가 있다. 이 문제를 해결하기 위해서 Gabor는 신호 $x(t)$를 시간-주파수 영역의 정사각형에 할당하여, 시간-주파수영역으로 분해하였다. 이 정사각형들은 불확실성 원리를 만족하는 기본요소 신호가 차지하는 최소 영역이다. 따라서, Gabor의 신호 $x(t)$에 대한 시간-주파수 해석기법의 수학적인 표현은 식 (5)과 같으며, 이때 사용되는 기본 요소 신호는 식 (6)과 같이 가우시안(Gaussian) 형태의 창문(window)을 가진 삼각함수 신호이다.

$$(x)t = \sum_{n,k} a_{n,k} f(t-kT) e^{jn\,\omega t} \tag{5}$$

$$f(t) = e^{-2\pi t^2/\sigma} \tag{6}$$

여기서 $T = 2\pi/\overline{\omega} = \sigma^{1/2}$이다. Gabor의 시간-주파수 해석기법을 이용하여 불확실성 원리를 만족하면서

직사각형 형태의 시간-주파수 영역을 차지하는 기본 요소신호를 구성하여 신호에 대한 시간-주파수해석을 하는 것이 STSF이다. 이 경우, 시간분해능과 주파수 분해능은 직각사각형의 모양에 따라서 시간분해능 및 주파수분해능이 서로 다르지만 시간 축과 주파수축을 따라서는 일정하다. 반면에 WT는 기본요소 신호를 시간 축을 따라서 이동(shift) 하고, 주파수축을 따라서는 스케일링(scaling) 하면서, 지역 정보를 얻을 수 있도록 신호를 시간-주파수 영역에서 분해한다. 이 경우 각 기본요소가 차지하는 영역은 시간-주파수축을 따라 이동, 팽창(dilation)하며 조정이 가능하다. 이때 사용되는 기본요소 신호를 Mother Wavelet 이라 부른다. 연속 WT에서 많이 사용되고 있는 Mother Wavelet는 Morlet Wavelet이고 다음과 같이 정의된다.

$$g(t) = e^{j\omega_g t} e^{-t^2/2} \tag{7}$$

Morlet Wavelet 의 FT는 다음과 같다.

$$G(\omega) = \sqrt{2\pi} e^{-\frac{1}{2}(\omega-\omega_g)^2} \tag{8}$$

마지막으로 함수 $x(t)$의 WT는 다음과 같이 정의된다.

$$W_g(a,b) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) g^*\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \tag{9}$$

여기서,

$$\int_{-\infty}^{\infty} |x(t)|^2 dt < \infty \tag{10}$$

이며, $x(t)$는 $\pm\infty$에서 영으로 수렴함을 뜻한다. 또한 팽창 값 $a > 0$이고, 이동 값 $b \geq 0$이며 지역성(locality)을 나타낸다. $g^*(\cdot)$는 $g(\cdot)$의 공액 복소수이다. $1/\sqrt{a}$에 의해서 WT의 값은 노멀라이징(normalizing) 되며, 이것은 각 Mother Wavelet $g(t)$에 의해서 주어지는 합성 에너지는 팽창 값 a에 독립적임을 의미한다. 여기서 주파수 대신 팽창 값 a을 사용함으로 WT는 시간-주파수 해석 대신, 시간-스케일링 해석(time-scale analysis)이라고도 불린다. 식 (9)으로부터, 함수 $x(t)$에 대한 WT는, 기본 요소함수 $g(t)$를 이용하여, $x(t)$를 시간-주파수

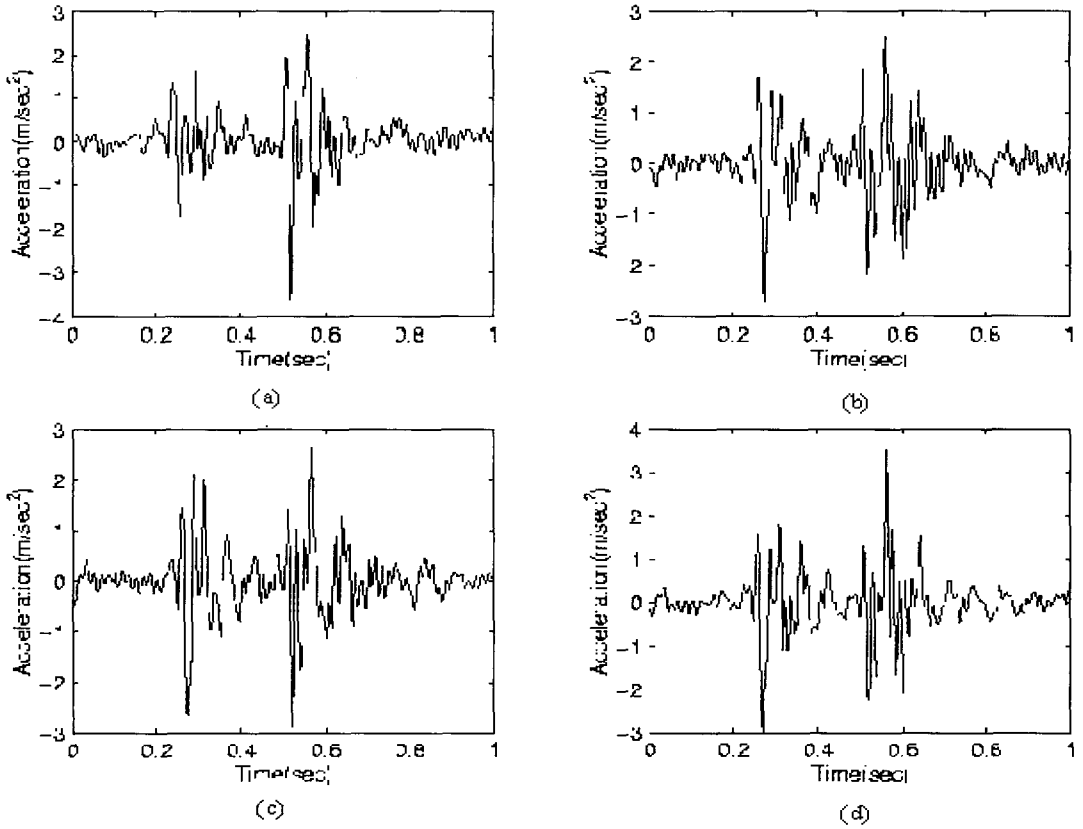

그림 7 Vibrational signal measured on the passenger's seat with different suspension system (a) 기본사양 "A" (b) 사양 "B" (c) 사양 "C" (d) 사양 "D"

영역으로 분해함을 의미한다. 여기서 함수 $x(t)$가 여러 모드가 연성 된 충격 응답(impulse response) 신호인 경우에는 WT를 통하여 각 모드를 시간-주파수 영역에서 자동적으로 비연성(decoupling)화 된다. 신호 $x(t)$의 스펙트럼 $X(\omega)$와 Morlet Wavelet의 스펙트럼 $G(\omega)$를 이용한 WT을 구하면, Parseval Therom과 FT의 이동성질을 이용하여 식 (9)는 다음과 같이 표현된다.

$$W_g(a,b)=\sqrt{a}\int_{-\infty}^{\infty}X(\omega)G_{ab}{}^{*}(a\omega)e^{i\omega b}d\omega \tag{11}$$

여기서, $\sqrt{a}\,G_{a,b}(a\omega)$과 $X(\omega)$은 각각 Mother Wavelet 함수 $\frac{1}{\sqrt{a}}g\left(\frac{t}{a}\right)$와 신호 $x(t)$의 FT이다. 주파수(ω)와 팽창 값 (a)의 관계는 다음과 같이 표현된다.

$$a=\frac{\overline{\omega}_g}{\omega} \tag{12}$$

그림 7은 승용차의 운전석에서 측정된 진동 레벨로서 승용차가 돌기 부분을 지날 때 측정된 데이터이다. 그림 7에서 표시하는 사양은 서스팬션에 적용되는 부시의 사양이 서로 다른 경우를 나타낸다. 이들 신호에 대한 웨이브렛 해석은 그림 8과 같다. 이 결과를 통하여 차량의 주요 모드에서 발생하는 감쇠량은 다음과 같이 표현된다.

$$\zeta_i=\frac{Log_e\left|W_g(a_i,b)\right|_{slope.vs.b}}{\sqrt{2a\pi\omega_{n_i}}} \tag{13}$$

여기서 ζ_i는 i번째 모드의 감쇠계수이며 $|W_g(a_i, b)|$는 웨이브렛 결과로부터 관심 있는 주파수에서의 시간 축을 따라서 잘라낸 신호에 대한 절대값이다. 그림 9는 그림 8에서 주요 진동 모드에 대한 $|W_g(a_i, b)|$를 나타낸다. 감쇠계수는 최종적으로 이 절대값의 기울기를 이용하여 구해진다.

이와 같이 구해진 값을 주관적인 평가와 상호관계를 정립하는 관계식을 구하면, 향후 개발되는 차량에 대하여 충격 하쉬니스를 이 관계식을 이용하여 객관적으로 평가할 수 있다[15]. 그림 10은 이러한 관계식을 이용한 결과를 나타낸다. 따라서 웨이브렛 변환을 이용하여 감쇠계수를 고려한 승용차의 승차감을 객관

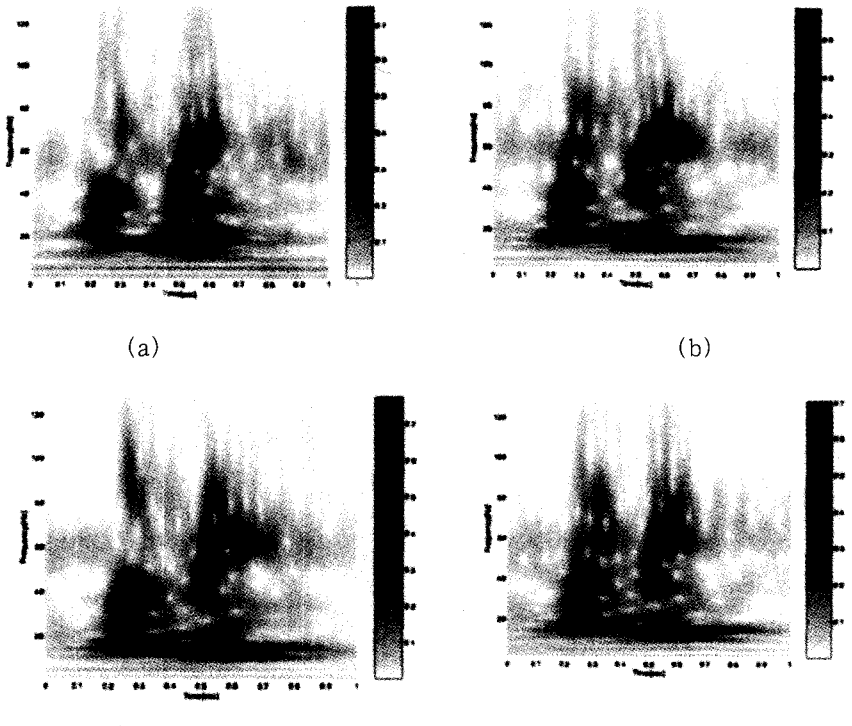

그림 8 Wavelet Transform for the vibration signal measured on the passenger's seat (a)기본사양 "A" (b) 사양 "B" (c) 사양 "C" (d) 사양 "D"

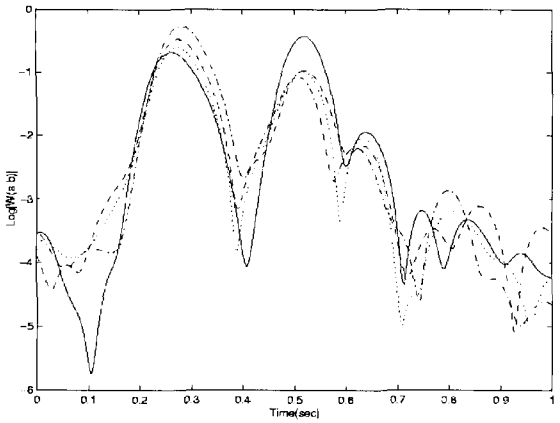

그림 9 Loge |W(a,b)| for the vibration signal measured on the passenger's seat: 기본 사양 "A":———, 사양 "B" : ·····, 사양 "C" :------, 사양 "D" :—·—·—

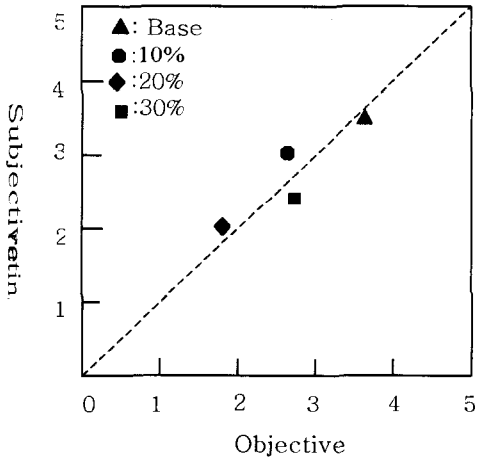

그림 10 Comparison between subjective evaluation and objective evaluation for impact harshness

적으로 평가 할 수 있다. 그림 7 및 그림 8에서 표시하는 사양 A, B, C, D는 부시의 강성을 조정한 것이고, 강성의 크기는 그림 10에서 나타내는 Base, 10 %, 20 %, 30 %의 감소량과 일치한다.

5. 결 론

본 기고에서는 자동차의 실내소음경로해석과 실내소음 저감에 대한 실험적인 방법을 소개하였다. TPA(transfer path analysis)는 전체적인 소음의 경로를 예측하는 좋은 방법이며, 진동동력흐름을 측정하는 기법은 각 전달 경로에 대한 진동량의 흐름을 예측하는 것으로 각 전달 경로에 대한 기여도를 예측할 수 있다. 또한 운전조건이 정상적인 조간이 아닌 경우에는 시간-주파수 기법의 하나인 웨이브렛을 이용하여 이러한 문제를 접근할 수 있다. 그러나 본 글에서는 승차감의 개관적인 평가에 웨이브렛 기법을 응용하였다. 이 방법을 진동 동력 흐름 혹은 TPA방법과 연관하여 비정상 운전상태의 진동, 소음 경로를 시간-주파수 축에서 예측할 수 있다. 이것은 후 연구 과제로 남아 있다.

참고문헌

(1) Lee, S. K., Yeo, S. D., Kim, B. J., and Rho, I. H., 1994, "Weight Reduction and Noise Refinement of Hyundai 1.5 Liter Powertrain", SAE Transaction, SAE 940995.

(2) 김석현, 이장무, 김중희, 1991, "승용차의 차실 음향 및 차체 진동에 관한 연구", 대한기계학회 논문집, Vol. 15, pp. 824~833.

(3) 염대준, 2001, "엔진의 CAE응용", 한국소음진동공학회지, Vol. 11, No. 2.

(4) 정승균, 1998, "승용차의 진동소음 평가 및 개선 방법" 한국소음진동공학회지, 제 8권 1호, pp. 3~8.

(5) 이두호, 김태정, 1999, "판넬 기여도 분석에 의한 승용차의 실내소음 저감", 한국소음진동학회지, 제 9권 제 4호 , pp. 785~794.

(6) 황우석, 1999, "해석 및 구조 변경법을 이용한 차실 소음저감", 한국소음진동공학회지, 제 9권 제 6호, pp. 1145~1151.

(7) 성명호, 2001, "잔향실을 이용한 승용차 Dash 부의 차음 특성 고찰," 한국소음진동공학회지, Vol. 11, No. 2, pp.

(8) 이상권, 2000, "소음 전달 경로 해석 및 주행 모드해석을 이용한 차량의 실내소음 저감을 통한 음색 향상," 한국소음진동공학회지, 제 10권, 제 5호, pp. 806~810.

(9) 이상권, 최병욱, 여승동, 1993, "차량의 실내소음저감 및 음질향상을 위한 Power Plant 진동개선에 관한 연구", 한국자동차공학회지, 제 1권 2호, pp. 77~88.

(10) Wyckaert, K and Van der Auweraer, 1995, "Opernational Analysis, Transfer path Analysis, Modal analysi : Tools to Understand Road Noise Problems in Cars," Traverse, Michigan, U.S.A.

Proceeding of the 1995 Noise and Vibration Conference, SAE Paper 951752.

(11) 이상권, 2001, "진동동력흐름예측기법을 이용한 소음전달경로해석 및 차량의 실내소음 저감에 관한 연구," 한국자동차공학회논문집, 제 9권, 제 2호.

(12) Lee, S. K. et. al., 2001, "Vibrational Power Flow and Its Application to a Passenger Car for Identification of Vibration Transmission Path," Traverse City, Michigan, USA. SAE Noise & Vibration Conference & Exposition, SAE 2001-01-1451.

(13) 이상권, 1999, "웨이브렛 변환을 이용한 감쇠율 예측과 승용차 하쉬니스 평가에의 응용," 한국소음진동공학회 제 9권 3호, pp. 577~586.

(14) Lee, S. K. and White, P. R., 1997, "Impulsive Sound Analysis of an Automotive Engine Using a Two-Stage ALE and Choi-Williams Distribution," Traverse, Michigan, U. S. A, Proceeding of the 1997 Noise and Vibration Conference, SAE972062

(15) Lee, S. K. and White P. R. 2000, "Application of Wavelet Analysis to the Impact Harshness of a Vehicle," Proc. Institute of Mechanical Engineers, Journal on Mechanical Engineering Science, Part C, Vol. 214, No. C11, 1331-1338, 2000(ISSN 0954-4062)