

<논 문>

진동-음향 상반 원리에 이용되는 음원의 유효 면적 측정

The Application of Equivalent Area to the Volume Velocity for Using the Vibro-acoustical Reciprocity

고 강 호*

Kang-Ho Ko

(1999년 4월 19일 접수 ; 1999년 8월 6일 심사완료)

Key Words : Volume Velocity(체적 속도), Equivalent Area(유효 면적), Mechanical-acoustic Transfer Function(구조-음향 전달 함수), Vibro-acoustical Reciprocity(진동-음향 상반 원리)

ABSTRACT

This paper proposes a feasible and effective method for measuring the mechanical-acoustic transfer function by the application of equivalent area and velocity transfer function, a manifestation of the vibro-acoustical reciprocity principle. On the contrary to the volume velocity used in traditional method, the equivalent area is a peculiar radiation characteristics of sound sources and not influenced by any input signal for driving sound source. This invariant property of equivalent area can get rid of boresome works to measure the volume velocity of a sound source every time the driving signal is changed. Moreover, this method has a remarkable advantage to use a general loudspeaker as an acoustic exciter without the assumption of point source and can be applied to all kinds of sound sources even if they are not omni-directional sources.

1. 서 론

차실 소음은 발생 형태에 따라 공기 전파 소음(air-borne noise)과 구조 기인 소음(structure-borne noise)으로 구분된다. 공기 전파 소음이란 엔진 블럭의 표면이나 흡/배기계 또는 타이어 등에서 방사되어 공기를 통하여 차체 패널(panel)로 전달된 음향 에너지가 차체 패널을 가진하여 진동을 발생시킬 때 방사되는 소음을 말한다. 또한, 갭(gap)과 같은 음향 통로를 통하여 직접 유입된 소음도 이에 포함된다. 반면에 구조 기인 소음이란 엔진이나 현가계 또는 배기계 등에서 발생한 진동이 마운트(mount)

를 통하여 차체로 전달되어 패널을 가진할 때 방사되는 소음을 일컫는다.

주행중의 차실 소음 성분 중 저주파성 소음은 승객에 불쾌감을 주게 되는데 이것은 대부분 구조 기인 소음으로 이루어져 있다. 500 Hz 미만의 소음 성분중 80% 이상이 구조 기인 소음이 차지하는 것으로 알려져 있다⁽¹⁾. 최근 차량의 경량화와 엔진 성능의 증가에 따라서 구조 기인 소음이 커지는 경향이 있다. 그러므로, 차실 소음 특성을 개선하기 위해서는 구조 기인 소음을 저감하는 것이 매우 중요하다. 차실내 구조 기인 소음 특성을 개선하기 위하여 다음과 같은 다양한 기법들이 적용되고 있는데, (1) 차체 패널을 포함한 구조 모드 해석, (2) 차실 음향 모드 해석, (3) 소음 전달 경로 해석(noise path analysis), (4) 패널의 실내 소음 기여도 해석, (5) 체진재 최적

* 정회원, 대우자동차 기술연구소

화 기술, 그리고 (6)주행 모드 해석(running mode analysis) 등이 대표적인 예이다.

소음 전달 경로 해석을 통하여 차체에 연결되어 있는 마운트의 실내 소음 기여도를 파악할 수 있는데, 이 해석에는 마운트의 실내 소음 민감도를 나타내는 구조-음향 전달 함수(mechanical-acoustic transfer function)가 사용된다^(2,3). 구조-음향 전달 함수는 가진 해머(impact hammer)와 같은 기계적 가진기를 사용하여 측정하거나 진동-음향 상반 원리(vibro-acoustical reciprocity)를 적용하여 측정할 수 있다⁽⁴⁻⁶⁾. 상반 원리에는 음향 가진기의 방사 특성인 체적 속도(volume velocity)가 이용되는데, 음향 가진기로 라우드 스피커(loudspeaker)가 사용될 경우 점원(point source)이 아니므로 체적 속도의 측정에 어려움이 따르게 된다.

본 연구에서는 진동-음향 상반 원리를 적용할 때 사용되는 음원(sound source)의 체적 속도에 유효 면적(equivalent area) 개념을 도입하여 구조-음향 전달 함수를 측정하는 방법을 제안하였다. 제안된 방법은 음원의 방사 특성을 나타내는 유효 면적을 이용하기 때문에 체적 속도를 직접 측정할 필요가 없으므로 음향 가진기로 일반적인 라우드 스피커를 사용하더라도 구조-음향 전달 함수를 정확하게 측정할 수 있는 장점을 가지고 있다. 또한 체적 속도는 음원을 구동하는 입력 신호(input signal)에 의하여 그 값이 결정되므로 구조-음향 전달 함수를 측정할 때 마다 측정해야 하는 반면에, 유효 면적은 음원의 고유 특성이기 때문에 입력 신호에 관계없이 일정한 값을 가지므로 따로 측정할 필요가 없으며, 음원에 대한 구조물의 진동 속도 비(ratio)인 속도 전달 함수(velocity transfer function)를 측정하면 되는 특징이 있다.

2. 이론적 배경

2.1 구조-음향 전달 함수(Mechanical-acoustic Transfer Function)

진동 에너지의 전달 경로가 N 개일 때, k 지점에서의 전체 구조 기인 소음 $\tilde{p}_k(\omega)$ 은 각각의 전달 경로를 통하여 유입된 진동 에너지에 의하여 발생된 구조 기인 소음의 합으로 나타낼 수 있다.

$$\tilde{p}_k(\omega) = \sum_{i=1}^N \tilde{p}_{ki}(\omega) \quad (1)$$

여기서 i 는 각각의 전달 경로를 나타낸다. 그리고 $\tilde{p}_{ki}(\omega)$ 는 전달 경로 i 를 통하여 전달된 진동에 의하여 k 지점에 발생된 구조 기인 소음으로서 복소수(complex number)이며, 다음과 같이 전달 경로를 통하여 전달되는 가진력과 구조-음향 전달 함수의 곱으로 나타낼 수 있다.

$$\tilde{p}_{ki}(\omega) = \tilde{H}_{ki}^a(\omega) \cdot \tilde{F}_i \quad (2)$$

여기서 $\tilde{H}_{ki}^a(\omega)$ 는 전달 경로 i 에 대한 k 지점의 구조-음향 전달 함수이다. 이것은 전달 경로 i 에 작용된 가진력 \tilde{F}_i 에 대한 k 지점에서의 음압 \tilde{p}_{ki} 의 주파수 응답 함수(frequency response function)이다.

$$\tilde{H}_{ki}^a(\omega) = \frac{\tilde{p}_{ki}}{\tilde{F}_i} \quad (3)$$

그러므로 k 지점에서의 전체 구조 기인 소음은 다음 식과 같이 표현된다.

$$\tilde{p}_k = \sum_{i=1}^N \tilde{H}_{ki}^a(\omega) \cdot \tilde{F}_i \quad (4)$$

2.2 진동-음향 상반원리 (Vibro-acoustical Reciprocity)

구조물의 평판(plate) 또는 셸(shell)과 같은 패널(panel)에 외력이 작용될 때 발생하는 구조 기인 소음과 음원에 의하여 형성된 음장(acoustic field)에 대한 패널의 응답(response) 사이에는 중요한 관계가 있다. 구조물의 i 지점에 가진력이 주어질 때 발생된 패널의 진동에 의하여 k 지점에 형성된 음압과, 외력이 없을 때 k 지점에 위치한 음원에 의하여 구조물의 i 지점에 발생된 진동 속도는 다음과 같은 상반 관계를 갖는다⁽⁷⁾.

$$\frac{\tilde{p}(\vec{r}_k)}{\tilde{F}(\vec{r}_i)} = -\frac{\tilde{v}(\vec{r}_i)}{\tilde{Q}(\vec{r}_k)} \quad (5)$$

여기서 \vec{r}_k 와 \vec{r}_i 는 Fig. 1에서와 같이 각각 O 점에 대한 k 지점과 i 지점의 위치 벡터이고, \tilde{Q} 는 음원의 체적 속도이다. 그리고, i 지점에서의 가진력 $\tilde{F}(\vec{r}_i)$ 와 속도 $\tilde{v}(\vec{r}_i)$ 는 같은 방향을 갖는 벡터이다.

식 (3)의 구조-음향 전달 함수에 식 (5)의 상반 원리를 적용하면 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\tilde{H}_{ki}^a(\omega) = -\frac{\tilde{v}_i}{\tilde{Q}_k} \quad (6)$$

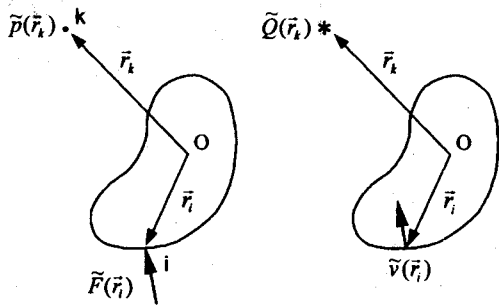


Fig. 1 Concept of vibro-acoustical reciprocity

여기서 \dot{Q}_k 는 k 지점에 위치한 음원의 체적 속도이고, \dot{v}_i 는 전달 경로 i 에서의 진동 속도이다.

식 (6)의 진동-음향 상반 원리는 가진 해머 (impact hammer)나 가진기 (shaker)와 같은 기계적 가진기를 사용할 수 있는 공간이 없거나, 평판의 접선 방향으로 가진하는 것이 불가능한 경우, 또는 모든 전달 경로에 대한 구조-음향 전달 함수를 동시에 구하고자 할 때 효과적으로 이용될 수 있다.

3. 실험적 측정

3.1 체적 속도 (Volume Velocity) 및 유효 면적

입의 형상을 가진 음원의 체적 속도는 다음과 같이 정의된다⁽⁸⁾.

$$\dot{Q}e^{j\omega t} = \int_S \vec{v} \cdot \hat{n} dS \quad (7)$$

여기서, $\vec{v}(t) = \dot{v}e^{j(\omega t + \phi)}$ 로서 음원의 표면에서의 진동 속도이다. 그리고 \hat{n} 은 표면 요소 dS 에 수직한 단위 벡터이며, S 는 음원의 전체 표면을 나타낸다. 상반 원리를 이용한 구조-음향 전달 함수 측정에 있어서 가진원으로 무지향성 (omni-directional)의 음원이 사용되어야 하는데, 이러한 경우 500 Hz 미만의 저주파를 발생시켜야 할 뿐만 아니라 차체를 가진할 수 있는 충분한 음향 파워를 발생시킬 수 있어야 하므로 보통 대형 라우드 스피커 (loudspeaker)가 사용된다. 라우드 스피커 다이어프램 (diaphragm)의 속도는 위치에 따라 크기와 위상이 달라지므로, 식 (7)을 이용하여 체적 속도를 측정하는 것은 매우 어렵다.

음원의 체적 속도에 유효 면적을 도입하면 식 (7)을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\int_S \vec{v} \cdot \hat{n} dS \equiv \dot{v}_k A_{eq}(\omega) \quad (8)$$

여기서 \dot{v}_k 는 음원의 특정 지점에서의 진동 속도이고, $A_{eq}(\omega)$ 는 음원의 유효 면적을 나타낸다. 식 (8)을 이용하여 식 (6)의 구조-음향 전달 함수를 나타내면 다음과 같다.

$$\tilde{H}_{ki}^a(\omega) = -\frac{\dot{v}_i}{\dot{v}_k} / A_{eq}(\omega) \quad (9)$$

여기서 \dot{v}_i / \dot{v}_k 는 음원에서 측정된 진동 속도에 대한 전달 경로에서의 진동 속도 비 (ratio)이므로 다음과 같이 속도 전달 함수 $\tilde{H}_{ik}^s(\omega)$ 를 사용하여 표현할 수 있다.

$$\tilde{H}_{ki}^a(\omega) = -\tilde{H}_{ik}^s(\omega) / A_{eq}(\omega) \quad [1/m^2] \quad (10)$$

식 (10)에 나타나 있는 음원의 유효 면적 A_{eq} 을 구하기 위하여 우선 Fig. 2와 같이 속도 전달 함수를 측정하기 위한 실험 장치를 구성하였다. 여기에 사용된 차량은 엔진 배기량이 2,000 cc인 중형 승용차이며, Fig. 3에 나타나 있는 라우드 스피커를 음향 가진원으로 사용하여 운전 보조석에서 차체를 가진하였다. 라우드 스피커 다이어프램의 속도를 측정하기 위하여 Fig. 3에서와 같이 가속도계를 부착할 수 있는 좌대를 스피커 돔 (dome) 위치에 설치하여 가속도계를 부착하였고, 전달 경로에서의 속도를 측정하기 위하여 엔진 진동 전달 경로의 하나인 LH 엔진 마운트의 x 방향으로 가속도계를 부착하였다. 이때 식 (10)에 나타나 있는 k 는 운전 보조석 승객의 귀 위치를 나타내고, i 는 LH 엔진 마운트의

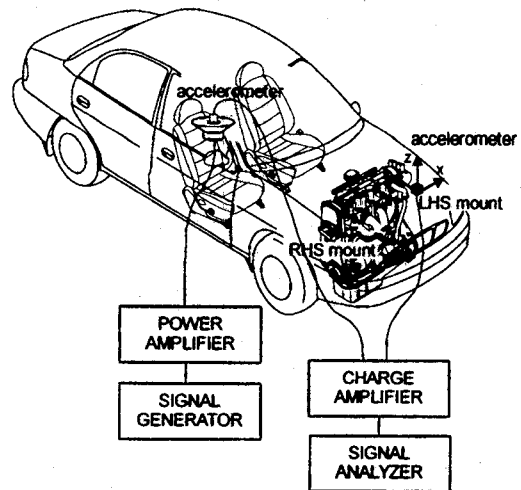


Fig. 2 Experimental setup for velocity transfer function



Fig. 3 Sound source

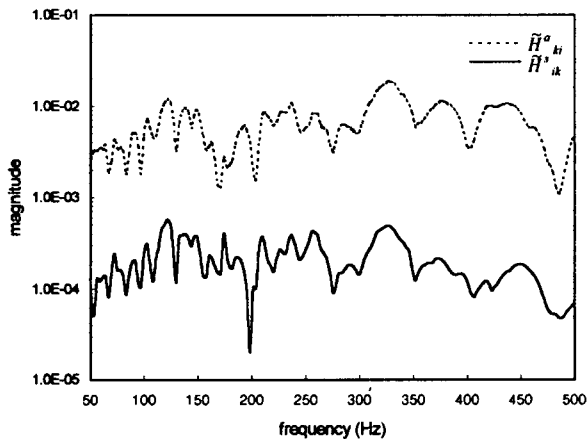


Fig. 4 Mechanical-acoustic transfer function $\hat{H}_{ki}^a(\omega)$ and velocity transfer function $\hat{H}_{ki}^s(\omega)$ ($i = x$ -dir. of LHS engine mount)

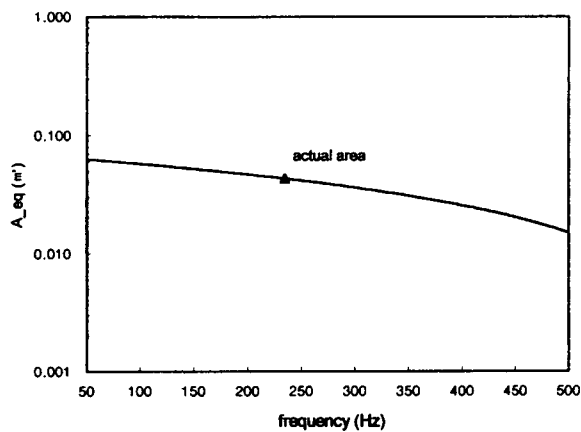


Fig. 5 Equivalent area of sound source

x 방향을 나타내므로, $\hat{H}_{ik}^s(\omega)$ 는 라우드 스피커로 차체를 가진할 때 스피커 다이어프램의 진동 속도 \tilde{v}_k 에 대한 LH 엔진 마운트의 x 방향의 속도인 의 속도 전달 함수가 된다. 그리고 $\hat{H}_{ki}^a(\omega)$ 는 LH 엔진 마운트의 x 방향에 대한 실내 소음의 구조-음향 전달 함수이므로 라우드 스피커가 없을 때 LH 엔진 마운트의 x 방향에 대한 운전 보조석 승객 귀 위치의 음압의 주파수 응답 함수가 된다.

Fig. 4는 측정된 구조-음향 전달 함수와 속도 전달 함수를 나타내고 있는데, 이 두 함수를 이용하여 음원으로 사용된 라우드 스피커의 유효 면적을 구하였다. 보통 라우드 스피커의 전기-음향 효율(electroacoustic efficiency)은 입력 파워에 대한 방사된 음향 파워의 비로 정의되며, 공진(resonance) 주파수 이상에서는 주파수가 높아질수록 효율이 떨어지는 경향이 있다⁽⁸⁾. 유효 면적도 라우드 스피커의 방사 효율로 생각할 수 있는데, Fig. 5에서 보는 것과 같이 주파수가 높아짐에 따라 값이 작아지는 것을 알 수 있다. 관심 주파수 영역인 50~500 Hz 범위에서 유효 면적은 0.01~0.07 m²의 값을 나타내며 스피커 다이어프램의 실제 면적인 0.0413 m²를 포함하고 있다.

Fig. 5의 유효 면적은 Fig. 3에 나타나 있는 음원의 고유한 음향 방사 특성이며 라우드 스피커에 입력되는 신호(signal)에 관계없이 일정한 값을 갖는다. 그러므로 Fig. 3의 라우드 스피커를 사용하여 구조-음향 전달 함수를 측정할 때 Fig. 5의 유효 면적을 이용하면 식 (10)에서와 같이 속도 전달 함수만을 측정하여 구조-음향 전달 함수를 구할 수 있다.

3.2 구조-음향 전달 함수

실험으로 구한 라우드 스피커의 유효 면적에 대한 유용성을 확인하기 위하여 유효 면적을 구할 때 사용했던 동일한 차량의 다른 마운트에 대하여 구조-음향 전달 함수를 측정하였다. Fig. 6과 Fig. 7은 각각 LH 엔진 마운트의 z 방향에 대한 구조-음향 전달 함수의 크기(magnitude)와 위상(phase)을 나타내고 있다. 또한 Fig. 8과 Fig. 9는 각각 RH 엔진 마운트의 x 방향에 대한 구조-음향 전달 함수의 크기(magnitude)와 위상(phase)을 나타내고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 유효 면적을 이용하는 제안된 방법으로 측정된 결과와 가진 해머를 사용하여 측정된 결과가 뚜렷한 피크를 가진 공진 주파수 부근에서 특히 잘 일치하고 있다.

또한, 라우드 스피커의 유효 면적을 구할 때 사용

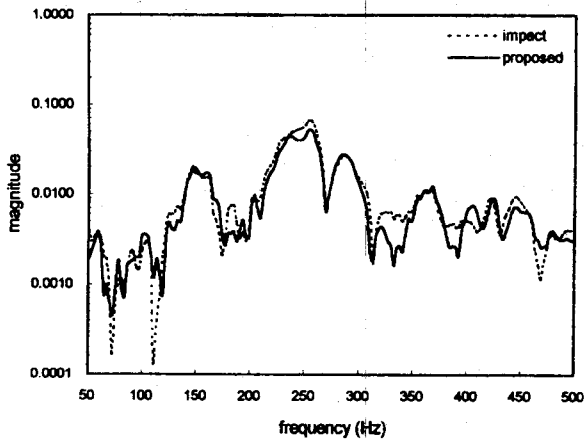


Fig. 6 Magnitude of mechanical-acoustic transfer function ($i = z$ -dir. of LHS engine mount)

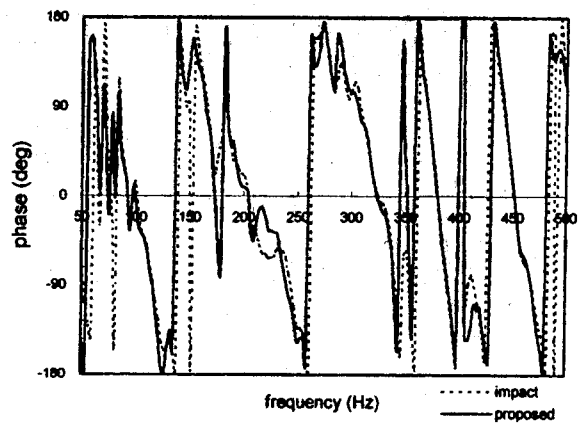


Fig. 9 Phase of mechanical-acoustic transfer function ($i = x$ -dir. of RHS engine mount)

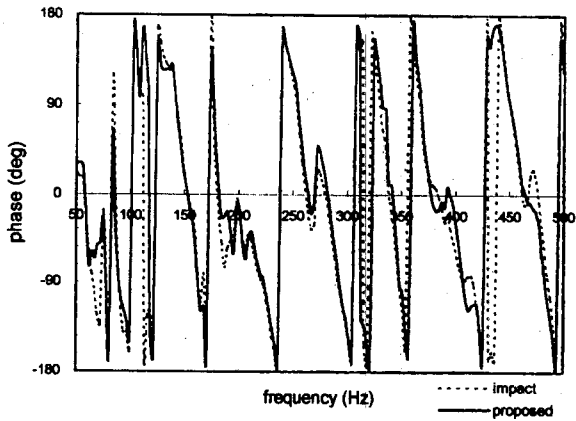


Fig. 7 Phase of mechanical-acoustic transfer function ($i = z$ -dir. of LHS engine mount)

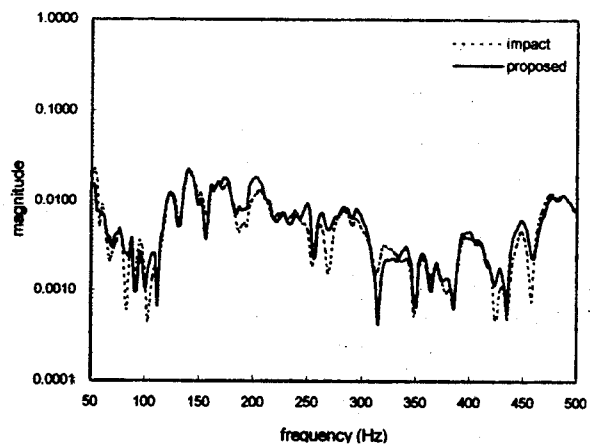


Fig. 10 Comparison of mechanical-acoustic transfer functions for LHS strut mount

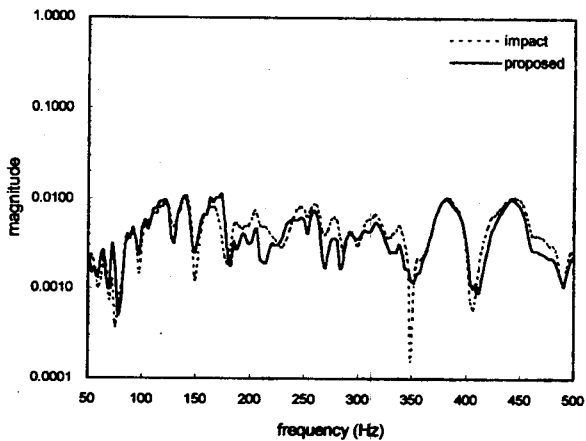


Fig. 8 Magnitude of mechanical-acoustic transfer function ($i = x$ -dir. of RHS engine mount)

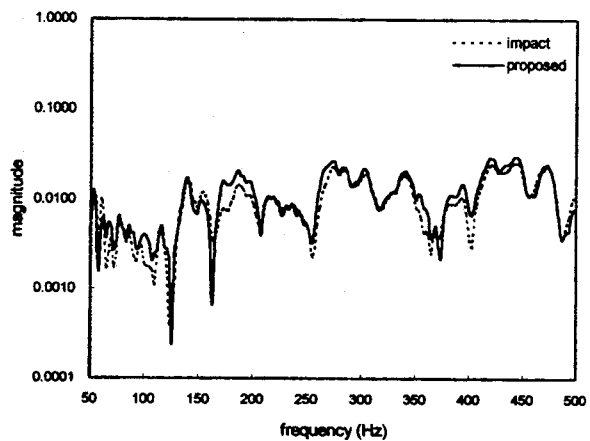


Fig. 11 Comparison of mechanical-acoustic transfer functions for RHS strut mount

했던 차량에 비해 크기가 작은 엔진 배기량 1,500 cc의 소형 승용차에 대하여 제안된 방법으로 구조-음향 전달 함수를 측정하였다. Fig. 10과 Fig. 11은 각각 LH와 RH 스트러트(strut) 마운트의 상하 방향에 대하여 측정한 구조-음향 전달 함수를 나타내고 있는데, 제안된 방법으로 측정한 결과와 가진 해머를 사용하여 측정한 결과가 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다. 이상에서 보는 바와 같이 음원의 유효 면적은 진동-음향 상반 원리를 이용하여 구조-음향 전달 함수를 측정할 때 차량의 크기나 측정점의 위치에 무관하게 적용될 수 있다.

4. 결 론

진동-음향 상반 원리를 적용하여 구조-음향 전달 함수를 효과적으로 측정하는 방법을 제안하였다. 제안된 방법에 대한 특징을 정리하면 다음과 같다.

- (1) 음원의 체적 속도(volume velocity)를 직접 이용하지 않는 대신 유효 면적(equivalent area)을 도입하여 음원의 방사 특성을 정의하였다.
- (2) 음원의 체적 속도는 음원에 입력되는 신호의 형태가 달라질 때마다 변하게 되므로 구조-음향 전달 함수를 측정할 때마다 다시 측정해야 하지만, 유효 면적은 음원의 고유 방사 특성이므로 음원에 입력되는 신호가 달라지더라도 그 값은 변하지 않으므로 속도 전달 함수만을 측정하여 구조-음향 전달 함수를 구할 수 있다.
- (3) 제안된 방법을 이용하면 일반적인 라우드 스피커의 유효 면적을 쉽게 측정할 수 있으므로, 시험의 목적에 따라 적절한 크기의 음원을 선택하여 구조-음향 전달 함수를 측정할 수 있다.
- (4) 가진 해머로 측정이 어려운 마운트에 대해서도 가속도계를 부착할 수 있는 공간이 있으면 구조-음향 전달 함수의 측정이 가능하다.

참 고 문 헌

- (1) Tsuge, K., Kanamaru, K., Kido, T. and Masuda, N., 1985, "A Study of Noise in Vehicle Passenger Compartment during Acceleration," SAE Paper 850965.
- (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 951251.
- (3) Gu, P. P. and Juan, J., 1997, "Application of Noise Path Analysis Technique to Transient Excitation," SAE Paper 972034.
- (4) Linden, P. J. G. van der and Fun, J. K., 1993, "Using Mechanical-Acoustic Reciprocity for Diagnosis of Structure Borne Sound in Vehicles," SAE Paper 931340.
- (5) Hendricx, W., Choi, Y. B. and Lee, H. K., 1997, "Experimental Body Panel Contribution Analysis for Road Induced Interior Noise of a Passenger Car," SAE Paper 971913.
- (6) Ih, J. G. and Kim, B. K., 1997, "Modeling of Airborne Tire Noise Transmission into Car Interior by Using the Vibro-Acoustic Reciprocity and the Boundary Element Method," SAE Paper 972046.
- (7) Fahy, F., 1985, Sound and Structural Vibration : Radiation, Transmission and Response, Academic Press.
- (8) Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B. and Sanders, J. V., 1982, Fundamentals of Acoustics, John Wiley & Sons, Inc..