

## 차음구조물의 방사음향과워로부터 고체 및 공기전파음향과워의 정량적인 분리법

김 의 간\* · 강 동 림\*\*

### A Quantitative Separation Method of Structure and Air Borne Sound Power from the Enclosure

U.K. Kim · D.L. Kang

#### Abstract

Engine enclosures are widely adopted to reduce the noise emission in various fields of application. The radiated noise, which is due to the vibration of enclosure's outer surface, is composed of two kinds of sound power with different path of propagation. One is the 'structure-borne sound power' which stems from the engine's vibratory force applied to the structure of enclosure through the mounting parts of engine etc., while the other is the 'air-borne sound power' which is originated by the sound power radiated from the engine surface to the inner space of enclosure that should excite the vibration of enclosure from inside.

In order to get a most efficient engine enclosure is required a profound consideration upon the above structure-borne and air-borne noise, since the guiding principle of countermeasure for each noise is quite different. The controlling of input vibration and its isolation are major subject for the structure-borne sound power and the specifications of absorbing member and damping panels are the major interests for the air-borne sound power.

Hence it seems very efficient to separate the total sound power into two categories with a great accuracy when one think of further reduction of engine noise from the exciting enclosure, however, its separating methods have not been made clear for many years.

Then author proposes a new practical separation method of two propagation paths' contribution to the total radiation sound power for the enclosure under the engine operating condition.

\* 한국해양대학교

\*\* 현대자동차(주)

## 1. 서 론

최근 생활수준이 향상됨에 따라 가정용 기계를 비롯한 산업용 기계의 저소음화가 요구되고 있지만 이들의 소음원인 기계 자체의 소음을 저감하는 것은 기술적, 경제적인 면에서 어느 정도 한계가 있으므로 이들 기계에 대한 효과적인 소음제어 대책으로 차음구조물을 이용하는 경우가 증가하고 있다.

일반적으로 차음구조물의 내부에는 내연기관, 압축기 등의 소음원이 있고 이들의 운전에 의하여 차음구조물의 표면으로부터 방사되는 음향파워는 탄성지지를 통하여 진동으로 전파되는 고체음향파워(structure borne sound power)와 내부기계의 표면진동에 의하여 차음구조물 내부로 방사되는 공기음향파워(air borne sound power)의 합으로 된다(Fig. 1).

여기서 전체 방사음향파워를 각각의 주파수에 대하여 정량적으로 고체음향파워와 공기음향파워로 분리할 수 있으면 효과적인 차음구조물의 소음제어 대책을 강구할 수 있다. 차음구조물의 내부기계 운전에 의하여 차음구조물 외부로 방사되는 전체 음향파워는 측정이나 고체음향파워와 공기음향파워만을 분리하여 측정하는 것은 현실적으로 어려움이 많다. 따라서 측정된 전체 방사음향파워로부터 고체음향파워와 공기음향파워를 정량적으로 분리하기 위하여서는 이들 2개의 양중에서 하나를 먼저 예측하면 된다.

고체음향파워를 이론적으로 계산하는 것은 소음원의 가진력에 대한 차음구조물의 표면진동속도와 진동모드에 따른 방사효율을 정확하게 예측하여야 하는 어려움이 있다. 따라서 본 연구에서는 차음구조물에 대한 음향투과손실의 개념을 응용하여 먼저 주파수 별로 공기음향파워를 예측하고 이 값과 측정된 전체 방사음향파워를 이용하여 고체음향파워를 계산하는 방법을 제시하고자 한다.

또한 가진기와 스피커 가진에 의한 모형실험을 통하여 본 연구에서 제안한 분리법의 타당

성 및 신뢰성을 확인하고, 실제 가정용 냉난방 기기인 가스엔진히트펌프에 적용하여 전체 방사음향파워로부터 고체음향파워와 공기음향파워를 주파수별로 분리하고자 한다.

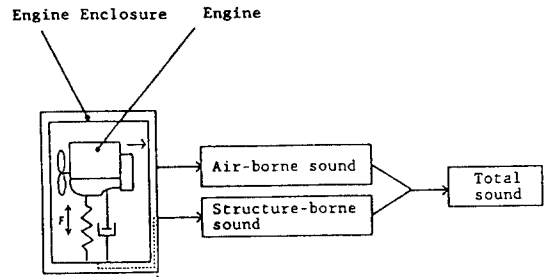


Fig. 1 Engine Enclosure and Its Sound Emission

## 2. 공기음향파워의 분리 개요

차음구조물로부터 방사되는 공기음향파워는 차음구조물 내부의 공기음향파워와 차음구조물의 음향투과손실의 차로 계산될 수 있다. 이런 관계를 이용하면 다음과 같은 방법에 의하여 원리적으로 차음구조물의 내부기계 운전에 의한 차음구조물 외부로 방사되는 전체 음향파워를 공기음향파워와 고체음향파워로 분리할 수 있다.

1) 차음구조물 내부에 스피커를 적당한 곳에 설치하고 내부 기계가 정지한 상태에서 스피커 가진만을 한다. 이런 환경에서 차음구조물의 내부 음압과 외부 음향인텐시티를 측정하여 차음구조물의 음향투과손실을 구한다.

2) 차음구조물의 내부 기계를 운전하여 내부 음압을 측정하고, 이 값과 1)에서 구한 음향투과손실의 값으로부터 내부 기계 운전으로 인하여 차음구조물 외부로 전파되는 공기음향파워를 주파수별로 구한다.

3) 2)의 운전환경에서 차음구조물 외부로 전파되는 전체 방사음향파워를 음향인텐시티를 측정하여 구하고, 이 값과 2)에 의하여 계산한 공기음향파워의 차가 고체음향파워로 된다.

이상의 과정에서 공기음향파워를 분리하는 예측 정확도를 높이기 위해서는 차음구조물의

음향투과손실을 정확하게 측정할 필요가 있다. 음향투과손실의 측정방법으로는 잔향실-잔향실법이 표준 측정법으로 이용되고 있으나 막대한 설비가 필요할 뿐만아니라 차음구조물의 경계조건에 따라 값이 변동하므로 여기에서 적용하기에는 무리가 있다.

최근에 페어마이크로폰에 의한 음향인텐시티 측정법이 음향투과손실 측정에 응용되어지고 있다. 이는 차음구조물을 하나의 잔향실로 간주하고 차음구조물을 투과하는 음향파위와 음향인텐시티 측정법에 의하여 투과한 음향파위를 계측하여 차음구조물의 음향투과손실을 구하는 방법이다.<sup>2)</sup> 그러나 이 방법에 의한 음향투과손실의 측정 결과는 암소음 레벨이 높은 경우, 소음원 근처에 반사판이 있는 경우에는 오차가 증가하는 경향이 있다. 따라서 본 연구에서는 근접음장에서 안정성을 갖는 리액티브 인텐시티(reactive intensity)을 고려한 복소 음향인텐시티에 의하여 음향투과손실을 측정하였다. 필자는 일반적인 차음구조물의 음향투과손실을 액티브 인텐시티(active intensity)를 이용하여 측정하는 것보다 복소 음향 인텐시티를 이용하여 측정하는 것이 바람직함을 보고 하였다.<sup>1)</sup> 이상에서 기술한 이론의 전개 과정에 대해서는 3장에서 설명한다.

### 3. 이론 해석

#### 3.1 복소음향 인텐시티 측정 이론<sup>3),4)</sup>

음원으로부터  $r$ 방향의 공간에서 음압을  $P(t)$ , 입자속도를  $\vec{U}_r$ 이라고 하면 복소 음향인텐시티  $\vec{I}_c$ 는 다음과 같이 된다.

$$\vec{I}_c = E[P(t) \cdot \vec{U}_r(t)] \quad (1)$$

$E[ ]$  : 기대치

기체의 운동방정식을 이용하여 입자속도  $\vec{U}_r(t)$ 를 계산하면 식(2)과 같이 된다.

$$\rho \left( \frac{\partial \vec{U}_r(t)}{\partial t} \right) = - \left( \frac{\partial P(t)}{\partial r} \right) \quad (2)$$

$$\vec{U}_r(t) = - \frac{1}{\rho} \int \left( \frac{\partial P(t)}{\partial r} \right) dt \quad (3)$$

$\rho$  : 공기의 밀도

여기서  $\Delta r$  떨어진 근접 2점의 음압을 각각  $P_1(t)$ ,  $P_2(t)$ 라고 하면 식(2), (3)은 다음과 같이 된다.

$$\left( \frac{\partial P(t)}{\partial r} \right) \cong \frac{P_2(t) - P_1(t)}{\Delta r} \quad (4)$$

$$\vec{U}_r(t) \cong - \frac{1}{\rho \Delta r} \int \{P_2(t) - P_1(t)\} dt \quad (5)$$

$$P(t) \cong \{P_1(t) + P_2(t)\} / 2 \quad (6)$$

식(5), (6)을 식(1)에 대입하면  $r$ 방향의 복소 음향인텐시티  $I_c$ 는 식(7)과 같이 된다.

$$\vec{I}_c = - \frac{1}{2\rho \Delta r} E[\{P_1(t) + P_2(t)\} \int \{P_2(t) - P_1(t)\} dt] \quad (7)$$

여기서  $Z_i(t) = \int P_i(t) dt$ 라고 하면 식(7)은 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \vec{I}_c &= \frac{1}{2\rho \Delta r} \{E[P_1(t) \cdot Z_2(t)] \\ &\quad + E[P_2(t) \cdot Z_2(t)] - E[P_1(t) \cdot Z_1(t)] \\ &\quad - E[P_2(t) \cdot Z_1(t)]\} \\ &= - \frac{1}{2\rho \Delta r} \int \{S_{P_2 Z_2}(\omega) + S_{P_2 Z_2}(\omega) \\ &\quad - S_{P_2 Z_1}(\omega) - S_{P_2 Z_1}(\omega)\} d\omega \\ &= - \frac{1}{i2\rho \Delta r} \int \frac{1}{\omega} \{S_{P_2 Z_2}(\omega) + S_{P_2 Z_2}(\omega) \\ &\quad - S_{P_2 Z_1}(\omega) - S_{P_2 Z_1}(\omega)\} d\omega \\ &= - \frac{1}{i2\rho \Delta r} \int \frac{1}{\omega} \{S_{P_2 Z_2}(\omega) - S_{P_2 Z_1}(\omega) \\ &\quad + i2I_m[S_{P_2 Z_1}(\omega)]\} d\omega \\ &= - \frac{1}{\rho \Delta r} \int \frac{1}{\omega} \{I_m[S_{P_2 Z_2}(\omega)]\} d\omega \\ &\quad + \frac{i}{2\rho \Delta r} \int \frac{1}{\omega} \{S_{P_2 Z_2}(\omega) - S_{P_2 Z_1}(\omega)\} d\omega \\ &= \vec{I}_r + i\vec{Q}_r \quad (8) \end{aligned}$$

$$C_{PZ}(0) = E[P(t) \cdot Z(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} S_{PZ}(\omega) d\omega$$

$$S_{PZ}(\omega) = S_{PP}(\omega) / i\omega$$

$C_{PZ}(0)$  : 상호 상관함수

$S_{PZ}(\omega)$  : 크로스 스펙트럼 밀도함수 (양측)

$$S_{P_1 P_2}(\omega) - S_{P_2 P_1}(\omega) = S_{P_1 P_2}(\omega) - S_{P_1 P_2}^*(\omega) = i2I_m[S_{P_1 P_2}(\omega)]$$

$I_m[ ]$  : 허수부  
 $\vec{I}_r$  : 액티브 인텐시티  
 $\vec{Q}_r$  : 리액티브 인텐시티

액티브 인텐시티( $\vec{I}_r$ )은  $P_1, P_2$  음압에 대한 코스 스펙트럼의 허수부로 되고, 리액티브 인텐시티( $\vec{Q}_r$ )은  $P_1, P_2$  음압의 파워 스펙트럼의 차로 된다.

일반적으로  $\vec{I}_r$ 은 음압과 입자속도가 같은 위상으로,  $\vec{Q}_r$ 은 음압과 입자속도의 위상이 직교 관계를 가지므로  $\vec{I}_r$ 은 전파하는 음향파위를 구하는데 이용되며  $\vec{Q}_r$ 은 전파하지는 않지만 근접음장해석, 음원동정(同定), 정재파의 가시화(可視化)에 유효하다고 알려져 있다.<sup>5),6)</sup>

### 3.2 음향 인텐시티 측정법에 의한 음향 투과손실의 측정 이론<sup>1),2)</sup>

차음구조물의 내부를 확산음장이라고 가정하면 차음구조물을 투과하는 음향파워  $W$ 는 다음과 같이 된다.

$$W = \frac{D_r c}{4} S \tau = \frac{P_{av}^2}{4\rho c} S \tau \quad (9)$$

$c, \rho$  : 공기중의 음속과 공기의 밀도  
 $D_r$  : 차음구조물 내부의 평균 에너지 밀도 ( $= P_{av}^2 / \rho c^2$ )  
 $\tau$  : 투과율  
 $P_{av}$  : 차음구조물 내부 음압의 평균치  
 $S$  : 투과면의 전면적

또한 차음구조물을 투과한 음향파워  $W$ 는 투과면을 분할하여 측정된 복소 음향인텐시티  $\vec{I}_i$ 를 이용하여 계산하면 다음과 같이 된다.

$$W = \sum_{i=1}^N \vec{I}_i \cdot S_i \quad (10)$$

$\vec{I}_i$  : 분할면의 복소 음향인텐시티  
 $S_i$  : 분할면의 면적  
 $N$  : 분할면의 수

식(9)의  $W$ 와 식(10)의  $W$ 는 같은 값을 가져야 하므로 양식의  $W$ 를 같다고 놓고 음향투과손실  $TL$ 을 계산하면 다음과 같이 된다.

$$TL = 10 \log_{10} \left( \frac{1}{\tau} \right) = L_P + 10 \log_{10} S - 10 \log_{10} \Sigma (10^{L_i/10} \cdot S_i) - 6 \quad (11)$$

$L_P$  : 차음구조물 내부의 평균 음압레벨 (re.  $2 \times 10^{-5} N/m^2$ )  
 $L_i$  : 분할면의 복소 음향인텐시티레벨 (re.  $1 \times 10^{-12} W/m^2$ )

### 3.3 전체 방사음향파워로부터 공기 및 고체음향파워의 분리

차음구조물의 전체 방사음향파워로부터 공기 음향파워와 고체음향파워를 분리하기 위해서는 제2장에서 기술한 바와 같이 먼저 차음구조물의 음향투과손실을 구하여야 한다. 차음구조물의 음향투과손실을 측정하기 위하여 차음구조물 내부 기계의 운전은 정지한 상태에서 스피커 음원을 차음구조물 내부에 설치하고 스피커 가진만을 행하여 내부의 평균 음압과 차음구조물 외부에서 복소 음향인텐시티를 측정한다. 이들의 결과를 식(11)에 대입하여 차음구조물의 음향투과손실을 구한다.

이 값과 차음구조물 내부 기계를 운전한 상태에서 측정된 내부 음향파워를 이용하여 차음구조물 외부로 전파되는 공기음향파워레벨을 계산한다. 계산된 공기음향파워레벨과 차음구조물 외부에서 측정된 전체 방사음향파워레벨에 의하여 고체음향파워레벨을 계산한다.

이상의 과정을 식으로 정리하면 다음과 같이 된다.

$$W_{O_i} = L_{P_O} + 10 \log_{10} S - 6 \quad (12)$$

$$W_{O_A} = W_{O_i} - TL_A \quad (13)$$

$$W_{O_S} = 10 \log_{10} (10^{W_{O_T}/10} - 10^{W_{O_A}/10}) \quad (14)$$

$W_{O_i}$  : 내부기계 운전시의 내부 음향파워레벨

$W_{O_A}$  : 내부 기계 운전시 전체 방사음향

파워로부터 분리한 공기음향파워 레벨

$W_{OS}$  : 내부 기계 운전시 전체 방사음향 파워로부터 분리한 고체음향파워 레벨

$W_{OT}$  : 내부 기계 운전시 측정된 전체 방사음향파워레벨

$L_{PO}$  : 내부 기계 운전시 측정된 평균 내부음압레벨

$T_{LA}$  : 스피커 가진에 의한 차음구조물의 음향투과손실

$S$  : 투과면의 전면적

#### 4. 가진기 및 스피커 가진에 의한 기초 실험

제2,3장에서 이론적으로 검토한 공기 및 고체음향파워의 분리 방법이 이론적으로 타당하다고 하더라도 실제의 차음구조물에 적용하면 본 연구에서 제안한 분리방법의 신뢰성 및 타당성을 확인 할 수 있는 방법이 없다. 이는 내부 기계를 운전하게 되면 차음구조물 외부로 방사되는 음향파워는 공기 및 고체음향파워가 합성되어 나타내기 때문이다.

따라서 먼저 차음구조물에서 내부 기계를 전부 들어내고 이들 대신에 가진기와 스피커 음원을 설치하여 실험목적에 따라 가진기, 스피커, 가진기와 스피커 가진을 각각 행함으로써 본 연구에서 제안한 방법이 어디까지 적용 가능한가를 판단하고자 한다.

여기서 가진기만을 이용하여 가진하는 경우에 방사되는 음향파워는 고체음향파워로, 스피커 음원만을 이용하여 가진하는 경우에 방사되는 음향파워는 공기음향파워로, 가진기와 스피커를 동시에 가진하는 경우에 방사되는 음향파워는 전체 음향파워로 간주한다.

##### 4.1 실험장치 및 실험방법

Fig. 2에 보이는 가스엔진히트펌프용 차음구조물에서 내부 기계를 전부 들어낸 차음구조물

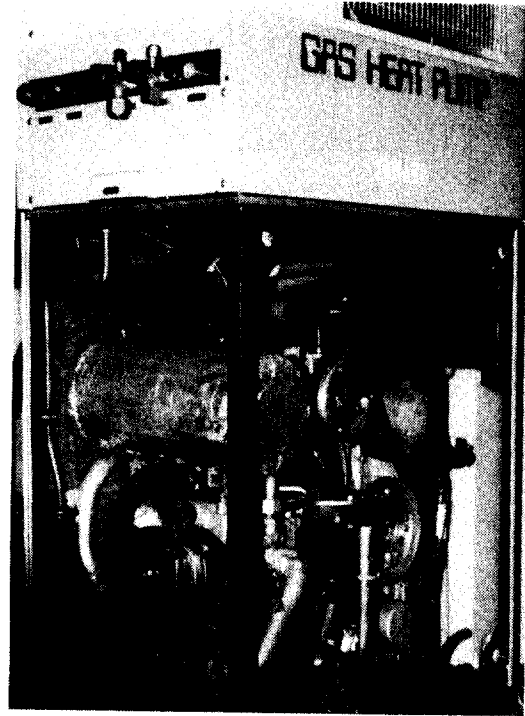


Fig. 2 Gas Engine Heat Pump(GHP) Unit Packed in the Enclosure

을 실험 대상으로 한다. 차음구조물의 개략적인 외부 치수는 600x380x680 mm이다.

차음구조물의 차음판은 1.2mm의 아연도금 강판으로 내부 프레임에 4개의 볼트(M6)로 고정되어 있고 하면은 2중 프레임 구조로 되어 있다. 차음판의 밑부분에는 스킵트판이 부착되어 있으며 내부 프레임과는 연결되어 있지 않다. 차음구조물의 밑바닥 판을 제외한 각 차음판에는 비중 1.9, 두께 3.0mm의 제진고무와 평균두께 25mm의 다공질 흡음재가 부착되어 있다. 제진 고무와 다공질 흡음재가 부착된 면적은 차음판 면적의 각각 약 90%, 75%이다. 또한 차음판과 내부 프레임과의 접촉면은 폭 15mm, 두께 8mm의 고무로 압축 밀봉되어 있다.

Fig. 3에 실험장치의 개요를 보인다. 계산기는 측정관리, 측정된 데이터의 저장, 내부 음압의 평균, 음향투과손실 및 음향파워 분리 등의 계산을 행하기 위하여 사용된다. 음향인텐

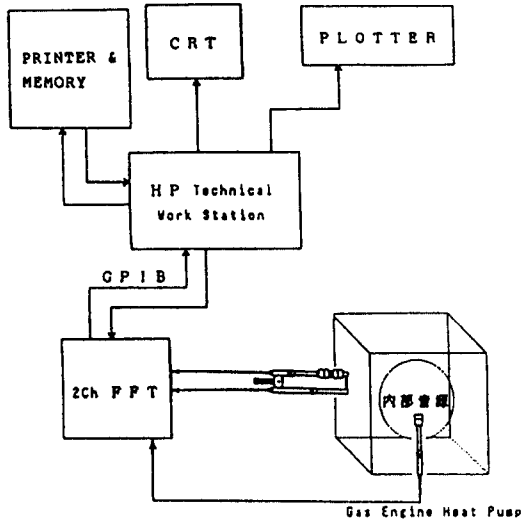


Fig. 3 Experimental Setup

시티를 계측하기 위한 페어마이크로폰 프로브는 BK3519, 내부 음압을 계측하기 위한 콘덴사 마이크로폰은 BK4220, 스피커 음원으로는 BK4250, 2ch FFT 분석기는 BK2032, 계산기는 HP320, 플로터는 HP7550A를 사용하였다.

먼저 차음구조물의 음향투과손실을 구하기 위하여 차음구조물의 내부에 설치한 스피커 음원을 가진하여 내부 음압과 차음구조물 외부에서 복소 음향인텐시티를 측정하였다. 스피커 음원의 가진 압력은 100Hz~10kHz의 랜덤노이즈를 이용하였다. 측정 주파수범위는 100Hz~6.4kHz로 하였으며 이때 측정 주파수 간격은 8Hz로 된다. 차음구조물의 내부 음압은 임의의 10점을 적절히 선택하여 측정하고 평균하였다. 음향인텐시티 측정용 페어마이크로폰의 간격은 측정 주파수 범위를 고려하여 12mm를 사용하였다. 음향인텐시티의 측정 평균 횟수는 50회, 내부 음압의 평균 횟수는 300회로 하였다.

음향인텐시티의 측정은 차음구조물 정면의 차음판에 대하여 행하였다. 측정은 Fig. 4에서와 같이 정면 차음판의 Y축 방향으로 6x7점, 측면과 상면의 차음판으로부터 회절되는 음의 영향을 줄이기 위하여 X축 방향으로 좌우 각

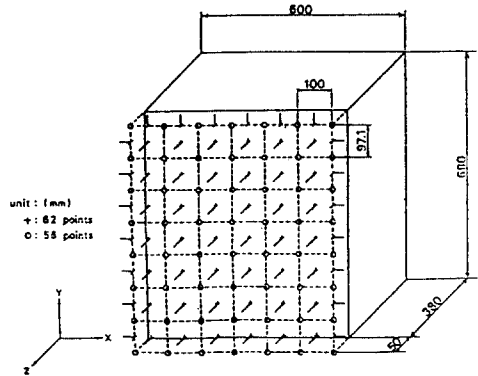


Fig. 4 GHP Enclosure and Microphone Positions for Acoustic Intensity Measurement

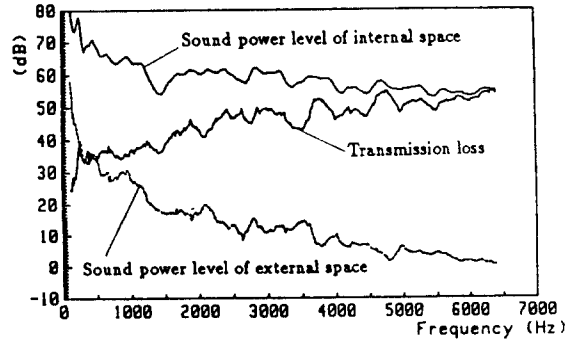


Fig. 5 Transmission Loss of GHP Enclosure

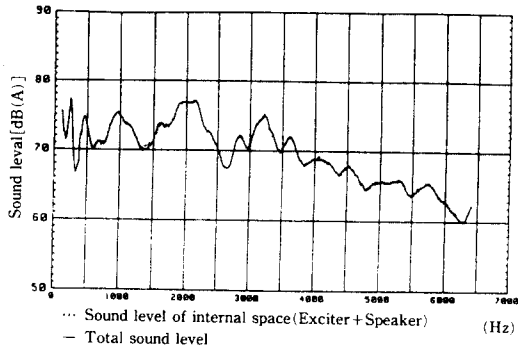
각 7점, Z축 방향으로 6점에 대하여 행하였다. 음향인텐시티 측정면과 차음판의 거리는 50mm로 하였으며 측정면의 분할 면적은 0.01 m<sup>2</sup>로 하였다. 또한 복소 음향인텐시티를 계산하기 위하여 음향인텐시티(벡터 인텐시티)이외에 페어마이크로폰에서 각각의 파워 스펙트럼도 동시에 계측하였다.

스피커만을 가진하여 측정한 차음구조물의 내부 음향파워레벨과 외부 음향파워레벨, 이들의 값을 이용하여 계산한 음향투과손실을 Fig. 5에 보인다.

#### 4.2 공기음향파워와 고체음향파워의 분리

4.1절에서 설명한 실험장치를 이용하여 여러 가지 경우에 대한 가정을 행하고 공기 및 고체 음향파워를 분리하였다. 먼저 식(12)~(14)는

각 성분의 위상각을 고려하지 않고 계산하고 있으므로 이 식이 성립하는가를 검토할 필요가 있다. 이를 위하여 차음구조물 내부에 설치한 가진기, 스피커 음원, 가진기와 스피커 음원을 각각 랜덤 가진하여 차음구조물의 내부 음압과 외부로 방사되는 음향파워를 측정하였다. 가진기와 스피커 음원을 각각 별도로 가진하여 측정된 내부 음압에서 각각의 위상을 무시하고 합한 결과와 가진기와 스피커를 동시에 가진하여 측정된 내부음압을 Fig. 6에 보인다. 이때 차음구조물의 차음판은 아연도금 강판과 제진 고무와 다공질 흡음재로 구성된 다층판이다.

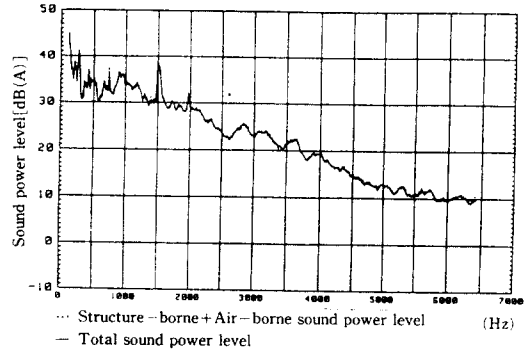


**Fig. 6** Comparison of Internal Sound Level for GHP Enclosure  
(Panel: Steel Plate with Damping Rubber and Absorbing Material)  
(Exciter and Speaker: Excited with Random Noise)

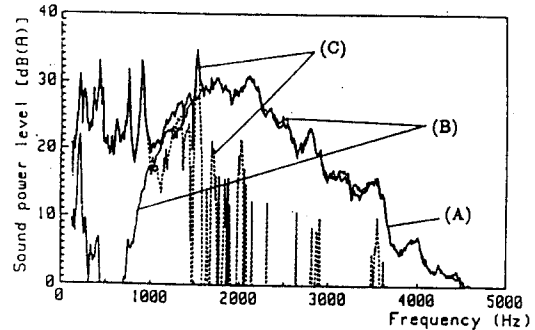
Fig. 7은 가진기와 스피커 음원을 각각 별도로 가진한 경우에 차음구조물의 외부로 방사되는 음향파워를 측정하여 합한 결과와 가진기와 스피커 음원을 동시에 가진하여 측정된 음향파워를 보인다. 이때 차음구조물의 차음판은 아연도금 강판만으로 하였다.

이들 그림으로부터 같은 주파수에서 공기음과 고체음의 합과 차는 위상을 고려하지 않고 계산하여도 실용상 문제가 없는 것을 확인할 수 있었고 다른 경우의 측정결과도 같은 결과를 얻었다.

Fig. 8은 차음구조물의 내부에 설치한 가진



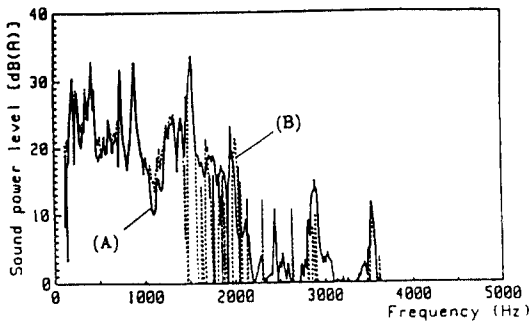
**Fig. 7** Comparison of Radiated Sound Power Level for GHP Enclosure  
(Panel: Steel Plate)  
(Exciter and Speaker: Excited with Random Noise)



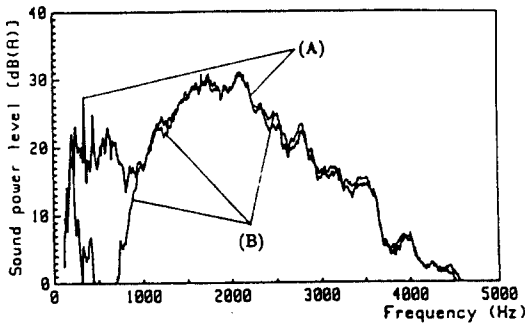
(A) Measured total sound power level  
(B) Estimated air-borne sound power level  
(C) Estimated structure-borne sound power level  
**Fig. 8** Separated Air- and Structure-Borne Sound Power  
(Panel: Steel Plate with Damping Rubber and absorbing Material)  
(Exciter: Excited with Random Noise)  
(Speaker: Excited with 2kHz Band Noise)

기는 랜덤노이즈로 스피커 음원은 중심 주파수 2kHz의 밴드노이즈로 동시에 가진하여 측정된 전체 방사음향파워로부터 공기 및 고체음향파워를 분리한 결과이다. 또한 분리된 결과를 확인하기 위하여 스피커 또는 가진기만을 가진하여 측정된 각각의 음향파워와 계산에 의하여 분리한 결과를 Fig. 9, Fig. 10에 보인다.

공기음향파워에 대한 측정치와 예상치를 나타낸 Fig. 9를 검토하여 보면, 1 kHz이하의



(A) Measured air-borne sound power level  
 (B) Estimated air-borne sound power level  
**Fig. 9** Measured and Estimated Results of Air-Borne Sound  
 (Panel: Steel Plate with Damping Rubber and Absorbing Material)  
 (Speaker: Excited with 2kHz Band Noise)



(A) Measured structure-borne sound power level  
 (B) Estimated structure-borne sound power level  
**Fig. 10** Measured and Estimated Results of Structure-Borne Sound  
 (Panel: Steel Plate with Damping Rubber and Absorbing Material)  
 (Exciter: Excited with Random Noise)

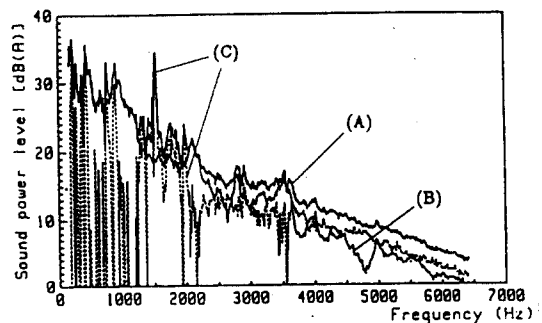
주파수 영역에서 측정치가 예상치보다 큰값을 갖고 있는 것을 알 수 있다. 여기서 스피커 음원을 중심주파수 2kHz의 밴드노이즈로 가진 것을 고려하여 보면 측정치보다 예상치의 경우가 타당한 결과를 주고 있다고 판단 된다. 이는 계산기, FFT분석기 등의 암소음은 측정치에 적절 영향을 미치나 예측치는 내부 음향파워와 음향투과손실의 차로 구하여지므로 암소음은 차음판에 의하여 상당량 감음되어 내부음

압에 거의 영향을 못 미치고 있음을 의미한다. 다른 주파수 영역에서는 약간의 차이는 있으나 실용상 문제가 될 정도는 아니다.

또한 Fig. 10으로 부터 알 수 있는 바와 같이 고체음향파워는 1kHz 이하의 주파수 영역과 1.5kHz 근방의 주파수에서 전체 음향파워와 거의 같은 큰값을 가지며, 분리한 고체음향파워의 예상치도 측정치와 양호하게 대응하고 있음을 알 수 있다.

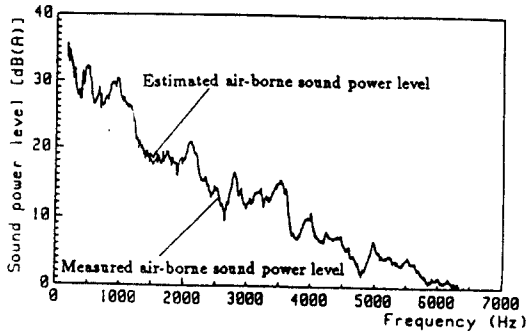
여기서 가진기를 랜덤노이즈로 가진하였으므로 측정된 주파수 영역에서 차음구조물의 고유진동수는 무수히 많을 것으로 판단되나 실제로는 몇개의 특정 주파수에서만, 특히 1.5 kHz에서 고체음향파워가 증가한 것은 진동에너지가 음향에너지로 변환되기 쉬운 진동모우드가 존재함을 의미하며 이러한 주파수에 대하여 소음대책을 취하는 것이 효과적임을 알 수 있다.

Fig. 11은 차음구조물 내부에 설치한 가진기와 스피커 음원을 랜덤노이즈로 동시에 가진하여 측정된 전체 방사음향파워로 부터 공기 및 고체음향파워를 분리한 결과이다. 또한 스피커 음원만을 가진하여 차음구조물 외부에서 측정된 공기음향파워와 계산기에 의하여 분리한 공



(A) Measured total sound power level  
 (B) Estimated air-borne sound power level  
 (C) Estimated structure-borne sound power level  
**Fig. 11** Separated Air- and Structure-Borne Sound Power  
 (Panel: Steel Plate with Damping Rubber and Absorbing Material)  
 (Exciter and Speaker: Excited with Random Noise)





**Fig. 12** Measured and Estimated Results of Air-Borne Sound Power  
(Panel: Steel Plate with Damping Rubber and Absorbing Material)  
(Speaker: Excited with Random Noise)

기 음향파워를 Fig. 12에 보인다.

Fig. 11을 검토하여 보면 가진기의 가진 입력이 스피커 음원의 가진 입력에 비하여 약간 작지만 차음판의 고유진동수와 가진주파수가 공진하는 400Hz, 750Hz, 1.5kHz에서 고체음향파워가 상당히 크게 나타내고 있다. 이 경우에서도 앞의 경우와 마찬가지로 차음벽의 많은 고유진동수 중에서 음향에너지로 변환되기 쉬운 공진주파수를 쉽게 찾을 수 있어 효과적인 차음대책을 수립하는데 유효한 정보를 준다. 고체음향파워의 분리 결과도 측정치와 양호하게 대응하고 있으나 지면관계로 그림은 생략하였다.

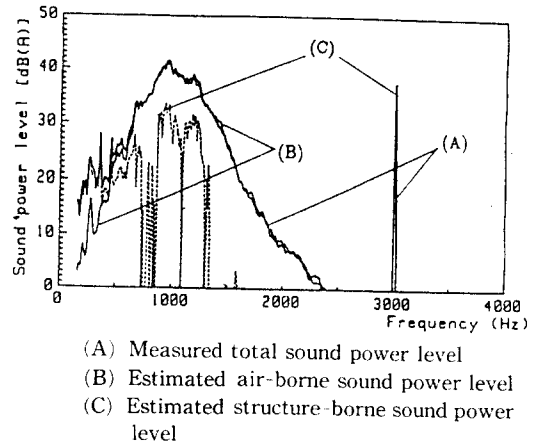
또한 Fig. 12의 공기음향파워의 분리결과를 Fig. 9의 경우보다 측정치와 양호하게 일치하고 있다. 이는 스피커 음원을 랜덤노이즈로 가진하여 차음구조물의 음향투과손실을 구한 것이 주된 원인으로 판단된다.

가진기로 가진하여 차음판이 진동하게 되면 고체 전파음이 발생하게 되고 이로 인하여 차음구조물 내부의 음향파워가 증가하게 된다. 그러나 음향투과손실은 언제나 같은 값을 사용하므로 공기음향파워가 과대하게 예측될 가능성이 있다. 이 영향을 검토하기 위하여 다음과 같은 실험을 행하였다.

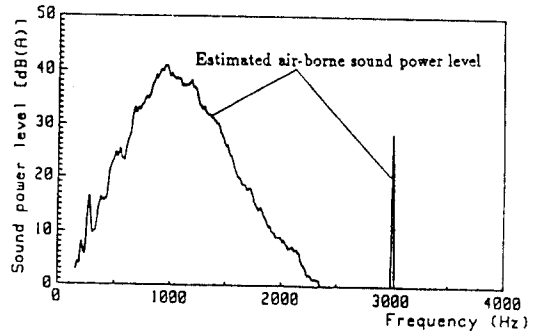
차음판의 내면에 부착되어 있던 제진고무와 다공질 흡음재를 제거하고 가진기의 가진 입력

이 스피커 음원의 가진 입력보다 상당히 크게 하기 위하여 가진기는 3kHz의 정현파로, 스피커는 중심 주파수 1kHz의 밴드노이즈로 동시 가진하였다. 측정된 전체 방사음향파워로부터 공기 및 고체음향파워를 분리한 결과를 Fig. 13에 보인다. 물론 음향투과손실은 Fig. 5의 결과를 이용하였다. Fig. 14는 공기음향파워의 예측결과를 보인다.

이들 그림을 검토하여 보면 3kHz에서 고체음향파워레벨은 35dB(A)로, 공기음향파워레



**Fig. 13** Separated Air-and Structure-Borne Sound Power  
(Panel: Steel Plate with Damping Rubber and Absorbing Material)  
(Exciter: Excited with 3kHz Sine Wave)  
(Speaker: Excited with 1kHz Band Noise)



**Fig. 14** Estimated Results of Air-Borne Sound Power  
(Panel: Steel Plate)  
(Exciter: Excited with 3kHz Sine Wave)  
(Speaker: Excited with 1kHz Band Noise)

벨은 28.5dB(A)로 예측되었다. 스피커 음원은 1kHz의 밴드노이즈로 가진하였으므로 3kHz에서 공기음향파워레벨은 상당히 낮은 값을 가져야 하나 이런 결과를 얻은 것은 앞에서 우려한 고체음의 영향과 가진기의 가진력은 차음구조물(6면) 전체에 전파되어 내부 음향파위로 증대시켰으나 방사음향파위의 측정은 정면의 차음판에 대하여서만 행하였으므로 방사음향파위가 상대적으로 작게 측정된 것도 다른 하나의 원인으로 판단된다. 그러나 원래의 차음판인 강판에 제진고무와 다공질 흡음재가 부착된 경우에는 고체음향파위레벨과 공기음향파위레벨의 차가 18dB 정도로 되어 실용상 문제는 없다고 판단된다. 그러나 이러한 가진 조건이 예상되는 경우에는 측정조건 및 차음판의 특성을 고려하여 분리결과를 주의 깊게 해석할 필요가 있다.

또한 전체 방사음향파위에서 고체음향파위는 3kHz에서, 이외의 주파수에서는 공기음향파위가 주성분이 되는 것은 당연하나, 고체 전파가 거의 예상되지 않는 500Hz이하의 주파수 영역에서도 고체음향파위가 주성분으로 분리되었다. 이는 원래 이 주파수영역에서 공기음향파위가 작기 때문에 전체 방사음향파위에 혼입된 이 주파수 영역의 암소음이 고체음향파위로 분리 계산되었기 때문이다. 이런 경우가 실용상 문제로 될것으로 예상되는 경우에는 암소음의 음향파위를 측정하여 전체 방사음향파위를 보정하여야 한다.

## 5. 실제 가스엔진히트펌프 차음구조물에 대한 음향파위의 분리

제4장의 실험은 가스엔진히트펌프용 차음구조물에 있어 내부 기계를 전부 들어내고 이대신에 가진기와 스피커 음원을 이용하여 본 연구에서 제안한 분리법의 타당성을 검토하였으나, 본 장에서는 가진기와 스피커 음원 대신에 다시 내부 기계들을 조립하고 실제 냉난방기로 이용되고 있는 가스엔진히트펌프를 운전하여 본 연구에서 제안한 공기 및 고체음향파

위의 분리법을 적용하여 보았다.

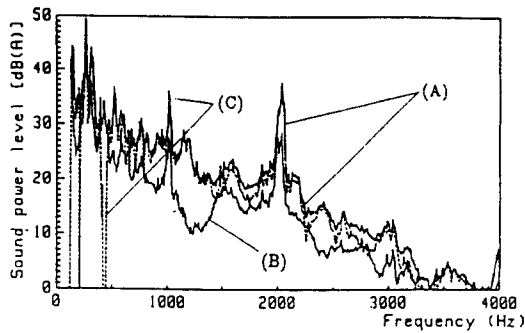
이 가스히트펌프의 외관은 Fig. 2에 보인 것과 같다. 차음판의 구성과 재질은 4.1절과 같으며 내부 음압을 측정할 때에는 측정상의 안전성을 고려하여 정면의 차음판과 같은 구성과 재질을 갖는 차음판을 별도로 마련하여 직경 20mm의 구멍을 등간격으로 3x3, 총 9개를 뚫어 마이크로폰이 들어갈 수 있도록 하였으며 마이크로폰과 구멍의 간극은 고무로 막았다. 또한 복소 음향인텐시티의 측정장치, 측정방법 및 측정점을 4.1절에서 기술한 것과 같다.

차음판의 음향투과손실을 구하기 위하여 사용된 스피커 음원(직경 100mm, 입력 15W)의 가진 입력으로는 랜덤노이즈를 사용하였다. 이때 사용된 스피커의 최저 공진주파수는 100Hz 이고, 4kHz이상의 주파수 영역에서 스피커 가진 또는 실제 내부 기계 운전에 의하여 차음구조물 외부로 방사되는 전체 음향파위레벨은 10dB이하이기 때문에 공기 및 고체음향파위를 분리하는 주파수 영역을 100Hz~4kHz로 하였다.

차음구조물의 내부에는 단시린더 가스엔진(2000rpm, 2HP, 245cc)이 V벨트를 통하여 압축기(rotary type, 3vane, 2500rpm)를 구동하고 있다. 냉매는 프레온 117, 연료는 메타놀을 주성분으로 하는 도시가스이다. 운전조건은 계측이 완료할 때까지 연속 강냉방상태의 부하가 연속적으로 걸리도록 하였다.

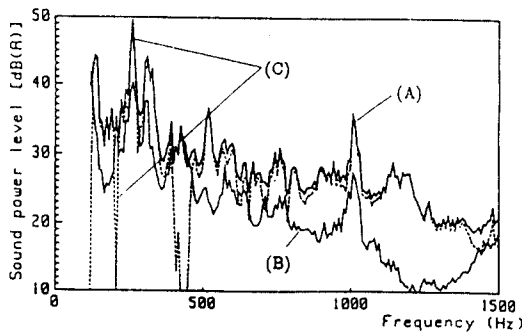
Fig. 15에 실제 가스엔진히트펌프 운전시에 차음구조물 외부에서 공기 및 고체음향파위를 분리한 결과를 보인다. Fig. 16은 Fig. 15에서 주파수 영역 100Hz~1.5kHz간을 확대한 결과이다. 여기에서 각각의 음향파위레벨은 A-특성 보정을 행하였다.

이들의 그림을 검토하여 보면 공기음향파위가 주된 성분으로 되는 주파수는 212Hz, 427Hz이나 음향파위레벨이 고체음향파위에 비하여 상대적으로 낮으므로 공기음에 대한 별도의 소음대책은 필요가 없을 것으로 판단된다. 이것은 차음판 내부에 부착된 다공질 흡음재에 의하여 공기음이 충분히 감쇠되어진 것으로 판



(A) Measured total sound power level  
 (B) Estimated air-borne sound power level  
 (C) Estimated structure-borne sound power level

**Fig. 15** Separated Air-and Structure-Borne Sound Power of Gas Engine Heat Pump Unit in Operation (Frequency Range : 100Hz-4kHz)



(A) Measured total sound power level  
 (B) Estimated air-borne sound power level  
 (C) Estimated structure-borne sound power level

**Fig. 16** Separated Air-and Structure-Borne Sound Power of Gas Engine Heat Pump Unit in Operation (Frequency Range : 100Hz-1.5kHz)

단되며, 이들 이외의 주파수 영역에서는 고체 전파에 따른 고체음향파워가 주된 방사음향파워로 되어 있다. 특히 265Hz에서 고체음향파워가 높기 때문에 이 주파수에 대한 고체음향 대책이 가장 먼저 고려되어야 할 것으로 판단된다.

## 6. 결 론

내연기관, 압축기 등을 차음구조물로 소음제

어를 행하는 경우 외부로 방사되는 음향파워를 공기음향파워와 고체음향파워의 양성분으로 분리하는 실용적인 방법을 제안하고 실제의 가스엔진히트펌프에 적용한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 먼저 이 방법을 적용하기 위해서는 차음구조물의 차음판에 대한 음향투과손실을 가능한 한 정확하게 구할 필요가 있다. 여기서는 내부 기계의 운전중을 정지한 상태에서 차음구조물 내부에 스피커 음원을 설치하고 내부 음압과 외부의 복소 음향인텐시티를 측정하여 신뢰성이 있는 음향투과손실을 구하였다.

(2) 다음에 내부 기계를 운전한 상태에서 차음구조물 내부의 음압을 측정하고 이것은 전부 공기전파에 의한 것이라고 가정한다. 이 값을 이용하여 내부 음향파워를 구하고 이 결과와 (1)에서 구한 음향투과손실로부터 차음구조물의 외부로 전파 되어지는 공기음향파워를 추정한다. 이때 차음구조물의 내부 음압에 포함되어지는 고체음의 크기가 공기 및 고체음향파워를 분리하는 정확도에 영향을 미치게 되나 이 영향을 검토하기 위하여 차음판의 내면으로부터 재진고무와 다공질 흡음재를 제거하고 실험한 결과 실용상 문제가 될 정도는 아니라고 판단된다.

(3) 내부 기계를 운전한 상태에서 차음구조물의 외부로 방사되는 음향파워를 측정하고 (2)에서 분리한 공기음향파워를 감하면 고체음향파워가 구하여 진다.

(4) 이상의 결과에 의하여 본 연구에서 제안한 공기 및 고체음향파워를 분리하는 방법은 차음구조물의 내부 기계를 그대로 운전하고 암소음이 있는 현장에서도 적용 가능함을 확인하였고 소음대책을 행할 때에 효과적인 진단 방법으로 높은 실용성을 갖고 있다고 판단된다.

## 후 기

본 연구는 1991년도 한국과학재단 일반기초과제 연구비 지원(과제번호 : 911-0910-030-2)에 의하여 연구되었으며, 이에 재단 및 관계자 여러분께 감사드립니다.

### 참고문헌

- (1) Sakai H., Kim U., Shoji F., "New Strategies for Noise Reduction of Engine Enclosures". CIMAC Congress, 1989
- (2) Cops A., "Acoustic Intensity Measurements and Their Application to the Sound Transmission Loss of Panels and Walls", Proc. of Inter Noise 83, 1983
- (3) Fahy F.J., "Measurement of Acoustic Intensity using Cross Spectral Density of Two Microphone Signals", J. Acoust. Soc. Am., 62(4), 1977
- (4) Chung J.Y., "Cross Spectral Method of Measuring Acoustic Intensity Without Error caused by Instrument Phase Mismatch", J. Acoust. Soc. Am., 64(6), 1978
- (5) Pascal J.C., "Measurements of the Active and Reactive Intensity in Various Acoustic Field", CETIM, Senlis, 1981
- (6) ELKO. G. W., "Frequency Domain Estimation of the Complex Acoustic Intensity and Acoustic Energy Density", Ph. D. Dissertination. Penn. State Univ., 1984