복소음향인텐시티법을 이용한 HVAC의 소음원 검출

Identification of Noise Source of the HVAC Using Complex Acoustic Intensity Method

양 정 직† · 이 동 주*

Jeong Jik Yang and Dong Ju Lee

(2010년 10월 13일 접수 ; 2010년 11월 8일 심사완료)

Key Words : HVAC(공조기시스템), Complex Acoustic Intensity Method(복소음향인텐시티법), Source Identification (소음원 검출), Active Intensity(액티브인텐시티), Reactive Intensity(리액티브인텐시티), Cross Spectrum(상호상관함수), Vector Flow(벡터플로우)

ABSTRACT

The relation between the vibration induced from machinery and the radiated sound is complicated. Acoustic intensity method is widely used to obtain the accuracy of noise measurement and noise identification. In this study, as groundwork, the complex acoustic intensity method is performed to identify noise source and transmission path on different free space point source fields. As an industrial application, the complex acoustic intensity method is applied to HVAC to identify sound radiation characteristics in the near field. Experimental complex acoustic intensity method was applied to HVAC, it is possible to identify noise sources in complicated sound field characteristics which noise sources are related with each other, and certificate the validity of complex acoustic intensity. Especially, it can be seen that complex acoustic intensity method using both of active and reactive intensity is vital in devising a strategy for identification of noise. Also, the vector flow of acoustic intensity was investigated to identify sound intensity distributions and energy flow in the near field of HVAC.

1. 서 론

음향인텐시티기술은 기계의 주요한 소음원을 규명하는 음원탐사, 음향에너지 흐름의 가시화 및 투과 손실의 측정 등에 이용되는 기술로 암소음의 영향을 무시할 수 있는 장점이 있어 실험실이나 현장에서 소음을 측정하는데 많이 사용되고 있다⁽¹⁻⁴⁾.

주어진 점의 음향인텐시티는 음압과 입자속도의 곱으로 주어지는 복소량으로 나타내며 복소음향인

텐시티는 음장내에서 음압과 입자속도 사이의 상호상관관계를 표현하는 벡터로서 묘사된다^(3,4).

실수부인 액티브 인텐시티는 음원의 음향 방사 혹은 음장을 통한 전파에 대한 정보 즉, 음향에너지의 흐름을 나타내며 음향파위의 크기 및 소음 발생부위의 정확한 위치를 규명하는데 유용하다. 그러나 서로 상관관계를 갖는 인접한 음원들이 존재하는 경우에는 각각의 음원에 의해 방사된 음을 규명하는 데는 어려움이 있다. 반면에 허수부의 리액티브인텐시티는 음장에서 저장되는 에너지를 표시하여 정재파를 알 수 있도록 할 뿐 아니라 음압 및 입자속도들이 위상차를 갖는 다수의 음원들이 존재하는 음장내의 음의 분포를 규명하는데 유용하다⁽⁴⁾. 따라서 진동체 부근

† 교신저자; 정회원, 자동차부품연구원 기업지원신뢰성본부
E-mail : jjyang@katech.re.kr

Tel : (041)559-3186

* 충남대학교 기계공학과

의 음장을 분석할 경우 리액티브인텐시티는 음향 에너지의 흐름의 축적과 진동체 방사원의 위치규명에 관한 정보를 제공하는 것이다⁽⁵⁻⁷⁾.

또한 실제 시스템의 적용을 위하여 복소음향인텐시티법을 디젤엔진에 적용하여 근접음장에서의 음향방사특성 및 소음원을 규명하는 등 다양한 분야에서 적용되고 있다⁽²⁾.

이 논문에서는 복소음향인텐시티법을 이용하여 인접한 음원에서의 방사음의 위상이 같은 경우 액티브인텐시티만을 이용하여도 소음원의 정확한 규명이 가능하지만 위상이 크게 달라 서로 상관관계가 큰 경우 액티브인텐시티 만으로는 소음원의 규명이 어려운 경우가 많기 때문에 서로 인접하여 상관관계를 갖는 시스템의 다음원계 음장특성을 통하여 복소음향인텐시티의 유효성을 검증하였다. 특히 종래의 음압 특성을 이용하여 소음원 규명 결과와 비교를 통해 복소음향인텐시티법을 차량용 HVAC(heating, ventilation and air conditioning)에 적용하여 근접 음장에서의 음향방사특성 및 소음원을 규명하였다.

2. 복소음향인텐시티 이론해석 및 신호처리^(3,6)

음향인텐시티는 주어진 위치에서 방사되는 음향에 에너지를 크기와 방향을 가지는 벡터량으로 나타낸 것이다. 어느 특정한 r 방향의 인텐시티 I_r 은 단위시간 동안에 전파방향과 수직인 단위면적을 통하여 흐르는 단위면적당 에너지로서 다음과 같이 정의한다.

$$\bar{I}_r = \frac{dEr}{dt \cdot dA} \quad (1)$$

r 방향에 대한 음향인텐시티는 임의의 위치에서의 음압과 입자속도의 곱으로 나타낼 수 있으며, I_r 은 신호가 정상적(stationary)인 경우 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\bar{I}_r = \overline{p(r,t) \cdot \bar{u}(r,t)} \quad (2)$$

Newton의 제 2법칙에 기초해서 유동성이 없는 1차원의 운동방정식은 r 방향에 대해서

$$\rho \frac{\partial u_r}{\partial t} = - \frac{\partial p}{\partial r} \quad (\rho : \text{공기밀도}) \quad (3)$$

로 쓸 수 있으며 이때의 입자속도 u_r 은

$$u_r(x,t) = - \frac{1}{\rho} \int \frac{\partial p}{\partial r} dt \quad (4)$$

가 된다.

실제로 음압구배는 가까운 두 점 A와 B의 음압 p_A 와 p_B 로서 계산되며, 두 마이크로폰 사이의 거리를 Δr 로 하면 입자속도는 다음과 같이 근사화할 수 있다.

$$u_r(x,t) = - \frac{1}{\rho \Delta r} \int (p_B - p_A) dt \quad (5)$$

이제, $p(r,t)$ 와 $u(r,t)$ 사이의 상호상관함수(cross correlation function) R_{pu} 를 시간지연 τ 에 대해 정리하면,

$$R_{pu}(r, \tau) = \overline{p(r,t) \cdot u(r,t+\tau)} \quad (6)$$

이며 $\tau=0$ 이라 가정하면, $Re\{S_{pu}(r,f)\}$ 는 우함수(even)이고 $Im\{S_{pu}(r,f)\}$ 는 기함수(odd)이므로 적분하면 $R_{pu}(r, \tau)$ 의 cross spectrum 함수 $S_{pu}(r,f)$ 의 실수부만 남는다.

$$\begin{aligned} I(r) &= R_{pu}(r, 0) = \int_{-\infty}^{\infty} S_{pu}(r,f) df \\ &= \int_0^{\infty} 2 Re[S_{pu}(r,f)] df \end{aligned} \quad (7)$$

한편 $p(t)$, $u(t)$ 의 푸리에 변환을 $P(f)$, $U(f)$ 라 하면

$$\begin{aligned} P(f) &= \frac{1}{2} (P_A(f) + P_B(f)) \\ U(f) &= - \frac{1}{j\omega\rho\Delta r} \{P_B(f) - P_A(f)\} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} S_{pu} &= E[P(f)^* \cdot U(f)] \\ &= - \frac{1}{2j\omega\rho\Delta r} E\left[\left(P_A^*(f) + P_B^*(f)\right)\left(P_B(f) - P_A(f)\right)\right] \\ &= \frac{1}{2\omega\rho\Delta r} E\left[j\left(S_{AA}(f) - S_{BB}(f)\right) + j\left(S_{AB}(f) - S_{BA}(f)\right)\right] \\ &= \frac{1}{2\omega\rho\Delta r} E\left[j\left(S_{AA}(f) - S_{BB}(f)\right) - \left(2ImS_{AB}(f)\right)\right] \end{aligned} \quad (9)$$

식 (9)에서 실수부는 액티브인텐시티를 의미하며

$$I_a(r, f) = -\frac{1}{2\pi\rho\Delta r} \int \frac{\text{Im}[S_{AB}(f)]}{f} df \quad (10)$$

가 되며, 실험에서 구하는 이산 값 형태로 쓰면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$I_a = -\frac{1}{2\pi\rho\Delta r} \sum_{n=1}^{N/2} \frac{\text{Im} S_{AB}(n\Delta f)}{n\Delta f} \quad (11)$$

N : Time data 개수

또한 식 (9)에서 허수부는 리액티브인텐시티를 의미하며

$$I_r(r, f) = \frac{1}{4\pi f \rho \Delta r} (S_{AA} - S_{BB}) \quad (12)$$

가 된다.

여기서 측정된 데이터의 개수가 N 인 경우, 합은 최소 주파수 $\Delta f=1/T$ 에서 시작해서 나이퀴스트주파수(Nyquist frequency) $(N/2)\Delta f$ 에서 끝난다.

따라서, 음향인텐시티는 근접한 두 개의 마이크로폰을 통해서 측정되는 음압신호의 상호스펙트럼함수의 허수부(imaginary part)를 이용하여 계산할 수 있다.

3. 복소음향인텐시티의 측정 및 분석방법

3.1 실험장치 및 방법

이 연구에서는 차량용 공조기인 HVAC를 마이크로폰 장비를 이용하여 소음측정실험을 하였다. 실험에서는 HVAC를 작동시키고 그때 발생하는 소음을 측정하여 HVAC에서 발생하는 소음원을 규명하고자 하였다. 음향인텐시티의 측정을 위하여 HVAC를 소음이 크게 발생하는 작동모드로 설정하여 88점(8×11)으로 격자를 나누었다. Fig. 1은 HVAC의 음향인텐시티 측정면과 측정격자점을 보여주고 있다. 복소음향인텐시티의 측정은 4000 Hz 이내의 대역에 대한 주파수를 알기 위해 음원간의 거리는 2 cm로 하였다. 2개의 마이크로폰으로 부터의 신호는 2채널 실시간 신호분석기(B&K)를 통하여 스펙트럼 분석을 하여 전주파수 대역 등고선, 주파수 대역별 등고선 및 특정 주파수 별 등고선을 나타내었다. 동

시에 HVAC의 수직면에 대한 복소음향인텐시티의 액티브인텐시티 및 리액티브인텐시티에 대한 벡터 선도를 가시화 하였다.

Fig. 1은 HVAC에 대한 복소음향인텐시티 측정격자 및 실험장치도를 나타낸 것이다.

3.2 실험데이터의 처리

2개의 마이크로폰으로부터 측정된 음압을 이용하여 각기 액티브인텐시티와 리액티브인텐시티를 계산하였다. FFT 분석기에 저장된 음압신호는 FFT 프로그램을 이용하여 각 마이크로폰의 시간 데이터들의 스펙트럼을 얻어낸 후 음향 인텐시티 프로그램을 이용하여 소음원을 검출한다. 이상과 같은 데이터 처리 과정을 간단히 도표로 표시하면 Fig. 2와 같다.

Fig. 1 Mesh points and experimental set-up

Fig. 2 Flow chart for calculation of sound intensity

4. 결과 및 고찰

4.1 HVAC의 음향방사 소음 주파수 응답특성 비교

이 연구에서는 차량용 HVAC의 소음측정을 실험하였으며 상대적으로 높은 소음을 방사하는 모터 및 CAM 부위의 측정 결과 값을 중심으로 소음원을 규명하고자 하였다. 그러므로 이 연구에서의 데이터 분석의 주안점은 이들 두 부위의 발생 소음을 비교하여 차이가 많은 주파수들에 대해 중점적으로 관심을 두었다. 측정된 데이터를 이용한 스펙트럼의 비교 및 복소인텐시티 등고선도의 분석을 통해서 소음원을 규명하고자 하였다. 이 논문에서는 HVAC의 소음원 규명에 중점을 두었기 때문에 부품별 고유진동수의 데이터는 생략하고 실험치를 근거로 결정된 관심주파수에 대하여 음압 등고선도를 이용하여 비교, 분석하였다.

측정면을 대상으로 전체 소음레벨을 측정한 결과 Fig. 3에서 보이는 바와 같이 HVAC의 음압 스펙트럼에서 알 수 있듯이 전 주파수 대역에서 높은 레벨을 나타내고 있으며 특히 0~500 Hz, 700~1500

Hz, 2700~4000 Hz 대역에서 높은 피크치를 나타내고 있다. 그러나 각 위치 별 음압주파수 응답특성만으로 어느 부위가 소음원이라고 판단하기에는 매우 어려움을 알 수 있다. Fig. 3은 모터 부, CAM 부에서 음압 주파수 응답특성을 나타내고 있다. 특히 59 Hz, 468 Hz, 1178 Hz에서 뚜렷한 피크치를 나타내고 있으며 모터와 CAM 부위에서 같은 현상을 나타내고 있음을 알 수 있다. 향후 3개의 주요 피크 주파수에 대한 소음원을 규명 할 필요가 있다고 생각된다. 또한 CAM 부위의 음압 주파수 응답특성은 2500 Hz 이상에서 모터 부위보다 음압 레벨이 낮게 나타났다. 선정된 주파수에서는 복소소음향인텐시티 실험결과를 비교하여 그 원인 및 발생 위치를 규명하였다.

실험분석 결과, 예측했던 주파수 대역에 그 음원이 있는 것으로 판명되었으며 레벨의 차이는 그다지 크지 않은 것으로 나타났다. HVAC에 대한 복소소음향인텐시티의 측정은 가장 중요하게 생각되는 모터부위, CAM 부위를 대상으로 하였으며 소음을 협대역 주파수분석을 행하였다. 이때 관심주파수는 전체 소음레벨에서 특히 중요하다고 생각되는 주파수를 관심주파수로 설정하고 중점적으로 분석하였다. 또한

(a) Auto-power spectrum(motor)

(b) Auto-power spectrum(CAM)

(c) Auto-power spectrum(motor & CAM)

Fig. 3 Auto-power spectrum of HVAC

동일한 주파수에 대한 음향인텐시티의 벡터선도를 가시화하여 소음원을 검출 할 수 있을 것으로 예상된다.

Fig.4에 보이는 바와 같이 0~4000 Hz까지의 전주파수 대역에서의 음압레벨에 대한 등고선도를 나타내고 있다. 전체적으로 비교적 평탄한 소음 분포를

Fig. 4 Contour plot of HVAC at overall frequency

(a) 0~500 Hz

(b) 700~1500 Hz

(c) 2700~4000 Hz

Fig. 5 Contour plot of HVAC at specific frequency range

Fig. 6 Contour plot of complex intensity of HVAC

보이고 있기 때문에 전 주파수에 대역에 대한 음압 등고선에서는 소음원을 규명하기에는 어려움을 알 수 있다.

4.2 특정 주파수 대역 및 주요주파수에서의 음압 등고선에 의한 HVAC의 소음원 검출

다음은 좀더 주목하는 주파수 대역에 대한 등고선을 Fig. 5(a),(b),(c)에 나타내었다. 전체 주파수대역에서 나타낸 음압 레벨 등고선과 비교해서 Fig. 5(b)의 700~1500 Hz에서 모터와 CAM부위에서 소음원이 존재함을 알 수 있다. 또한 Fig. 5(c)의 2700~4000 Hz

대역에서는 모터부위와 상단 CAM곡선 부위에서의 소음원이 존재함을 확인 할 수 있다.

한편 Fig. 6은 HVAC의 주요 주파수 별 액티브인 액티브인텐시티의 분포도를 나타내고 있으며 468 Hz의 경우 소음원간의 상쇄 효과에 기인하여 전체 적으로 낮은 응답 특성을 나타내고 있으며 리액티브인텐시티를 보면 모터와 CAM 부위 사이에서 큰 소음원이 존재하고 있음을 알 수 있다. 이 소음원은 CAM부위에 비해 소음이 크게 발생되고 있는 모터 부위의 소음이 크게 작용하는 것으로 볼 수 있다. 한편 Fig. 6(c)에 나타낸 1178 Hz에 대한 리액티브

Fig. 7 Vector flow of complex intensity of HVAC

인텐시티에서는 모터 부위의 소음원이 존재함을 명확히 알 수가 있다. 이 소음도 같이 합해지는 것으로 판단된다. 소음원이 존재하는 것을 볼 수 있으나 다른 부분에 비해 크게 두드러지지 않고 여러 부위에 평탄하게 소음이 방사되고 있음을 알 수 있다.

Fig. 6(b)의 468 Hz는 모터부위와 CAM 부근에서 전체 방사 소음도에 영향을 주고 있는 주파수라고 할 수 있다. Fig. 6(c)를 보면 1178 Hz의 결과와 유사한 음압분포를 나타내고 있으며 액티브 인텐시티와 리액티브인텐시티가 모두 모터부위와 CAM 부위에 음이 집중되어 매우 높게 나타나고 있어 이 부분의 음압의 차이가 10 dB에 이른다. HVAC의 경우 액티브 인텐시티의 등고선도를 보면 모터에서 음이 방사되어 흘러 들어오는 것처럼 오인할 수 있으나 리액티브인텐시티를 보면 모터와 CAM 곡선에서 음이 발생하는 것을 알 수 있다. 이것은 음향인텐시티의 벡터선도를 통해 방사음의 흐름을 파악할 필요가 있다. Fig. 6(c)에서는 1178 Hz에서의 복

소음향인텐시티 등고선도를 보여주고 있다. 복소음향인텐시티 등고선도를 보면 이 주파수에서 두 가지 소음원이 함께 존재하는 것을 볼 수 있으며 모터 부위 및 CAM 부분이다. Fig. 6(b)의 468 Hz에 대한 음향인텐시티 등고선도를 비교해 보면 모터부위와 CAM부위에서 넓은 범위로 음이 방사되고 있는 것으로 보아 액티브 인텐시티의 경우 약 6~8 dB의 피크 값의 차이를 보이고 있으며 리액티브 음향인텐시티의 분포도를 보면 모터부위와 CAM부위에 정확한 소음원을 보이고 있다. 따라서 HVAC의 소음 저감에 있어서 매우 중요하게 취급되어야 할 주파수영역과 대책을 수립해야 할 부품이 무엇인지를 알 수가 있다.

4.3 음향인텐시티의 벡터선도에 의한 음원의 가시화

복소음향인텐시티에서 액티브인텐시티 만으로는 두 음원 사이의 상쇄가 일어나 음의 크기가 작은

음원은 나타나지 않게 된다. Fig. 7는 HVAC로부터 방사되는 음의 복소음향인텐시티를 수직한 면에 대하여 벡터선도를 보여주고 있다. Fig. 7(b)에서 특히 468 Hz에서의 리액티브인텐시티의 등고선을 보면 여러 개의 음원에서 모두 양의 인텐시티를 보이고 있으므로 액티브인텐시티에 비해 모터와 CAM부위 소음원을 정확히 파악할 수 있다. 액티브인텐시티와 리액티브인텐시티의 경우 모두 마찬가지로 소음원을 파악할 수 있으나 리액티브가 음의 에너지량을 나타낸다는 것에 주목한다면 리액티브인텐시티를 병행하는 방법을 통하여 신뢰성이 있는 결과를 얻을 수 있다고 할 수 있다. 그림에서 알 수 있듯이 액티브인텐시티의 벡터선도를 보면 더 강한 음원에서 방사음원을, 약한 부근에서는 싱크(sink)현상을 볼 수 있다. 한편 리액티브인텐시티의 벡터선도를 보면 여러 개의 소음원을 정확히 판별할 수 있으며 액티브 성분보다는 소음원의 위치를 더욱 정확하게 알 수 있다. 따라서 리액티브인텐시티는 에너지축적을 의미 하는 성분이므로 실제의 흐름은 아니지만 에너지의 존재를 확인 할 수 있는 중요한 인자이다. 또한 근접 음장에서 더욱 민감한 변화를 보여주는 성분이므로 에너지원을 파악하기 위한 더욱 중요한 방법이다.

5. 결 론

이 연구에서는 차량용 HVAC의 소음원 규명을 위하여 복소음향인텐시티법을 사용하여 음향 방사 특성을 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

HVAC로부터 방사된 음의 실험을 통하여 비교한 결과 음압의 주파수 응답 특성을 분석한 결과 소음원의 개략적인 특성을 파악하였으며 보다 정확한 소음원 규명을 위해 복소음향인텐시티를 즉 액티브 인텐시티와 리액티브인텐시티를 해석한 결과 리액티브 인텐시티는 정확한 소음원의 규명에 효과적임을 알았다. 다수의 복잡한 복소소음원이 존재하여 인접한 음원들 간의 위상이 다르고 서로 상관관계가 큰 경우 액티브 인텐시티는 복잡한 경로를 보여 정확한 방사특성의 규명이 어려우나 리액티브인텐

시티를 이용하여 음장내의 음향 에너지의 분포를 규명 할 수 있는 복소음향인텐시티법을 적용함으로써 정확한 소음원 및 근거리 음향방사특성을 규명 할 수 있으며 에너지의 존재를 파악할 수 있었다.

HVAC의 운전시 복소음향인텐시티법을 이용하여 소음원을 규명한 결과 59 Hz, 468 Hz, 1178 H에서 소음이 큰 비중을 차지하고 있었으며 HVAC의 모터부위 및 CAM부위 소음이 주원인이 되고 있음을 알았다. 또한 소음원이 근접하여 서로 상관관계를 갖는 경우 액티브인텐시티는 정확한 소음원 규명이 어려웠으나 리액티브인텐시티를 함께 적용하는 복소음향인텐시티법을 적용함으로써 소음원을 정확히 규명 할 수 있었다.

참 고 문 헌

- (1) Kim, S. H., Ahn, J. H. and Oh, J. E., 1997, "Acoustic Radiation Characteristics from Flexible Steel Plate Excited by Acoustic Loading in an Rectangular Enclosure", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 7, No. 3, pp. 457~466
- (2) Oh, J. E., Kim, S. H. and Han, K. H., 1998, "Identification of Noise Source of a Diesel Engine Using Complex Acoustic Intensity Method," SAE Paper, Vol. 6, No. 1, pp. 182~195.
- (3) Fahy, F. J., 1987, "Sound Intensity," Elsevier Applied Science.
- (4) Ginn, K. B., 1988, "Sound Description Using Complex Sound Intensity Instrumentation," B&K.
- (5) Park, D. W., 1994, "Behavior of Noise Source for Shape Modification of Plate by Acoustic Intensity Method," Hanyang University Press.
- (6) Oshino, Y., et al., 1988, "Complex Acoustic Intensity and It's Application," Journal of the JSAE, Vol. 42, No. 12, pp. 1587~1595.
- (7) Junger, M. C. and Feit, D., 1994, "Sound, Structures, and Their Interaction," The MIT Press, pp. 92~149.