CAM 곡선 개선에 의한 차량용 공조기의 소음 저감 평가

Evaluation for Noise Reduction of the HVAC by Modification of CAM Curve

정 재 은*, 정 창 용*, 서 범 준*, 정 운 창*, 오 재 응†

J. E. Jeong, C. Y. Jung, B.-J. Seo, U.-C. Jeong and J. E. Oh

(2011년 2월 28일 접수 ; 2011년 8월 24일 심사완료)

Key Words : HVAC(공조기시스템), Complex Acoustic Intensity Method(복소음향인텐시티법), Source Identification(소음원 검출), Active Intensity(액티브인텐시티), Reactive Intensity(리액티브인텐시티), Cross Spectrum(상호상관스펙트럼), Vector Flow(벡터선도), Noise Reduction(소음 저감)

ABSTRACT

The noise in a vehicle is an important factor for customers purchasing a car. Particularly, reduction of the noise that is generated from HVAC(heating, ventilation and air conditioning) is very important since it has considerable effects on interior noise. In general, identification of noise source is crucial to reduce noise level. The complex acoustic intensity method is widely used to obtain the accurate measurement and identification of noise source. Therefore, in the previous study, noise source of HVAC was identified through experimental approach using the complex acoustic intensity method. In this study, we are intended to confirm reduced level of noise by comparing the result between before and after modification of cam curve that is based on identified noise source of HVAC. It is found out that noise source of HVAC are motor and cam area using the complex acoustic intensity method in the previous study. We performed experiments to compare noise level between before and after modification of cam curve. Especially, it can be seen that complex acoustic intensity method using both active and reactive intensity is vital in devising a strategy for comparison to noise level. Also, the vector flow of acoustic intensity was investigated to identify sound intensity distributions and energy flow in the near field of HVAC.

기 호 설 명

r : 에너지가 방사되는 방향 벡터

$\vec{I}_r$: r 방향에 대한 인텐시티

E : 에너지

u_r : 음압속도

R_{pu} : 상호상관함수

I_a : 액티브인텐시티

I_r : 리액티브인텐시티

1. 서 론

차량에서 발생하는 소음 중에서도 실내소음에 대해서 소비자들은 보다 더 정숙함을 요구하고 있으며, 특히 실내소음에 가장 큰 영향을 미치는 공조시스템의 소음을 줄이는 것은 소비자들이 차량을 구매하는데 있어서 중요한 요인이 되고 있

† 교신저자; 정회원, 한양대학교 기계공학부
E-mail : jeoh@hanyang.ac.kr
Tel : (02)2220-0452, Fax : (02)2299-3153

* 정회원, 한양대학교 기계공학과

다. 이처럼 차량 공조시스템에서 발생하는 소음문제는 우리 생활에 중요한 문제이다. 공조기의 소음 저감을 위해서는 제품의 소음원 위치와 특성 파악이 중요하며 복소음향인텐시티법은 소음원의 규명과 정확한 측정값을 얻는데 넓게 사용되는 방법이다^(1,2).

음향인텐시티기술은 기계의 주요한 소음원을 규명하는 음원탐사, 음향에너지 흐름의 가시화 및 투과 손실의 측정 등에 이용되는 기술로 압소음의 영향을 무시할 수 있는 장점이 있어 실험실이나 현장에서 소음을 측정하는데 많이 사용되고 있다. 이에 복잡한 공조시스템에 대한 소음원 규명을 위해서 음향인텐시티기술을 사용하였다⁽³⁻⁸⁾.

이 연구의 목적은 복소음향인텐시티법을 이용하여 차량용 공조기(HVAC)의 소음원에 대한 개선 전후의 결과 비교를 통해서 개선효과를 확인하고자 하였다. 이전의 논문에서는 복소음향인텐시티법을 이용하여 차량용 공조기의 소음원이 모터와 CAM 부에 있음을 확인하였다⁽³⁾. 이에 공조기의 모드 변경 시 CAM에서 이음이 발생하는 것을 확인하였다. 3차원 측정을 통해서 CAM 곡선이 잘못 제작되었음을 확인하였고 이에 CAM 곡선의 개선이 이루어졌다. 차량용 공조기의 개선 전후에 대한 근접음장의 복소음향인텐시티를 측정하여 해석함으로써 차량용 공조시스템의 소음원을 규명하고 개선 전후의 결과 비교를 통하여 소음저감 효과를 검증하였다.

2. 복소음향인텐시티 이론해석 및

신호처리^(3,4)

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

$$\vec{I}_r = \frac{dE_r}{dt \cdot dA} \quad (1)$$

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.

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

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 ∂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 근사화 할 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 상호상관함수는 상호스펙트럼함수를 푸리에 역변환하면 얻을 수 있다. 여기서 $\tau=0$ 라 가정하면, $\text{Re}[S_{pu}(r,f)]$ 는 우함수(even)이고 $\text{Im}[S_{pu}(r,f)]$ 는 기함수(odd)이므로 적분하면 $R_{pu}(r,\tau)$ 의 cross spectrum 함수 $S_{pu}(r,f)$ 의 실수부만 남는다.

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

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

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

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

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, 허수부는 리액티브인텐시티를 의미하며

$$I_r(r, f) = \frac{1}{4\pi f\rho\Delta r} (S_{AA} - S_{BB}) \quad (11)$$

가 된다.

복소음향인텐시티는 측정된 두 음압 값의 상호 스펙트럼의 허수부 값과 각각 음압의 자기 스펙트럼 값으로부터 알아낼 수 있다.

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

서론에서 언급된 것과 같이 차량용 공조기의 모드 변경 시 CAM에서 이음이 발생하는 것을 확인하였다. 소음이 발생하는 CAM에 대한 개선을 위해 C001 ~ C012 부분에 대해서 3차원 측정기(surveyor DS - 2030 시스템)를 이용해 측정을 실시하였으며 이에 대한 위치와 값에 대해서는 Fig. 1 및 Table 1에 나타내었다. 또한 이중 오차가 가장 크고 이음 발생이 유력한 C005 ~ C009에 대해서 집중적으로 치수 개선을 실시하였다. 그리고 CAM 곡선을 수정한 시제품을 동일한 시스템을 이용하여 측정하였으며, 분석 방법은 설계 데이터와 3차원 점 데이터를 하나의 좌표로 일치한 후 3차원적으로 얼마나 변형이 되었는가를 먼저 분석하고, 단면의 형상을 가지고 2차원(2D) 치수 분석을 하였다.

3차원 점 데이터는 각 점 데이터마다 X, Y, Z의 좌표 값과 방향(factor)을 가지고 있으며, 각 점들이 모여 부품의 전체 형상을 보여주고 있다. 측정을 완료하였을 때 3차원 점 데이터의 수는 약 120만 포인트이며 측정 시간은 약 1.5시간이 소요되었다. 부품의 형상 및 치수를 분석하기 위해 최초 설계 데이터를 기준으로 3차원 점 데이터를 합쳐서(merge) 설계 데이터와 3차원 점 데이터를 비교하였다. 분석 소프트웨어는 Rain Drop사의 Geometric Qualify 소프트웨어를 사용하였다. 설계 데이터와 3차원 점 데이터를 합쳐서 면, 선, 점, 축 등을 이용하여 기준(datum)을 설정 하나의 좌표로 합쳐서 분석한 시제품을 사용하였다.

Fig. 1 Modification area at CAM curve of HVAC

Table 1 Dimension measurement of modification area at CAM curve of HVAC (unit : mm)

Name	Ref X	Ref Y	Ref Z	ΔX	ΔY	ΔZ
C001	-4.770	-19.000	-54.072	-0.030	0.000	-0.344
C002	24.911	-19.000	-48.228	0.254	0.000	-0.492
C003	37.052	-19.000	-40.758	0.094	0.000	-0.281
C004	51.794	-19.000	-37.283	0.112	0.000	-0.290
C005	63.273	-19.000	-21.203	0.392	0.000	-0.320
C006	77.075	-19.000	-2.408	0.406	0.000	-0.115
C007	72.037	-19.000	15.186	0.560	0.000	0.118
C008	72.077	-19.000	-1.509	0.472	0.000	-0.142
C009	59.551	-19.000	-17.783	0.325	0.000	-0.278
C010	52.447	-19.000	-31.008	0.294	0.000	-0.309
C011	35.072	-19.000	-35.791	0.083	0.000	-0.264
C012	13.113	-19.000	-47.454	0.103	0.000	-0.373
C013	-17.640	-19.000	-48.865	0.185	0.000	-0.046

(a) Mesh points

(b) Experimental set-up

Fig. 2 Mesh point and experimental set-up

이 연구에서는 차량용 공조기를 마이크로폰 장비를 이용하여 소음을 측정하였다. 실험에서는 CAM 곡선의 개선 전과 후의 두 가지 경우에 대해 차량용 공조기를 작동시키고 그때 발생하는 소음을 측정하여 발생하는 소음원의 비교를 통해 소음레벨의 감소를 확인하고자 하였다. 음향인텐시티의 측정을 위하여 차량용 공조기를 소음이 크게 발생하는 작동

모드로 설정하여 88점(8×11)으로 격자를 나누었다. Fig. 1은 차량용 공조기의 원래 CAM 곡선과 개선된 CAM 곡선의 위치를 점선으로 나타내고 있다. 개선된 위치는 C005 ~ C009까지이며 기존 데이터 대비 차이를 Table 1에 나타내었으며 굵은 선으로 표시된 부분이 개선된 부분에 대한 치수이다. CAM 곡선의 측정된 데이터를 바탕으로 오차가 큰 부위에 대한 치수를 보정하여 CAM 곡선을 개선하였으며 개선된 제품을 이용해 실험을 실시하였다.

복소음향인텐시티의 측정은 4000 Hz 이내의 대역에 대한 주파수를 알기 위해 음원간의 거리는 2 cm로 하였다. 2개의 마이크로폰으로부터의 신호는 2채널 실시간 신호분석기를 통하여 스펙트럼 분석을 하여 전 주파수 대역 등고선, 주파수 대역별 등고선 및 특정 주파수 별 등고선을 비교할 수 있도록 나타내었다. 동시에 차량용 공조시스템의 수직면에 대한 복소음향인텐시티의 액티브인텐시티 및 리액티브인텐시티에 대한 벡터 선도를 가시화 하였다.

Fig. 2는 차량용 공조기에 대한 복소음향인텐시티 측정 격자 및 실험장치도를 나타내었다.

3.2 실험데이터의 처리

2개의 마이크로폰으로부터 측정된 음압을 신호처리 기법을 이용하여 각기 액티브인텐시티와 리액티브인텐시티를 계산하였다. FFT 분석기에 저장된 음압신호는 FFT 프로그램을 이용하여 각 마이크로폰의 시간 데이터들의 스펙트럼을 얻어낸 후 음향인텐시티 프로그램을 이용하여 소음원을 검출하였다. 이상과 같은 데이터 처리 과정을 간단히 도표로 표시하면 Fig. 3과 같다.

4. 결과 및 고찰

4.1 CAM 곡선 개선 전후의 음압 레벨에 의한 주파수 응답특성 비교

이 연구에서는 차량용 공조기의 소음을 측정하였으며 상대적으로 높은 소음을 방사하는 모터 및 CAM 부위의 측정 결과 값을 중심으로 규명된 소음원을 개선하여 비교하고자 하였다. 그러므로 이 연구에서의 데이터 분석의 주안점은 이들 두 부위의 발생 소음을 측정하여 차이가 많은 주파수들에 대해 관심을 두었다. 측정된 데이터를 이용한 스펙트럼 및 복소음향인텐시티의 등고선도를 통해서 개

Fig. 3 Flow chart for calculation of sound Intensity

선 전후의 소음원을 비교하였다. 이 연구에서는 차량용 공조기의 CAM 곡선 개선에 따른 소음원 비교에 중점을 두었기 때문에 실험치를 근거로 결정된 관심주파수에 대하여 음압 등고선도를 이용하여 분석하였다.

측정면을 대상으로 전체 소음레벨을 측정한 결과 Fig. 4에서 보이는 바와 같이 차량용 공조기의 음압 스펙트럼에서 알 수 있듯이 전 주파수 대역에서 높은 레벨의 차이를 나타내고 있으며 특히 모터 부위에서 측정된 개선 전후의 값을 비교한 Fig. 4(a)에서는 700~1500 Hz, 2700~4000 Hz 대역에서 큰 차이를 나타내고 있다. 그리고 CAM 부위에서 측정된 개선 전후의 값을 비교한 Fig. 4(b)에서는 700~1500 Hz 대역에서 큰 차이를 보이고 있다. 그러나 각 위치 별 음압주파수 응답특성만으로 어느 부위에서 차이를 보이는지 판단하기 어렵기 때문에 개선 전후의 위치 별 비교가 어려움을 알 수 있다. Fig. 5는 모터와 CAM 부의 비교를 통해 개선 전후의 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. 이 가운데 59 Hz는 전기적 잡음에 의한 영향이므로 생략하고 향후 나머지 2개의 주요 피크 주파수에 대한 소음원의 개선 결과를 비교 할 필요가 있다고 생각된다. 선정된 주파수에서는 복소음향인텐시티 실험결과를 가지고 개선 전후의 비교를 통하여 소음레벨의 감소를 규명하였다.

수치적인 비교를 위해 CAM 곡선의 개선 전후에 대한 소음 측정값을 대역 별 데시벨 값의 비교를 Table 2에 나타내었다. 개선 전후의 모터 및 CAM 부위에서 측정한 값은 줄었음을 확인할 수 있다. 전체 대역으로 보면 모터 부위에서 측정한 값은 약 8 dB 정도 줄었으며, CAM 부위에서 측정한 값은 약 6 dB 정도 줄었음을 확인할 수 있다. 특히, CAM 부위에서 측정한 값 중 700~1500 Hz 대역에서 약 9 dB 정도로 가장 크게 줄어든 것으로 보아 CAM에서 발생하는 소음원이 700~1500 Hz 대역이었음을 알 수 있었다.

HVAC에 대한 복소음향인텐시티의 측정은 가장 중요하게 생각되는 모터부위, CAM 부위를 대상으로 하였으며 소음을 협대역 주파수분석을 행하였다.

(a) At motor section

(b) At CAM section

Fig. 4 Auto-power spectrum for before and after modification of CAM curve

(a) Before modification of CAM curve at motor and CAM section

(b) After modification of CAM curve at motor and CAM section

Fig. 5 Comparison of auto-power spectrum for before and after modification of CAM curve**Table 2** Comparison of sound pressure level before and after modification of CAM curve in spectrum (unit : dB)

	Band(Hz)	0~500	700~1500	2700~4000	Overall
Measurement at motor area	Before modification	45.1	49.7	50.7	56.2
	After modification	39.2	40.9	41.6	48.1
	Difference	-5.9	-8.8	-9.0	-8.2
Measurement at CAM area	Before modification	43.2	47.6	41.8	51.2
	After modification	38.6	38.8	36.1	45.3
	Difference	-4.6	-8.9	-5.7	-5.9

이때 관심주파수는 전체 소음레벨에서 특히 중요하다고 생각되는 주파수를 관심주파수로 설정하고 중점적으로 분석하였다. 동일한 주파수에 대한 복소음향인텐시티의 벡터선도를 이용하면 소음원의 개선을 통해 소음레벨이 감소된 결과를 가시적으로 확인할 필요성이 있다.

4.2 복소음향인텐시티법에 의한 비교 평가

Fig. 6에 보이는 바와 같이 0~4000 Hz까지의 전 주파수 대역에서의 음압레벨에 대한 등고선도를 나타내고 있다. 개선 전후를 비교했을 때, 개선 전에

비해서 개선 후의 소음레벨이 낮아진 것을 확인할 수 있다. 그러나 전체적으로 비교적 평탄한 소음 분포를 보이고 있어 전 주파수에 대역에 대한 음압 등고선에 의한 소음원의 저감결과를 비교하기에는 어려움을 알 수 있다.

다음은 좀 더 주목하는 음압 주파수 대역에 대한 등고선도를 Fig. 7에 나타내었다. 전체 주파수대역에서 나타난 음압 레벨 등고선과 비교해서 Fig. 7(c), (d)의 700~1500 Hz에서 모터와 CAM부위에서 소음원이 존재함을 확인하였다. 이에 CAM에서 발생하는 소음을 확인하고 CAM 곡선의 개선을 통해서

Fig. 6 Contour plot for sound pressure of before and after modification in CAM curve of HVAC at overall frequency

Fig. 7 Contour plot for sound pressure of before and after modification in CAM curve of HVAC at specific frequency ranger

소음레벨을 줄이려 했으며 대역별 음향인텐시티 등고선도를 데시벨로 나타낸 값을 Table 3에 나타내었다. 실험결과에서 알 수 있듯이 전 대역에서의 소음레벨이 5 dB 가량 줄어들었음을 확인하였다. 또한 700~1500 Hz 대역에서 6.5 dB의 소음레벨 감소로 구간대역 중 가장 크게 줄어들어 Table 2에 나타난

결과와 유사한 경향을 보이고 있다.

또한 Fig. 7(e),(f)의 2700~4000 Hz 대역에서는 모터부위와 상단 CAM곡선 부위에서의 소음원이 존재함을 확인 할 수 있었다. 이와 같은 결과를 통해 CAM 곡선 개선의 영향으로 소음레벨이 줄었음을 확인 할 수 있었다.

Fig. 8 Contour plot of complex sound intensity of before and after modification in CAM curve of HVAC

Table 3 Noise level comparison of before and after modification of CAM curve in contour plot (unit : dB)

Band(Hz)	0~500	700~1500	2700~400	Overall
Before modification	87.7	94.6	91.2	105.0
After modification	84.1	88.2	86.3	100.1
Difference	-3.6	-6.5	-5.0	-4.8

Fig. 8은 차량용 공조기의 주요 주파수별 개선 전 후의 액티브 및 리액티브인텐시티의 등고선도를 나타내고 있다. 특히, 관심주파수인 468 Hz의 경우 소음원간의 상쇄 효과에 기인하여 전체적으로 낮은 응답 특성을 나타내고 있으며 리액티브인텐시티를 보면 모터와 CAM 부위 사이에서 큰 소음원이 존재하고 있음을 알 수 있다. 이 소음원은 CAM부위에

(a) Active intensity at 468 Hz(before)

(b) Reactive intensity at 468 Hz(before)

(c) Active intensity at 468 Hz(after)

(d) Reactive intensity at 468 Hz(after)

(e) Active intensity at 1178 Hz(before)

(f) Reactive intensity at 1178 Hz(before)

(g) Active intensity at 1178 Hz(after)

(h) Reactive intensity at 1178 Hz(after)

Fig. 9 Complex intensity vector flow of before and after modification in CAM curve of HVAC

비해 소음이 크게 발생되고 있는 모터 부위의 소음이 크게 작용하는 것으로 판단할 수 있다. 이를 통해 모터 부와 CAM 부가 다른 부분에 비해 소음레벨이 두드러지게 나타나고 있으며, 나머지 부위에서는 평탄하게 소음이 방사되고 있음을 알 수 있다.

Fig. 8(a)의 468 Hz는 모터부위와 CAM 부근에서 전체 방사 소음도에 영향을 주고 있는 주파수라고 할 수 있다. Fig. 8(a), (b)의 468 Hz에 대한 복소음향인텐시티 등고선도를 비교해 보면 모터 부위와 CAM부위에서 넓은 범위로 음이 방사되고 있으나 CAM 곡선 개선 후의 복소음향인텐시티 등고선도인 Fig. 8(c), (d)에서는 리액티브인텐시티의 경우 모터 및 CAM 부위에서 소음레벨이 줄어들었음을 확인할 수 있다. Fig. 8(f)를 보면 468 Hz의 결과와 유사한 음압분포를 나타내고 있으며 액티브인텐시티와 리액티브인텐시티가 모두 모터부위와 CAM 부위에 음이 집중되어 매우 높게 나타나고 있다. Fig. 8(e), (f)의 1178 Hz 경우 액티브 인텐시티의 등고선도를 보면 모터에서만 음이 방사되어 흘러 들어오는 것처럼 오인할 수 있으나 리액티브인텐시티를 보면 모터와 CAM 곡선에서 음이 발생되는 것을 알 수 있다. 이것은 복소음향인텐시티의 벡터선도를 통해 방사음의 흐름을 파악 할 필요가 있다. 복소음향인텐시티 등고선도를 보면 이 주파수에서 두 가지 소음원이 함께 존재하는 것을 알 수 있다. 그리고 1178 Hz에서의 개선 후의 Fig. 8(g), (h)를 개선 전인 Fig. 8(e), (f)의 복소음향인텐시티 등고선도와 비교해 보면 CAM 곡선 개선 전의 모터 및 CAM 부위에서는 넓은 범위로 음이 방사되고 있으나 CAM 곡선 개선 후의 복소음향인텐시티 등고선도에서는 리액티브인텐시티의 경우 모터 및 CAM 부위에서 소음레벨이 줄어들었음을 확인할 수 있다.

4.3 복소음향인텐시티의 벡터선도에 의한 HVAC의 CAM 곡선 개선 전후의 음원의 가시화

복소음향인텐시티에서 액티브인텐시티 만으로는 두 음원 사이의 상쇄가 일어나 음의 크기가 작은 음원은 나타나지 않게 된다. Fig. 9는 차량용 공조기로부터 방사되는 음의 복소음향인텐시티를 수직면에 대하여 벡터선도를 보여주고 있다. Fig. 9(b)에서 특히 468 Hz에서의 리액티브인텐시티의 등고선을 보면 여러 개의 음원에서 모두 양의 인텐시티

를 보이고 있으므로 액티브인텐시티에 비해 모터와 CAM부위 소음원을 정확히 파악할 수 있으며 개선 전후를 비교했을 때에도 모터와 CAM 부위에 소음이 줄었음을 확인할 수 있었다. 액티브인텐시티와 리액티브인텐시티의 경우 모두 마찬가지로 소음원을 파악 할 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 판별 할 수 있으며 액티브 성분보다는 소음원의 위치를 더욱 정확하게 알 수 있다. 따라서 리액티브인텐시티은 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 공조기에서 규명된 소음원에 의해 CAM 곡선을 개선하였으며, 복소음향인텐시티법을 사용하여 음향 방사특성을 분석한 결과 비교를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

CAM 곡선 개선 전후의 액티브인텐시티와 리액티브인텐시티를 해석한 결과 리액티브인텐시티가 소음원의 비교에 효과적인 방법임을 알았다.

위의 리액티브인텐시티 방법을 적용함으로써 정확한 소음원 및 근거리 음향방사특성의 가시화를 통해 소음레벨의 저감을 확인할 수 있었다.

CAM 곡선을 개선한 결과 468 Hz, 1178 Hz에서 큰 비중을 차지하고 있었던 주 소음원인 HVAC의 모터부위 및 CAM부위 소음이 줄었음을 확인할 수 있었다.

참 고 문 헌

- (1) Oshino, Y., et al., 1988, Complex Acoustic Intensity and It's Application, JSAE, Vol. 42, No.

12, pp. 1587~1595.

(2) Junger, M. C. and Feit, D., 1994, Sound, Structures and Their Interaction, The MIT Press, pp. 92~149.

(3) Yang, J. J. and Lee, D. J., 2010, Identification of Noise Source of the HVAC Using Complex Acoustic Intensity Method, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 11, pp. 1089~1096.

(4) 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.

(5) 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.

(6) Fahy, F. J., 1987, Sound Intensity, Elsevier Applied Science.

(7) Ginn, K. B., 1988, Sound Field Description Using Complex Sound Intensity Instrumentation, B&K.

(8) Park, D. W., 1994, Behavior of Noise Source for Shape Modification of Plate by Acoustic Intensity Method, Hanyang University Press.