

음향파워 측정 시 오차에 대한 고찰

A Study on the Errors at the Measurement of Sound Power

나 혜 중*. 임 병 덕†

Hae Joong Na and Byoung-Duk Lim

(Received September 23, 2011 ; Accepted July 9, 2012)

Key Words : Sound Power(음향파워), Reverberation Time(잔향시간), Direction Cosine Area(방향여현면적), Solid Angle(입체각)

ABSTRACT

Noise power of large machineries, such as textile looms, winders, and twisting machines, is often measured in a reverberant space because they cannot be installed and operated in an anechoic chamber due to their size, weight, and operating conditions. Factors affecting the measurement error of an in-situ noise power measurement include the nonuniform reverberation time and the direction of sound intensity vector which is usually regarded as normal to the measurement surface. In this study errors due to these factors are estimated with the aid of numerical simulation based on the ray-tracing technique. The averaging of reverberation times measured at several points on the measurement surface is suggested to reduce the errors from nonuniform absorption. Also the direction cosine of each surface element is taken into account, which as a whole is represented as a solid angle of the measurement surface.

1. 서 론

산업현장에 설치된 기계의 상당수가 장시간 연속으로 가동되며 공정 관리 인력이 상시 필요하기 때문에 작업자는 유해소음환경에 지속적으로 노출된다. 따라서 작업장에서의 소음 노출을 감소시키기 위해서는 소음원의 제거, 흡·차음 등을 통한 사전에 방만이 최선의 대책이지만 이를 위해서는 우선 공장 내 기계의 소음 발생원 파악과 정확한 소음수준의 평가가 필요하다. 그런데 현실적으로 측정대상기계가 부피가 크고 무거워서 옮길 수가 없거나 이미 바닥에 고정된 채 상시운전 중인 경우, 그리고 공장

시공설계 단계부터 설치되어 있는 경우에는 현장에서 직접 음압레벨을 측정하여 평균음향파워레벨을 산출할 수밖에 없다.

이런 경우에 공장 내부의 반사음 또는 흡음의 영향 및 공간적 크기에 의한 잔향효과가 측정 음압레벨에 영향을 끼치게 된다. 그 결과 실제 음원의 음향파워레벨로부터 일정한 거리에 위치한 지점의 가상면상의 음향파워레벨이 음원으로부터 거리에 반비례하여 감소하지 않는다^(1,2). 그렇기 때문에 실제 음원의 음향파워레벨을 측정하기 위해서는 잔향음의 영향을 고려해주어야 하는데 잔향음은 공간의 흡음특성과 관련이 있고 이 공간의 흡음특성은 잔향시간을 측정함으로써 알 수 있다⁽³⁾.

† Corresponding Author ; Member, School of Mechanical Engineering, Yeungnam University
E-mail : bdlm@yu.ac.kr
Tel : +82-53-810-2571, Fax : +82-53-810-4627
* Member, Korea textile Machinery Institute

‡ Recommended by Editor Jin Oh Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

일반적인 잔향시간 측정 방법은 KS F 2864⁽⁴⁾에 명시되어 있으며, 잔향시간으로부터 잔향음을 보정한 음향과위레벨 측정은 측정환경에 따라 KS I ISO 3744(실용측정) 또는 KS A ISO 3746(간이측정)의 방법대로 수행하면 된다⁽⁵⁻⁷⁾.

지금까지 KS F 2864의 잔향시간 측정법과 KS A ISO 3746의 음향과위레벨 측정 절차에 따라 공장 환경에서 시험한 결과를 검토하여⁽⁸⁾ 음향과위레벨을 산출하는 과정에서의 주요한 오차요인을 두 가지로 추정할 수 있었다.

첫째, 잔향시간은 측정이 수행되는 공간 내에서도 위치에 따라 다소 다를 수 있기 때문에 잔향 효과의 배제를 위해서는 잔향시간 측정으로부터 평균흡음률을 산출한 뒤에 보정치를 다시 계산하는 과정 대신 직접 잔향시간 측정치를 사용할 수 있는 방법으로 개선되어야 한다.

둘째, 공장 내 설치된 기계의 음압레벨을 측정할 때 통상적으로 평행육면체의 측정 표면을 사용한다. 이때 마이크로폰 위치는 측정 표면 위에 있으며, 그 면은 기준상자의 측면과 평행하고 일정거리만큼 이격한 대상기계를 완전히 둘러싸는 가상적인 면이 된다. 그런데 기존의 모든 표준에서 간과된 오차요인은 음향과위의 정의식을 근사화하는 과정에서 발생한다. 음향과위의 정의는 음원을 둘러싸는 측정면에서 수직 음향세기를 적분한 것이다. 기존의 표준에서는 음향세기의 수직성분을 추출하지 않고 그대로 적분한 음향과위 산출식을 사용하고 있다. 기준상자의 중심에서 바라본 측정면의 입체각 비율만큼의 보정이 필요하다.

따라서, 이 연구에서는 공장 내 대상기계의 음향과위레벨을 측정하는데 있어서 오차를 최소화하기 위해 고려해야할 사항들에 대해 이론적으로 검토하고 모의 실험을 통해 그 타당성을 확인하였다.

2. 측정오차의 주요 영향인자에 대한 검토

2.1 잔향 음장의 보정

음향 파워가 W 인 음원으로부터 거리 r 떨어진 곳에서 관측되는 음압은 직접음에 의한 음압과 잔향음에 의한 음압의 합으로 표현된다.

$$p^2 = p_D^2 + p_R^2 = W\rho c \left[\frac{D_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right] \quad (1)$$

여기서 p_D^2 : 직접음에 의한 음압제곱

p_R^2 : 잔향음에 의한 음압제곱

D_θ : 음원의 방향성 지수

ρc : 음향 임피던스

R : 실정수(room constant)

음원의 지향특성을 무지향성으로 가정하여 $D_\theta = 1$ 라 하고, 음원을 둘러싸는 전체 측정면에 대하여 위식의 검출 음향 파워를 합하면 다음과 같다.

$$\frac{1}{\rho c} \sum_{i=1}^N p_i^2 S_i = W \left[\sum_{i=1}^N \frac{1}{4\pi r_i^2} S_i + \sum_{i=1}^N \frac{4}{R} S_i \right] \quad (2)$$

식 (2)의 좌변은 음압 측정에 의한 음향과위의 산출을 의미한다. 우변의 첫 번째 항은 직접음에 의해 검출되는 음향과위이며 두 번째 항은 잔향음에 의해 검출되는 음향과위이다.

공장 벽면이 완전한 흡음재라면 직접음에 의해 검출되는 음향과위로부터 대상기계의 음향과위레벨을 산출하면 되지만, 실제 공장 벽면은 반사면이므로 인해 잔향효과가 존재하기 때문에, 잔향음에 의한 음향과위 증가량을 고려해야만 한다.

잔향음에 의한 음향과위는 실정수 R 에 의해서 결정되며 측정면 요소 전체에 대해서 식 (2)의 우변의 두 번째 항에서의 이산합은 다음과 같다.

$$\sum_{i=1}^N \frac{S_i}{R} = \frac{S}{R} \quad (S = \sum_{i=1}^N S_i : \text{측정면의 전체 면적})$$

여기서, $R = \frac{\bar{\alpha}s}{1-\alpha}$, $A = \bar{\alpha}s$

A : 흡음력, $\bar{\alpha}$: 평균흡음률

s : 측정실 공간 내부 표면적

실정수 R 은 평균흡음률 $\bar{\alpha}$ 와 흡음력 A 로 표현되는데 흡음력 A 는 측정실의 각 벽면에 서로 다른 흡음계수를 적용한 표면적의 총 합이다. 이때 평균 흡음률 $\bar{\alpha}$ 가 크다면 실정수가 커져서 잔향음이 작아지기 때문에 직접음의 영향만 고려하면 된다. 반대로 평균흡음률 $\bar{\alpha}$ 가 작다면 실정수 R 은 근사적으로 다음과 같다^(5,6).

$$R = \frac{A}{1-\alpha} \approx A$$

그러면 식 (2)는

$$\frac{1}{\rho c} \sum_{i=1}^N p_i^2 S_i \approx W \left(1 + \frac{4S}{A} \right) \quad (3)$$

가 된다.

식 (3)에서 잔향에 의한 보정항 $\frac{4S}{A}$ 은 잘 알려진 Sabine의 식으로부터 다음과 같이 측정공간의 대표 잔향시간으로 평가한다.

$$\frac{4S}{A} = \frac{4S}{\alpha s} = \frac{4T}{q} \frac{S}{s}$$

여기서, $q = 0.161 \frac{V}{s} [S]$, $\bar{\alpha} = \frac{q}{T}$

$T = 0.161 \frac{V}{A}$: 대표잔향시간

V : 측정실 공간의 체적

위 식은 잔향시간을 측정하여 계산된 표면의 평균흡음률로부터 실정수 R 을 구할 수 있지만 측정점 위치에 따라 실정수가 일정하지 않다면 식 (2)의 두 번째항에서의 이산함은 다음과 같이 잔향시간으로 표현된다.

$$\sum_{i=1}^N \frac{S_i}{R_i} = \frac{S}{N} \sum_{i=1}^N \frac{T_i - q}{qs} = \frac{S}{s} \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{T_i}{q} \right) - 1 \right] \quad (4)$$

위 식에서, i 번째 측정면 요소에서 관측되는 잔향특성을 반영하는 실정수 R_i 는 다음과 같다.

$$R_i = \frac{\alpha_i s}{1 - \alpha_i}$$

여기서, α_i : 실정수 R_i 에 대응하는 측정실 내부 표면의 평균 흡음률.

이 경우, 잔향음장에 의한 음향과위의 증가량은 다음과 같이 잔향시간의 산술평균으로 평가할 수 있다.

$$\begin{aligned} W \sum_{i=1}^N \frac{4}{R_i} S_i &= W \frac{4S}{s} \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{T_i}{q} \right) - 1 \right] \\ &= W \frac{4S}{s} \left[\frac{1}{q} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N T_i - 1 \right] \end{aligned} \quad (5)$$

여기서, $\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N T_i$: 각 측정면 요소에서 측정된 잔향 시간의 산술평균.

식 (5)와 같이 잔향시간의 산술평균을 사용하면, 기존의 방식처럼 잔향시간으로부터 평균흡음률을 계산하는 과정 없이 간단히 잔향의 영향을 고려할 수 있는 장점이 있다.

2.2 음향 세기 방향의 보정

Fig. 1과 같이 점음원으로부터 방출된 음파가 ΔS 의 면적을 통해 퍼져나간다고 했을 때, 음향 파워는 원래 음원을 둘러싼 가상 면적을 뚫고 나가는 수직 음향 세기의 면적 적분으로 정의된다. 면적요소 ΔS 상의 한 점 (x,y)에서 직접음의 음향 세기 I_D 는

$$I_D = \frac{W/4\pi}{(x_0+x)^2 + y^2 + d^2}$$

이며 수직 음향 세기 I_n 은

$$I_n = I_D \cos\theta = \frac{W/4\pi \cdot d^2}{[(x_0+x)^2 + y^2 + d^2]^{3/2}} \quad (6)$$

식 (6)로부터 면적 요소 ΔS 를 통과하는 음향과위 $\Delta \hat{W}$ 는⁽⁹⁾

$$\begin{aligned} \Delta \hat{W} &= \iint_{\Delta S} I_n ds \\ &= \frac{W}{4\pi d^2} \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \frac{dydx}{[(x_0+x)^2 + y^2 + d^2]^{3/2}} \\ &= \frac{W}{4\pi d^2} \cdot (\text{solid } \angle \text{ of } \Delta S) \cdot d^2 \end{aligned} \quad (7)$$

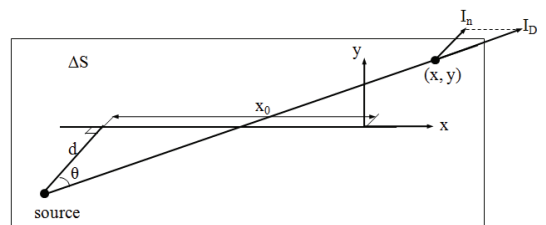


Fig. 1 Direction of sound intensity of source

따라서 음원을 둘러싸는 측정면에 대해 이 값들을 모두 합산하면

$$\hat{W} = \frac{W}{4\pi} \Omega_s \quad (8)$$

Ω_s : 음원을 둘러싸는 측정면 S의 입체각.

이로부터 $W = \frac{4\pi}{\Omega_s} \hat{W}$ 으로 추정되므로 $\frac{4\pi}{\Omega_s}$ 만큼 더 큰 값을 나타내게 된다.

3. 모의 실험을 통한 검증

측정 공간에 대한 잔향효과를 고려할 때 기존의 평균 잔향시간으로부터 평균흡음률을 계산하여 보정하는 방법과 이 논문에서 언급한 잔향시간의 산술평균을 사용하여 직접 보정하는 방법을 모의실험으로 비교하였다. 이와 동시에 측정면의 음향세기 방향에 대한 보정이 면적요소의 면적을 일괄적으로 계산한 경우와 어느 정도의 차이가 나는지도 검토하였다.

3.1 전산모의실험 조건

측정면에서의 잔향 시간 불균일에 의한 음향 파워 추정 시 오차를 검토하기 위하여 실내음향 시뮬레이션 프로그램을 사용하여 모의실험 하였다⁽¹⁰⁾. 측정실 공간의 모델은 일반적인 산업기계분야에서 기계의 원형을 조립-시험하는 작업실 형태의 공간을 염두에 두고 그 모양과 크기를 다음과 같이 단순화 하였으며 Fig. 2는 그 형태를 보인 것이다.

음원을 둘러싸는 측정면의 모델은 Table 1과 같이 설정하였다.

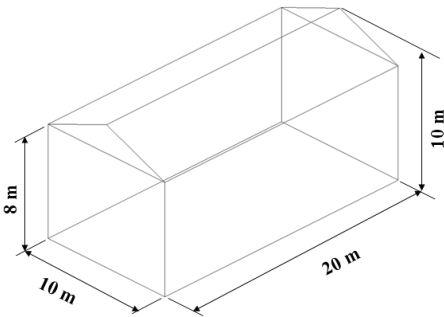


Fig. 2 Model of measurement room

측정면 공간의 크기는 측정대상음원으로 대상기계를 가상하고 그 크기를 고려하여 설정하였다. 측정면 공간의 위치는 공장의 구석으로 두고 아래와 같이 측정면을 설정하였다.

또한 벽면재료의 흡음률은 새빈의 흡음률 모델에 의한 것으로서 일반적으로 알려진 값을 사용하였다⁽¹¹⁾. 샌드위치 패널의 경우 45 mm의 공기층이 있는 가요성(可撓性) 보드로 가정하였으며 중심주파수 63 Hz와 8 kHz의 옥타브 대역에 대한 흡음률은 인접 대역의 흡음률을 사용하였다. 콘크리트 바닥을 제외한 나머지 벽은 샌드위치 패널로 설정하였다.

3.2 면적적분의 근사화 오차에 대한 모의실험

모의실험한 5개의 측정면에서의 면적요소를 보인 것이다. Fig. 3은 모의실험에서 사용된 가상 측정면을

Table 1 Principal dimensions of the measurement side

Measurement side	Width	Height	Size of measurement area element	Number of measurement elements
Front	6 m	3 m	(0.3×0.3) m ²	200
Rear	6 m	3 m	(0.3×0.3) m ²	200
Left	4.2 m	3 m	(0.3×0.3) m ²	140
Right	4.2 m	3 m	(0.3×0.3) m ²	140
Top	6 m	4.2 m	(0.3×0.3) m ²	280

Table 2 Absorption coefficients of wall materials for numerical model

1/1 octave band center freq. [Hz]	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
Material								
Sandwich panel	0.26	0.26	0.13	0.09	0.05	0.05	0.05	0.05
Concrete(paint)	0.02	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.07	0.06

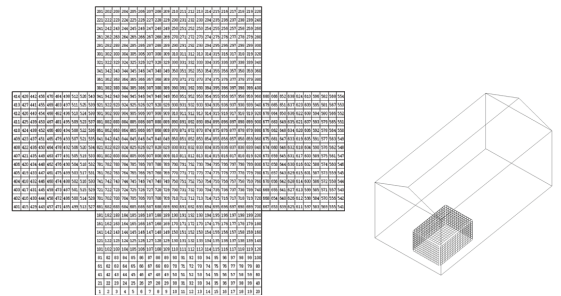


Fig. 3 Area element of measurement surface

보인 것이다. 각각의 면적요소의 면적은 0.09 m^2 이다. 그림에서 보인 960개의 측정점에서 관측된 음압의 제곱에 각각의 면적을 곱하여 합산함으로써 음향파워를 산출한다.

Fig. 4는 바닥 중앙에 가정한 음원에 대해 960개 면적요소들에 대한 방향여현 면적을 나타낸 것이다. 그림에서 보듯이 면적요소의 면적을 일괄적으로 0.09 m^2 로 처리한 경우보다 23%의 면적이 감소한다.

$$\text{면적요소의 전체 합} : 0.09 \times 960 = 86\text{ m}^2$$

$$\text{방향여현 면적의 전체 합} : 66.7\text{ m}^2$$

이는 음향파워에서 기존 보다 약 1.13 dB 낮게 추정하는 효과를 보인다.

$$10\log\left(\frac{66.7}{86.4}\right) = 10\log_{10}(0.77) = -1.13[\text{dB}]$$

3.3 직접음 검토로부터 모의실험의 타당성 검증

1개의 점음원이 측정면 박스의 바닥에 위치할 때 측정면에서는 음원 파워의 50%만 직접적으로 관측되고 나머지 50%는 바닥 방향으로 방사되어 반사

음이 관측되기 때문에 음향파워 90 dB의 음원에 대해서 관측되는 직접음의 음향파워는 87 dB이어야 한다. 이에 90 dB의 음향파워를 갖는 점음원을 단단한 바닥면에 놓은 경우에 대한 전산모의실험에서 직접음으로부터 추정된 대상음원의 음향파워가 87 dB가 되는지 확인해 보았다. 또한 앞서 거론한 면적의 방향여현을 적용하고 잔향시간 산술평군을 적용했을 때 음향파워도 87 dB가 되는지를 모의실험을 통해서 검증하였다.

Table 3에서 보듯이 직접음으로부터 추정한 음향파워가 87 dB 보다 1 dB정도 크게 산출됨을 알 수 있다. Table 4의 경우 측정면의 면적요소에 방향여현을 적용하면 그렇지 않은 경우보다 실제의 파워에 더욱 근접한 결과를 얻을 수 있다. 그런데 잔향효과를 보정하여 추정한 음향파워가 90 dB에 다소 작은 까닭은 면적요소의 방향여현을 얻기 위한 음원의 위치를 측정면 공간의 중심으로 가정하였기 때문이다. 실제의 음원은 추정음원의 위치보다 z방향으로 1.5 m 아래에 있다. 또한 직접음으로부터 추정한 음향파워가 87 dB보다 큰 이유는 바닥과 동일한 좌표값을 갖는 음원은 수직연산오류를 일으키기 때문에 음원이 바닥의 위쪽에 놓여 있어서 엄밀히 50% 이상의 파워가 직접음으로 관측되는 까닭이다.

다음으로 각각의 면적요소에서 각각의 잔향시간을 고려하여 보정한 경우와 잔향시간의 산술평군에 의한 대표잔향시간을 고려하여 보정한 경우에 대해 Table 5의 두 값의 차이를 살펴보면 차이가 없음을 알 수 있다. 이는 잔향시간의 산술평군으로 보정하여도 음향파워 추정에 유용함을 보여주는 결과이다. 따라서 직접음으로부터 모의실험에 대한 타당성을 확인하였기 때문에 좀 더 다양한 음원이 존재하는 일반적인 경우에 대해서도 검토해 보았다.

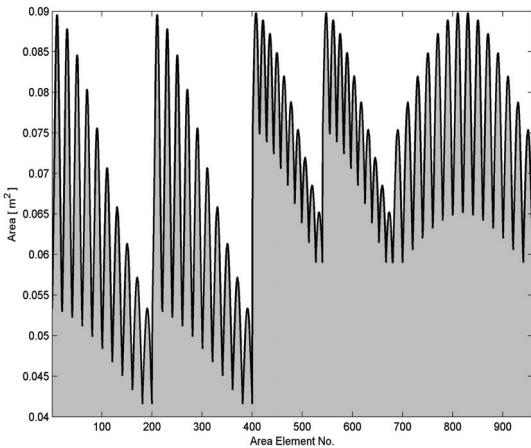


Fig. 4 The area of direction cosine

Table 3 Estimation of sound power from the direct sound(unit : dB)

1/1 octave band center freq.[Hz]	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
Power of source	90.00	90.00	90.00	90.00	90.00	90.00	90.00	90.00
Direct sound	88.21	88.21	88.21	88.21	88.20	88.19	88.14	87.97
Compensation with RT60	90.73	90.73	90.68	90.79	91.97	90.97	90.75	90.79
Compensation with RT30	90.89	90.89	90.82	91.48	91.84	90.97	91.19	90.74
Compensation with RT20	91.03	91.04	90.45	90.50	91.12	90.84	90.44	90.84

Table 4 Estimation of sound power from the direct sound applied direction cosine area(unit : dB)

1/1 octave band center freq.[Hz]	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
Sound power								
power of source	90.00	90.00	90.00	90.00	90.00	90.00	90.00	90.00
Direct sound	87.21	87.21	87.21	87.21	87.20	87.19	87.14	86.97
Compensation with RT60	89.75	89.75	89.69	89.73	90.08	89.97	89.76	89.80
Compensation with RT30	89.90	89.91	89.83	90.48	90.08	89.97	90.20	89.75
Compensation with RT20	90.06	90.06	89.48	89.53	90.13	89.85	89.45	89.87

Table 5 Estimation of sound power applied direction cosine area and reverberation time of arithmetical mean(unit : dB)

1/1 octave band center freq.[Hz]	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
Sound power								
Power of source	90.00	90.00	90.00	90.00	90.00	90.00	90.00	90.00
RT60	89.75	89.75	89.69	89.73	90.08	89.97	89.76	89.80
RT60 of arithmetical mean	89.75	89.75	89.69	89.73	90.08	89.97	89.75	89.80
Error	0	0	0	0	0	0	-0.01	0

Table 6 Estimated sound power without considering the direction cosines(unit : dB)

1/1 octave band center freq.[Hz]	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	
Sound power									
Power of source	94.39	89.89	98.98	95.43	95.62	99.60	98.43	98.31	
No compensation	99.14	94.70	105.59	102.72	103.97	107.50	105.44	103.61	
Compensation with RT60	95.68	91.25	100.55	97.07	97.60	101.41	100.04	99.74	
Compensation with RT30	95.82	91.37	100.69	97.62	97.60	101.41	100.41	99.73	
Compensation with RT20	95.96	91.51	100.45	96.87	97.65	101.34	99.83	99.83	
Error	No	4.75	4.81	6.61	7.29	8.35	7.90	7.01	5.30
	RT60	1.29	1.36	1.57	1.64	1.98	1.81	1.61	1.43
	RT30	1.43	1.48	1.71	2.19	1.98	1.81	1.98	1.42
	RT20	1.57	1.62	1.47	1.44	2.03	1.74	1.40	1.52

Table 7 Estimated sound power including direction cosine area and reverberation time(unit : dB)

1/1 octave band center freq.[Hz]	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	
Sound power									
Power of source	94.39	89.89	98.98	95.43	95.62	99.60	98.43	98.31	
No compensation	98.02	93.56	104.45	101.58	102.83	106.35	104.31	102.50	
Compensation with RT60	94.61	90.16	99.47	95.99	96.52	100.34	98.97	98.68	
Compensation with RT30	94.75	90.28	99.61	96.54	96.52	100.34	99.34	98.68	
Compensation with RT20	94.90	90.41	99.37	95.80	96.58	100.27	98.77	98.78	
Error	No	3.63	3.67	5.47	6.15	7.21	6.75	5.88	4.19
	RT60	0.22	0.27	0.49	0.56	0.90	0.74	0.54	0.37
	RT30	0.36	0.39	0.63	1.11	0.90	0.74	0.91	0.37
	RT20	0.51	0.52	0.39	0.37	0.96	0.67	0.34	0.47

Table 8 Estimation of sound power applied direction cosine area and reverberation time of arithmetical mean(unit : dB)

1/1 octave band center freq.[Hz] Sound power	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	
Power of source	94.39	89.89	98.98	95.43	95.62	99.60	98.43	98.31	
No compensation	98.02	93.56	104.45	101.58	102.83	106.35	104.31	102.50	
Compensation with RT60	94.61	90.16	99.47	95.99	96.53	100.33	98.97	98.68	
Compensation with RT30	94.73	90.26	99.60	96.54	96.53	100.33	99.33	98.65	
Compensation with RT20	94.87	90.39	99.33	95.79	96.57	100.26	98.75	98.75	
Error	No	3.63	3.67	5.47	6.15	7.21	6.75	5.88	4.19
	RT60	0.22	0.27	0.49	0.56	0.91	0.73	0.54	0.37
	RT30	0.34	0.37	0.62	1.11	0.91	0.73	0.90	0.34
	RT20	0.48	0.50	0.36	0.36	0.95	0.66	0.32	0.44

3.4 일반적인 음원에 대한 모의실험 결과

Table 6은 옥타브대역별로 불균일한 음향파위를 갖는 대상음원에 대해 잔향음장에 의한 영향을 보정하여 산출한 음향파위의 결과이다. Table 7은 Table 6의 결과에 방향여현 면적을 적용했을 때의 음향파위를 추정한 결과다. 이 그래프에서 볼 수 있듯이 수직성분을 고려하는 방식이 음향세기의 수직성분을 추출하지 않고 그대로 적분한 것보다 오차가 적게 나타남을 알 수 있다.

또한 Table 8은 잔향시간의 산술평균을 사용하여 보정한 음향파위의 결과다. Table 7과 비교해 보았을 때 각각의 잔향시간을 고려하여 보정한 음향파위와 잔향시간의 산술평균을 사용하여 보정한 음향파위가 같게 산출되는 것을 알 수 있다. 이는 잔향시간의 산술평균으로 보정하여도 음향파위 추정에 유용함을 보여주는 결과라고 할 수 있다.

4. 결 론

공장내 설치된 대상기계의 음향 파워 측정 시 측정 방법에 대한 세심한 주의를 통해 오차를 최소화할 수 있는 요인들을 검토함으로써 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 우선 측정점에서 관측된 음압레벨로부터 산출되는 음향 파워에 포함된 잔향 효과는 각 측정점에서 측정된 잔향시간의 산술 평균에 비례함을 알 수 있었다. 이는 기존의 음향파위의 추정치에서 $10\log\left(1 + \frac{4S}{A}\right)$ 만큼을 빼주는 방법보다 흡음률

을 계산하지 않고 잔향시간의 산술평균을 직접 사용할 수 있는 장점이 있다.

(2) 음원을 둘러싸는 측정면에서의 음압 레벨로부터 음향 파워를 결정하는 데 있어서 오차 요인은 음향 파워의 정의식을 근사화하여 적용하는 과정에서 발생한다. 기존의 표준에서는 음향세기의 수직성분을 추출하지 않고 그대로 적분한 것과 같은 음향파위 산출식을 사용하고 있다. 해석을 통해 수직성분을 고려하는 방식이 보다 오차가 적게 나타날 수 있음을 알 수 있었다. 이 연구에서 수행한 해석과 전산 모의실험의 결과로부터 기준상자의 중심에서 바라본 측정면의 입체각 비율(즉 입체각/4π)만큼 보정을 해주면 보다 오차가 줄어든 음향 파워를 산출할 수 있음을 알 수 있다.

참 고 문 헌

- (1) Heinrich Kuttruff, 1973, Room Acoustics(3rd ed.), ch.2, Elsevier Applied Science, London.
- (2) Irwin, J. D. and Graf, E. R., 1979, Industrial Noise and Vibration Control, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey.
- (3) Lee, J. W. and Kwon, Y. P., 2006, Effect of the Measuring Method of Reverberation Time Using Impulse Response Method on the Normalized Impact Sound Pressure Level, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 1, pp. 34~39.
- (4) KS F 2864 : 2002 Measurement of the Rever-

beration Time of Rooms with Reference to the other Acoustical Parameters.

(5) KS I ISO 3744 : 2002(2007) Acoustics - Determination of Sound Power Levels of Noise Source Using Sound Pressure - Engineering Method in an Essentially Free Field over a Reflecting Plan.

(6) KS A ISO 3746 : 2002(2007) Acoustics - Determination of Sound Power Levels of Noise Source Using Sound Pressure - Survey Method Using an Enveloping Measurement Surface Over a Reflecting Plane.

(7) KS B ISO 9902-6 : 2009 Textile machinery - Noise test code - Part 6 : Fabric manufacturing machinery

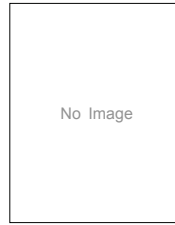
(8) Chun, D. H., Na, H. J. and Lim, B. D., 2006, Noise Source Identification of the Rapier Loom, Proc. of INTER-NOISE06, pp. 1362~1368.

(9) Bies and Hansen, Engineering Noise Control : Theory and Practice, 3rd ed., CRC Press.

(10) LMS, 2005, RAYNOISE Revision 3.1 User Manual, LMS International, LEUVEN, Belgium.

(11) Research Council of Architectural Environment

Acoustics, 1992, An Introduction to Architectural Environment Acoustics, Han-mi, Seoul.



Born in Seoul, **Byoung-Duk Lim** received his B.Eng. degree from Seoul National University, M.S. and Ph.D. degrees from KAIST all in mechanical engineering. From 1985 to 1993 he had worked with Korea Research Institute of Standards and Science. From 1993 he has been with School of Mechanical Engineering at Yeungnam University.



Hae Joong Na received her B.S. and M.S. degree in textile engineering from Yeungnam University. Since 2001 she has been working with Korea Textile Machinery Institute. She is working towards her Ph.D. degree in mechanical engineering at Yeungnam University.