

## 냉각탑의 방사소음특성에 관한 연구

### A Study on the Noise Characteristics of Cooling Tower

박 보 용\*, 김 인 수\*\*, 이 상 환\*\*\*  
B. Y. Park, I. S. Kim, S. H. Lee

**Key words** : Cooling tower noise (냉각탑 소음), Noise measurement(소음측정), Noise radiation (소음방사), Directivity index(방향계수), Noise level prediction program(소음크기 예측프로그램)

#### Abstract

In general, a cooling tower has two major noise sources, one is the fan and the other is the falling water. The fan noise is produced by passage of its blades through the air and radiates from the fan stack. Noises from the falling water are caused by splashing and dropping of water cascading over the internal filler of the cooling tower and into the basin and radiate from the louvered face.

In this paper, the noise measurements and its frequency analysis are carried out for the locations facing the louvered side and near the fan stack referring the related code and standards in order to study the noise characteristics of the induced-draft cooling tower, especially for the buildings.

As a result, it is found that for every doubling of distance from the noise source the noise level decreases by 2~4dBA in the near field with reflect surfaces and decreases by about 6dBA also in the far field without reflect surfaces.

As a supplement to the noise measurements, a computer program with simple algorithm is developed in order to estimate the noise level at a distance from the cooling tower, so that the user could apply and modify it for the particular boundary conditions easily.

#### 1. 서 론

산업의 고급화에 따라 생산현장의 쾌적화는 물론 건물의 고층화, 대형화에 따른 환경조건의 개선이

요구되어지고 있다. 냉각탑(Cooling Tower : 이하 CT)은 환경조건 중 공기조화의 환경조건개선에 이용된다. 국내의 CT설치는 최근에 매년 20~30%의 증가를 보이고 있다. 이러한 폭발적인 CT의 수요에 따라 CT의 가동으로 인한 냉방의 목적 이외에 부차적으로 발생하는 소음의 방사로 주변 환경조건을 열악하게 하는데 최근에는 주거환경의 과밀

\* 정희원, 인천대학교 공과대학 기계공학과  
\*\* 인천대학교 대학원 기계공학과  
\*\*\* 정희원, 한양대학교 공과대학 기계공학과

화에 따른 CT의 소음문제가 야기되어서 이에 대한 대책이 요구되고 있다. 기존에 수행된 CT의 소음 문제에 관한 연구<sup>(1), (2), (3)</sup>는 순환수량이 1m<sup>3</sup>/s 이상인 대형 CT의 자유공간이며 CT로부터 100m 이상 떨어진 원거리에 대한 소음측정에 중점을 두고 있다. 주거환경 주위에 설치되는 소형 CT는 순환수량이 약 0.05m<sup>3</sup>/s 정도로서 1대 또는 복수로 건물의 옥상에 설치되는 것이나, 이들 소형 CT의 소음크기 측정과 소음대책에 대한 체계적인 실험 및 예측이 특히, 국내에서는 아직도 미흡한 실정이다. 일반적으로 냉각탑으로부터 방사되는 소음은 크게 두 부분으로 구별된다. 즉, 공기를 순환시키기 위한 팬의 가동으로 인한 팬 소음과 냉각수가 CT하단으로 떨어지며 내는 소음이다. 소음방사에 관한 식(거리가 2배 떨어질때마다 소음압은 6dBA 감소)은 냉각탑의 크기와 특징이 적용되지 않은 것이기에 냉각탑을 점소음원과 같이 가정할 수 있는 원거리의 소음크기 감소에 관해서만 적용이 가능하며, 근거리에 관한 거리별로 소음크기 감소량을 정량적으로 나타내는 일반식은 아직 정립되어 있지 않다. 따라서, 근거리에서의 거리별 소음크기 감소를 예측하기 위한 측정 및 일반화는 근거리 주거환경에 미치는 소음도를 예측하는데 중요한 기초 자료가 되며 국내 CT산업의 소음대책에 관한 중요한 동기를 부여할 수 있다.

본 논문에서는 국내 CT산업의 현실을 감안하여, 저소음형 CT의 설계기술 개발에 일조가 되도록 CT의 소음측정에 관한 문헌을 요약하여 실험에 응용하고, 또한 특히 CT로부터 근거리(1~40m)의 위치에서 CT로부터 방사되는 소음특성을 고찰하였다. 이어서 CT를 설계, 제작하고 설치하는 엔지니어가 이해하기 쉽고 현장사정에 따라 변경하여

사용이 가능하도록 소음방사 예측 프로그램을 개발하였다<sup>(5)</sup>.

## 2. 소음측정방법

### 2.1 냉각탑

본 논문에서의 CT의 실외 소음현상을 고찰·해석하기 위하여 선정된 흡입형 CT(Induced draft Cooling Tower)의 사양은 Table 1과 같다.

### 2.2 소음측정치

실외 소음의 측정시 측정치는 일반적으로 소음압력레벨(SPL, Sound Pressure Level, dBA)이다. 여기서, A특성은 소음레벨을 나타낼 때 가장 널리 이용되는 것으로 사람 귀의 음의 주파수 특성에 일치하게끔 보정된 소음레벨을 뜻한다.

데시벨은 기준값에 대한 상대치로서, SPL은 다음의 식 (1)으로 계산된다<sup>(1)</sup>.

$$SPL = 20 \log_{10} \frac{P}{P_0} \text{ [dB]} \quad (1)$$

여기서, P는 측정하고자 하는 소음압력크기[Pa]이며, P<sub>0</sub>는 기준압력치로서 2×10<sup>-5</sup>[Pa]이다.

소음은 순음(Pure Tone)이 아닌 여러 주파수가 혼합되어 있다. 따라서, 가청주파수대인 20~20,000Hz에서 주파수별로 상세한 정보를 얻으려면 일반적으로 여러 대역폭으로 나누어 측정, 해석한다. 보통, 공기조화기기(AHU, HVAC-System)의 소음에 대한 주파수 분석에는 1/1옥타브를 채택하고 있으며, 그 중심 주파수는 31.5, 63, 125, 250, 500, 1,000, 2,000, 4,000 및 8,000Hz이다<sup>(6), (7), (8), (9)</sup>.

Table 1 Specification of cooling tower for noise measurement

Cooling capacity	250RT	Height(up to Fan deck)	2,900mm
Heat load	975,00kcal/hr	Fan type/Diameter	Axial flow/2,000mm
Length	2,400mm	Number of fan blade	4
Width	4,370mm	Motor power	10Hp
Overall height	3,630mm	Water flow rate	195m <sup>3</sup> /h

2.3 소음 측정 방법

소음측정에 대한 조사된 자료로는 KS규격, ASHRAE 소음측정추천, CTI(Cooling Tower Institute, 미국 Texas 주 Houston 소재) 및 DIN 45635, Teil46 규격<sup>(10)</sup> 등으로, 본 CT소음측정에 응용하였다.

즉, 이들 규격들을 상호 비교분석하고, 본 실험에서는 측정장소의 조건을 감안하여 아래의 가)~마) 항목으로 요약한후, 소음측정을 수행하였다.

가) 냉각탑 운용상태

실외소음측정에는 CT를 다음의 3가지 방법으로 운용하였다.

- 정상가동(순환수 - 195m<sup>3</sup>/h - 순환과 웬 가동)
- Fan만 가동(순환수 순환 없음) : 특히, 겨울철에 CT의 소음측정에 응용
- 가동 냉각탑수를 4대, 2대 및 1대로 변화

나) 측정 위치

CT로부터 가장 먼 측정거리의 선정은 측정대상의 CT가 소형이므로 이 CT로부터 방사되는 소음이 환경저 기준 주거환경소음 55dB에서 암소음과

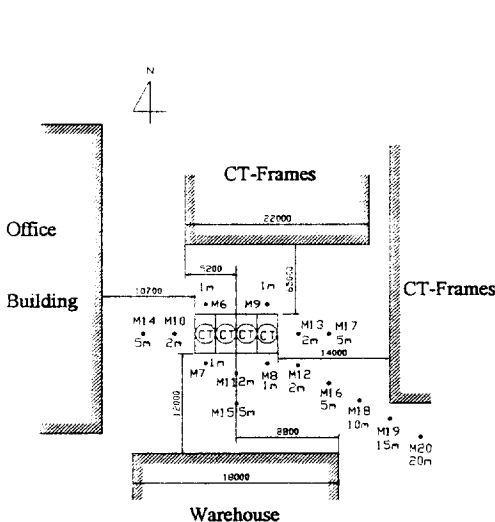
약 10dB 차이 이내에 있을 때까지 측정할수 있는 거리를 다음과 같이 선정하였다.

- 소음원 : 웬의 중앙에서 0.3m 위와 Fan Tip으로부터 1m 위의 위치
- 루버(Louver)소음 : 루버로부터 1m의 거리와 지상으로부터 1.5m의 위치
- 거리에 따른 소음 : 냉각탑의 가로 및 세로의 후레임으로부터 2m, 5m, 10m, 20m 및 40m의 거리와 각각의 거리에서 지상으로부터 1.5m의 위치
- CT상부 방출 소음 : CT로부터 거리 5m, 10m 및 20m에서 CT의 상단높이로부터 수직으로 1m간격으로 15m 지점까지의 위치

다) 소음계

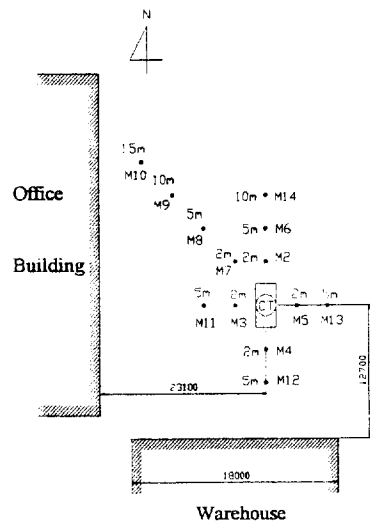
B&K 사의 소음계 Type 2360(Octave Filter 내장)과 Type 2236(Octave Filter 내장)을 사용하였다.

소음계는 CTI 규격에서 권장한 대로, 측정전교정을 하고, 소음원이 마이크로폰의 길이축에 70~90°가 되도록 설치하였다. 또한, 소음계로 동일



Mi : Measurement point at i  
m : Measurement distance in meter

Fig.1 Layout of noise measurement



Mi : Measurement point at i  
m : Measurement distance in meter

Fig.2 Layout of noise measurement

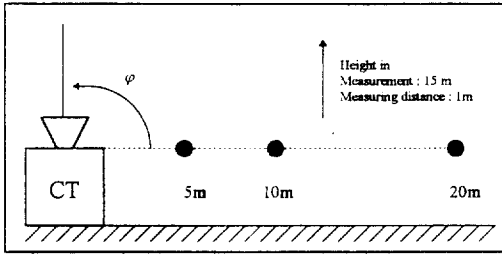


Fig.3 Layout of noise measurement

측정위치에서 최소한 3회이상의 측정을 하여, 가장 측정오차가 적은 소음크기를 최종측정치로 선정하였다.

라) 측정조건

측정시 풍속과 암소음에 유의하였다. 풍속은 3.6m/s이하이고, 암소음 크기는 가능한 측정소음과 10dB 이상을 유지하도록 측정시각을 선정하였다.

마) 측정 Layout

측정 장소의 조건상 구성된 측정 Layout은 Fig. 1, Fig.2와 Fig.3이다. Fig.1과 Fig.2는 주위 반사벽에 의한 영향을 보기위하여 Fig.1보다 Fig.2에서는 반사물의 양을 반으로 줄였다. 또한, Fig.3은 주변 반사벽의 영향이 없는 자유장에서의 소음감소를 측정하기위한 Layout이다.

3. 소음측정결과

Fig.4, Fig.5, Fig.6 및 Fig.7에는 Fig.1과 Fig.2의 측정 Layout으로 측정된 소음레벨(SPL)을 측정일 순으로 표시하였다(냉각탑의 운용상태가 측정일별로 다르므로 측정일 순서로 측정 No.1~No.4으로 표시한다). 이들 그림에서 CT의 루버는 북쪽(N)과 남쪽방향으로 향하게 설치하였다. 또한, 순환수 순환을 위한 펌프의 구동 모터는 북쪽의 루버 아래측에 설치되어있다. Fig.4는 측정시 대기온도 조건상 순환수 순환을 위한 펌프는 가동하지 않았다. 그리고 쉘의 Stack과 그 부근(Stack에서 1.5m 거리)에서의 소음크기도 기록되었다. Fig.5는 순환수의 양이 극히 적은 상황이었지만 측정시 순환수의 순환을 위한 펌프 구동모터를 가동한 결과 Fig.4의 북쪽 루버측이 Fig.5의 북쪽 루버측 보

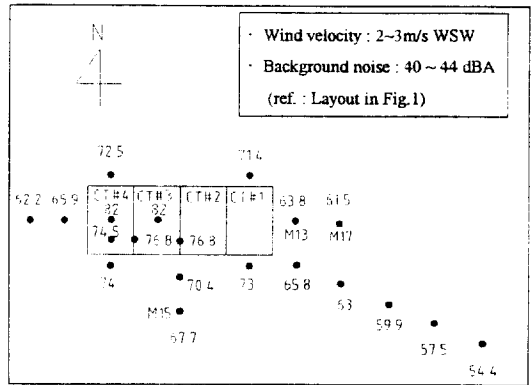


Fig.4 Noise level in SPL for the measurement No.1

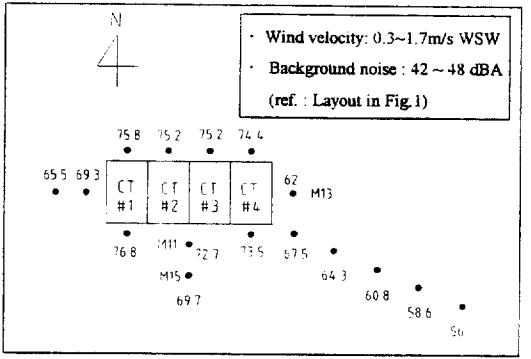


Fig.5 Noise level in SPL for the measurement No.2

다 약 3dBa 낮게 측정되었다. Fig.6은 정상가동과 냉각탑의 대수를 줄여 가며 측정한 결과이다. Fig.7은 냉각탑의 대수를 한대만 설치 가동하여 측정된 결과이다.

4. 소음측정결과 분석

CT로부터 방사되는 소음의 특성을 해석하기 위하여 CT로 부터 떨어진 거리별 소음크기의 감소, CT 대수에 따른 소음크기, CT 구조에 따른 소음 방사특성과 CT 방사소음의 주파수 특성(Fan Stack과 Louver로 부터의 방사특성)등을 고찰하였다. 근거리의 반향장에 있어 소음레벨이 증가하

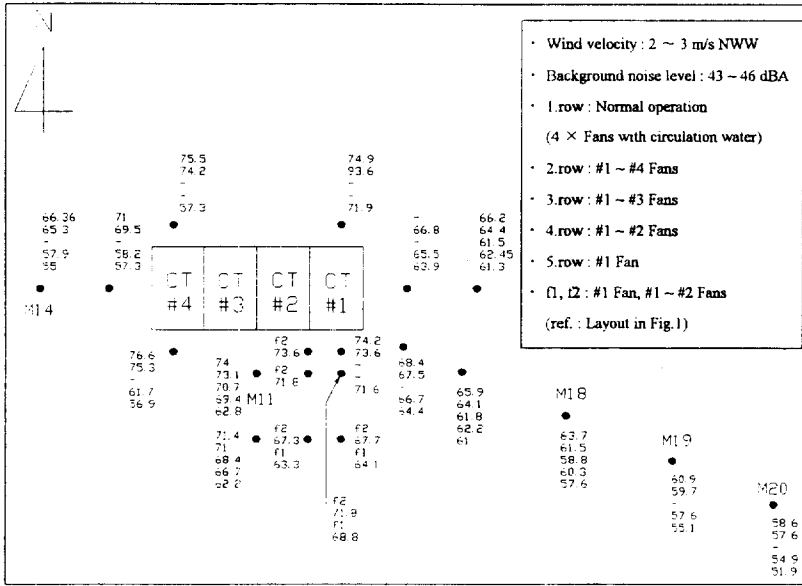


Fig.6 Noise level in SPL for the measurement No.3

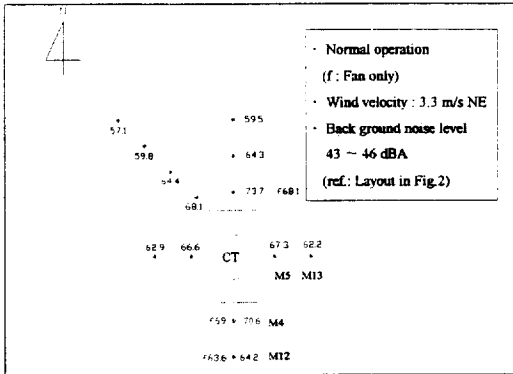


Fig.7 Noise level in SPL for the measurement No.4

여도 원거리에서는 이를 자유장에서의 점소음원으로 볼 수 있으므로 본 실험에서는 CT가 설치되는 주위조건을 고려하여 반향장의 경우, 측정 Layout 상 CT로부터 20m 떨어진 거리까지 측정만 하였고 자유장의 경우는 CT로부터 40m까지 측정을 하였다.

4.1 거리별 소음크기 감소

가) 반향장에서의 거리별 소음감소

일반적으로 실외에서의 소음의 전파는 소음파의 확산, 소음원의 방향 및 소음원의 주위환경조건 등을 고려한 다음의 식 (2)으로 표시된다<sup>(9)</sup>.

$$SPL = PWL - 20 \log(R) + DI_{reverb} - 10 \log(\Omega/4\pi) - 11 - A_{combined, reverb} \quad (2)$$

여기서,  $PWL$ 은 소음 파워레벨[dBA]이고,  $R$ 은 CT로부터 청취자까지의 거리[m]이며,  $DI_{reverb}$ 는 방향계수(Directivity Index)[-]이고,  $\Omega$ 는 공간각(Solid angle)이며,  $A_{combined, reverb}$ 는 조합된 감소[dBA]이다.

이식은 소음의 크기로서  $PWL$ 이 주어졌을 때  $SPL$ 로 변환(그 역도 가능)하는 데에도 이용되고, 거리에 따라 소음크기의 감소 계산에도 사용된다. 즉,  $20 \log(R)$  항은 거리가 2배 멀어짐에 따라 소음크기,  $SPL$ 은 6dB가 감소함을 뜻하며 그밖의 항들은 거리에 의한 감소를 보정하는 항이다.

Table 2는 측정 No.1~4의 거리별 소음크기 ( $SPL$ , dBA)의 감소량을 나타낸다.

즉, CT로부터 2m에서 5m까지는 평균으로 3.46dBA가 감소하고, 5m에서 10m까지는 2.78dBA 감소하

Table 2 Reduction of noise level due to distance from the noise source

related Fig. Distance[m]	Fig.1				Fig.2	Average Value
	Normal operation	No. of CT:4 Fan operation	No. of CT:2 Fan operation	No. of CT:1 Fan operation	Measurement No.4	
2~ 5	2.5	3.4	4.5	3.4	3.5	3.5
5~10	2.2	2.6	1.9	3.4	4.8	2.9
10~15	2.8	1.8	2.7	2.5	3.7	2.7
15~20	2.3	2.1	2.7	3.2	3.1	2.7

고, 10m에서 15m까지는 2.72dBA 감소하고, 15m에서 20m까지는 2.68dBA가 감소한다.

Table 2에서 거리가 2배로 멀어질수록 소음크기가 약 3dBA 감소됨을 알 수 있다. 이는 동일한 측정 조건일 경우 식 (2)에서의 소음크기 감소량 6dBA보다, 피측정물 주위에 소음반사체(Fig.1 참조)가 있어서 소음크기의 감소가 적게 되는 것이다. 그러나, 측정 No.4에서는 거리가 2배로 멀어질수록 소음크기가 약 5dBA 감소함을 나타내어 측정 No.1~No.3의 결과와 비교할 때 약 2dBA의 차이가 있다. 이는 피측정물 주위의 반사체가 소음 감소에 영향을 준다는 것을 확인할 수 있다(Fig.1과 Fig.2 참조). 즉, 측정장소의 자재 등 반사물이 줄어든 것이, 측정 No.4의 거리별 소음크기 감소량이 측정 No.1~No.3보다 큰 이유이다. 그리고 반사체의 유무 외에 소음크기 감소량에 영향을 미치는 또 하나의 인자는 소음원과 측정지점까지의 거리가 될 수 있다. CT의 설치공간 크기와 측정지점을 비교할 때 본실험(Fig.1과 Fig.2)의 측정지점은 근역(Near Field, 이론적으로 냉각탑을 점 소음원으로 보기 어려운 범위로 [11]에 의하면 마이크로폰과 마주하는 CT 구조물의 가로길이와 세로 길이중 가장 큰 길이의 약 3~4배 이내, 약 15m)에 속하기 때문에 CT를 점소음원으로 간주하여 식 (2)를 근역에 적용함에는 타당하지 않다.

나) 자유장에서의 거리별 소음감소

Fig.3의 측정 Layout으로 부터 측정된 소음크기로 자유장에서의 거리별 소음크기의 감소를 도시하면 Fig.8과 같으며, 소음크기의 거리에 따라 보간된 실험식은 다음의 식 (3)과 같다.

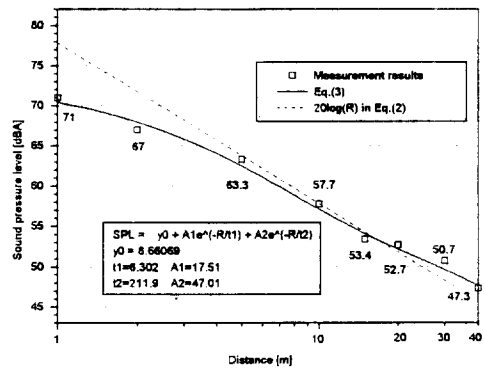


Fig.8 Sound pressure level

$$SPL = 8.66 + 17.51 \cdot \exp(-R/6.302) + 47.01 \cdot \exp(-R/211.9) \quad (3)$$

Fig.8에서 식 (3)으로 도시한 곡선과 측정결과를 비교할 때 약 1dB이내의 오차를 보인다. 그리고 점선은 식 (2)에서 거리에 의한 소음크기 감소항(20 log(R))으로 [11]에서 규정한 근역보다 CT로부터 먼거리에서는 이 감소항에 의한 거리별 감소가 적용될 수 있다는 가정에 의해 CT로부터 약 15m 이상에서 소음크기가 같도록 도시한 것이다. 이 점선과 실선을 비교하면 CT로부터 15m 이내에서는 CT에 가까운 거리일수록 소음크기의 차이가 큼을 알 수 있고 1m 위치에서는 점선이 실선보다 최대로 약 7dB 높게 나타난다. 반향장의 경우에서와 같이 자유장의 경우에서도 근역에서는 CT 구조물을 점소음원으로 가정할 수 없다. 따라서, 근역에서 식 (2)의 적용은 부적합하므로 실험식 (3)으로 소형 CT의 소음크기를 예측함이 바람직함을 알 수 있다.

4.2 CT 대수에 따른 소음크기

Fig.6은 CT 대수의 변환에 따른 소음크기를 측정 한 것으로, CT를 1대 가동시에는 CT#1만을 가동하고, CT를 2대 가동시에는 CT#1과 CT#2를 가동하는 방법으로 CT의 대수를 변환시켰다. 여기서, 측정지점 M14는 1대 가동시 55dBA, 2대 가동시 57.9dBA, 4대 가동시는 65.3dBA로 측정되었다. 이 경우에는 CT#1과 CT#2의 영향을 직접적으로 받지 못하고 CT#4에 가려지므로 2대 가동시와 4대 가동시의 차이가 약 7dBA의 차이를 보인다. 그러나, M11, M18, M19 및 M20에서는 CT 설치위치에 대한 영향이 M14의 경우보다는 적으므로 이 네 지점에서 가동 CT의 대수에 따른 SPL의 증가를 비교해 보면 Table 3과 같다.

Table 3의 네 곳의 측정지점의 소음크기의 평균값을 비교해 보면 1대 가동시 59.1dBA, 2대 가동시 60.8dBA, 4대 가동시 63.0dBA이다. 이는 가동 대수가 2배가 됨에 따라 약 2dBA 증가함을 보는데, 이것은 CT가동 대수가 2배로 증가함에 따라 일반적으로 냉각탑으로부터의 임의의 거리 떨어진 지점에서의 SPL이 3dBA 증가하는 것과 비교할 때 근역에서 주위 반사벽의 영향으로 그 증가율이 적어짐을 알 수 있다.

4.3 CT 구조에 따른 소음 방사특성

가) Fan Stack 하부로의 소음방사

Fig.7의 M4와 M5의 경우, CT로부터 2m 떨어진 같은 거리이나 M4가 M5보다 약 3.3dBA 높게 측정되었다. 그리고 CT로부터 5m 떨어진 M12와

M13의 경우 M12가 M13보다 2dBA 높게 측정되었다. 또한, Fig.4~Fig.6에서 보는바와 같이 M11과 M13, M15와 M17을 비교할때 평균적으로 M11이 M13보다 약 9dBA 높게 측정되었고, M15가 M17보다 약 6dBA 높게 측정되었다. 여기서, M11과 M15는 가동하는 냉각탑으로부터 직접적인 영향을 받을 수 있으나 M13과 M17의 경우 CT#2, #3 및 CT#4의 소음방사영향을 직접 받을 수 없으므로 6~9dBA라는 큰 차이를 나타냈다. 따라서, 정량적으로 소음크기의 비교가 가능한 지점은 M4와 M5, M12와 M13 지점이다. 냉각탑의 구조물양식, 모터 및 구동시스템의 특성과 쉘의 구조가 상사인 흡입형 CT에서는 상사의 법칙이 성립됨으로 루버측이 루버가 아닌 측보다 SPL이 크게 나타남은 [2]와 [4]에서도 확인할 수 있다.

[2]에서는 쉘 Stack으로 부터의 소음방사 영향은 쉘 Stack 상부가 하부보다 고주파측에서 더 높은 SPL을 나타낸다 하였고, [4]에서는 루버 측이 루버 이외의 측보다 3dB 높게 나타난다고 하였다. 본 실험에서도 측정 한 정량적인 비교가 가능한 지점에서의 결과와 [2]와 [4]의 결과를 비교할때 루버측 소음이 루버 이외의 면보다 약 3dBA 정도 증가하는 동일한 결과를 얻었다.

나) Fan Stack 상부로의 소음방사

일반적으로 CT의 주된 소음의 방사는 쉘 Stack 으로부터 방사된다<sup>(2)</sup>. 본 실험에서 측정한 CT 상부로의 소음방사 특징은 Fig.3의  $\phi$ 방향으로 각도가 커질수록 방사되는 소음압이 높은 경향을 나타낸다. 다음의 식 (4)는 Fan Stack으로부터 같은 거리에서 냉각탑과 수평인 지점에서의 소음크기를 기준값으로 하여 각도별로 이 기준값과의 비를 나타내는 식이다.

$$Y = 1.0034 + 0.0014 \cdot \phi + 2.7726E-5 \cdot \phi^2 - 7.8135E-7 \cdot \phi^3 + 4.7198E-9 \cdot \phi^4 \quad (4)$$

여기서, Y는 냉각탑과 수평인 지점에서의 SPL과 각도별 SPL의 비[-]이고,  $\phi$ 는 소음방사각도 [deg] 이다.

식 (4)는 CT 상부로의  $\phi$ 방향으로 임의의 지점에서의 소음크기 예측시 정확한 소음크기에측에서 사용될 수 있다.

Table 3 Noise level due to variation of number of cooling tower

Unit : dBA

No. of CT Measurement point	No. of CT		
	1	2	4
M11	71.6	71.8	73.1
M18	57.6	58.8	61.5
M19	55.1	57.6	59.7
M20	51.9	54.9	57.6
Average value	59.1	60.8	63.0

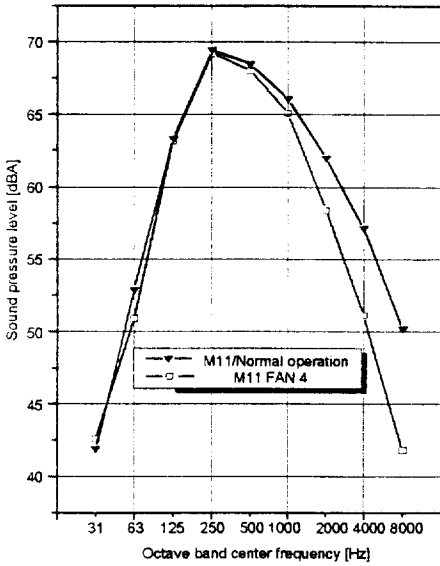


Fig.9 Octave analysis of the sound pressure level

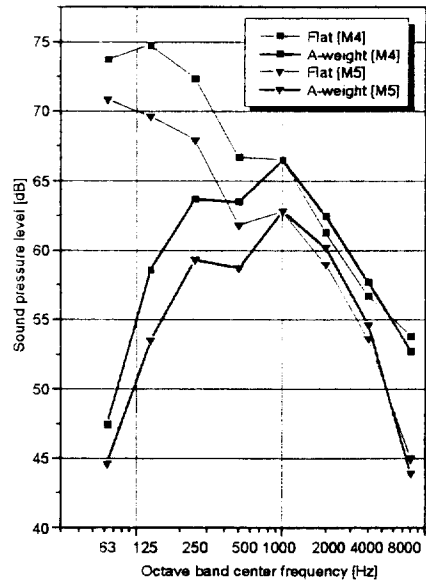


Fig.10 Octave analysis of the sound pressure level

#### 4.4 옥타브 주파수 분석

Fig.9는 옥타브 주파수 분석을 위하여 대표적으로 선정된, 측정 No.3의 M11의 옥타브 분석도이다. 즉, 루버로부터 2m 떨어진 곳에서의 CT를 4대 가동시 정상가동의 경우와 쉘만 가동한 경우에 측정된 소음의 옥타브 분석의 결과를 나타낸 것이다. 250Hz 이하에서는 정상가동과 쉘만 가동과의 SPL의 차이가 나지 않으나, 이 주파수 이상에서는 정상가동의 소음크기가 쉘만 가동한 경우의 소음크기보다 1,000Hz에서는 1dBA, 2,000Hz에서는 2.4dBA, 4,000Hz에서는 4.4dBA 그리고 8,000Hz에서는 6.2dBA 높게 나타난다. 이것은 CT 순환수의 낙하소음이 고주파에서 지배적 이어서 고주파로 갈수록 쉘에 의한 소음과의 차이가 더 커지는 것이다. Fig.10도 역시 옥타브 주파수 분석을 위하여 대표적으로 선정된 측정 No.4의 M4와 M5의 옥타브 분석 도이다. 여기서, 측정은 평탄음으로 하였고 A-특성(A-weight)은 [1]을 참조하여 계산되었다. A-특성 선도는 Fig.9와의 주파수 특성을 비교하기 위한 것이고, 평탄음 선도는 기존 문

헌과의 옥타브 비교분석을 위함이다. A-특성 선도를 보면 알수 있듯이 Fig.1의 Layout으로 측정된 소음크기중(Fig.9) 가장높은 소음크기를 나타내는 주파수역은 250Hz이고 Fig.2의 Layout으로 측정된 소음크기중(Fig.10) 가장높은 주파수역은 1,000Hz이다. 여기서 CT 운용시 Fig.1의 경우가 Fig.2의 경우보다 냉각탑 가동시 순환수 양이 적었다. 순환수의 양이 적은것 보다 순환수의 양이 많은 것이 소음크기의 가장높은 주파수역을 고주파수로 옮김을 알수 있다. 이는 단적으로 순환수에 의한 소음이 고주파수임을 말하며 또한, 순환수로부터 방사되는 소음크기는 순환수의 양이 증가함에 따라 증가함을 알 수 있다.

본 측정의 대상 CT의 순환수량은 0.054m<sup>3</sup>/s이고 정격 구동모터 동력이 약 7.5kW이다. [2]에서의 대상 CT의 순환수량은 1.3m<sup>3</sup>/s이고 정격 구동모터 동력이 373kW으로 양 냉각탑의 차이가 있으나, 냉각탑의 구조물양식, 모터 및 구동시스템의 특성과 쉘의 구조가 상사인 흡입형에서는 전술한 바와 같이 상사의 법칙이 성립된다. 따라서, 상사형의 냉각탑에서 발생하는 소음의 주파수별 특징은



같은 경향을 보인다. 그러나, [2]에서는 측정위치가 원거리이고 자유장이었으나 본측정에서는 근거리이었고 자유장이 아닌 반향장이었으므로 반사벽에 의한 소음크기에는 차이가 있다. Fig.10에서 평탄음선도를 보면 63~250Hz역의 소음크기는 각 주파수역에서 약 2dB의 차이를 보고, 250Hz보다 500Hz에서 약 5.9dB 낮게 측정되었으며 500Hz와 1,000Hz 대역에서는 소음크기가 거의 같게 측정되었다. 그리고 1,000Hz에서 보다 2,000Hz에서 약 3.4dB, 2,000Hz보다 4,000Hz에서는 약 7.1dB, 4,000Hz보다 8,000Hz에서 약 6dB 낮게 측정되었다. [2]에서는 63Hz와 250Hz보다 125Hz에서는 약 1dB 높고, 250Hz보다 500Hz에서 6dB, 500Hz보다 1,000Hz에서는 6dB, 1,000Hz보다 2,000Hz에서 5dB, 2,000Hz보다 4,000Hz에서 2dB 및 4,000Hz보다 8,000Hz에서는 5dB 낮게 나타난다. 본 측정과 [2]의 그것을 비교하면 500Hz~1000Hz에서 6dB와 2,000~4,000Hz에서 5dB의

차이를 보이고 이 주파수 대역 이외에서는 최대 1.5dB의 차이만을 보인다. 따라서, 저주파수(63~250Hz)에서 소음의 레벨이 높고 고주파수(250Hz 이상)일수록 소음크기가 낮은 경향은 [2]와 동일함을 알 수 있다.

## 5. 냉각탑의 방사소음계산 프로그램의 개발

### 5.1 개발목적

본 연구에서 개발한 소음예측 프로그램의 개발목적은 주거지 주위에 설치되는 소형 CT의 운용에 의하여 발생하는 소음이 소음원으로부터 떨어진 거리에 따라 주변환경에 따라 소음크기(SPL)를 예측하는데 있다. 또한, 프로그램을 BASIC으로 구성하고, 알고리즘을 알기쉽게 전개함으로써 사용자가 현장에서 손쉽게 수정보완하여 이용하는데 그 주된 목적이 있다.

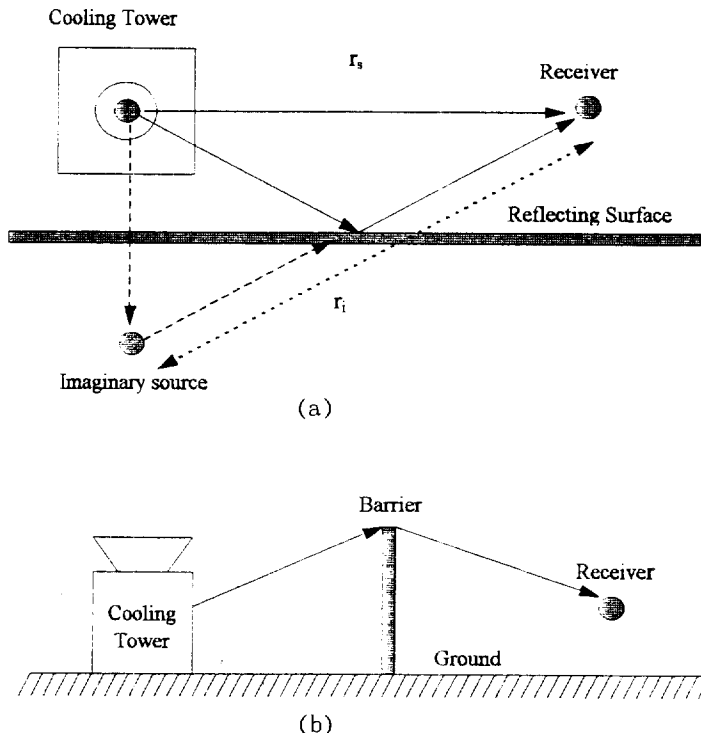


Fig.11 Layout of sound propagation

## 5.2 개발내용 및 범위

CT가동시 임의의 점에서 측정된 소음크기(SPL)를 이용하여 소음원의 소음파워레벨을 산출하거나 또는 웬을 구동시키는 구동모터의 동력으로부터 소음원의 파워레벨을 계산한후, CT를 점소음원으로 가정하고 이로부터 반사벽, 지면, 장벽, 방향성(CT마다 방향성이 다르므로 CT의 방향계수 DI를 선정하여 사용) 및 전달경로상의 공기상태(기준: 상온 20℃, 습도 70%)를 고려하여 CT로부터 임의의 거리 떨어진 지점에서의 소음크기(SPL)를 계산한다. 여기서, 주변환경에 대한 정보는 일반적인 주거지에서 표본측정을 함으로써 주거지역에서의 소음의 반사특성을 반영한다.

반사벽과 지면은 Fig.11의 a)와 같이 반사가되는 지점에 가상 소음원(Imaginary source)을 만들어 가상 소음원으로 부터 소음크기를 알고싶은 청취자(Receiver)까지의 가상적인 경로에 대한 감소를 고려한다. 또한 장벽(Barrier)이 있을때는 b)와 같이 장벽을 거쳐 전달되는 소음만을 고려하여 감소량을 결정한다. 소음측정결과에 대한 시뮬레이션 계산 결과의 신뢰도를 높이기 위하여 식 (3)을 보정하고 동시에 식 (4)를 추가하여 유사한 주위환경을 갖는 위치에 CT를 설치하고자 할때, 미리 CT의 방사소음크기를 예측 할수있는 프로그램을 개발하였다.

## 5.3 프로그램의 알고리즘

개발된 프로그램에서는 거리별 소음크기 감소를 식 (3)을 보정하여 다음의 식 (5)를 이용하였다. 여기서, 식 (3)의 상수항 8.6608dBA는 냉각탑의 대수증가 또는 냉각탑 사양변화에 따른 소음원의 파워레벨의 증감을 고려할 수 없으므로 이를 보정하기 위하여 식 (5)에 보이는 바와 같이  $PWL-68$ 항을 추가 수정하였다. 여기서 68dBA는 본 실험 결과에서 시행오차법으로 산출한 값이다. 그외에 공간형태, 반사벽, 장벽과 전파매질에 따른 보정계수  $DI$ ,  $\Delta L$ ,  $\Delta A$ 와  $\Delta A_{air}$ 를 추가하였다. 그리고 반공간(Half space)에서 소리의 전파는 주파수 대역별로 고려되었다.

$$SPL = PWL - 68 + 17.51 \cdot \exp(-R/6.302) + 47.01 \cdot \exp(-R/211.9) + DI + \Delta L - \Delta A_{air} - \Delta A \quad (5)$$

여기서,  $DI$ 는 공간각에 의한 보정값(지면에 의한 값,  $2\pi$ 일때 3) [dBA]이고,  $\Delta L$ 은 수직인 딱딱한 반사벽에 의한 보정값[dBA]이며,  $\Delta A_{air}$ 는 공기에 의한 감소[dBA]이고,  $\Delta A$ 는 장벽에 의한 보정값 [dBA] 이다.

그리고 부차적으로 CT의 Fan Stack 상부와 하부의 소음방사특성이 다르므로 Fan Stack 상부로의 거리별 소음크기 감소(Fig.3 참조)를 계산할 때는 식 (4)를 이용하여 소음방사각도를 고려하였다.

### 가) 소음원의 $PWL$ 추정

- 냉각탑으로부터 임의의 측정 데이터가 있을 경우:

$$PWL = SPL + 20 \log(R) \quad (6)$$

- 동일한 CT가 복수대로 설치되었을 경우에 CT 대수와 웬에 의한 소음원의 크기 예측에는 다음의 식 (7)을 이용한다.

$$PWL = 10 \log(hp \times N) + 10 \log(P) + 60.2 \quad (7)$$

여기서,  $hp$ 는 웬의 구동모터의 동력[Hp] 이고,  $N$ 은 CT의 거동대수[대] 이며,  $P$ 는 정압[cm] 이다.

식 (7)에서, 보정치인 60.2dBA는 본 실험의 결과에서 시행오차법으로 산출되었으므로 기존의 대용량 웬 구동의 경우, [1]보다 26dBA가 작은 값을 택한 값이다. 본 실험의 경우와 다른 측정조건에서는 표본실험으로 보정치를 재조정 할 수가 있다.

### 나) 공기에 의한 감소

공기에 의한 감소( $\Delta A_{air}$ )는 다음의 식 (8)로 표현된다<sup>(6)</sup>.

$$\Delta A_{air} = \frac{R}{1000} \left[ 0.2 + 3.6 \left( \frac{f_{band}}{1 \text{kHz}} \right) + 0.36 \left( \frac{f_{band}}{1 \text{kHz}} \right)^2 \right] \quad (8)$$

여기서,  $f_{band}$ 는 옥타브밴드 중심주파수[Hz] 이다.

다) 주위의 반사벽 고려

주위 반사벽에 의한 소음크기의 증가량의 보정은 반사벽에 의한 가상의 거리가 소음원으로부터 직접 도달하는 거리의 10배 이상되는 경우는 고려하지 않으며 10배 이하일 때 다음의 식 (9)으로 보정한다(Fig.11)<sup>(12)</sup>.

$$\Delta A = 3.00 - 9.29 \log_{10} \left[ \frac{r_i}{r_s} \right] + 10.13 \left[ \log_{10} \left[ \frac{r_i}{r_s} \right] \right]^2 - 3.84 \left[ \log_{10} \left[ \frac{r_i}{r_s} \right] \right]^2 \quad (9)$$

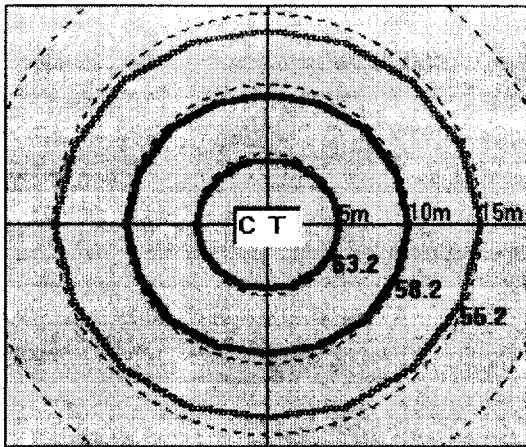


Fig.12 Isogram of sound pressure for the example 1

여기서,  $r_i$ 는 반사벽에 의한 가상거리[m] 이고,  $r_s$ 는 직접도달되는 거리[m]이다.

### 5.5 예제계산

예제계산은 앞절 시험에서 측정한 소음크기의 결과와 개발된 프로그램을 이용하여 계산된 계산결과와의 비교를 위한 것이다.

예제 1) CT의 팬 구동모터의 동력을 이용한 CT로부터 15m 지점에서의 소음크기 계산

◆ 입력

PC상에서 대화식으로 다음과 같은 데이터를 입력한다.

- ① 냉각탑의 댓수 : 1대
- ② 모터동력 : 10Hp
- ③ 소음원으로부터 지면까지의 거리 : 3m
- ④ 소음크기를 알고싶은 위치에서 지면까지의 거리 : 1.5m
- ⑤ 소음원으로부터 소음크기를 알고싶은 위치까지의 거리 : 15m
- ⑥ 냉각탑을 반사벽으로 고려하시겠습니까 : 예
- ⑦ 냉각탑주위의 반사벽 갯수는 몇개입니까 : 4
- ⑧ 소음원과 수직반사표면과의 거리 : Fig.1을 참조하여 12, 10.7, 6.5 및 14m

◆ 출력

주파수별 거리에 따른 소음압감소는 Table 4와 같으며 거리별 소음압 등위선도는 Fig.12와 같다.

예제 2) CT로부터 2m 지점에서 측정한 소음크기를 이용한 거리별 소음크기 계산

Table 4 Simulation results for the example 1 at a distance from the noise source in 15m

1/1 Octave Band Center Freq. [Hz]	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
Sound Power Level [dBA]	50	59	67	66	63	60	55	48
Distance Correction [dBA]	-23	-23	-23	-23	-23	-23	-23	-23
Sound Pressure Level [dBA]	34	43	51	50	47	44	38	28
Overall SPL [dBA]	55.2							

Table 5 Simulation results for the example 2 at a distance from the noise source in 15m

1/1 Octave Band Center Freq. [Hz]	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
Sound Power Level [dBA]	53	61	68	67	65	61	57	51
Distance Correction [dBA]	-23	-23	-23	-23	-23	-23	-23	-23
Sound Pressure Level [dBA]	37	45	52	51	49	45	40	31
Overall SPL [dBA]	56.5							

Table 6 Simulation results for the example 3 at a distance from the noise source in 15m

1/1 Octave Band Center Freq. [Hz]	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
Sound Power Level [dBA]	55	64	72	72	69	65	60	52
Distance Correction [dBA]	-23	-23	-23	-23	-23	-23	-23	-23
Sound Pressure Level [dBA]	39	48	56	56	53	49	43	32
Overall SPL [dBA]	60.7							

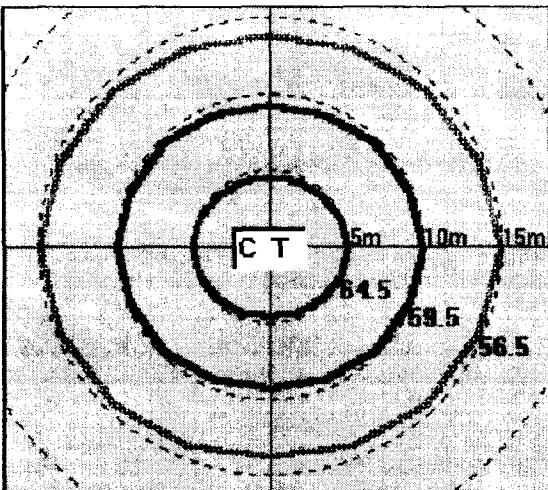


Fig.13 Isogram of sound pressure for the example 2

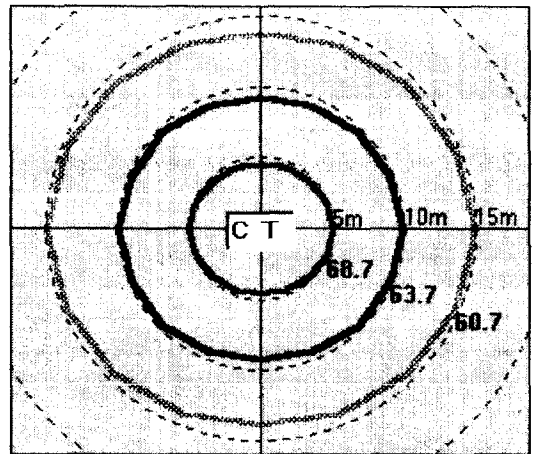


Fig.14 Isogram of sound pressure for the example 3

◆ 입 력

① 소음크기가 측정된 2m 지점에서의 SPL : 66.3dBA

② 예제 1)의 ②항을 제외한 ①항과 ③~⑧항

◆ 출 력

주파수별 거리에 따른 소음압감소는 Table 5와 같으며 거리별 소음압 등위선도는 Fig.13과 같다.

예제 3) CT의 설치대수 4대

◆ 입 력

① 냉각탑의 대수 : 4대

② 예제 1)의 ①항을 제외한 ②~⑧항

◆ 출 력

주파수별 거리에 따른 소음압감소는 Table 6과 같으며 거리별 소음압 등위선도는 Fig.14와 같다.

예제 1), 예제 2)와 예제 3)의 등압선도에서 점선의 원은 CT 중심으로 부터 반경 거리가 5, 10, 15m 임을 나타내고 실선의 타원은 소음압레벨이 같은 등압선이다. 그림상 CT의 좌우 측이 루버 측이다. 점소음원에 대해 반사벽에 의한 소음크기증가를 고려한 후 이 점소음원으로부터 자유장에서의 소음방사와 같이 거리별 소음크기를 계산하였다. 또한, CT 구조상 소음이 방사되는 방향특성도 고려하였다.

예로서, Fig.6~Fig.8에 표시된 소음크기중 CT를 1대 가동하고, CT로부터 거리 5m, 10m 및 15m 지점의 소음크기를 평균한 값은 각각 63.6, 58.4 및 55.2dBA가 된다. 그런데 가), 나)의 예제계산의 출력값과 이들평균치와의 오차는 약 ±1dB 정도이다. 이제 CT 대수에 따른 거리별 소음크기를 다)의 계산과 Fig.4~Fig.6의 측정치를 비교하여 보면 측정 소음크기의 평균소음크기는 CT로부터 5m 및 10m에서 64.3 및 61.5dBA 이나, 다)의 출력값은 CT를 점소음원으로 가정하였을때는 약 5m가 추가되어 10m 및 15m에서 63.7 및 60.7dBA 이다. 따라서, CT 가동 대수 증가에 따른 거리별 소음크기 예측에서도 약 1dB 이하의 오차만을 나타낸다.

5. 결 론

냉각탑의 소음측정 결과로부터 다음과 같은 결론

을 종합할 수 있었다.

1) 일반적으로 소음원으로부터 거리가 2배가 되면 소음크기(SPL)가 6dBA 감소한다. 그러나, 본 실험과 같은 근거리의 반향장 소음측정시 거리가 2배됨에 따른 소음크기의 감소는 2~4dBA 감소함을 알 수 있다.

2) 냉각탑으로부터 방사되는 소음중 1,000Hz이상의 고주파에서는 환에 의한 소음방사보다 물의 낙하소음이 우세하다. 또한 물의 낙하소음은 루버로부터 방사된다.

3) 개발된 프로그램의 이용은 복잡한 모델링을 요하는 기존 상용프로그램의 이용보다 단순화되어 계산되었지만 약 1dB의 오차만을 허용함으로 시간적인 면에서 경제적이고, 효율적임을 알 수 있다. 또한, 주위환경이 달라질 경우 주위환경에 따르는 프로그램의 수정 및 변경이 손쉽다는 효율적인 특징을 갖는다.

후 기

본 논문은 인천대학교 중소기업기술지원센터의 1994~1995년도 연구개발과제인 “공해방지 및 절전형 냉각탑 개발”의 연구개발내용의 일부이다. 본 논문의 실험이 가능하도록 협조하여주신 주식회사 경인기계에 감사를 표합니다.

참 고 문 헌

1. Irwin, J. D., Graf, E. R., 1979, Industrial Noise and Vibration Control, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs.
2. Wang, J. S., 1979, “Prediction and Control of Induced Draft Cooling Tower Noise”, Noise Control Engineering, March-April, pp. 74~81.
3. Capano, G. A., Brandely, W. E., 1976, “Noise prediction techniques for siting large natural draft and mechanical draft cooling towers”, CTI Paper No. TP76-05, Houston.
4. Miller, L., Long, F. M., 1962, “A Practical Approach to Cooling Tower Noise Evalua-

- tion”, Heating, Piping & Conditioning, pp. 141~151.
5. 박보용, 1995, “공해방지 및 절전형 냉각탑 개발”, 인천대학교 중소기업기술지원센터, 인천.
  6. 한국공업표준협회, 1987, “KS A0701-1987”, 서울.
  7. ASHRAE, 1990, Handbook of HVAC, McGraw-Hill Book Co., New York.
  8. CTI, 1981, “Code for Measurement of Sound from Water-Cooling Tower, CTI Code ATC-128”, Houston.
  9. Beranek, L. L., Ver, L. L., 1992, Noise and Vibration Control Engineering., John Wiley & Sons, Inc., New York.
  10. DIN45635, Teil 46, “Geräuschmessung an Maschinen(Luftschallemission, Hüllflächen-Verfahren, Kühltürme)”, Berlin.
  11. CTI, 1982, “The new CTI Sound Code-Interpretation and Application”, paper No. 82-06, Houston.
  12. Reynolds, D. D., Bledsoe, J. M., 1991, Algorithms for HVAC Acoustics, ASHRAE, Tullie Circle/Atlanta.