

## 음향파워 평형방법을 이용한 HVAC 시스템 소음예측

### Prediction of HVAC System Noise by Acoustic Power Balancing Method

°홍진무\* · 최태묵\*\* · 김병희\*\* · 조대승\*\*\* · 김동해\*\*\*\*

Jin-Moo Hong, Tae-Muk Choi, Byung-Hee Kim,

Dae-Seung Cho and Dong-Hae Kim

Key Words : HVAC system(공기 조화 시스템), Acoustic power balancing method(음향파워 평형방법), Attenuation(감쇠), Transmission(투과), Reflection(반사)

#### ABSTRACT

In this study, the acoustic power balancing method to analysis HVAC system noise is presented. The method can consider not only forward but also backward propagations of noise generated by the operation of air supply units and aerodynamical disturbance at duct elements. This can be done by estimating sound transmission and reflection properties of duct elements, and balancing acoustic powers of total HVAC system. To verify the accuracy of the presented method, numerical analysis for a HVAC system is carried out and the results are compared with those obtained by a traditional empirical method, suggested by National Environmental Balancing Bureau.

#### 1. 서론

건물, 플랜트 등에는 물론 대형 선박에도 필수적으로 설치되고 있는 HVAC 시스템(heating, ventilation and air conditioning system)은 팬, 공조기 등에 의한 1차 소음과 함께 유속을 갖는 공기흐름이 댐퍼(damper), 엘보우(elbow), 분기관(junction), 확산기(diffuser) 등을 통과할 때 발생한 2차 소음이 배관 출구단까지 전파되어 실내 또는 옥외소음을 유발한다.

특히, 선박의 HVAC 시스템 소음은 주기관, 프로펠러 등의 주요 고체 및 공기 소음원으로부터 멀리 위치한 선실의 주요 소음원으로서 고급 여객선과 같이 선실 소음 기준치가 매우 엄격한 선박에서는 HVAC 시스템의 각 위치별 음향파워를 정도 높게 예측할 수 있어야만 효과적이고도 경제적인 선실 방음 설계를 도모할 수 있다<sup>(1)</sup>.

일반적으로 HVAC 시스템 소음해석은 각 배관요소 소음의 음향 전달 및 발생 특성을 이론 해석 또는 실험 등의 방법으로 구한 자료를 이용하여 팬 또는 공조기와 배관 출구단사이에 위치한 각 배관요소 소음의 음향파워를 순차적으로 계산하는 경험적 방법을 적용하고 있다<sup>(2,3)</sup>. 이 방법은 비교적 간단하게 HVAC 시스템 소음예측에 적용할 수 있으나 공기 공급 경로의 역방

\* 부산대학교 대학원 조선해양공학과  
E-mail : drmsphbd@hanmail.net  
Tel : (051) 510-2752

\*\* 부산대학교 대학원 조선해양공학과

\*\*\* 정희원, 부산대학교 조선해양공학과

\*\*\*\* 정희원, 현대중공업(주) 동역학연구소

향으로 전파되는 소음과 루프(loop) 관로 등을 고려할 수 없어 복잡한 배관계의 소음특성을 정밀하게 반영하기 어렵다.

이에 본 연구에서는 파동효과가 적은 HVAC 시스템 소음의 정도 높은 예측을 위하여 각 배관 요소에서의 음향 발생 및 감쇠는 물론 인접한 배관 요소간의 음향파워 전달과 반사를 고려할 수 있는 음향파워 평형방법<sup>14)</sup>을 이용한 소음예측 프로그램을 개발하였다. 개발된 프로그램은 미국 NEBB(national environment balancing bureau) 방법으로 각 배관 요소의 음향특성치를 산정할 수 있고, HVAC 시스템 모델링 및 결과 확인에 3차원 GUI(graphic user interface)를 지원하여 효율적인 HVAC 시스템 소음 예측 및 저감 대책 수립이 가능하다. 개발된 프로그램의 정확도와 편의성은 일련의 수치계산을 수행하여 검증하였다.

## 2. HVAC 시스템 소음해석

### 2.1 기본 가정

배관 단면 내의 음향 인텐시티는 일정하다고 가정한다. 즉, 음향 파워 전달에 있어서 배관 내 고차모드의 영향은 무시하며, 특정 단면에서의 음향출력 분포는 일정하다고 간주한다.

### 2.2 배관 요소 결합부에서의 관계식

Fig. 1에 보인 바와 같이 두 개의 배관 요소가 연결되어 있는 경우 배관의 결합부 음향파워는 다음과 같은 평형 관계식을 만족하여야 한다

$$W_j^{RO} = \tau_j^R W_j^{RI} + R_j^L W_j^{LI} \quad (2.1)$$

$$W_j^{LO} = \tau_j^L W_j^{LJ} + R_j^R W_j^{RJ} \quad (2.2)$$

여기서,  $W$ 는 음향 파워,  $\tau$ 는 투과율,  $R$ 은 반사율을 나타내며, 하첨자  $j$ 는 배관 결합부 위치를 나타내는 인자, 상첨자  $L, R$ 은 각각 결합부를 기준으로 음향 파워가 좌·우로 진행되는 방향을 나타낸다. 또한, 상첨자  $I, O$ 는 각각 배관 요소에서 결합부 방향으로 초기 입사되는 음향파워와 반사 및 투과에 의해 결합부 반대 방향으로 전달되는 음향파워를 나타낸다. 한편, Fig. 2에 보인 바와 같이 배관 요소 내에서 소산 또는 발생되는 음향파워 성분을 고려할 경우 임의의 배

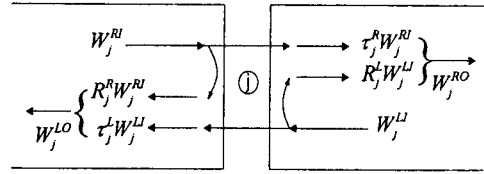


Fig. 1 Transmission and reflection of acoustic power at the boundaries of duct elements

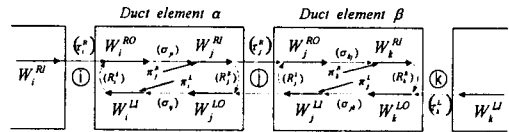


Fig. 2 Generation, transmission and reflection of acoustic power in two duct elements

관 요소  $\alpha$  내부의 음향 파워 성분간에는

$$W_i^{RO} = \tau_i^R W_i^{RI} + R_i^L W_i^{LI} \quad (2.3)$$

$$W_j^{LO} = \tau_j^L W_j^{LJ} + R_j^R W_j^{RJ} \quad (2.4)$$

$$W_i^{LI} = \sigma_{ii} W_j^{LO} + \pi_i^L \quad (2.5)$$

$$W_j^{RJ} = \sigma_{jj} W_i^{RO} + \pi_j^R \quad (2.6)$$

와 같은 평형 관계식이 성립해야 한다. 여기서,  $\sigma_{ii}$ 는 배관 요소 결합부  $j$ 에서  $i$ 로 향하는 음향파워의 전달율이고,  $\pi_i^L$ 는 배관 요소 내에서 발생하여 좌측 결합부  $i$  방향으로 전달되는 음향파워,  $\pi_j^R$ 는 배관 요소 내에서 발생하여 우측 결합부  $j$  방향으로 전달되는 음향파워로서 소음원이 배관 요소 내에 위치하거나 유동으로 인해 배관 요소내에서 발생한 2차 소음의 음향파워를 의미한다.

식(2.3)과 식(2.4)를 각각 식(2.5)와 식(2.6)에 대입하면

$$W_i^{LI} - \sigma_{ii}(\tau_j^L W_j^{LJ} + R_j^R W_j^{RJ}) = \pi_i^L \quad (2.7)$$

$$W_j^{RJ} - \sigma_{jj}(\tau_i^R W_i^{RI} + R_i^L W_i^{LI}) = \pi_j^R \quad (2.8)$$

와 같은 음향파워 평형 관계식이 성립한다.

한편, 챔버(chamber), 분기부와 같이 동일한 결합부에 2개 이상의 배관 요소가 연결된 경우에는 결합된 모든 배관요소의 음향파워가 결합부에서 평형을 이루어야 된다는 조건으로부터 복수 배관요소가 결합된 경우의 음향파워 평형관계식을

$$W_j^{LI} - \sum_{k=1}^m \sigma_{jk}(\tau_k^L W_k^{LJ} + R_k^R W_k^{RJ}) = \pi_j^L \quad (2.9)$$

$$W_j^{RI} - \sum_{i=1}^n \sigma_{ji} (\tau_i^R W_i^{RI} + R_i^L W_i^{LI}) = \pi_j^R \quad (2.10)$$

와 같이 나타낼 수 있다.

한편, 결합부  $j$ 가 배관이 끝나는 부분인 경우에는 배관단부에서 역방향으로 전달되는 음향파워  $W_j^{LI}$ 는 배관시스템 외부에서 배관단부로 유입되는 음향파워  $\pi_j^L$ 밖에 없으므로 식(2.9)는

$$W_j^{LI} = \pi_j^L \quad (2.11)$$

와 같이 나타낼 수 있다.

## 2.2 HVAC 시스템의 음향파워 평형방정식

HVAC 시스템을 구성하는 배관요소를  $m$ 개의 결합부를 갖는 계로 모델링할 경우 각각의 결합부에 대해 식(2.9)와 식(2.10)을 순차적으로 적용하면 HVAC 시스템 전체의 음향파워 평형관계식은 다음과 같은 행렬관계식으로 나타낼 수 있다.

$$BW = \Pi \quad (2.12)$$

여기서,

$$W^T = [W_1^{LI} \ W_1^{RI} \ \dots \ W_m^{LI} \ W_m^{RI} \ \dots \ W_m^{RI}]$$

$$\Pi^T = [\pi_1^{LI} \ \pi_1^{RI} \ \dots \ \pi_m^{LI} \ \pi_m^{RI} \ \dots \ \pi_m^{RI}] \quad (2.13)$$

이며, 배관요소의 음향파워 전달, 반사 및 투과 특성을 나타내는 정방행렬  $B$  ( $2m \times 2m$ )의 요소는

$$\begin{aligned} b_{kk} &= 1 & \text{for } k=1, 2, \dots, 2m \\ b_{k, k+1} &= b_{k+1, k} = 0 & \text{for } k=1, 2, \dots, 2m-1 \\ \left. \begin{aligned} b_{2i-1, 2j-1} &= -\sigma_{ij} \tau_j^L \\ b_{2i-1, 2j} &= -\sigma_{ij} R_j^R \\ b_{2i, 2j-1} &= -\sigma_{ij} \tau_j^R \\ b_{2i, 2j} &= -\sigma_{ij} R_j^L \end{aligned} \right\} & \begin{aligned} &\text{for } i \neq j \\ &\text{and } i, j=1, 2, \dots, m \end{aligned} \end{aligned} \quad (2.14)$$

이다. 여기서, 인자  $i, j$ 는 배관 결합부의 고유번호를 나타낸다. 상기의 정방행렬  $B$ 는 HVAC 시스템을 구성하는 각 구성 요소의 음향파워 전달율과 결합부의 반사율 및 투과율 자료, 음향파워벡터  $\Pi$ 는 송풍기 등과 같은 소음원의 음향파워와 각 배관요소에서의 2차 음향파워 발생 특성을 이용하여 구성할 수 있다. 따라서, 배관 요소의 각 결합부 음향파워  $W$ 는

$$W = B^{-1} \Pi \quad (2.15)$$

와 같이 구할 수 있다.

## 2.3 배관 요소의 음향파워레벨과 음압레벨

HVAC 시스템의 소음해석에서 최종적인 관심 물리

량은 개구단에서 방사되는 음향파워레벨과 각각의 배관 요소 내부에서의 음향파워레벨 또는 음압레벨이다. 따라서, 식(2.15)에 의해 각 결합부 음향출력레벨이 산정되면 배관 개구부에서의 음향파워레벨  $L_w$ 는 개구부에서의 투과율  $\tau_j^R$ 과 개구부에 해당하는 결합부에서의 음향파워  $W_j^{RI}$ 를 이용하면 다음과 같이 산정된다.

$$L_w = 10 \log \left( \frac{\tau_j^R W_j^{RI}}{W_0} \right) \quad (2.16)$$

여기서,  $W_0$ 는 기준 음향 파워 ( $10^{-12}$  Watt)이다.

한편, 배관 요소  $\alpha$ 와  $\beta$ 의 결합부  $j$ 에서 음압레벨  $(L_{\beta j})_\alpha$ 과  $(L_{\beta j})_\beta$ 는 각각 좌우방향에서 유입되는 음향출력의 합을 이용해서 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} (L_{\beta j})_\alpha &= 10 \log \left( \frac{P_{j\alpha}}{p_0} \right)^2 \\ &= 10 \log \left\{ \frac{\rho c}{p_0^2 S_\alpha} (W_j^{RI} + W_j^{LO}) \right\} \end{aligned} \quad (2.17)$$

$$\begin{aligned} (L_{\beta j})_\beta &= 10 \log \left( \frac{P_{j\beta}}{p_0} \right)^2 \\ &= 10 \log \left\{ \frac{\rho c}{p_0^2 S_\beta} (W_j^{RO} + W_j^{LI}) \right\} \end{aligned} \quad (2.18)$$

여기서,  $\rho$ 는 공기밀도 ( $kg/m^3$ ),  $c$ 는 음속 ( $m/s$ )  $S_\alpha, S_\beta$ 는 각 요소의 단면적 ( $m^2$ )이고  $p_0$ 는 기준음압  $2 \times 10^{-5}$  ( $N/m^2$ )을 나타낸다.

## 3. 배관 요소의 음향 특성치 산정

### 3.1 균일 단면 직선 배관

직선 배관 요소의 음향 파워 전달율  $\sigma_{ji}$ 는 다음과 같다.

$$\sigma_{ji} = \exp \left\{ -\frac{A_{att}}{4.34} \cdot L_a \right\} \quad (3.1)$$

여기서,  $A_{att}$ 는 단위 길이당 감음량 ( $dB/m$ )이고,  $L_a$ 는 배관요소의 길이 ( $m$ )를 나타낸다.

### 3.2 단면 변화를 갖는 직선 배관

Fig. 3에 보인 바와 같이 배관 단면적이 변화하는 부분에서의 반사율  $R$ 과 투과율  $\tau$ 는 저주파수 영역에서의 임피던스 부정합에 의한 반사 효과를 무시하면 다음과 같이 산정할 수 있다.

$$\text{확대} : R_j^L = 0 \quad (3.2)$$

$$\tau_j^L = 1 \quad (3.3)$$

$$\text{축 소 : } R_j^R = 1 - \frac{A_j^R}{S_\alpha} - \frac{S_\beta}{S_\alpha} \quad (3.4)$$

$$\tau_j^R = \frac{S_\beta}{S_\alpha} \quad (3.5)$$

여기서,  $A_j^R$ 는 변단면 부분에서의 흡음력 ( $m^2$ )이고  $S_\alpha$ ,  $S_\beta$ 는 결합부를 공유하는 배관의 단면적(단,  $S_\alpha > S_\beta$ )을 나타낸다.

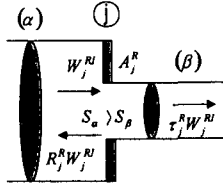


Fig. 3 Duct element having the discontinuity of cross-sectional area

### 3.3 배관 단부

Fig. 4에 나타낸 배관 단부에서는 음파의 위상 효과를 무시하면 반사율  $R_j^R$ 과 투과율  $\tau_j$ 를 다음과 같이 산정할 수 있다.

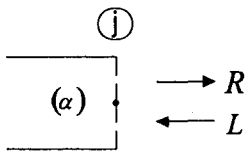


Fig. 4 Duct end elements

$$\text{폐단부: } R_j^R = 1 - \frac{A_j^R}{S_\alpha} \quad (3.6)$$

$$\tau_j^R = \tau_j^L = 0$$

$$\text{개단부: } R_j^R = R, \quad R_j^L = 0$$

$$\tau_j^R = 1 - R, \quad \tau_j^L = 1 \quad (3.7)$$

여기서,  $A_j^R$ 는 폐단면부의 흡음력 ( $m^2$ )이고,  $S_\alpha$ 는 배관 단면적 ( $m^2$ )이며,  $R$ 은 배관 끝단이 노출된 공간과 배관 내부의 음향임피던스 차로 인한 반사율이다.

### 3.4 유입구와 유출구를 갖는 챔버 요소

Fig. 5에 나타낸 유입구 1개와 유출구 1개로 구성된 챔버(chamber) 요소의 결합점  $i$ 와  $j$ 에서의 음향 특성치는 다음과 같이 산정한다.

$$\tau_i^R = \tau_i^L = \tau_j^R = \tau_j^L = 1 \quad (3.8)$$

$$R_i^L = R_j^L = 0 \quad (3.9)$$

$$R_i^R = \frac{1 - \bar{a}_\alpha}{A_\alpha} S_i \quad (3.10)$$

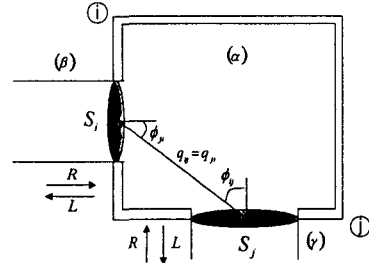


Fig. 5 Schematic of a chamber

$$R_j^R = \frac{1 - \bar{a}_\alpha}{A_\alpha} S_j \quad (3.11)$$

$$\sigma_{ji} = \left( \frac{\cos \phi_{ji}}{2\pi q_{ji}^2} + \frac{1 - \bar{a}_\alpha}{A_\alpha} \right) S_j \quad (3.12)$$

$$\sigma_{ij} = \left( \frac{\cos \phi_{ij}}{2\pi q_{ij}^2} + \frac{1 - \bar{a}_\alpha}{A_\alpha} \right) S_i \quad (3.13)$$

여기서,  $S_i$ ,  $S_j$ 는 결합점  $i$ ,  $j$ 의 단면적,  $\bar{a}_\alpha$ 는 챔버 요소  $\alpha$ 의 평균 흡음률,  $S_\alpha$ 는 챔버 요소  $\alpha$ 의 결합부 면적을 제외한 전체 내부 표면적,  $A_\alpha (= \bar{a}_\alpha \times S_\alpha)$ 는 챔버 흡음력,  $q_{ij} = q_{ji}$ 는 결합점  $i$ ,  $j$ 의 중심간 거리이고  $\phi_{ij}$ ,  $\phi_{ji}$ 는 결합점  $j(i)$  단면의 중심점과 결합점  $i(j)$ 의 중심점을 잇는 직선이 결합점  $j(i)$  단면의 수직 중심 축과 이루는 각도를 나타낸다.

상기 식(3.10)과 식(3.11)의 반사율 산정 방법은 챔버 결합점에서의 반사특성을 무시하고, 챔버 내부에서의 반사 효과를 결합점의 반사율로 고려한 것이다. 이는 음향파워 평형 관계식에서는 챔버 내부에서의 반사효과를 반영하기 어렵기 때문이다.

한편, 챔버로 음향파워가 유입되는 경우 결합점에서의 투과율은

$$\tau_i^R \leq 1 - R_j^R, \quad \tau_j^R \leq 1 - R_i^R$$

이어야 한다. 그러나, 이와 같은 경우 챔버 내부 반사 효과가 반영된 결합부 반사율로 인해 챔버로 유입되

는 입사음향파위가 감소하게 된다. 이에 본 연구에서는 챔버로 유입되는 음향파위의 투과율은 모두 1로 간주하여 계 전체의 에너지 평형이 보전될 수 있도록 하였다. 또한, 챔버 내부에서 발생하는 2차 소음의 음향파위는 결합부의 총 단면적에 대한 각 개구부의 면적비에 따라 분배되어 진다고 간주하여

$$\pi_i^L = \pi_a \frac{S_i}{S_T} \quad (3.15)$$

$$\pi_j^L = \pi_a \frac{S_j}{S_T} \quad (3.16)$$

와 같이 산정하였다. 여기서,  $\pi_a$ 는 챔버  $a$  내부에서 발생하는 음향파위이고,  $S_T$ 는 챔버 요소에 결합된 배관 요소들의 총 단면적이다.

복수의 유입구와 유출구를 갖는 챔버의 경우에도 동일한 방법으로 각 결합점에서의 음향 특성치를 산정할 수 있다. 한편, 상기 방법에 의한 챔버 요소의 반사율과 전달을 산정은 챔버 크기가 음파의 파장과 비교하여 상대적으로 큰 경우에만 정확도가 보장된다

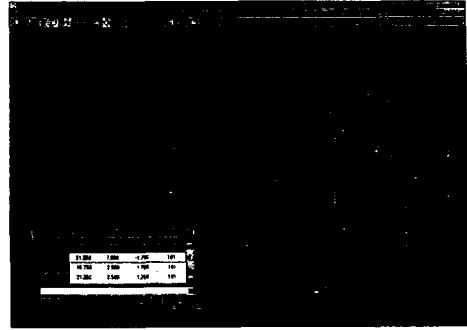
### 3.5 소음원 및 유동으로 인한 2차 발생소음의 음향파위

HVAC 시스템의 정도 높은 소음해석을 위해서는 팬과 같은 1차 소음원 뿐만 아니라 소음원로부터 최종 배관 단부 사이에 위치한 엘보우, 굴곡부, 분기관, 댐퍼, 확산기 등에서 유동으로 인해 발생하는 2차 발생소음의 음향 파워를 반영하여야 한다. 이에 본 연구에서는 미국의 NEBB(National Environmental Balancing Bureau)에서 제시한 방법으로 배관요소의 1차 및 2차 발생소음의 음향파위를 산정하였다.

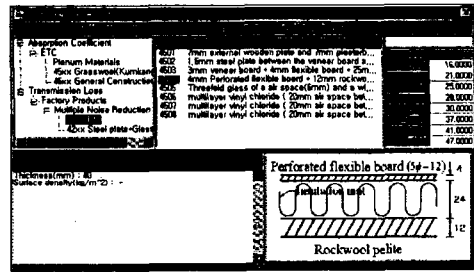
## 4. 수치계산 예

본 연구에서는 전문적인 음향파위평형 방법은 물론 미국 NEBB에서 제시한 경험식 방법을 선택적으로 적용할 수 있는 HVAC 시스템 소음예측 프로그램을 개발하였다. 개발된 프로그램은 HVAC 시스템의 모델링 및 결과 확인에 3차원 GUI(graphic user interface) 기능을 지원하여 효율적 소음예측이 가능하다. 개발된 프로그램의 주 화면과 배관요소의 흡음률 및 투과 손실 자료 데이터베이스 관리창은 Fig. 6에 나타내었다.

음향파위 평형방법에 의한 HVAC 시스템 소음예측의 정확도를 검토하고자 NEBB 자료에서 계산 예로 제공하고 있는 Fig. 7에 보인 바와 같은 직선 배관 요소와 분기관, 엘보우, VAV(terminal volume regulation unit) 유니트 및 확산기로 구성된 HVAC 시스템에 대하여 소음예측을 수행하였다. HVAC 시



(a) Main window



(b) Material database window

Fig. 6 HVAC system noise prediction program

스템은 Fig. 8에 보인 바와 같이 총 17개의 결합점을 이용하여 8개의 직선 배관요소와 분기관, 엘보우 등과 같이 2차소음이 유발되는 배관요소에 해당하는 6개의 챔버요소 및 배관단부의 점요소 2개로 모델링하였다.

소음예측에 이용된 1차 소음원인 팬의 음향파위레벨과 소음기와 VAV 유니트의 삽입손실에 대한 자료는 Table 1에 나타내었다. 배관요소는 모두 라이닝이 되지 않은 원형 배관이며, 팬의 공급 공기량은 3.302L/s이고, 부 배관을 통과하는 공기량은 337L/s이다. 또한, 분기부, 확산기, 굴곡부에서의 2차 발생소음과 각 요소의 감쇠량 및 전달율은 NEBB 경험식으로 산정한 값을 사용하였으며, 상세 음향특성치를 입수할 수 없었던 VAV유니트는 플레넘 챔버로 모델링

하되 이의 내부 표면적은  $5 m^2$ , 내부표면재의 흡음율은 전형적으로 부드러운 재질에 대한 값을 적용하였다.

HVAC 시스템의 각 결합점 좌우측에서의 중심주파수 125Hz와 1kHz 옥타브밴드 대역과 총합 음향파워레벨을 음향파워 평형방법으로 계산한 결과를 Fig.

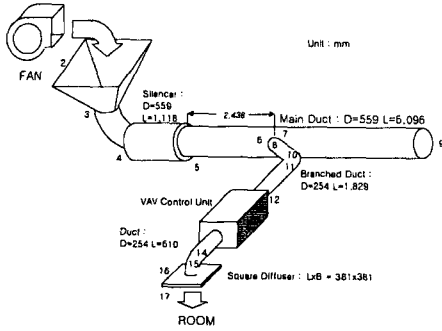


Fig. 7 A HVAC system and its nodes to define duct elements

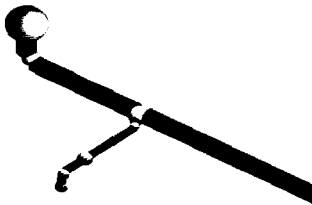


Fig. 8 HVAC system model

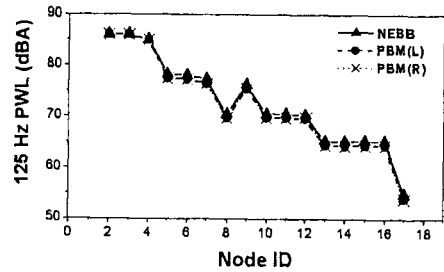
Table 1 Data for the HVAC system noise prediction

dB	Octave Band Center Freq. (Hz)							
	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
Fan(PWL)	92	86	80	78	78	74	71	71
Silencer	3.9	6.8	14.6	11.5	12.5	7.5	7.5	6.5
VAV	0.0	5.0	10.0	15.0	15.0	15.0	15.0	15.0

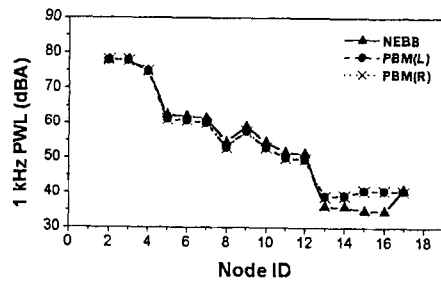
9에 나타내었다. 이에는 비교 목적으로 NEBB 경험식 방법에 의한 계산 결과도 함께 나타내었다.

이로부터 음향파워 평형방법과 NEBB 경험식 방법에 의한 계산결과는 대부분의 위치에서 1dB 내외의 차이를 나타내나 VAV 유니트부터 확산기까지의 옥타브밴드별 음향출력레벨 결과는 1 kHz ~ 4 kHz 대역에서 최대 5 dB까지의 차이를 나타냄을 확인할 수

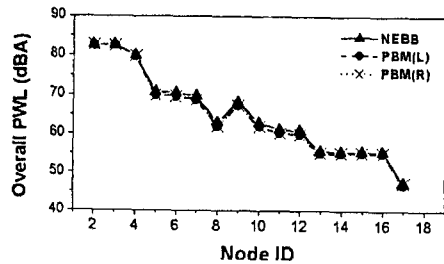
있다. 이는 음향파워 평형방법에 있어서 챔버 요소로 모델링된 VAV 유니트의 반사율 산정에 영향을 미치는 내부 표면적과 흡음율에 대한 정확한 자료가 적용되지 않았기 때문인 것으로 판단한다. 한편, 배관단부에서 양자간의 결과 값 차이가 적은 것은 타 요소로부터 전달된 소음보다 확산기의 2차 발생소음이 지배



(a) 125 Hz



(b) 1 kHz



(c) Overall

Fig. 9 Sound power levels in duct elements of the HVAC system

적이기 때문이다.

## 5. 결론

본 연구에서는 음향파워평형방법을 이용한 HVAC

시스템의 소음예측에 관한 연구를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 도출하였다.

- (1) HVAC 시스템 전체의 음향파워 평형 관계를 이용하면 각 배관 요소에서의 음향 발생 및 감쇠는 물론 인접한 배관 요소간의 음향파워 전달과 반사를 고려할 수 있어 HVAC 시스템 소음예측의 정확도 향상을 도모할 수 있다.
- (2) 음향파워평형방법은 소음원의 개수, 배관 구성 요소의 종류 및 이의 배치에 상관없이 거의 모든 유형의 HVAC 시스템의 소음해석에 적용할 수 있어 1차 소음원으로부터 배관 단부까지 순차적으로 계산하는 전통적 경험식 방법의 한계를 극복할 수 있다.
- (3) 음향파워 평형방법의 정확도를 향상하기 위해서는 임의 형상을 갖는 굴곡부, 분기관 등에 대한 음향파워 전달율, 투과율 및 반사를 평가에 대한 연구가 필요하다.
- (4) 본 연구에서 개발한 HVAC 소음예측 프로그램은 음향파워 평형방법과 NEBB 경험식 방법을 선택적으로 적용할 수 있고, 3차원 GUI를 이용한 전·후 처리 기능은 물론 배관요소의 음향특성치 관리가 가능하여 선박, 건물 등에 설치되는 복잡한 HVAC 시스템의 소음예측을 효율적으로 수행할 수 있다.

## 참 고 문 헌

- (1) 한국 선급, 1997, 선박 진동·소음 제어지침.
- (2) Fisher, R.W., Burroughs, C.B. and Nelson, D.L., 1983, "Design Guide for Shipboard Airborne Noise Control", SNAME TR3-37.
- (3) National Environmental Balancing Bureau, 1994, *Sound and Vibration Design and Analysis*, Maryland.
- (4) 西村正治, 林泰道, 北川和夫, 1991, "音響パワーバランスに基づいたダクト騒音豫測法の開発", 三菱重工技報, Vol. 28 No. 3.
- (5) Reynolds, D.D., 1981, *Engineering Principles of Acoustics - Noise and Vibration Control*, Allyn and Bacon.
- (6) ASHRAE, 1987, *Sound and Vibration Control*, ASHRAE Systems and Applications Handbook.
- (7) ASHRAE, 1967, *Sound Control*, ASHRAE Guide and Data Book, Ch. 14.
- (8) B. Strousrup, 1997, *The C++ Programming Language*, Addison-Wesley.
- (9) D. J. Kruglinski, G. Shepherd and S. Wingo, 1998, *Programming Microsoft Visual C++ Fifth Edition*, Microsoft Press.