

HVAC 시스템의 소음원 및 소음 제어

전완호*

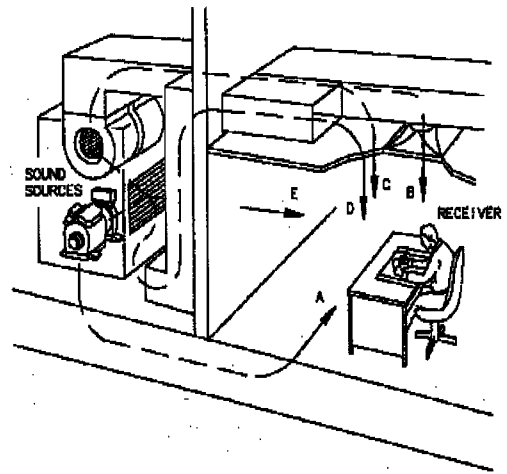
1. 서 론

자동차나 빌딩에 쓰이는 HVAC(Heating, ventilating and air-conditioning) 시스템의 성능은 많이 향상되어 최근에는 소음을 제외한 성능의 경우는 더 이상 문제가 되지 않고 있다. 건물에서의 공기조화 시스템은 주간에 사무실에 일하는 사람에게 많은 영향을 미치므로 충분히 일할 수 있을 만큼 조용해야 한다. 자동차에 사용되는 공기조화 시스템의 소음은 자동차의 구매조건으로까지 부상하고 있는 실정이며 더 조용한 자동차가 그 차의 가치를 나타내는 척도가 되고 있다. 이러한 시스템에 대해서는 국내 뿐만 아니라 해외의 경우도 소음원이나 소음 특성 혹은 저소음에 대한 명확한 해답이 없는 실정이며 아직 많은 연구가 진행되고 있는 실정이다. 본 글에서는 그런 연구 결과에 대한 요약과 지금 현재의 기술 수준 그리고 소음원과 특성에 대해서 간략히 기술한다.

HVAC시스템은 크게 건축에 사용되는 용도와 자동차에 사용되는 용도로 나눌 수 있다. 그러나, 그 기본적인 구조는 동일하다. 가장 중요한 바람을 불어주는 팬과 공기를 제어하는 공기제어 시스템 그리고 공기의 온도 등을 관리하는 관리 시스템이 있는 덕트 시스템으로 이루어져 있다. Fig. 1에 건물 HVAC시스템의 소음 전달 경로와 자동차 HVAC시스템의 개괄도가 있다.

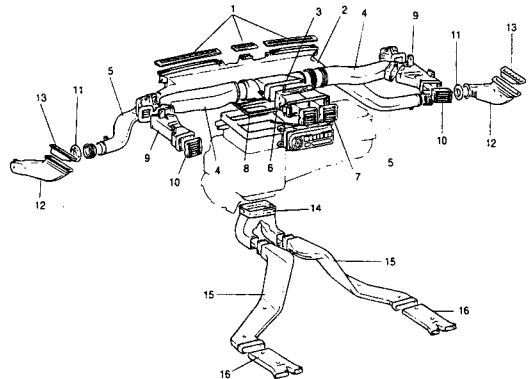
일반적으로 HVAC 시스템에서 발생하는 소음은 소음원에 의한 효과와 전달(transmission)에 의한 효과로 크게 나눌 수 있다. 일반적으로 이 두 가지를 구분하는 방법은 팬을 여러 rpm에서 작동시키면서 소음을 측정하는 것이다. 유동소음과 관련 있는 소음원인 팬과 덤퍼 등에서 발생하는 와류기인 소음은 팬의 작동 rpm이 변하면 그 피크 주파수가 rpm에 따라서 변한다. 그러나, 덕트의 음향학적 특성에 의해 지배되는 소음의 전달 효과는 팬의 작동 rpm과 무관한 특성을 갖

는다. 그러므로, 팬의 작동 rpm을 바꿔가면서 소음을 측정하여, 작동 rpm이 변해도 변하지 않는 피크는 그 덕트 시스템의 음향학적 특성에 의한 피크이다. 이 두



- Path A: Structure-borne path through floor
- Path B: Airborne path through supply air system
- Path C: Duct breakout from supply air duct
- Path D: Airborne path through return air system
- Path E: Airborne path through mechanical equipment room wall

(a) HVAC system in a building



(b) HVAC system in a car

Fig. 1 HVAC systems in a building and a car

* LG전자 DA연구소 요소기술그룹
E-mail : whjeon@lge.com

가지를 구분하고, 어느 것이 더 우세한지를 구분하는 것이 소음원 파악과 소음제어의 기본이 된다.

2. 소음원(Noise Source)

HVAC 시스템의 소음원은 모두 공기 흐름에 의해 발생하는 소음으로 유동소음이다. 이 소음을 좀 더 자세히 살펴보면 회전하는 회전체에 의한 소음인 웬 소음이 존재하고, 유동이 댐퍼나 공동, 그릴 등을 지나면서 발생하는 유체 소음 그리고 난류가 덕트 벽면을 지나면서 발생하는 난류에 의한 광역소음이 있다. 또한, 덕트의 진동에 의한 소음인 구조기인소음(structure-borne noise)이 있다. 이 중 우리에게 잘 알려져 있는 소음은 웬 소음과 덕트 내부에서 발생하는 소음이고, 난류소음의 경우 사용자가 민감하게 느끼지 않기 때문에 여기서는 고려하지 않는다.

2.1 웬 소음

회전체인 웬 소음의 경우 임펠러가 주기적으로 회전하면서 cutoff이나 stator등과 주기적으로 상호작용을 하면서 임펠러 깃의 힘이 주기적으로 변하게 된다. 이러한 것에서의 힘의 변화가 소음으로 방사하게 되는 것이다. 그래서 회전주파수와 깃의 개수와의 곱인 날개통과주파수(Blade passing frequency)의 소음이 우세하다. 이런 톤 소음 특성이 우세한 경우의 웬과 소음 특성을 살펴보면 Fig. 2와 같다.⁽¹⁾ Fig. 2는 cutoff 간격이 작아서 톤소음이 우세한 경우의 형상으로 톤소

음이 광역소음보다 약 30 dB이상 높은 것을 확인할 수 있다. 이것은 뒷굽음깃(backward curved blade) 임펠러를 가진 원심웬으로 일반적으로 유량보다는 압력이 많이 요구되는 곳에 많이 사용된다.

축류웬의 경우 형상과 소음 특성이 Fig. 3에 있다. 소음 측정에 사용된 축류웬은 직경 13cm의 소형 웬으로 모터 지지대와 웬 깃과의 상호작용에 의한 날개통과주파수(blade passing frequency)와 그 고조파(harmonic) 성분이 우세하게 나타나고 있다.

HVAC시스템에 사용되는 원심웬의 경우는 임펠러의 날개수가 많고, 전방굽음깃(forward curved blade)이다. 이 웬에는 소음 특성은 톤소음보다는 광역소음이 우세한 시로코웬이 많이 사용된다. Fig. 4에 자동차용 시로코 웬의 소음신호가 있다.⁽²⁾ 이것은 웬만 작동시켰을 때의 스펙트럼으로 밑에서부터 1단에서 4단까지의 소음 신호를 보여주고 있다. 각 경우에 날개통과주파수의 톤 신호가 보이고 있지만 그것보다는 광역소음이 더 우세한 것을 확인할 수 있다.

위와 같은 웬 소음은 공력음향학적으로 이극의 특성을 가지며 웬 임펠러의 끝단 속도의 5승 내지는 6승에 비례한다.⁽¹⁾ 이런 특성 때문에 웬 소음은 웬의 회전속도가 변하면 그 주된 피크의 톤소음(BPF)이 작동 rpm에 따라서 변하는 특성이 있다. 웬 소음을 간략화 한 식으로 나타내면 다음과 같다. 일반적으로 소음은 상사법칙에 의해서 다음과 같이 표현될 수 있다.⁽¹⁾

$$P \sim Ma^\alpha Re^\beta F(St) G(He) \quad (1)$$

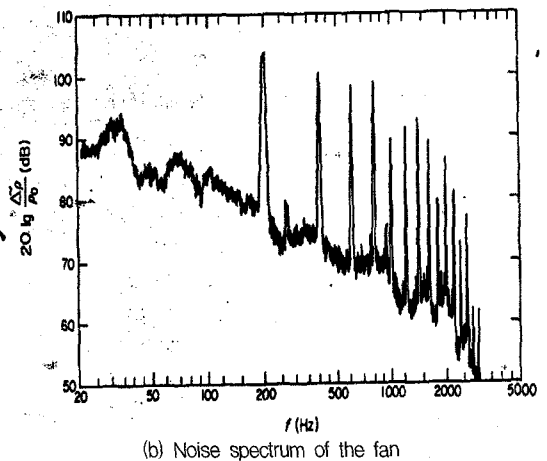
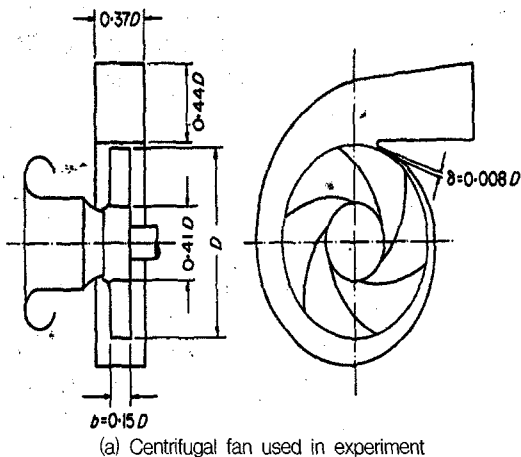
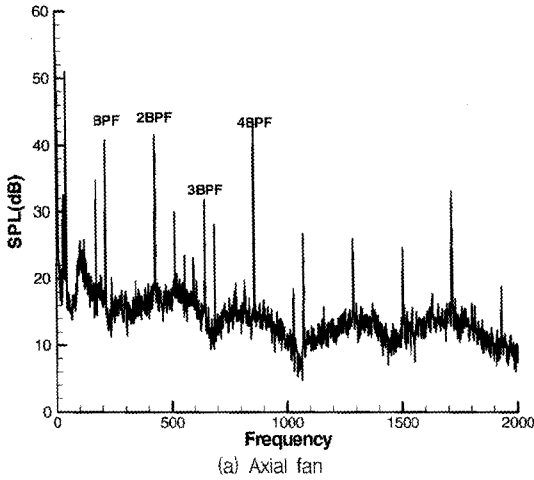
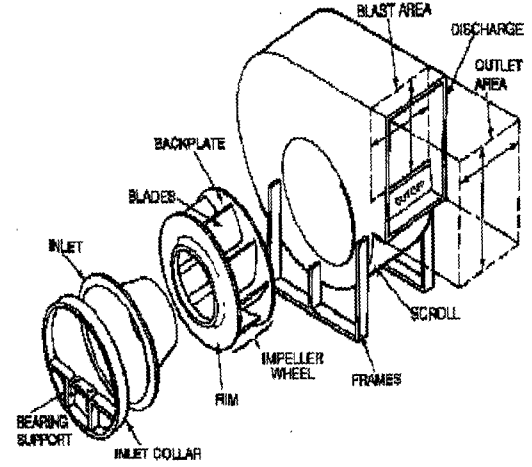


Fig. 2 Typical shape of the centrifugal fan and its noise spectrum⁽¹⁾



(a) Axial fan



(b) Noise spectrum

Fig. 3 Typical axial fan and noise spectrum

여기서, P 는 무차원화된 음압이고 F 함수는 음원함수로 팬의 소음원에 의한 소음 발생을 나타내고 G 함수는 음향학적 반응함수이다. 위 식 (1)에 있는 무차원 변수는 아래와 같이 정의된다.

$$Re = \frac{UD}{\nu}, \quad Ma = \frac{U}{a_0}, \quad St = \frac{fD}{U} \frac{\pi}{Z}, \quad He = \frac{D}{\lambda} \quad (2)$$

Re 와 Ma 수는 유체역학에서 기본적으로 쓰이는 마하수와 레이놀즈수로 모두 유속 U 의 함수이다. D 는 팬의 직경을 나타내고 a_0 는 음속을 나타낸다. 또한, ν 와 λ 는 동점성 계수와 음파의 파장을 나타내고, Z 는 깃의 개수를 나타낸다. 또, St 는 스트라울 수(Strouhal number)로서 값이 1인 것은 날개통과 주파수를 나타내고, He 는 헬름홀츠 수(Helmholtz number)로서 임펠

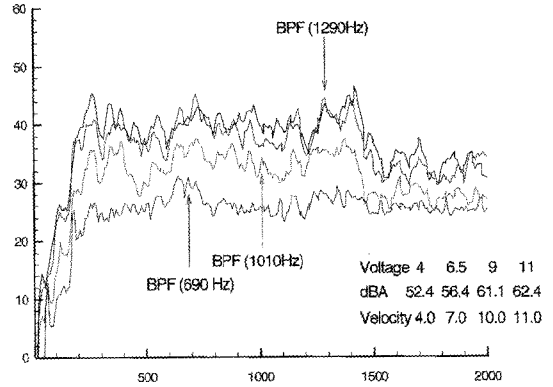


Fig. 4 Sirocco fan and its noise spectrum⁽²⁾

러 직경과 방사되는 파장의 비이다. 스트라울 수는 음원과 관련 있고, 헬름홀츠 수는 U 가 없으므로 오직 음압의 방사에만 기여하는 변수이다. 위식의 첫 두 항은 끝단 속도(tip mach number)와 점성효과 그리고 임펠러 직경의 효과 등을 나타낸다. 그리고, $F(St)$ 은 생성된 소리의 spectral 분포를 나타내고, $G(He)$ 는 형상에 관계된 변수이다. 즉, 첫 세 항이 소리의 생성에 관련된 항이고 나머지 한 항이 소리의 방사특성, 공명 등과 관계 있는 항이다.

식 (1)에서 우리가 팬 소음을 측정하면 F 함수와 G 함수가 모두 포함된 것이지만 실제로 팬에서 발생하는 소음원은 F 함수에 대한 것, 즉 St 수가 지배하는 유동에 의한 소음을 나타내는 것이다. 이런 팬 소음이 덕트를 통해서 전파하면 G 함수가 영향을 미쳐서 우리가 실제로 측정하는 소음이 되는 것이다.

2.2 덕트 시스템에서 발생하는 유동 소음

팬이 HVAC시스템의 주된 소음원이지만 팬소음을 제외한 유동 소음원도 HVAC시스템에 존재한다. 공기 역학적으로 발생하는 소음은 팬 이외에도 댐퍼(damper), 덕트의 분기(branch), 그릴(grille) 그리고 심지어는 소음기에서까지 발생한다.⁽³⁾ 이런 소음의 대부분은 특정 주파수 부근에서 발생하는 와류 소음과 넓은 주파수에서 소음이 존재하는 난류소음으로 나눌 수 있다. 특히 와류소음의 경우는 유동 속에 있는 구조물에서 대부분 발생하기 때문에 많은 관심을 끌어왔고, 그에 대한 연구도 많이 되어 있다. Fig. 5에 와류소음이 발생하는 구조가 있다.⁽⁴⁾ 이런 소음은 전선줄에 바람이 불 때나 회초리를 빠른 속도로 휘둘러 때 발생하는 소리의 전형적인 예이다. Fig. 5에서는 원형 실린더에 유동이 지나가면서 발생하는 유동구조와 그에 의해서 발생하는 공기역학적인 힘의 변화가 나타나 있다. 실린더에 유동이 지나면 von Karman 와류가 발생하게 된다. 물론 유체를 지배하는 레이놀즈(Reynolds)수의 영역에 따라서 von Karman와류가 발생하지 않을 수도 있다. 그러나, 대부분의 작동영역에서는 와류가 주기적으로 발생하게 된다. von Karman와류가 주기적으로 발생하면서 실린더에 걸리는 압력은 Fig. 5에서 보듯이 주기적으로 변하게 된다. 이러한 압력의 시간에 대한 주기적인 변화가 소음을 발생시키는 것이다.

이러한 소음은 주기적인 와류흐림에 의해서 발생하는 것이므로, 주기적으로 와류가 흘러지는 모든 경우에 비슷하게 적용될 수 있다. 그래서 많은 연구자들이 이런 소음 발생을 나타내는 무차원 변수로 Strouhal

수를 정의하고 이것을 유동소음의 기초적인 정보로 사용하는 것이다.

$$St = \frac{fD}{U} \tag{3}$$

여기서 St 가 Strouhal 수이고 f 는 와류가 흘러지는 주파수, D 는 물체의 특성 길이, U 는 물체를 지나는 유체의 속도가 된다. 대부분의 St 는 실험에 의해서 알려져 있기 때문에 물체의 특성길이와 유속이 알려져 있다면 소음이 발생할 주파수 f 는 위식에 의해서 계산할 수 있다. 다양한 단면 형상에 대한 St 수는 다음의 Fig. 6과 같이 많은 연구자에 의해서 알려졌으며 일반적인 경우 0.2 정도의 값을 갖는다. 즉, 물체의 단면 두께가 0.01m이고 유속이 10m/sec로 흐를 때 발생하는 소음은 위의 식 (3)에서 St 수를 0.2로 고정하면 200 Hz가 된다. 이런 식으로 주어진 상황에서 발생하는 소음 특성을 간단히 확인할 수 있다. 댐퍼와 같은 경우는 열리는 각도에 따라 Fig. 7과 같이 St 가 알려져 있다. 많이 열려서 각도가 작을수록 St 가 커져서 고주파수의 소음이 발생하고 열리는 각도가 클수록 St 는 작아지고 저주파수의 소음이 발생하는 것을 알 수 있다.

덕트의 내부에는 작은 공동(cavity)이 수없이 존재한다. 이런 공동은 부식에 의한 것일수도 있고, 제작 당시의 결함에 의한 것 또는 소음기에 사용되는 천공판에 의한 것일수도 있다. 이러한 공동 역시 Fig. 8에서 보는것과 같이 내부의 와류구조와 공명현상에 의해서 강한 토음소음을 발생한다.⁽⁴⁾

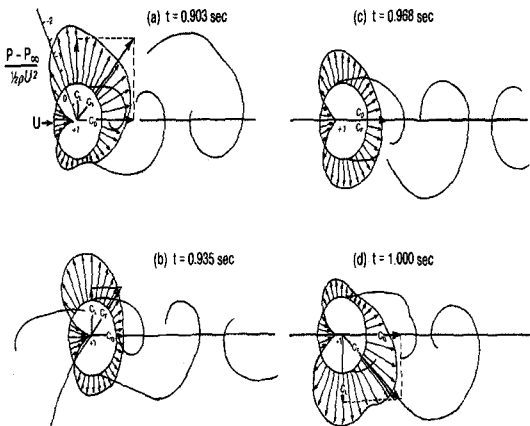


Fig. 5 Von Karman vortex sheet and the variation of the surface pressure of circular cylinder⁽⁴⁾

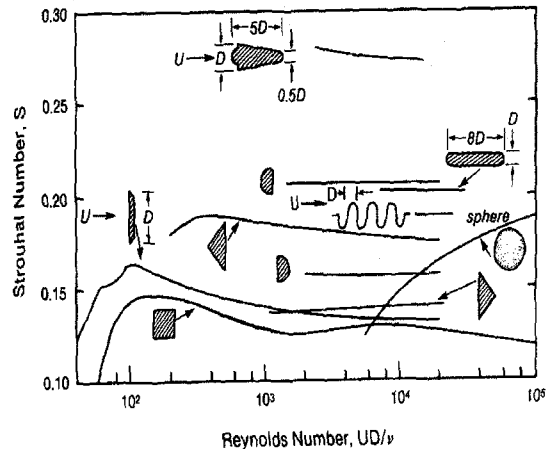


Fig. 6 Change of the St for various cross section⁽⁴⁾

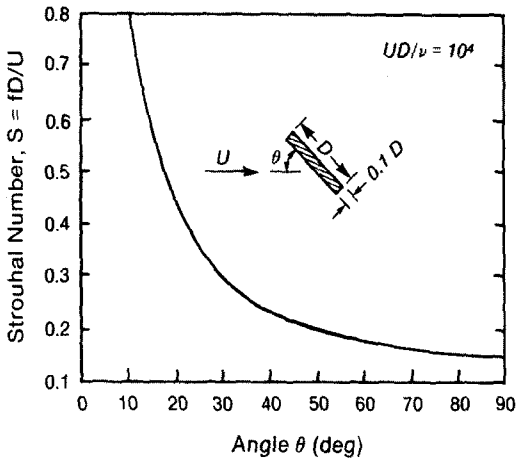


Fig. 7 St number for the inclined angle⁽⁴⁾

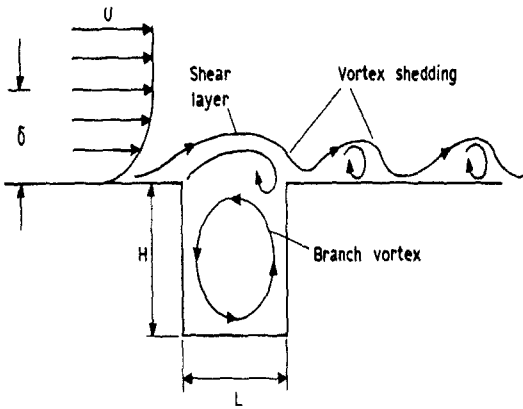


Fig. 8 Vortex structure at the cavity⁽⁴⁾

2.3 Duct Rumble and Breakout

팬의 회전이나 모터의 진동이 팬 케이싱과 덕트를 통해서 공기압력 변동으로 전파된다. 이런 변동이 공기압력의 변동 주파수와 비슷한 공진 주파수를 가진 넓고 평평한 덕트벽면을 만나면 덕트면의 진동을 유발한다. 이러한 진동은 공진현상을 가져오고 작은 에너지로도 많은 진동양을 유발하여 큰 소음을 발생시키게 된다. 이런 덕트벽면의 진동에 의한 소음을 "Duct Rumble"이라고 한다.⁽³⁾ 이런 소음의 발생 과정이 Fig. 9에 있다. Rumble소음은 약 10~100 Hz부근에 존재하며 65dB에서 95dB정도의 크기를 갖는다. 이런 진동에 의한 소음을 방지하기 위해서는 팬과 모터의 작동 회전 주파수, 벨트의 속도를 바꾸어서 덕트 벽의 공진주파수를 가진하지 않는 방법과, 덕트벽을 강화시켜서 덕트 벽의 공진주파수를 바꾸는 방법이 있다.

덕트 내부에서의 소음 감쇠가 충분하지 않아서 사용자 영역에서 덕트의 벽을 투과해서 전파되는 소리를 "Sound Breakout"라고 한다.(Fig. 10) 이런 현상을 막기 위해서는 덕트 내부의 소음 저감이 충분하게 일어나도록 해야 하며 덕트의 외벽에 흡음처리를 하는 방법도

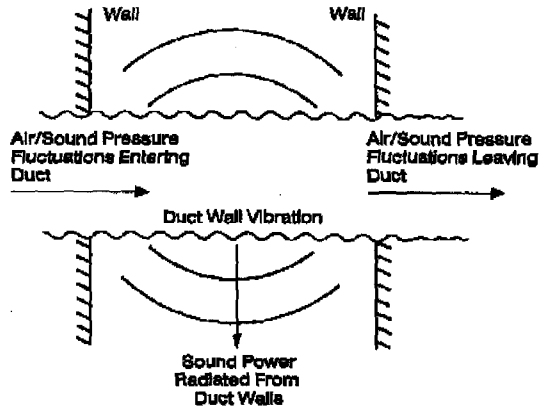


Fig. 9 The rumble noise generated at the duct wall

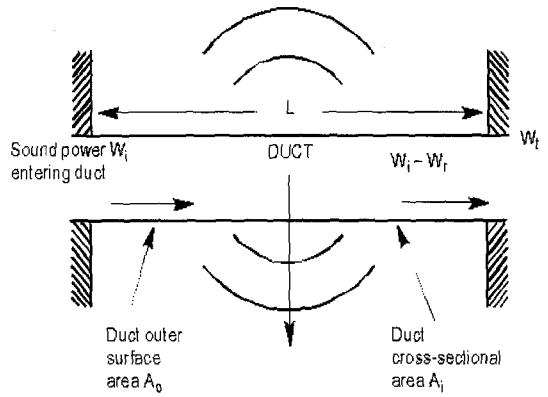


Fig. 10 Sound Breakout⁽³⁾

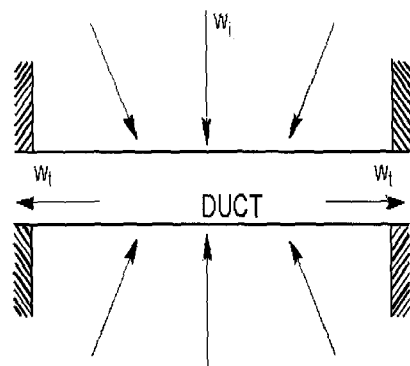


Fig.11 Sound Breakin⁽³⁾

있다. 이와는 반대로 외부의 소리가 덕트로 투과되는 현상을 "Breakin"이라고 한다.⁽³⁾ (Fig. 11)

3. 소음 전달 경로(Noise Transmission Path)

소음의 발생도 중요하지만 발생한 소음원의 전달 (transmission) 역시 중요하다. 이 전달에 관련된 것이 식 (1)에서의 $G(He)$ 함수이다. 이 함수는 덕트 시스템의 공명 현상과 산란 그리고 덕트 끝단에서의 방사 등의 효과를 모두 포함하고 있는 함수이다. 그러므로, 소음원과 상관없이 일정한 형태를 나타낸다. 일반적으로 HVAC 시스템의 소음을 측정하여 팬의 작동 rpm이나 유속에 따라서 변하는 피크는 소음원과 연관있는 피크이고 작동 rpm이나 유속과 관련없이 일정하게 발생하는 피크는 덕트의 공명현상에 의한 피크이다. 이러한 현상을 측정한 소음 신호가 Fig. 12에 있다. Fig. 12는 덕트를 지나는 유속을 바꾸어 가면서 소음을 측정함으로써 화살표가 존재하는 주파수 - 311, 570, 788, 943, 1274, 1165Hz - 는 덕트 내부의 공명현상에 의한 피크이다. 그러므로, 실제 소음 자료에서 이런 피크치가 우세하게 나타나면 팬이나 댐퍼와 같은 유동소음원을 제어하는 것이 아니라 덕트의 공명 현상과 관련있는 부분을 제어해야 한다.⁽²⁾ 이러한 제어 방법은 덕트의 공간내부의 체적을 바꾸거나 덕트 내부에 흡음처리를 하는 방법 등이 있다.

4. 소음 제어 및 저감 방법

(1) 팬에서 큰 소음을 회피할 수 있는 기본적인 방법은 다음과 같다.⁽³⁾

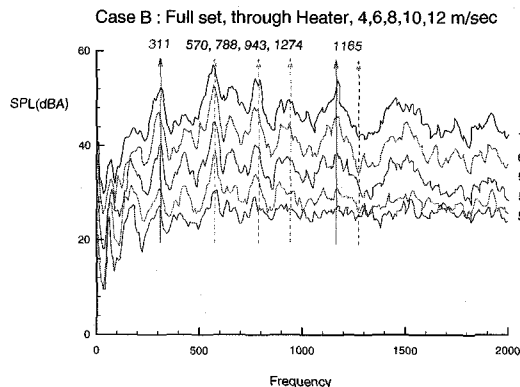


Fig. 12 Noise spectrum at the HVAC duct system with the velocity⁽²⁾

- 덕트 사이즈와 형상을 유속이 작아지는 방향으로 설계
- 급격한 단면 변화를 피함
- 꺾인 관이나 지관(branch)에서 유로가 매끄럽게 변하도록 설계
- 덕트에 소음기를 두어서 덕트 요소에서 발생하는 소음을 줄임

(2) HVAC 시스템에서 전파되는 소리를 줄이기 위한 기본적인 요소들 중요한 순서로 나열하면 다음과 같다.

- 공기 분배 시스템을 유동 저항과 난류를 최소화 하는 시스템으로 설계한다. 높은 유동 저항은 고압의 팬 사용을 가져오고 결국 더 많은 소음을 발생시킨다. 난류의 발생 역시 댐퍼 등에서 광역소음을 발생 시킨다.
- 팬이 가능한 최고의 효율점에서 작동하도록 선택하라. 이것은 기본적이면서 아주 중요한 요소로 적절한 팬의 선택은 중요하다. 만약 팬을 잘못 선택해서 팬이 저유량 고압이 점(성능곡선의 왼쪽)에서 작동하면 실속(stall)이나 박리에 의한 소음이 더 발생할 수 있고 반대의 경우는 난류에 의한 소음이 더 많이 발생할 것이다.
- 팬 입구의 덕트 설계에 신경을 써서 입구 유동에 난류나 비균일류가 없어야 한다. 팬 입구에서의 비균일류는 팬 자체 소음을 증가시키는 큰 요인 중 하나이다.
- 팬에서 사용자로 전달되는 경로에 소음기를 설치하는 것은 중요하다. 그러나, 이런 소음기의 대부분은 천공판(perforated panel)을 사용하고 이러한 재료에서의 정압 손실의 증가는 큰 부작용중의 하나이다.

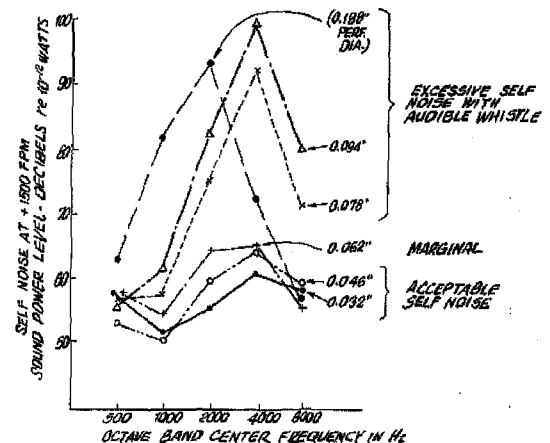


Fig. 13 Flow noise generated at the silencer which has perforated panel⁽⁵⁾

또한, 유속이 증가할 경우 천공판에서의 고주파수의 소음 발생 역시 무시할 수 없는 요소이다. 그러므로 덕트 시스템에서의 소음기의 사용은 많은 주의를 기울여야 한다.⁽⁵⁾

- 소음이 많이 발생하는 지역에서는 덕트의 단면을 넓혀서 유속을 줄이는 것이 소음 발생을 줄이는 한 방법이다. 그러나, 이 경우 덕트의 확장각이 15도(ASHRAE에서는 15도로 정의하지만 12도 정도가 더 안전하다) 이상을 넘어서는 안된다. 이 각도를 넘을 경우 박리가 발생하며 이로 인한 소음 증가가 더 우세하다.
- 덕트 시스템에 공명이 존재한다면 그 공명주파수에 맞는 길이(특성길이)를 찾아서 그 부분에 음향학적인 처리를 한다. 즉, 1000 Hz에 웬이나 유동 소음이 아닌데 공명에 의한 피크가 존재하면 그 주파수에 맞는 길이(상온 공기라면 34cm)를 갖는 덕트 요소를 찾아서 그 부분을 흡음재로 감싸거나 공간을 더 확장해서 공명주파수를 바꾸는 작업을 한다. 이 작업은 공명주파수와 웬의 고조파가 일치해서 큰 피크 소음이 발생할 경우 중요하다.
- 능동소음제어(Active noise control)를 이용한 방법이 많이 연구되고 있다. 이 방법은 덕트의 한 부분에서 음원에서 발생한 음압신호와 크기는 동일하고 위상이 반대인 신호를 스피커를 이용해서 발생하여 소리를 상쇄시키는 방법이다.

(2) 소음기의 사용(Silencer or Muffler)

소음기(muffler or silencer)는 “유체의 자유로운 흐름에 해가 되지 않으면서, 내부를 통해 전달되는 소음의 감쇠를 목적으로 형상 및 재질의 처리를 한 관이나 덕트의 한 부분”으로 정의한다.⁽⁶⁾

소음기는 작동 원리에 따라 크게 분류하여 반사형(Reactive or Reflective), 소산형(Dissipative or Resistive), 반사 및 소산형(Reactive-Resistive)소음기로 구분된다. 반사형 소음기는 Fig. 14에서와 같이 소음원에서 발생한 음향 에너지를 단면적의 불연속에 의한 임피던스 부정합(Impedance Mismatch)에 의해 에너지의 일부를 음원쪽으로 반사 시켜서 소음 저감을 얻는 원리로 작동한다. 이러한 종류의 소음기는 Fig. 15와 같이 작동 주파수가 주로 저주파 및 중주파수 대역에 있고 밴드 별로 구분되어 있다. 소산형 흡음기는 유체흐름의 중간 혹은 벽면 부위에 흡음재를 사용하여 음향에너지가 흡음재료의 작은 공기 경로에 생기는 경계층 내에서 점성 및 열로의 소산(Visco-thermal dissipation)에 의해

열 에너지로 전환되는 것을 이용하는 방법이다. 이런 소음기에 있어서 소음저감은 흡음재의 두께 및 벽처리 상태에 의해서 결정된다. Fig. 16은 이런 소산형 소음기의 대표적인 형상으로 덕트 중간에 삽입되어 작동하

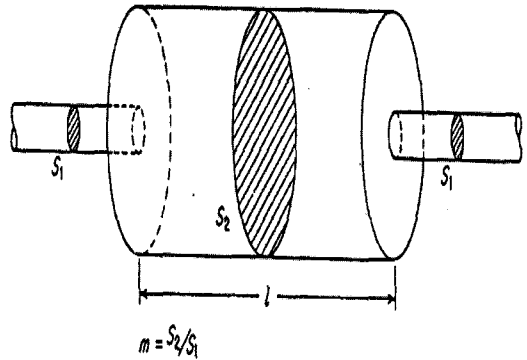


Fig. 14 Reactive type silencer

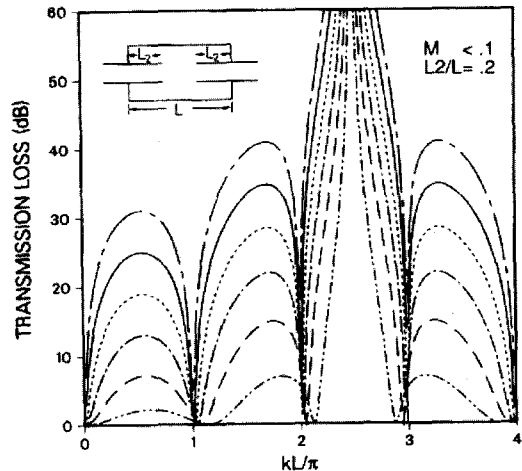


Fig. 15 The TL of the reactive type silencer

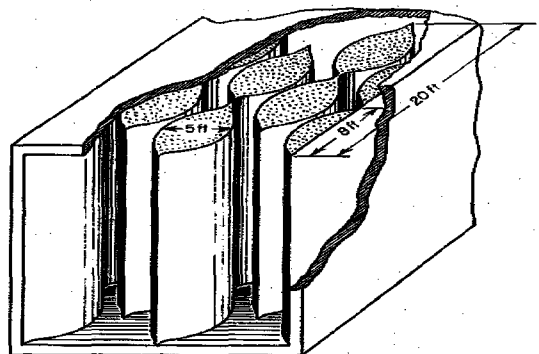


Fig. 16 Dissipative type silencer

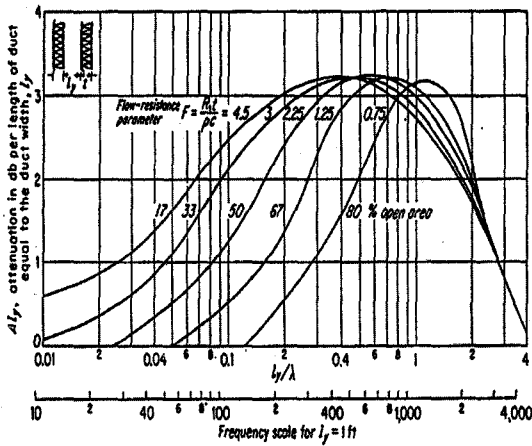


Fig. 17 Noise reduction rate at the dissipative type silencer

는 것이다. Fig. 16에서 가운데 부분과 덕트에서 튀어나온 부분들이 흡음재 처리가 되는 부분이다. 작동 주파수는 중주파수 이상의 고주파수에서 주로 작동한다. Fig. 17에 감쇠량 곡선이 있는데 거의 모든 주파수영역에서 소음감쇠가 이루어지고 있음을 확인할 수 있다. 그러나, 저주파보다는 중주파수 이상의 주파수에서 더 많은 감쇠가 이루어지고 있다. 반사 및 소산형 소음기는 위의 두 가지 특징을 모두 이용하는 소음기로 형태는 소산형 소음기의 모양을 취하나 내부에 확장관과 같은 임피던스의 불일치를 유발시키는 장치를 첨가하는 방식이다. 이런 방식의 소음기가 일반적으로 많이 사용되고 있다.

5. 결론

이상에서 건물이나 자동차에 사용되는 HVAC시스템의 소음원과 소음 특성 그리고 소음 저감 방법 등에 대해서 살펴보았다. 이러한 연구는 지금까지 소음원과 특성 파악의 그리고 소음기 부분에서 많이 수행되었으며 지금은 소음 제어나 저소음화 기법등에 대한 연구가 활발하다. HVAC시스템을 설계할 때, 모든 것을 설치하고 나서 소음을 줄이는 것은 어려운 방법이나 설계 단계에서 저소음의 개념을 가지고 설계하면 쉽게 저소음화를 달성할 것이다.

참고문헌

- (1) 전완호, 이덕주, 1999, “수치기법을 이용한 원심팬 소음의 음향학적 상사법칙 적용,” 한국소음진동공학회지, 제9권, 제5호, pp. 101~111.
- (2) 전완호, 심인보, 이덕주, 1999, “음향풍동을 이용한 자동차용 공조 시스템의 소음원 파악과 소음 저감 기법에 대한 연구,” 냉동공조학회 1999년도 동계 학술대회 논문집, pp. 380~384.
- (3) ASHRAE Handbook 1995~1997.
- (4) Robert D. Blevins, 1990, Flow Induced Vibration.
- (5) US Patent, US5473124 Packless Silencer.
- (6) L. L. Beranek, 1988, Noise and Vibration Control, INCE, Washington.