

설비소음제어의 개요

Fundamentals of industrial noise control

권 영 필

Y. P. Kwon

숭실대학교 기계공학과



- 1953년생
- 유동 및 연소에 관련된 음향, 소음문제에 주된 관심이 있다.

1. 머리말

소리란 탄성 매질을 전파하는 교란을 말하며 귀에 거슬리는 소리를 소음이라고 한다. 문명의 발달과 함께 사람들은 더욱 쾌적한 환경을 선호하게 됨으로서 소음제어는 거의 모든 설비분야에서 중요한 과제가 되고 있다. 본고는 설비관련 소음의 원인과 그 제어에 관하여 개략적인 소개를 하고자 한다.

2. 소음원

귀로 감지하는 소음은 공기를 전파하는 음기 때문에 공기를 교란시키는 것은 모두 음원이 될 수 있으며 크게 분류하면 고체의 진동에 의한 고체음과 난류와 같은 유체의 유동에 의한 유체음으로 나눌 수 있다. 흔히, 음을 그 전달방법에 따라 분류할 때 음원에서 가해진 교란이 고체진동을 통하여 전달된 후 건물의 천장, 벽, 바닥 등을 진동시켜서 방사되는 음을 고체전달음(solid-borne sound)이라고 하며 교란이 직접 공기를 통한 음파로 전달되는 음을 공기전달음(air-borne sound)이라고 한다. 다음은 공기의 가진원에 따른 음원특성을 고찰한 것이다.

2.1 고체음

건물의 구조체의 진동을 통한 방사음, 종소리, 스피커음, 엔진블록의 방사음 등은 충돌, 마찰, 불균형력 등에 의한 고체의 진동이 원인이 된 소리이므로 고체음이라고 할 수 있다. 고체의 진동에 의하여 방사되는 소음의 파워 P 는 진동체의 표면적 S 와 속도의 제곱의 시간평균 $\langle v^2 \rangle$ 에 비례하므로 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$P = \sigma_{rad} \rho c S \langle v^2 \rangle \quad (1)$$

식에서 ρc (밀도와 음속의 곱으로서 공기의 경우 약 $400 \text{ kg/m}^2 \text{ sec}$)는 공기의 특성 임피던스라고 하며, 상수 σ_{rad} 는 방사율(radiation ratio)로 정의되고 있다.

평판이 피스톤과 같이 동일한 진폭과 위상으로 진동하는 경우, 방사되는 음의 근접 음장은 평면파로 볼 수 있으며 평면파의 음압 p 와 입자속도 (particle velocity) u 의 관계, $p = \rho c u$ 에서 입자속도는 진동속도 v 와 같기 때문에 방사음의 파워는 $P = \rho c S \langle u^2 \rangle$ 와 같다. 따라서, 평판의 피스톤 진동시 방사율은 $\sigma_{rad} = 1$ 이 됨을 알 수 있다. 진동의 속도는 가속도 진폭을 각진동수 $2\pi f$ 로 나눈 것과 같기 때문에 피스톤 운동을 하는 평판의

진동가속도레벨 L_v (1g 기준)와 근접음장(near field)의 음압레벨 L_p 사이에는 다음 관계식이 성립하게 된다.

$$L_p = L_v - 20 \log f + 150 \text{ dB} \quad (2)$$

평판이 피스톤운동이 아닌 굴곡운동을 하는 경우 면의 각 요소에서 발생하는 교란이 상호 간섭을 일으키게 되며 특히, 굴곡진동의 파장이 음파의 파장보다 짧은 경우는 상쇄간섭을 일으킨다. 굴곡진동의 파장 λ_b 가 음파의 파장 λ 와 일치하는 경우, 달리 말하면 진동의 전파속도가 음속과 일치하는 경우의 주파수를 임계주파수(critical frequency) f_c 라고 하며 평판의 경우 임계주파수는 판 두께에 반비례한다. 무한 평판의 경우 이론상 방사율은 다음과 같다.

$$\sigma_{rad} = 0 \quad (f < f_c) \quad (3.1)$$

$$\sigma_{rad} = \frac{1}{\sqrt{1 - (f_c/f)^2}} \quad (f > f_c) \quad (3.2)$$

그러나 유한한 치수의 실제 평판의 경우는 진폭감쇠와 모서리효과 때문에 임계주파수에서 방사율이 무한대로 되거나 임계주파수 이하에서 0으로 되지 않고 그림 1에 도시한 바와 같은 형태를 나타낸다.

실제 대부분의 진동체는 평판이 아니므로 진동면의 형상, 진동형태, 주파수에 따라서 방사율이 다르며 또한 방사음의 지향특성이 다르기 때문에 진동에 관한 정보로부터 방사음장을 쉽게 구할

수 없다. 방사음의 파워는 진동속도의 제곱에 비례하므로 진동을 제어하여 진폭을 줄여야 한다. 또한, 방사음은 방사면적에 비례하기 때문에 진동면적을 최소화하여야 한다. 진동체의 진동이 바닥이나 벽, 또는 배관 등으로 전파되면 방사면의 증가로 인하여 많은 소음이 발생하게 되므로 진동절연이 소음제어의 기본이 된다고 할 수 있다.

2.2 유체소음

송풍기나 펌프에서 발생하는 소음의 주원인은 유체의 운동에 의한 것으로서 유체소음이라고 할 수 있으며 음원의 특성에 따라 단극(monopole) 음원, 쌍극(dipole) 음원 및 4극(quadrupole) 음원으로 나눌 수 있다.

① 단극 음원

음파의 파장보다 작은 물체의 팽창 및 수축운동에 의한 모든 방향으로 균일한 음압을 방사하는 음원을 말하며 폭발음, 엔진의 배기음 및 다수의 단극음원이 집합된 연소음을 들 수 있다. 물이 끓는 소리, 시냇물소리, 유체계의 공동(cavitation)음의 경우도 액체 중에서 기포의 성장과 파괴 또는 난류 중에서 기포의 공진 운동과 관련된 단극 음원에 의한 소음이다.

② 쌍극 음원

크기는 같으나 위상이 반대인 한 쌍의 단극음원이 근접하여 있는 것으로 볼 수 있는 음원을 쌍극음원이라고 하며 방사음은 8자형의 지향특성을 나타낸다. 유체 중에서 맥동운동을 하는 작은 구가 대표적인 쌍극음원이다. 정지된 유체에 구가 맥동하는 경우나 맥동하는 유체에 정지한 구가 있는 경우는 유체에 맥동적인 힘이 가해지는 점에서 동일한 현상으로 볼 수 있으며 쌍극음원은 유체에 가해지는 맥동적인 힘에 의한 음원이라고 할 수 있다.

전선이 바람에 뒹뒹하는 소리는 그림 2에 도시한 바와 같이 보텍스의 비대칭적인 이탈에 의하여 원통에 유기되는 맥동적인 양력(lift)과 같은 크기의 힘이 원통으로부터 유체로 작용하여 발생하는 쌍극음이다. 이 때 양력과 같은 수직방향으로 8자형의 지향특성을 나타내는 음장이 방사된

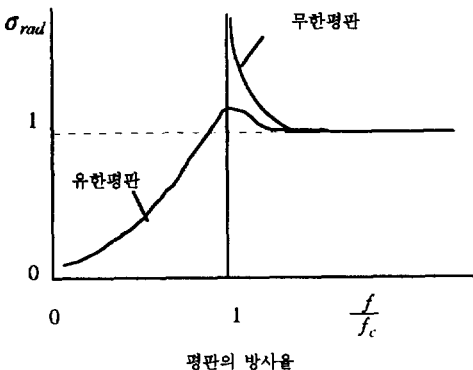


그림 1 평판의 방사율

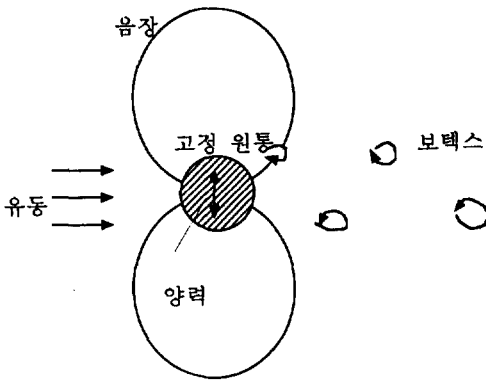


그림 2 보텍스 이탈에 의한 쌍극음

다. 압축기나 팬과 같은 대부분의 유체기계의 소음은 난류에 의한 맥동압력이 회전익이나 고정익 및 모서리에 맥동적인 반력을 유발하여 발생하는 쌍극음원이 주 소음원이다. 물체가 유동 교란과장보다 큰 경우에는 위상을 달리하는 국부 반력들의 효과가 상쇄됨으로서 방사음이 약해지며 모서리 부분이 유효한 음원으로 된다. 따라서 무한 평판에 난류가 접하여 있는 경우는 쌍극음보다 4극음인 난류음이 주음원이 된다.

이러한 쌍극음원에 의한 유동 소음은 유속의 6승에 비례하는 음향파워를 발생하며 물체의 특성 길이를 L 이라고 할 때 다음 식으로 소음파워 W_s 를 나타낼 수 있다.

$$W_s \propto \rho L^2 u^6 c^3 = \rho L^2 u^3 M^3 \quad (4)$$

식에서 M 은 유동의 마하수를 나타낸다.

팬소음의 경우, 상류에서 유입되는 난류가 날개의 전연(leading edge)에 충돌하거나 후연(trailing edge)에서 보텍스 이탈에 의하여 날개에 작용하는 맥동적인 양력에 의한 쌍극음원이 주 소음원이 된다. 소음의 저감을 위해서는 대규모의 와류의 발생을 억제하든지 상류에서 유입되는 와류를 줄여야 하며 전자는 팬의 설계변경을 필요로 하나 후자는 팬으로의 유입공기가 교란되지 않도록 유동을 안정화시키거나 팬의 위치를 조정함으로써 상당한 효과를 볼 수 있다.

③ 4극음원

위상이 반대이면서 크기가 같은 두 개의 쌍극

음원으로 나타낼 수 있는 음원은 4개의 단극음원으로 나타낼 수 있으므로 4극음원이라고 한다. 제트나 경계층내의 난류에는 순수한 외력이 작용하지 않으므로 맥동적인 난류 운동은 오직 상대적인 힘의 작용에 의한 것으로 생각할 수 있다. 힘이 반대이면서 크기가 같은 쌍극음원에 의한 난류운동은 4극음원의 집합으로 볼 수 있다.

난류음의 음향파워 W_s 는 Lighthill의 이론으로부터 유속의 8승에 비례하는 것이 밝혀졌으며 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$W_s \propto \rho L^2 u^8 c^5 = \rho L^2 u^3 M^5 \quad (5)$$

식(4)와 (5)를 비교하면 4극 음원의 파워는 쌍극음원의 M^2 배로 되는 것을 알 수 있다. 따라서 마하수가 낮은 유동에서 소음은 난류자체에 의한 4극음보다 난류가 고체면에 작용하여 방사되는 쌍극음이 주가 된다. 덕트소음의 주 음원인 팬소음, 댐퍼 소음, 디퓨저소음은 모두 쌍극음이라고 할 수 있다. 대부분의 설비 관련 유체기계에서 유속은 음속에 비하여 훨씬 낮으므로 유동 소음은 난류자체에 의한 것보다 난류와 고체면의 작용에 의한 쌍극음원이 주 소음원이 되므로 유속의 약 6승에 비례하는 파워를 나타낸다.

단면적 A 의 노즐을 통하여 속도 V 로 분출되는 자유 제트에 의한 난류소음의 파워를 다음식으로 표시할 때

$$P = \frac{eM^5 \rho V^3 A}{2} \quad (6)$$

eM^5 은 유동에너지에 대한 소음에너지의 비를 나타내며 아음속 제트에서 $e \approx 10^{-4}$ 며 마하수 1 이상의 초크흐름인 경우 $eM^5 \approx 3 \times 10^{-5}$ 이다. 소음 파워의 스펙트럼은 노즐의 지름을 D 라고 할 때 다음 식으로 주어지는 주파수 f_0 에서 피크레벨을 나타낸다.

$$f_0 = \frac{StV}{D} \quad (7)$$

식에서 St 는 스트로할(Strouhal) 수를 나타내며 대략 0.2에 가까운 값으로 볼 수 있다. 이상과 같은 4극음원의 분류소음은 노즐의 상류에서 교란이 없는 경우에 적용되며 유속이 100m/sec

이하인 경우에는 일반적으로 상류에서의 교란에 의한 쌍극음의 방출을 무시할 수 없다. 또한 제트가 고체에 충돌하는 경우에는 충돌에 의한 난류소음 및 쌍극음이 지배적인 음원으로 된다.

3. 소음제어

소음제어는 음원대책, 전파경로대책 및 수음점 대책의 세 방면으로 나누어 생각할 수 있으며 차음, 흡음 및 진동제어가 기본이 된다.

3.1 차 음

소음을 저감하기 위한 가장 기본적인 방법은 음원과 수음자 사이에 벽을 설치하여 음을 반사 시킴으로서 음의 전파를 차단하는 것이라 할 수 있다. 차음벽에는 음원이나 수음자를 에워싸는 밀폐실과 음원과 수음자 사이에 설치하는 방음벽을 들 수 있다. 차음벽의 성능은 벽으로 입사하는 음향파워 W_i 와 투과음의 파워 W_t 의 비인 투과율(transmission coefficient) $\tau = \frac{W_t}{W_i}$ 의 데시벨 값이 투과손실 TL (transmission loss)로 나타낸다.

$$TL = 10 \log_{10} \frac{1}{\tau} \text{ dB} \tag{8}$$

벽체의 투과손실의 주파수 특성은 대략 그림 3과 같다. 벽의 공진주파수보다 낮은 주파수 영역에서는 강성이 투과손실을 좌우하며 강성이 클수록, 주파수가 낮을수록 투과손실은 증가한다. 공

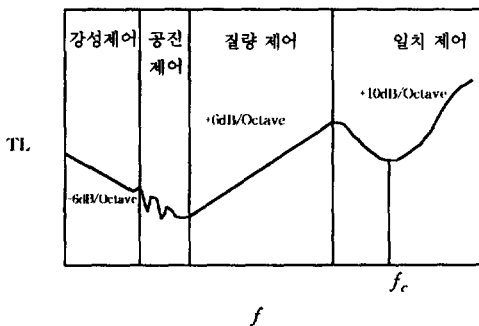


그림 3 벽의 투과손실

진주파수 영역에서는 벽의 감쇠특성이 투과손실을 좌우한다. 공진주파수 이상에서는 벽의 면밀도 $W(kg/m^2/cm)$ 가 좌우하는 영역으로서 질량법칙(mass law)라고 하여 투과손실은 다음 식으로 표시된다.

$$TL = 20 \log f + 20 \log W - 44 \text{ dB} \tag{9}$$

면밀도나 주파수가 2배로 되면 투과손실은 6dB 씩 증가한다.

주파수가 높아지면 일치(coincedence)현상이 나타나서 투과손실이 크게 저하되며 그 정도는 벽의 감쇠특성에 영향을 받는다. 일치현상이란 난입사하는 입사음의 주파수가 임계주파수 f_c 이상일 때 그림 4와 같이 입사각 θ_1 으로 입사하는 음에 의하여 여기되는 벽체의 굴곡파동의 파장 λ_b 가 공기 중 음파의 파장 λ 의 투영거리와 일치할 때, $\lambda_b = \frac{\lambda}{\sin \theta_1}$, 음파와 벽체가 완전히 일체가 된 운동을 함으로서 음이 그대로 뒷면으로 투과하는 현상이다. 벽에 의한 감쇠가 없다면 일치현상을 나타내는 각도로 입사하는 음은 모두 투과를 하게 된다. 벽을 두껍게 하거나 강성을 높이면 임계주파수는 낮게 되며 무겁고 얇게 하면 임계주파수는 크게 높아진다. 중공 이중벽으로 하면 일치주파수는 변하지 않으면서 투과손실은 2배로 높일 수 있으나 저음역에서는 공진현상에 의하여 차음성능이 저하된다. 투과손실을 높이기 위해서

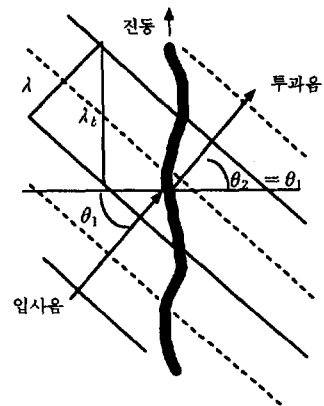


그림 4 일치현상

는 대상주파수가 공진주파수와 일치주파수 사이에 있는 다공질재료를 삽입한 이중벽으로 한다. 주파수에 따라 변하는 벽의 투과손실을 하나의 평가량으로 나타낸 것이 음향투과등급(sound transmission class) STC이다. 차음벽이 투과율이 다른 벽들로 구성되어 있는 경우 면적평균투과율을 사용하면 투과손실을 계산할 수 있다. 차음벽에 틈새가 있는 경우 개구면적이 적더라도 투과손실을 크게 저하시킬 수 있음을 유의해야 한다.

3.2 흡음

재료의 흡음률(absorption coefficient) α 는 견고한 벽에 그 재료를 부착하였을 경우 입사음의 인텐시티(intensity) I_i 에 대하여 흡음된 음의 인텐시티 I_a 의 비, $\alpha = \frac{I_a}{I_i}$ 로 정의되며 흡음파위는 입사음의 파워와 반사음의 파워의 차이와 같다. 벽체의 흡음률에는 투과음까지 흡음 에너지에 포함되는 점을 유념하여야 한다. 흡음률의 측정에는 정재파관에 의한 수직입사 흡음률과 잔향실에서 확산음장 이론에 의한 난입사 흡음률이 있다. 일반적으로 잔향실법에 의한 흡음률이 사용되고 있으며 흡음률이 크면 확산음장 조건이 만족되지 않음으로서 흡음률이 1보다 크게 되는 경우도 나타나게 된다.

오늘날 많은 종류의 흡음재가 개발되어 있으며 종류별 특성을 살펴보면 다음과 같다.

① 다공질 재료

다공질재료에는 유리섬유, 암면, 펠트, 연속 기포를 갖는 발포성수지재료 및 직물류 등이 있으며 미세공간에서 공기운동에 따른 점성소산에 의하여 음에너지가 감소된다. 따라서 흡음특성은 재료의 흐름저항에 좌우되게 되며 그림 5와 같이 두께가 두꺼울수록, 밀도가 높을수록 흡음률이 증가한다. 특히 두께가 두꺼울수록 저주파 음의 흡음률이 높아지므로 저주파음은 흡음재의 두께가 충분하도록 하여야 하며 배후공기층을 두는 것도 저주파음의 흡음을 위한 방법이다. 흡음재의 표면 마감은 흡음성능에 영향을 미치지 않게 하는 것이 중요하며 유공판을 사용할 경우는 개구율이 20% 이상이 되도록 해야 하며 비닐 같은 막을 쓰는 경우에는 두께 0.03mm 정도로 팽팽하지 않도록 붙여야 한다. 연속기포가 아닌 발포성 재료는 공기의 흐름이 차단되기 때문에 점성소산이 약해지므로 흡음성능이 별로 좋지 않다.

② 유연재료, 막상재료

다공질재료에 도장을 하여 피막한 경우나 독립 기포를 갖는 우레탄폼 등의 발포수지재료와 같이

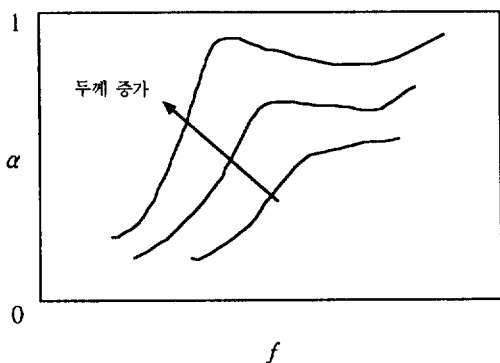
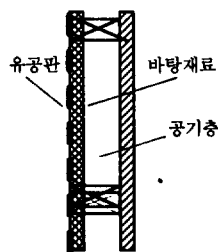


그림 5 다공질 재료의 흡음률

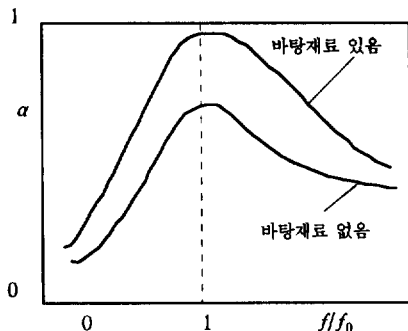


그림 6 유공판 구조체와 그 흡음률

통기성이 없거나 매우 낮은 탄성재료는 음에너지
를 판의 진동에너지로 흡수하여 재료의 마찰작용
으로 흡음할 수 있다. 탄성재료는 특정주파수에서
공전을 일으키므로 흡음률이 공진주파수에서
최고를 나타내는 산모양의 주파수특성을 보인다.

③ 유공판 재료

그림 6과 같이 합판, 석고판 등의 판재나 금속
판에 구멍을 내고 배후에 공기층을 둔 유공판재
료는 구멍과 공기층은 헬름홀쯔형 공명기를 구성
함으로 공명주파수 근처에서 구멍에 강한 공기
진동이 생기고 이 진동 에너지가 마찰에 의하여
소산됨으로서 흡음되는 것이다. 공명주파수 f_0 는
배후공기층의 두께 L , 판두께 t , 개구율이 p 일 때
다음 식으로 계산할 수 있다.

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{p}{(t+0.8d)L}} \quad (10)$$

구멍의 흡음을 높이기 위하여 다공질재료를 유
공판 배후에 바탕재료로 사용하면 그림과 같이
공명주파수 근처에서 흡음률을 높일 수 있다. 배
후 공기층의 두께가 500mm 이상으로 크게 되면
공명주파수는 위의 식으로 계산할 수 없으며 흡
음특성도 산형이 아닌 넓은 주파수 범위에 걸쳐
나타난다. 측벽에 사용되는 슬릿구조도 같은 원
리로 흡음특성이 산모양을 나타낸다.

④ 판상재료

합판, 석고판 등을 배후 공기층을 두고 고정하
는 것으로서 공기층의 탄성, 판재의 강성 및 질량에
의하여 공명주파수가 나타나며 이 주파수 근처에
서 판이 강하게 진동할 때 재료의 내부마찰손실

에 의하여 에너지소산이 일어난다. 공명주파수는
300Hz이하의 저주파이며 흡음률이 비교적 낮은
편이다.

3.3 실내 소음의 제어

그림 7과 같이 실 1에 음원 S가 있고 차음벽을
사이에 두고 실 2가 있는 경우의 소음도에 관하
여 살펴보도록 하자. 실 1에서 음원의 파워레벨
을 L_w , 지향계수(directivity factor)를 Q 라고
할 때 거리 r 인 지점에서 음압레벨 L_p 은 다음과
같다.

$$L_p = L_w + 10 \log \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_1} \right) \text{ dB} \quad (11)$$

식의 log 안의 첫째 항은 음원으로부터의 직접
음으로서 음향인텐시티가 거리의 제곱에 반비례
하는 것을 나타내며 둘째 항은 벽에서의 반사에
의한 잔향음으로서 실정수(room constant) R_1
에 반비례하는 것을 나타낸 식이다. 위의 식은
잔향음의 밀도가 실 전체에서 균일하다는 가정
에서 유도된 것이며 실정수는 벽면적 S 에 비례하
며 다음 식과 같이 벽의 평균흡음률 $\bar{\alpha}$ 의 함수로
정의된 것이다.

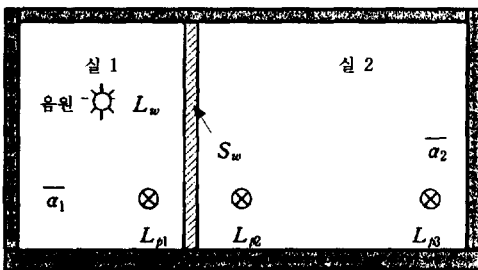
$$R = \frac{\bar{\alpha}S}{1-\bar{\alpha}} \quad (12)$$

흡음률이 0.3보다 낮은 대부분의 벽에 대하여
실정수는 흡음률에 벽면적을 곱한 흡음력과 같은
값이다. 흡음률이 낮을수록 잔향음장이 강하게
되며 음원으로부터 어느 정도 거리가 있는 경우
대부분의 실에서의 음압레벨은 잔향음에 의한 것
이다. 따라서 벽에 흡음처리를 하는 것은 실내소
음을 저감하는 가장 효과적인 방법이다.

칸막이벽 앞의 음이 잔향음으로서 그 음압레벨
이 L_p 일 때 투과손실이 TL 인 벽을 투과한 후
실 2의 차음벽에 인접한 곳에서의 음압레벨 L_{p2}
는 다음과 같다.

$$L_{p2} = L_p - TL + 10 \log(14 + S_w R_2) \text{ dB} \quad (13)$$

식에서 log 안의 첫째 항은 투과된 직접음에
관계된 것이고, 둘째 항은 잔향음에 의한 것으로



두 실간의 차음

그림 7 차음벽과 실내소음도

서 S_w 는 차음벽의 면적, R_2 는 실 2의 실정수를 나타낸다. 차음벽에서 먼 지점의 소음레벨 L_{μ} 는 직접음은 무시할 수 있으므로 식(13)에서 1/4를 제외하면 된다. 식에서 알 수 있듯이 수음실의 소음레벨은 차음벽의 투과손실 뿐 아니라 차음벽의 면적 및 그 실의 실정수의 영향을 받는다. 벽의 흡음률이 낮을수록 수음실의 소음도는 증가하게 되는 것을 알 수 있다. 만일 실 2가 반사가 없는 완전 흡음실이라면 소음레벨의 차인 소음저감량(noise reduction) $L_{\mu} - L_{\mu}$ 는 투과손실보다 6dB 높은 값인 것을 알 수 있다.

4. 진동 제어

진동은 그 자체로 정밀기계의 성능을 떨어뜨리고 사람들에게 심리적인 불안감을 주므로 제어되어야 하는 경우가 많지만 소음원이 되기 때문에 제어되어야 할 경우도 많다. 진동방지는 진동의 원인이 되는 가진력을 저감하는 방법과 진동의 전달을 억제 또는 감소시키는 방법이 있다.

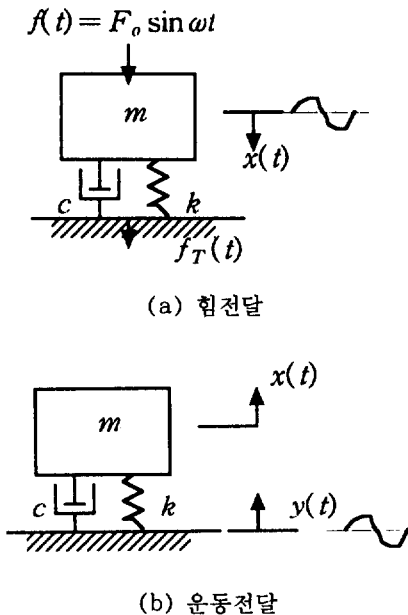


그림 8 1자유도 진동 모델

4.1 방진의 원리

그림8(a)와 같이 질량 $m(kg)$ 인 물체가 중앙에 수직방향으로 진폭 $F_0(N)$, 각진동수 ω 의 가진력이 작용할 경우 부동의 강체상에 탄성계수 $k(N/m)$, 감쇠계수 $c(N/m/s)$ 인 스프링으로 지지되어 있다고 하자. 지반에 고정된 기계의 경우에도 기계와 기초를 포함한 등가질량 및 지반의 등가 강성과 저항을 취함으로서 이와 같은 1자유도 해석이 가능하다. 정적변위는 $X_0 = F_0/k$ 로 되므로 고유진동수 ω_n 는 다음과 같다.

$$\omega_n = \sqrt{k/m} = \sqrt{g/X_0} \tag{14}$$

기계의 정상상태진동의 변위진폭 X 와 정적변위 X_0 의 비인 확대계수, 또는 진폭배율(amplitude magnification factor) μ 는 다음 식과 같으며 도시하면 그림 9와 같다.

$$\mu = X/X_0 = \frac{1}{\sqrt{(1-\eta^2) + (2\zeta\eta)^2}} \tag{15}$$

식에서 η 는 가진 진동수와 고유진동수의 비인 진동수비, $\eta = \omega/\omega_n$ 를 나타내고 ζ 는 감쇠계수와 임계감쇠계수의 비인 감쇠비, $\zeta = c/c_c$ 를 나타낸다. 그림에서 감쇠는 모든 진동수에서 진폭비를

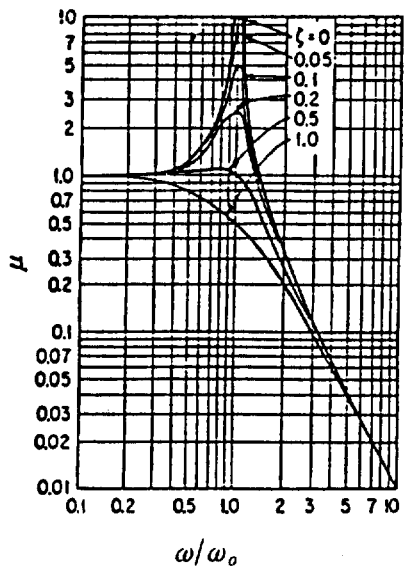


그림 9 진폭배율

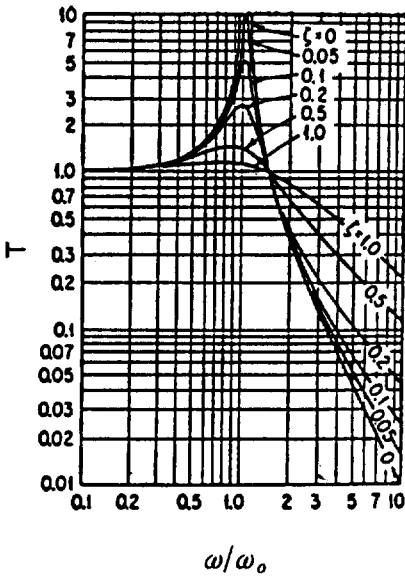


그림 10 전달 전달률

감소시키나 공진상태(ω/ω_n)에서 $\mu=1/2\zeta$ 로서 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 진동수가 낮은 경우($\omega/\omega_n \ll 1$)에 진폭비는 1이 되므로 변위는 강성이 클수록 적고 진동수가 높은 경우($\omega/\omega_n \gg 1$)에 변위는 질량이 클수록 적게 되는 것을 알 수 있다.

기초로 전달되는 힘 F_t 와 가진력 F_0 의 비인 진동전달률(transmissibility) T 는 다음 식으로 표시된다.

$$T = \frac{F_t}{F_0} = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta\eta)^2}{(1 - \eta^2)^2 + (2\zeta\eta)^2}} \quad (16)$$

이를 도시하면 그림 10과 같으며 진동절연효과가 나타나기 위한 조건($T < 1$)은 $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$ 인 것을 알 수 있다. $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$ 인 범위에서 감소는 진동절연에 역효과를 주나 기계의 제동 및 기동시 공진점을 통과할 때 진동의 진폭과 아울러 전달률을 낮추려면 적당한 감쇠량이 필수적인 것을 알 수 있다. 그림 8(b)에 도시한 바와 같이 지반의 운동에 의하여 기계가 진동할 때 지반의 변위에 대한 기계의 변위진폭의 비도 위와 같은 식으로 표시된다. 절연효율(%) T 는 다음과 같이 정의한다.

$$I = (1 - T)100\% \quad (17)$$

4.2 진동 절연

기계의 진동이 기초로 전달되는 것을 차단하기 위하여는 적절한 탄성계수와 점성계수를 갖는 스프링을 사용하여 전달률을 낮추어야 하며 전달률은 진동수비가 클수록 낮아지므로 고유진동수가 가진 진동수의 1/3이하가 되도록 방진스프링을 선정하여야 한다. 먼저 기계의 중량, 가진 진동수, 절연효율 및 지지점의 수를 결정한 후 절연효율에서 전달률을 구하고 고유진동수를 계산하면 정적처짐을 알 수 있고 지지점의 하중으로부터 스프링의 상수가 결정되면 여기에 알맞은 스프링을 선택한다.

① 금속스프링

금속스프링은 경량의 정밀기계에서 증장비에 이르기까지 널리 사용되며 고유진동수가 최저 1Hz 정도까지 설계되므로 저주파진동의 절연에 효과적이다. 이보다 더 주파수가 낮은 경우는 공기스프링을 써야 한다. 또한, 금속은 다양한 환경 조건에서 안정된 특성을 유지하며 내구성이 좋고 보수가 거의 필요없다는 장점이 있다. 그러나, 금속의 내부마찰이 매우 적으므로 공진시에 대비하여 감쇠기를 병용하여야 하며 고주파 진동에서는 스프링자체의 탄성진동에 따른 서징현상으로 절연성능이 저하되는 것을 막기 위해서 방진고무를 직렬로 삽입할 필요가 있다. 또한, 가진력이 매우 크거나 로킹이 발생할 가능성이 있는 경우 기계 중량의 한두배 되는 관성 블록에 기계를 고정하여 진동을 제한하고 무게중심을 낮추며 하중을 고르게 분산할 필요가 있다.

② 방진고무

천연고무나 네오펜과 같은 합성고무는 하중이 적고 가진 진동수가 비교적 높은 경우에 사용된다. 고유진동수의 하한은 4~5Hz이다. 고무는 내부적인 감쇠저항이 크므로 공진시에 저감성능이 좋으며 임피던스가 낮고 서어징이 일어나지 않기 때문에 고주파에서 고체음의 절연성능이 좋다. 또한, 고무는 금속에 쉽게 접촉되므로 금속에 접촉해서 사용하는 수가 많다. 고무는 인장, 압축 및 전단응력 모두에 적용가능하나 인장으로는 잘

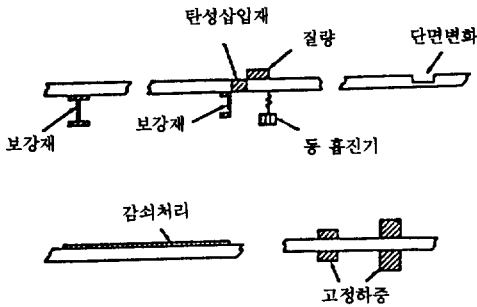


그림 11 진동 전파 대책

사용되지 않는다. 압축시에 큰 에너지 저장이 가능하나 전단응력으로 사용하는 것이 가장 수명이 길다. 고무는 내저온, 내고온, 내유성 및 내후성이 떨어지며 재료뿐 아니라 형상, 정하중일 때와 동하중일 때 각각 탄성계수와 감쇠계수를 달리하는 것에 유의하여야 한다.

4.3 진동전파 대책

진동이 배관이나 빔, 철관 등의 구조물을 통하여 전파하는 것을 억제하는 방법으로는 그림 11에 도시한 바와 같이 내부감쇠에 의하여 전파거리에 따른 진동에너지지를 분산 소멸하는 방법과 질량이나 강성의 불연속을 통한 차단이 있다. 불연속부는 탄성 조인트, 개스킷 또는 유연성 재료로 만들 수 있으며 탄성조인트의 효과를 높이기 위하여 질량이나 보강재 및 동흡진기를 추가하기도 한다. 고주파에서는 단순히 단면변화만으로도 상당한 진동에너지지의 차단이 가능하다.

5. 소음기

파이프나 덕트를 통하여 소음이 전파할 때 소리를 반사 및 흡수에 의하여 저감하기 위한 그림 12와 같은 장치를 소음기라고 하며 유동저항을 최소로 하면서 소음성능의 목표를 달성하여야 한다.

5.1 흡음형 소음기

덕트에 흡음재를 부착한 형태로서 흡음재의 흡음작용에 의하여 소리에너지를 열에너지로 소산

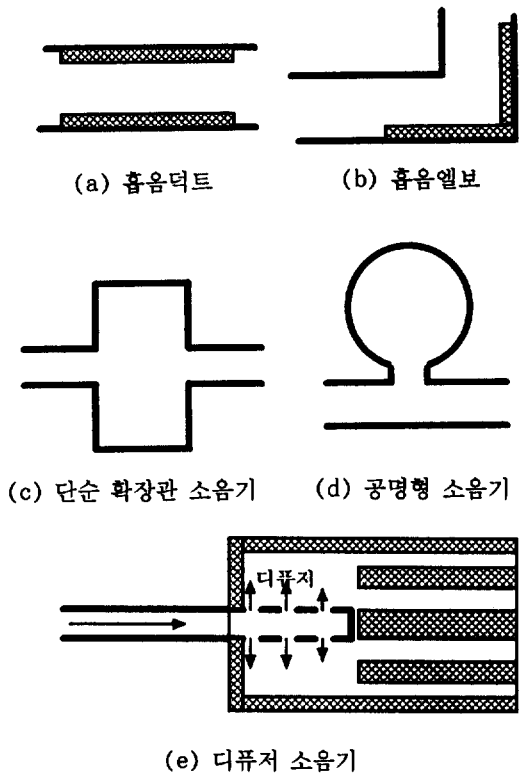


그림 12 각종 소음기

시키는 작용을 한다. 공조용 덕트와 같이 단면적이 큰 경우는 전파음이 평면파가 아니기 때문에 반사형의 적용이 곤란하므로 흡음덕트를 사용한다. 흡음재는 전파수에 대하여 소음특성을 나타내나 저주파역에서 성능이 좋지 않으므로 흡음재의 두께를 두껍게 해야 한다. 그림 12(b)와 같은 흡음엘보는 음파와 흡음면의 방향이 수직에 가까울 경우에 흡음이 잘 되는 원리를 이용한 것이며 플리넵상자는 급팽창 및 축소에 따른 저주파음의 반사와 병행하여 흡음재에 의한 중고주파음의 흡음을 위한 것이다.

흡음형 소음기의 성능을 예측할 수 있는 모델은 아직 확립되지 못한 상태이며 흡음재의 재료와 구조 및 형상에 따라 다르므로 제작회사의 시험 데이터에 의존할 수밖에 없다. 그림 12(a)와 같이 단순한 흡음덕트의 경우 흡음재의 평균흡음률이 α , 흡음재의 총 표면적이 S_0 , 덕트의 단면적

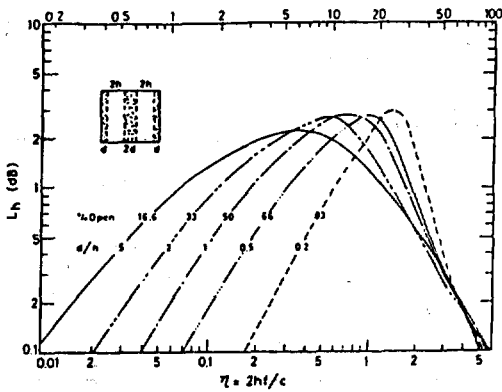


그림 13 평행배플 소음기의 소음 감쇠성능

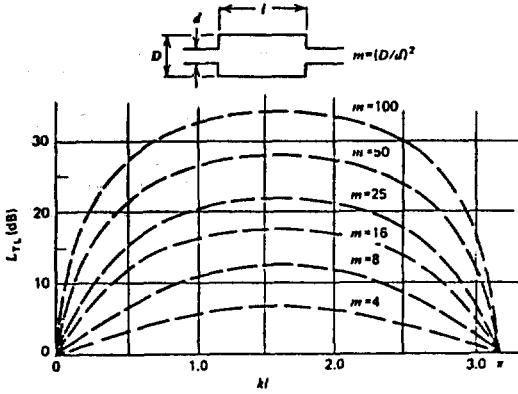


그림 14 투과손실의 주파수 특성

이 S일 때 소음기에 의한 음향파위의 감쇠량(attenuation)은 대략적으로 다음 식과 같다.

$$att \approx 1.5 \alpha S_d / S \quad (18)$$

그림 13은 평행배플형 소음기의 단위 길이당 차음성능의 일례를 도시한 것으로서 그림에서 폭 h가 음파의 1/2파장에 가까운 경우에 가장 성능이 좋으며 두께가 d가 두꺼울수록 저주파에서 성능이 높은 것을 알 수 있다.

흡음재가 이 물질을 흡착하여 오염되면 성능이 저하되며 유속이 빠른 경우에는 흡음재가 비산되는 것에 대비하여야 한다. 접착재를 사용한 흡음재는 습기나 열에 의하여 접착재가 녹거나 변형되는 것을 고려해야 한다. 비산된 섬유질 흡음재는 그 자체가 오염물질이 될 수 있다.

5.2 반사형 소음기

엔진 배기소음기에서 흔히 사용되는 종류로서 단면이 급확대 및 급축소될 때 음파가 반사되는 원리를 이용한 것으로서 그림 12(c), (d)와 같은 단순확장형, 헬름홀쯔형 등이 있다. 단순확장형 소음기의 투과손실은 다음 식과 같다.

$$TL = 10 \log \left[1 + \frac{1}{4} \sin^2 kl \right] \text{ dB} \quad (19)$$

식에서 m은 면적 확대비, k는 음파의 파수, l은 소음기의 길이를 나타내며 면적 확대비가 클수록 투과손실이 증가하는 것을 알 수 있다. 그림 14에 도시한 투과손실의 주파수특성에서 알 수 있듯이 확장관의 길이가 음 파장의 1/4과 같을 때 가장 좋은 차음성능을 나타내며 1/2파장의 정수배가 되면 반사는 없이 완전투과가 일어난다. 따라서, 저주파음의 제어를 위해서는 소음기가 길어야 한다. 또한 반사형 소음기에서는 유로 면적의 급격한 변화에 따른 압력손실이 크게 되므로 다공관을 사용하는 경우가 많다. 공명형 소음기는 관의 측면에 공명통이나 분지관을 설치하여 그 고유주파수 근처에서 음을 반사시키고 투과를 억제한 장치이다. 이 밖에 경로차에 의한 음의 상쇄간섭을 이용한 간섭형 소음기 등이 있다. 다공관 소음기나 헬름홀쯔형 소음기의 경우는 음파의 단순한 반사뿐 아니라 공명주파수 근처에서 구멍을 통과하는 매우 빠른 입자속도로 인한 점성감쇠도 성능에 영향을 미친다.

소음기의 투과손실(transmission loss) TL은 소음기 자체만의 특성을 나타내는 것으로서 투과음의 재 반사가 없는 경우에 대한 것이다. 그런데 실제 반사형 배기소음기의 경우는 투과음이 재반사되고 소음기에서 반사된 음도 음원측에서 다시 반사되므로 투과손실만으로는 소음기의 장착에 따른 방사음의 저감을 나타내는 삽입손실(insertion loss) IL을 예측하기 어렵다. 또한, 소음기의 통과 유속이 매우 빠르게 되면 유동에 의한 자체소음이 발생하므로 평균유속이 마하수 0.2를 초과하지 않도록 유의해야 한다.

5.3 디퓨저 소음기

그림 12(f)와 같은 디퓨저 장치는 화력발전소

등에서 볼 수 있듯이 고압기체의 분출구에 설치하는 소음기에 사용되는 것으로서 그 자체가 음을 차단하는 기능을 가진 것은 아니며 다만 고속 제트를 다수의 제트로 분할하면서 유동을 확산시키는 작용을 한다. 제트를 노즐의 지름이 작은 다수의 작은 제트로 분할하면 식 (7)에 의하여 피크 주파수가 높아지므로 고주파음으로 바뀌며 하류측에 설치한 흡음재에 의하여 효과적으로 소음이 저감되게 하려는 것이다. 또한 고주파음은 인접한 제트에 의하여 차폐가 되므로 방사음의 파워가 저감된다. 그러나 노즐의 간격이 가까우면 제트가 하류 쪽에서 간섭을 일으켜 더 강한 난류가 됨으로서 저주파음이 오히려 더 크게 될 수 있기 때문에 피치가 지름의 10배 이상으로 되게 하는 것이 적절한 것으로 알려져 있다. 또한 개구면적이 관의 단면적보다 크면 하류 쪽 개구부는 무용으로 되기 때문에 필요 이상으로 개구율을 증가시킬 필요는 없다.

6. 맺음말

이상에서 설비소음의 발생원과 제어에 관한 개요를 소개하였으며 광범위한 문제를 제한된 지면

에 요약하기에는 많은 무리가 있었지만 소음문제를 전반적으로 이해하는데 다소나마 도움이 되기를 바란다.

참 고 문 헌

1. 한국소음진동공학회편, 1995, 소음·진동편람
2. Beranek, L. L., ed. 1971, Noise and Vibration Control,, McGraw-Hill Book Company.
3. Irwin, J.D., Graf, E. R., 1979. Industrial Noise Control and Vibration Control, Prentice-Hall.
4. Harris, C. M., ed. 1991, Handbook of Acoustical Measurements and Noise Control, 3rd ed., McGraw-Hill Book Company.
5. Fahy, F., 1985, Sound and Structural Vibration, Academic Press.
6. Dowling, A. P., Ffowcs Williams, J.E., 1983, Sound and Sources of Sound, Ellis Horwood Limited.
7. Munjal, M. L., 1987, Acoustics of Ducts and Mufflers, John Willey & Sons.
8. Harris, C. M., ed. 1988, Shock & Vibration, 3rd ed, McGraw-Hill Book Company.