

# 騷音豫測의 解析的 技法

김 정 태  
한국표준연구소 음향·진동연구실



●1954년생  
●소음 및 진동분야를 전공하였으며, 현재 기계공학에서의 신호처리, 기계의 상태진단 분야에 관한 관심이 있다.

## 1. 머리말

근래에 들어 소음에 대한 관심이 높아짐에 따라 산업체 및 제품 메이커들은 소음·진동 대책에 부심하고 있으며 정부차원에서도 '89년 8월 초 소음규제에 대한 입법예고가 발표되었다.

일반적인 기계소음은 기계구동에 소요되는 에너지중 일부의 충격·마찰 에너지가 진동에너지로 변환한 뒤(振動源) 구조물을 따라 전파된 후 기계의 표면적 등에서 放射(radiation) 효과를 통해서 발생하는 "Unwanted Sound"로써 기계의 작동시 항상 부수적으로 야기되는 문제이다.

이와같은 소음현상의 해석을 위하여 활용되는 접근방법을 학문체계로 나누어보면

- 이론 해석 및 모델링 (analytical modeling)
- 실험기법 (experimental techniques)
- 신호처리 기법 (signal processing techniques)
- 소음감소/상쇄기법 (noise reduction/cancellation)

· 인체에 미치는 영향 (human perception) 등이 있으며 위 분야들이 서로 복합적으로 연계되어 있다.

소음해석은 접근방식등에 따라 다음과 같은 두가지로 대별할 수 있다.

### (1) 문제해결방식 (Problem Solving)

이 방법은 제품이 생산된 후 소비자로부터

과다한 소음을 야기 시킨다고 평가 되었을 때 기존의 제품설계 방식을 고수하면서 상품의 기본 성능에 대한 변화없이 소음수준을 낮추는 접근방식이다. 대부분의 소음문제는 이 부류에 해당되며 짧은 기간내에 최소한의 구조물 변경과 저렴한 비용으로 만족스런 소음 감쇠 방안을 모색하게 된다. 따라서 기존 제품이 야기시키는 소음의 주파수 특성을 분석하고 이에 적절한 소음방지대책을 수립하여야 하며 주로 실험과 신호처리 기법에 의존한다.

문제해결의 시급성으로 핸드북적인 접근방법도 있으나 합리적인 방법을 통해 문제를 해결키 위하여 소음의 音源(또는 振動源), 에너지의 전달경로, 그리고 放射效果(radiation) 등 3항목으로 세분화시켜 각 항목별로 소음을 감쇠시킬 수 있는 적절한 방법을 취하게 된다.

### (2) 설계 단계에서의 소음제어

#### (Design for Noise)

소음문제의 이상적인 대처 방법으로는 기계의 설계 단계에서 소음수준을 예측하고 적절한 소음제어 방법을 강구하여야 한다. 소음예측의 기법으로는 소음이 가지고 있는 주파수 대역 특성에 따라 FEM, SEA (statistical energy analysis) 등을 사용하여 구조물 內에 전파하는 진동에너지, 특히 벤딩波의 전달현상을 해석하고 음의 放射效果는 주로 BEM (boundary element method) 등을 통해 수치계산으로 값을 예측한다. 구조물의 크기가 대형일 경우,

FEM, SEA 등이 가지는 사용 한계 때문에 WSM(wave summation method)등이 사용될 수 있다.

따라서 본 내용에서는 소음대책에 사용되는 上記의 두가지 접근 방식에 대해 기술하고 이의 응용 實例를 검토코자 한다.

## 2. 문제해결방식 (Problem Solving)

### 2.1 핸드북방법

소음을 줄이기 위하여 통상 사용되는 방법은 여러 핸드북(handbook)에서 쉽게 찾아볼 수 있다. 그림 1은 지상위에 설치된 기계로부터 발생하는 소음의 차단 방법을 보여주고 있다. 그림에서 점 P는 소음계의 위치를 나타낸다. 그림 1(a)에서와 같이 방진재(vibration isolator)를 사용했을 때에는 저주파음이, 그림 1(b)의 방음판이 설치되었을때는 고주파음이 감소하게 볼 수 있다. 그림 1(c)는 방음벽

(enclosure)을 사용할 때, 그림 1(d)는 무거운 방음벽으로 질량-하중효과와 더불어 흡음재를 사용하였을 때는 고주파음이 급격히 감소됨을 알 수 있다. 그림 1(e)는 저주파음은 방진재로, 고주파음은 무거운 방음판을 사용하여 소음의 주파수 대역 전반에 걸쳐 감소시키는 방법을 보여주고 있다. 이와같이 핸드북식 소음 감소 대책은 질량, 또는 흡음재를 기계구조물에 첨부시킴으로써 기본 구조물에는 하등의 변화를 주지 않으면서 특정 또는 넓은 주파수 대역에 걸쳐 소음감쇠 효과를 볼 수 있는 보장되는 방법으로 통상 Add-on Process로 알려져 있다. 이와 또 다른 방법으로 소음이 특정주파수 대역에 에너지源이 분포되어 있을 경우 비교적 간단히 특정 주파수의 소음을 제거시키는 방법이 있다. Helmboltz공진기등의 Tuned Absorber나 머플러등의 Acoustic Wave Filter를 사용하거나 다계의 질량-스프링시스템을 사용하여 해결하는 경우 등이 그 예라 할 수 있다.

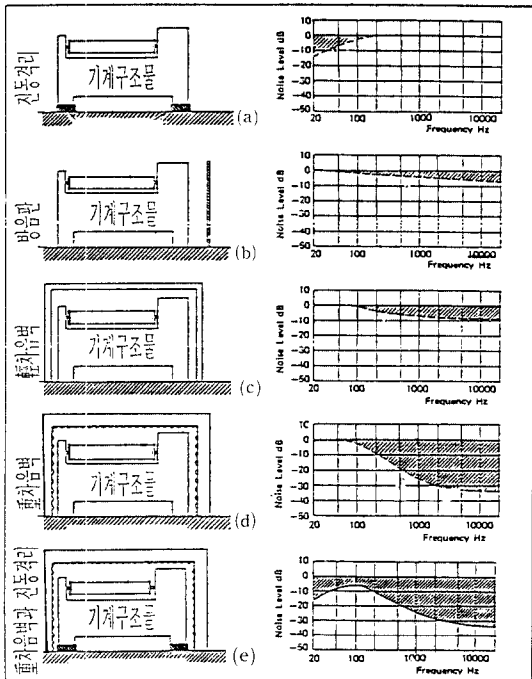


그림 1 핸드북식 소음제어 방법의 예

### 2.2 체계분석에 의한 해석방법

소음문제에 대한 효과적인 대처방안으로 듣는이가 감지한 소음신호를 音源(source)→전달 경로(path)→放射(radiation)의 3가지 세부항목으로 나누어서 다루는 방법이 있다. 音源은 기계·전기적인것과 환동에 의한 aerodynamic 등이 있고, 전달경로는 기계 구조물에 의한것 (structural-borne)과 공기매체를 통한 것 (air-borne)이 있다. 放射는 구조물 표면적과 공기와의 상호 coupling현상에 의해 나타나는 것이며 듣는이의 심리적인 효과(perceptiog)도 고려된다.

표 1은 이러한 音源→전달경로→放射의 세가지 항목별로 문제의 해결방법과 소음대책을 나타내고 있다. 따라서 소음을 야기시키는 기계에 대해 音源→전달경로→放射등으로 소음을 발생시키는 메카니즘을 이해하게 되면 표에 주어진 바와 같이 합리적인 소음대책의 수립이 가능하게 된다.

표 1 소음제어를 위한 체계적 방법

계 통 분 류	접 근 방 법	소 음 대 책
源 : 소음의 발생원 (generator) -기계적 -공기역학적 -전자기적	소음원의 위치 또는 波型분석등	정속한 소음원 사용 -충격 가진력 감소 -입·출구 재설계 하모닉 주파수
경로 : 에너지의 전달 (transmission) -구조물(고주파) -공기(저주파)	전달함수 분석을 통한 에너지의 주전달 경로 분석	구조물의 재설계등 -에너지의 감쇠 또는 흡수 -임피던스의 변화 -추가 질량
반응 : 진동과 음 -방사효과 -청각효과	음압 또는 흡의 강도 측정을 통한 자료분석	방사에너지의 감쇠 -방사판의 두께 변화 -진동 표면에 대한 격리 -표면적을 줄임 (opening up)

(1) 源(source)

소음에 영향을 주는 위의 세가지 항목중 음원의 위치와 발생현상을 이해할 수 있으면 가장 효과적인 소음대책의 수립이 가능하다. 소음源이 치차와 같이 기계충격에 의한 경우에는 충격이 가해지는 힘을 줄임으로써 소음을 감쇠시킬 수 있다. 또는 충격이 일정한 시간차이를 두고 발생하는 모터의 경우 전자기력에 의한 진동은 하모닉성분을 가지게 되어 소음의 주 에너지 성분은 해당 하모닉주파수에서 나타나게 되므로 모터의 루터축을 이루는 슬롯을 나선형으로 이루어주면 특정 하모닉주파수의 소음을 효과적으로 감쇠시킬 수 있다.

그러나 일반적인 소음문제는 여러가지 振動源이 서로 복합되어서 소음을 야기시키고 있는 수가 많이 있고 많은 대개의 경우 振動源의 실측이 불가능한 경우도 있다. 이러한 때에는 측정된 여러 진동원을 신호처리하여 소음의 源이 될 수 있는 振動源을 규명한다거나 여러 振動源 중에서 임의로 진동원을 배제시킨 후 측정된 소음값을 상대적으로 비교 분석하여 소음源을 찾는 방법등이 있다.

그림 2는 간단한 신호처리 과정을 통해 소음

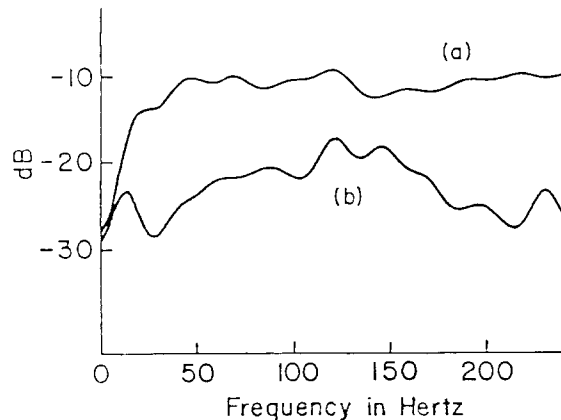
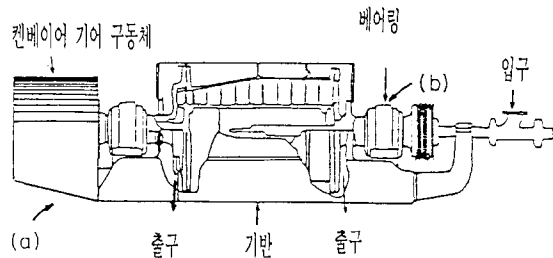


그림 2 신호처리를 통한 振動源 해석

源의 개략적인 위치를 밝힐 수 있는 방법을 보여주고 있다. 물을 뿜어 올리는 원심분리형 펌프는 벨트, 베어링, 밸브등 여러곳으로부터 진동이 야기될 수 있다. 따라서 개략적인 振動源의 위치를 알기 위하여 그림 1의 (a), (b) 두 군데에 센서를 설치하고 그 주파수 특성을 비교하였다. 여기서 보여진 스펙트럼은 Cepstra의 low-time 필터를 사용하여 스펙트럼을 부드럽게 하여 에너지 분포의 경향을 알 수 있도록 신호처리를 한 것이다. 두가지 스펙트럼중 (a)에 해당하는 신호의 스펙트럼에너지 분포가 비교적 균일하게 분포되어 있어 加振에 의한 충격 진동源은 센서(a)에 해당하는 신호의 스펙트럼에너지 분포가 비교적 균일하게 분포되어 있어 加振에 의한 충격진동源은 센서(a)에 가깝게 놓여있음을 알 수 있다. 이에 반해 (b)의 스펙트럼은 구조물의 전달 경로에 의한 Resonance, Anti-Resonance등이 영향을 주어 에너지 분포가 주파수 대역에 걸쳐 불균일함을 볼 수 있다.

(2) 전달경로(path)

振動源은 다양한 경로를 통해서 구조물의 표면까지 전달된다. 에너지의 전달 매체로는 기계구조물(structure borne)과 오일 등의 비압축성 유체, 그리고 압축성 유체(airborne)등이 있다. 일반적으로 대기압 하에서 압축성 유체는 저주파 에너지를, 기계구조물은 고주파 에너지의 전달에 효율적이고 비압축성 유체는 전

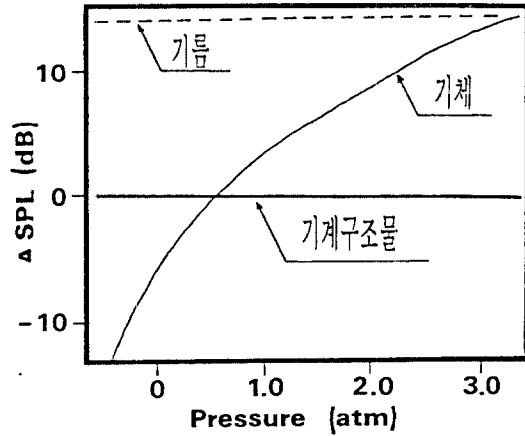


그림 3 압력변화에 따른 에너지 전파특성

주파수 영역에 걸쳐 에너지를 잘 전달하는 특성이 있다. 그림 3은 압력의 변화시 기계구조물, 비압축성 유체, 압축성 유체에 대한 에너지 전달특성을 보이고 있다. 그림에서 보듯이 비압축성 유체는 압력변화에 무관하나 압축성 유체인 공기의 경우 압력이 증가함에 따라 기계구조물보다 효율적으로 에너지를 전달하게 되므로 압축기(compressor)등 높은 압력하에서 작동되는 기계의 소음 해석에서는 압축매체가 주요에너지 전달경로가 된다.

이와같이 주 에너지 전달경로는 이해할 수 있으면 특정주파수 영역에 해당되는 에너지 전달경로를 차단하여 소음의 감쇠효과를 볼 수 있다. 통상 사용되는 차단하는 방법으로는 감

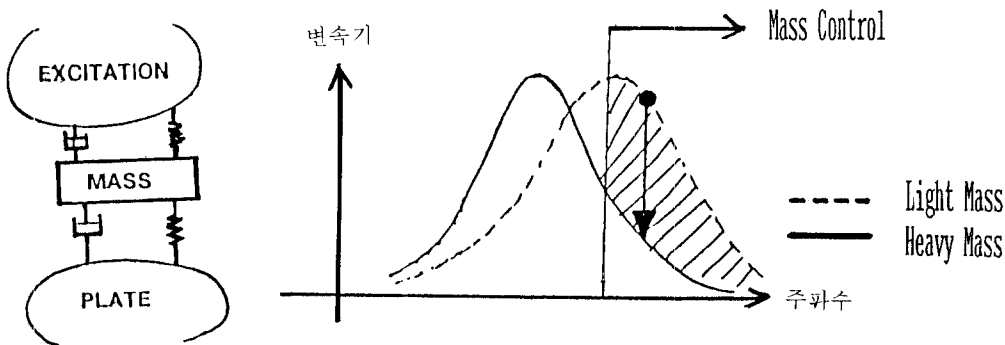


그림 4 질량-하중의 영향

최상수(internal loss factor)를 증가시켜 고유진동수에 해당하는 에너지를 감쇠시켜 주거나(energy dissipation), Muffler와 같이 Impedance의 급격한 변화로 입사되는 에너지를 반사시켜 소음을 감쇠시킬 수 있는 방법(reactive type)등이 있다. 특히 전달경로가 기계구조물일 경우 소음차단을 위해 많이 쓰이는 질량-하중방법은 넓은 주파수 영역에 걸쳐 소음의 감쇠를 항상 보장시켜 주는 잇점으로 인해 중간 및 고주파 소음 대역에서 특히 효과적이다. 그림 4는 질량-하중에 의한 소음(진동) 감쇠 현상을 개념적으로 보여주고 있다. 기존 에너지 전달경로에 추가로 질량  $m$ 을 달았을 경우 그림 3의 점선에 보이는 것과 같이 전달경로의 특성이 변화하게 된다. 질량  $m$ 이 없었던 때의 전달 경로에 비교하여 볼 때 고유진동수보다 높은 고주파 영역에서는 소음(진동)의 감쇠효과를 볼 수 있는데 반해 저주파 영역에서는 일부 증폭시키는 성분이 있음을 알 수 있다. 이러한 질량-하중방법은 기계의 무게를 증가시키게 되므로 經重量을 요구하는 조건에서는 사용할 수 있는 단점이 있다.

(3) 放射效果(radiation effect)

기계의 표면에 도달한 진동에너지중 흡의 발생에 직접영향을 미치는 波는 벤딩에너지이다. 벤딩 波는 주파수에 따라 파의 전달속도가 다르며 강, 알루미늄, 유리 등의 평판 구조물에서의 전달속도  $C_b$ 는

$$C_b = \sqrt{C_l k \omega} = 100 \sqrt{h(\text{mm}) f(\text{kHz})} \text{ m/sec}$$

이며 여기서  $C_l$ 은 재료의 음속,  $k = h/12$ ,  $\omega = 2\pi f$ ,  $h$ 는 평판두께,  $f$ 는 주파수를 나타낸다. 가령 두께 4mm의 평판에서 1kHz에 해당되는 진동波의 전달속도는 윗식으로부터 200m/sec로 계산되며 공기의 음속과 비교하여 볼 때 1kHz의 진동에너지는 공기중의 음속보다 낮아 이 벤딩波에 의해 가진되는 공기입자의 변화가 적게 되어 음을 발생시키지 못하게 된다.

이와반대로 벤딩波가 초음속으로 전달되는 주파수에서는 효과적으로 음을 발생시키게 되

어 진동에너지=음향에너지라는 식이 성립되게 된다. 따라서 기계표면의 진동에너지가 흡으로 변환되기 위하여는 벤딩波의 전달속도  $C_b$ 가 공기중의 음속  $C_0$ 와 같거나 音速보다 빠른 주파수 대역이어야 하며  $C_b = C_0$ 인 조건을 만족시키는 주파수를 임계주파수(critical frequency 또는 co-incident frequency)라고 한다.

윗식과 같은 2차원 평면의 경우 임계주파수  $f_{cr}$ 는

$$f_{cr} = 13,130/h(\text{mm})$$

로 단순화 될 수 있으며 4mm두께 평판의 경우 3.3kHz가 임계주파수 임을 알 수 있다.

임계주파수와 더불어 기계의 放射效果를 나타내는 變數로 放射效率  $\sigma$ (radiation efficiency)가 있다. 정의에 의해 방사효율  $\sigma$ 는 발생된 음의 강도(intensity)  $I_{rad}$ 와 표면 진동 에너지의 강도  $\rho_0 C_0 \langle u^2 \rangle$ 의 比로

$$\sigma = I_{rad} / \rho_0 C_0 \langle u^2 \rangle$$

로 정의된다. 여기서  $\rho_0 C_0$ 는 공기의 Impedance,  $\langle u^2 \rangle$ 는 표면 공간에 대한 벤딩波의 전달속도에 대한 평균값을 나타낸다. 따라서 진동주파수가 임계 주파수 아래 영역에서는  $\sigma$ 값이 1보다 작고 임계주파수보다 큰 영역에서는 1보

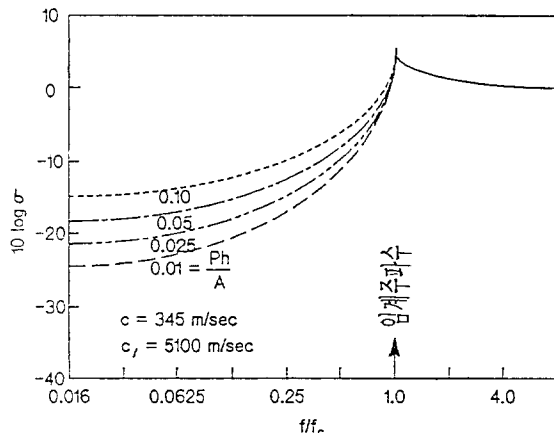


그림 5 평판구조물의 방사효율

다 크거나 같은값을 가지게 된다. 단순지지된 평판구조물의 경우 방사계수  $\sigma$ 는 이론적으로 유도될 수 있으며  $\sigma$ 에 영향을 미치는 변수로는 구조물의 둘레(perimeter,  $P$ ), 두께  $h$ , 그리고 표면적  $A$  등이 있다. 진동 주파수가 공기 속도보다 낮은 대역에서의 방사효율( $\sigma_1$ )과 높은 대역에서의 방사효율( $\sigma_2$ )는

$$\sigma_1 = 2\pi P k C_l \sin^{-1} \sqrt{f/f_{cr}} / AC_o$$

$$\sigma_2 = 1.0 / \sqrt{1 - f_{cr}/f}$$

과 같으며 그림 5는  $P$ ,  $h$ ,  $A$  값의 변화에 따른 放謝효율,  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ 의 경향을 보여주고 있다.

### 2.3 소음해석의 적용예

앞에 기술된 騷音源→전달경로→放謝効果의 3가지 사항을 고려하여 소음발생 기계에 대한 해석방법을 논하고자 한다. 여기서 기술코자하는 대상은 단층활용용 X선 장치로서 그 구조는 그림 6에 보여진바와 같다. X선은 75dBA 정도의 소음을 발생하고 있으며 의료용 기계인 관계로 소음 수준이 비교적 낮은 병원등에 설치운동되고 있어 75dBA의 소음이 문제시 되었다. 통상 1~4kHz 주파수 대역의 소음에너지에 의한 75dBA 소음은 인접한 사람간의 대화를 방해하는 수준으로써 10dBA를 감쇠시켜야 듣는이로 하여금 소음이 반감되었다고 느끼게

된다.

#### (1) X선 장치의 구조와 작동원리

그림 6에 보여진 X선 장치는 유리로 된 진공관과 관 위에 흐르는 냉각 및 절연용 오일, 그리고 X선의 방출을 차폐시키는 납으로된 케이스로 구성되어 있다. 진공 튜브내에서는 전자를 방출하는 emitter, target 및 target 구동체로 구성되어 있어 emitter에서 전자가 배출할 때 target에 반사되면서 X선이 진공관의 일정위치에서 발생하게 된다. Target이 고정되어 있을 경우 target을 때리는 전자의 충격량이 크고 높은 전압차이로 인해 발생하는 고열로 target재질을 녹이게 되므로 target몸체는 구동체인 모터로 고속 회전시켜 열의 분산을 도와 주도록 설계되어 있다. 회전체인 target이 진공관 안에 설치되어 있는 관계로 target과 진공관 사이에는 윤활유가 없는 상태에서 볼 베어링으로 연결되어 있다.

#### (2) 소음源에 대한 고찰

X선 장치내에 振動을 야기시키는 源으로는 target의 구동체인 모터, target과 진공관을 연결시켜주는 볼베어링과 진공관 바깥 부분에서 오일을 순환시키는 강제 Circulation시스템 및 오일의 유동에 의한 유체진동(flow induced vibration) 등이 있다.

이와같은 여러가지 振動源중 소음문제를 발생시키는 振動源을 찾기 위하여 진공관의 표면위에 가속도계를 부착시키고 진동신호의 주파수 대역을 분석하였다. 그림 7은 진공관위에서의 벤딩波에 대한 주파수 특성을 나타내고 있다. 그림에서 보는바와 같이 유리의 감쇠상수가 작은 관계로 고유 진동수에 해당되는 진동에너지가 높은 값을 보임을 알 수 있으며 500 Hz 이상 대역에서 여러 최대치가 나타남을 알 수 있다. 이러한 진동에너지의 최대치에 해당되는 주파수는 소음 스펙트럼과도 일치하였다. 따라서 소음기로부터 구해지는 지시값은 이러한 최대치주파수에 따라 결정되므로 同 최대치 주파수를 발생시키는 振動에너지가 소음源으로 판단될 수 있다.

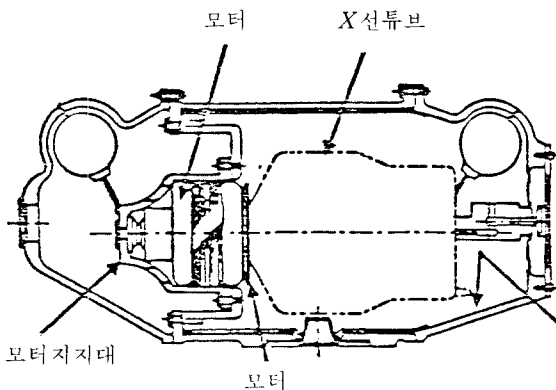


그림 6 의료용 단층활용 X선 장치의 구조

소음원을 찾기 위한 방법으로 진공관을 연결 시켜주는 볼베어링의 진동특성에 대하여 해석하여 보았다. 볼베어링은 베어링 축이 회전할 때 통상 4개의 주파수 성분에 해당하는 진동 에너지를 발생시킨다. 베어링에서 발생하는 진동 에너지는 (i) 베어링 Ball자체의 진동( $f_b$ ), (ii) 볼이 안쪽부분(inner race)에 가하는 반복되는 충격에 의한 진동( $f_{in}$ ) (iii) 볼이 베어링 바깥부분(outer race)에 가해지는 반복되는 충격에 의한 진동( $f_{out}$ ) (iv) 볼을 연결시켜주는 구속체(carrier)의 회전에 따라 발생하는 진동( $f_c$ ) 등이 그것이다. 편의상 회전체의 회전 주파수(또는 회전체의 속도)를  $f_o$ 라 할 때에  $f_b, f_{in}, f_{out}$ 의 값은 다음과 같다.

$$f_b = f_o D_i / (D_o - D_i)$$

$$f_{in} = f_o n_b D_o / (D_o - D_i)$$

$$f_{out} = f_o n_b D_i / (D_o - D_i)$$

여기서  $D_i$ 는 베어링 내경의 길이,  $D_o$ 는 베어링 외경의 길이를 나타낸다. 따라서 X선 장치의 베어링 제원을 식에 대입하였을 때의 진동 주파수값은

$$f_b = 616\text{Hz}$$

$$f_{in} = 1,220\text{Hz}$$

$$f_{out} = 785\text{Hz}$$

로 계산되며 이러한 주파수의 정수배에 해당되는 하모닉성분의 진동 에너지를 추가로 발생시키게 된다. 여기에서 구한 주파수 및 同 하모닉 주파수를 그림 7에 보여진 진공관의 진동 에너지 스펙트럼과 비교해 볼 때, 스펙트럼의 최대치에 해당되는 주파수를  $f_b, f_{in}, f_{out}$ 의 값들 및 同 하모닉성분과 일치함을 볼 수 있다.

이 결과로부터 X선 장치의 소음을 발생시키는 振動源은 X선 장치내의 여러가지 振動 회전 target과 진공관을 연결시켜주는 볼베어링임을 알 수 있다. 이와같은 유추해석을 확인하기 위해 아래와 같은 실험을 시도하였다. 즉 실험용도상 X선 시스템의 스위치를 보완하여 target이 최대속도로 회전한후에 구동 모터의 전원만을 차단하는 장치를 제작하였다. 따라서

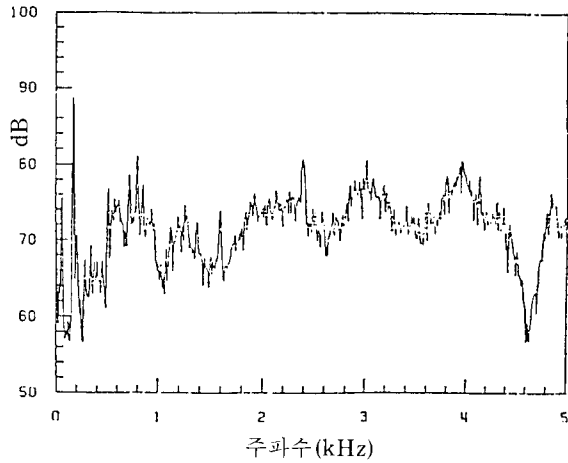


그림 7 진공관의 진동주파수 특성

구동모터가 더 이상 구동체 역할을 하지 않은 상태에서 X선을 발생시키는 emitter와 오일을 강제 순환시키는 장치등은 정상대로 작동하였다. 모터의 전원이 차단된 이후에도 중량이 무거운 target은 관성 에너지를 가지고 있으므로 2~3분 동안 회전을 유지하였다. 이때에 소음 값을 측정하여 모터의 전원차단 이전의 소음치와 비교하였을 때 값의 차이가 없음을 알 수 있었다. 따라서 모터의 진동에 의한 소음원의 가능성을 배제시킬 수 있고 소음원은 모터 이외의 부분 즉 볼 베어링으로부터 온다는 사실을 확인할 수 있다.

(3) 에너지의 전달경로

진공관에 도달한 진동 에너지, 특히 벤딩 에너지는 임의의 전달경로를 따라 캐스로 흐르게 된다. X선 장치내에 가능성 있는 에너지 전달 경로로는 (i) 관을 둘러싸고 있는 오일을 통한 전달과 (ii) 관을 고정시켜 주고 있는 구조물을 통한 전달로 양분될 수 있다.

위의 두 가지 전달경로중 진공관 진동의 主 에너지 경로를 밝히기 위하여 행해진 실험은 다음과 같다. 즉 오일에 의한 에너지 전달 가능성을 배제키 위해 오일을 빼어내고 X선 장치를 작동하였다. 이 경우는 오일대신에 공기

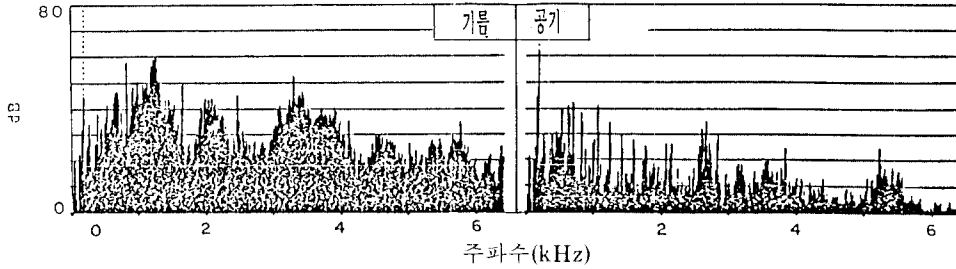
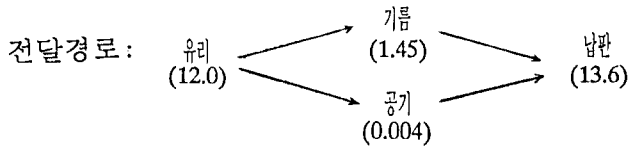


그림 8 소음주파수대역 특성

가 채워진 것으로 오일과 공기의 impedance는 많은 차이가 있는 관계로 측정된 소음은 관고정 구조물을 통한 에너지만이 영향을 주게 된다. 그림 8은 오일이 가득 채워져 있을 때와 오일을 빼어 났을때의 소음 스펙트럼을 보이고 있다. 그림으로부터 오일은 진공관이 가지고 있는 진동에너지를 주전달 경로임을 알 수 있다. 이와같은 결과는 2절에서 언급된바와 같이 오일은 비압축성 유체로 인해 진동에너지를 감쇠(attenuation)없이 관의 진동에너지 매체가 됨을 알 수 있다.

진동에너지를 경로를 해석하는 변수인 impedance값을 비교하여 보면 오일대신 공기를 사용하였을때에는 진공에너지의 전달과정중 impedance의 큰 변화를 보게 되어 에너지 전달의 차폐효과를 보게 되며 이러한 효과를 impedance mismatching에 의한 진동에너지를 분리라 한다. 참고로 진공과, 오일, 공기 및

표면구조물의 impedance값이 그림 8과 같이 나타나 있다.

(4) 흡의 放射

X선 장치는 환자 및 사용자를 X선의 위험으로부터 보호하기 위하여 두꺼운 재질(납등)로 제작된 표면 케이싱을 사용하고 있다. 따라서 임계 주파수는 저주파 영역에 속하게 되어 베어링에 의해 표면 케이싱에 전달되는 진동에너지는 그 크기와 비례해서 음으로 발생된다. 따라서 케이싱구조물의 주파수 대역별 放射現象은 간략화 될 수 있으며 관심주파수 대역이 500Hz이상인 점을 고려하면 방사효율  $\sigma$ 는 1.0 근처의 값을 가진다고 가정할 수 있다.

(5) 解析結果

X선 장치에 대한 위와 같은 소음해석 과정을 정리하면 통해 그림 9와 같이 소음의 발생과 전달 및 방사현상을 모델링할 수 있다. 그림과 같은 소음발생 메카니즘이 이해되면 이에

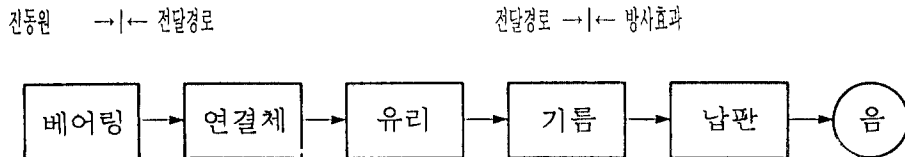


그림 9 소음의 발생 메카니즘에 대한 모델.



적절한 소음대책을 제시할 수 있다.

### 3. 설계 단계에서의 소음예측 기법 (Design for Noise)

소음해석의 이상적인 기법은 설계 단계에서 작성된 도면의 자료로부터 소음을 예측하는 방법이다. 수치해석 기법이 발전하여 다량의 자료의 입출력이 가능함에 따라 이론적 모델로부터 예측한 소음은 배구조물과 같은 대형기계에 대하여도 3dB이하의 오차 이내에서 수치계산이 가능하게 되었다. 이중 구조물내의 진동에너지 전달과 흡의 방사현상에 대한 예측치는 실험치와 상당히 일치하고 있다. 그러나 다양한 소음원에서부터 시작하여 듣는이의 귀에까지 미치는 전 과정에 걸친 이론해석은 아직도 많은 한계점을 내포하고 있다. 특히 이론해석의 어려움은 다양한 소음源의 發生 메카니즘이 확실히 규명되어 있지 않는데 있으며 rolling소음, 비선형 특성으로 인한 충격, drilling, polishing과 stick-slip현상과 같은 소음원에 대한 모델링기법은 아직 일반화 되어 있지 않다.

따라서 본 내용에서는 진동에너지의 전달 현상 해석기법과 벤딩波의 放射效果해석에 관련된 내용을 간략히 소개하고자 한다.

#### 3.1 에너지 전달현상의 해석기법 (Structural-borne Analysis)

소음에너지의 전파를 해석하기 위하여는 振動源에서 발생된 에너지가 구조물을 통하여 소음을 발생시키는 표면까지 어떻게 전달되는가를 정량적으로 분석하여야 한다. 이러한 분석 방법으로는 대별되는 것이 앞에서 언급한 바와 같은 FEM과 SEA 및 WSM등이 있으며 관심 있는 소음의 주파수 대역, 특히 모우드의 중첩도, 설계 대상 구조물의 크기(dimension)와 해석코자하는 진동에너지(bending波)의 波長값의 對比에 따라 접근방법이 결정된다<sup>(1)</sup>.

낮은주파수, 즉 10여개의 모우드가 존재하는 주파수 대역에 대한 에너지 전달현상의 해석기

법으로는 FEM이 일반적이다. FEM을 통해서 구조물의 전달 특성을 해석하는 기법은 고유진동수와 모우드형태를 정확히 계산할 수 있으며 구조물을 개조(structural modification)하였을 때에 대한영향분석등을 정확히 해석할 수 있는 프로그램이 많이 사용되어 있다(STAR등). 따라서 자동차의 실내설계시 소음(진동)해석을 위하여 많이 사용되고 있다. 소음해석 기법으로써의 FEM이 가지고 있는 단점으로는 고유진동수 근처에서 정확한 진동에너지 값을 예측하기 어렵다는 점이다. 고유진동수 주위의 주파수 대역에서는 감쇠상수(damping 또는 internal/coupling loss factor)가 결정적인 역할을 하게 되고 감쇠상수의 변화에 따라서 진동에너지값의 변화가 심하므로 자연히 FEM 해석 결과에서 오차가 예상된다. 엄밀한 의미에서는 고유진동 주파수 주위에서의 에너지 전달 현상 해석의 오차는 FEM이 가지는 수학적 기법에서의 문제가 아니라 감쇠상수에 대한 물리적 현상의 부족에서 기인된다 볼 수 있다<sup>(2)</sup>.

SEA(statistical energy analysis)는 FEM방식으로는 해석이 곤란한 주파수 대역에서 사용되는 기법이다. 중간 및 고주파수 영역, 즉 모우드의 중첩도가 많이 존재하는 구조물이 여러개의 세부구조물로 구성되어 있을 때 세부구조물 상호간 에너지의 복합적인 전달현상을 해석하는 데 유익하다. 기본적으로 SEA는 세부구조물 상호간에 에너지 흐름에 관한 평형식을 이용하여 振動源에서부터 에너지를 전달·소비하는 세부구조물 개개간의 연결상태를 선형방정식으로 표현하게 된다. 임의 세부구조물  $i$ ,  $j$ 가 있을 경우 SEA의 해석에 쓰이는 변수로는

- 질량(mass)  $M_i$
- 내부 감쇠계수(internal loss factor)  $\eta_i$
- 모우드 수(mode count)  $N$
- 상호 감쇠계수(coupling loss factor)  $\eta_{ij}$

이 사용된다.

따라서 SEA기법을 설계 단계에서 적용하기 위해서는 pro-type을 제작한 후 이에 대한 변

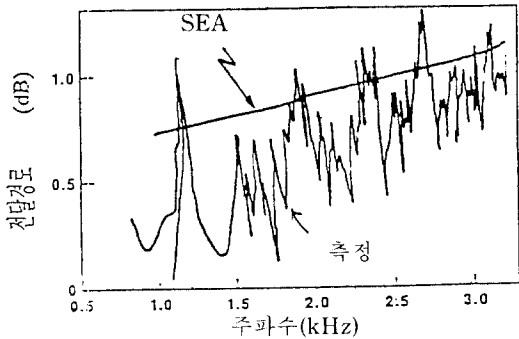


그림 10 SEA 해석을 통한 배구조물의 전달경로 주파수 특성.

수  $M_i$ ,  $\eta_i$ ,  $N$  및  $\eta_{ij}$ 를 도출하여야 한다. 위의 4개의 변수중  $M_i$ ,  $\eta_i$  및  $N$ 은 구조물의 특성으로부터 구해질 수 있는 반면  $\eta_{ij}$ 의 계산은 앞에서 언급한 에너지균형 (power balance)을 통한 선형방정식을 풀어야 한다<sup>(3)</sup>. 그림 10은 SEA기법을 이용하여 여러 세부구조물로 구성

되어 있는 배구조물의 에너지 전달 주파수 특성을 보여주고 있다. SEA의 결과를 실험치와 비교하여 볼 때 주파수가 높고 모우드의 중첩도가 커질수록 SEA의 예측치는 실험값과 유사해짐을 알 수 있다. 이와같이 SEA를 통한 해석방법은 전달현상의 주파수 대역에 걸쳐 평균값(r.m.s)의 예측에 많이 사용할 수 있다.

### 3.2 放射効果에 대한 해석기법

앞에서 설명된 에너지 전달에 대한 해석방법으로부터 기계표면에서의 진동값을 예측한 후 진동에너지를 음으로 변환시키는 放射현상에 대한 고려를 하여야 소음을 예측할 수 있다.

구조물의 방사현상중 평판, 원통형 등의 형상 구조물에 대해서는 이론적이 해석식이 존재하나 일반적인 형상을 가지고 있는 경우에는 수치해석 방법인 BEM(boundary element method)에 통상 의존하게 된다. BEM<sup>(4)</sup>은 구조물의 표면 경계에서 구조물과 공기 매질사이의 경계조건을 만족시키면서 Helmholtz방정식을 푸는 기법으로 여러 컴퓨터 코드가 많이 상품화 되어 있다. 현재 많이 쓰이고 BEM 코드로는 일본 Toyota연구소에서 작성된 ACOUST-BOOM이나 University of Kentucky의 BEMAP이 많이 보급되어 있으며 특히 자동차 실내설계에 활발히 응용되고 있다.

그림 11은 BEM을 이용한 풀해석기법의 체계를 요약한 것으로 BEM의 입력 자료로 필요한 진동값은 FEM에 의하거나 실물 또는 proto-type의 모우드 해석이나 각각의 위치에 대한 측정치를 필요로 한다. FEM과 BEM 코드에 상응하는 연결 프로그램등도 많이 개발되어 있다. FEM코드(ANSYS나 NASTRAN)으로 예측된 진동값을 BEM의 입력으로 넣은뒤 앞에서 기술된 바와 같이 구조물 형상에 따라 경계면에서의 경계조건을 고려하여 Helmholtz 방정식을 풀게 된다. BEM의 출력자료는

- 임의 위치에서의 압력(소음) 및 공기입자의 속도분포—내부(interior) 및 외부(exterior)포함

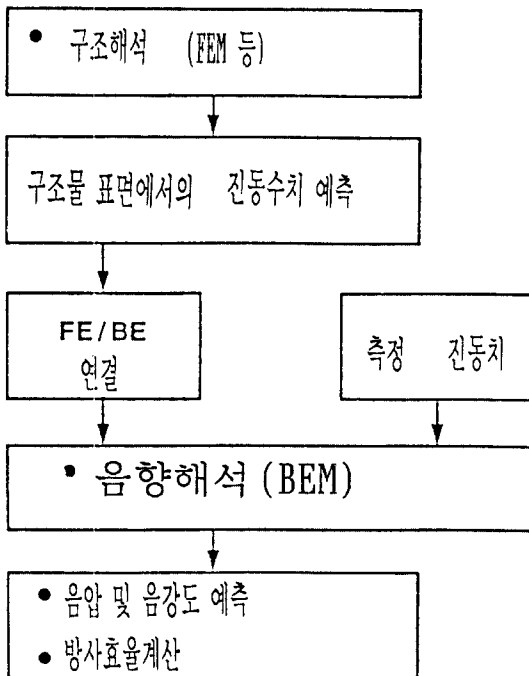


그림 11 BEM의 체계도

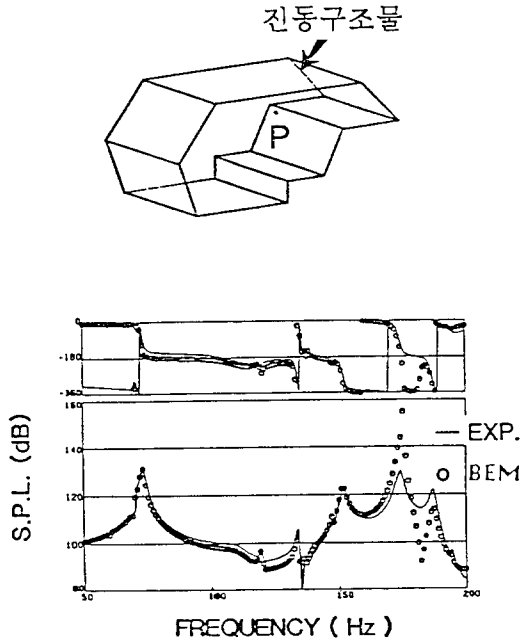


그림 12 BEM해석을 통한 소음예측.

- 임의 위치에서의 음의 강도(intensity) — 내부(interior) 및 외부(exterior) 포함
  - 구조물의 放射効率
  - 구조물에서 발생하는 플 파워
- 등을 보여줄 수 있다.

그림 12는 BEM을 이용한 소음해석 결과를 보여주고 있다. 구조물의 형상이 복잡함에도 불구하고 예측된 소음수준의 실험결과와 유사함을 볼 수 있다.

#### 4. 맺 음 말

기계에서 발생하는소음의 해석기법에 대하여

언급하였다. 제품의 설계 및 생산후 발생하는 소음문제를 조속히 해결하기 위해 문제해결방식(problem solving)과 설계 단계에서부터 활용할 수 있는 소음예측기법이(design for noise)의 두가지 내용에 대하여 기술하였다. 문제해결 방식에 있어서는 소음원→전달경로→방사효과등 3분에 의한 체계적 소음해석 절차에 대한 설명과 함께 X-선장치의 소음해석 방법이 논의되었다. 설계시 이용할 수 있는 해석기법으로 에너지 전달현상과 관련된 FEM과 SEA방법의 적용범위와 용도를 기술하였고 BEM에 대하여도 간략히 소개하였다.

#### 참 고 문 헌

- (1) Cremer L, M, Heckl and Ungar E.E., 1973 Structure-borne Sound, Springer-Verlag, New York.
- (2) Rieger N., 1986 "The Relationship between Finite Element Analysis and Modal Analysis," Sound and Vibration, Vol. 20.
- (3) Lyon R.H., 1975, Statistical Energy Analysis of Dynamic Systems: Theory and Application, MIT Press.
- (4) Seybert, A.F. Etc., 1984, "Application of the BIE Method to Sound Radiation Problems Using an Isoparametric Element", J. OF Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 106, pp. 414~420.