

第3章 騒音・振動

第1節 騒音・振動 概論

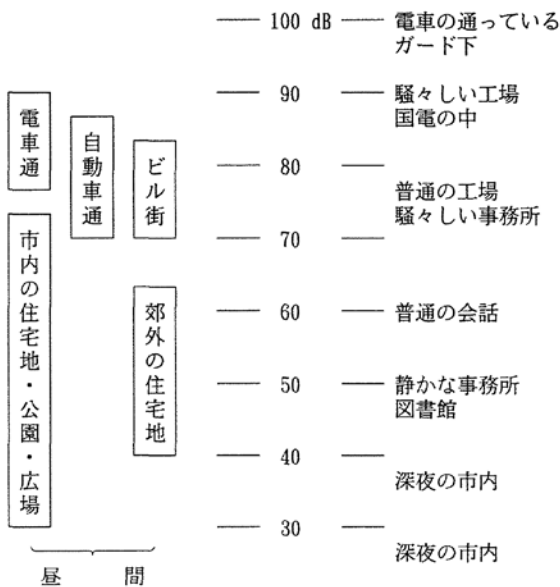
1 騒音とは

「好ましくない音」，「ない方がよい音」を総称して「騒音」というが，この定義は物理的な要素ばかりではなく，多分に主観的，心理的解釈が含まれている。「好ましくない音」を大別すると次のようになろう。

- ① 明らかに生理的な障害を起こす音
- ② 音色が不快な音
- ③ 第三者による妨害音
- ④ 安眠や休養を妨害する音
- ⑤ すべきでない音（「静かさ」を必要とすべき時に発する音や機械や装置が，定常状態で稼働しない時に発する音。）

身近にある音の騒音レベルの1例を，表5.31に示す。

表 5.31 身近にある音の騒音レベル
(守田栄，騒音と騒音防止，オーム社，1985)



2 鉱山関係の騒音

坑内・坑外の種々の作業や装置類から発生する騒音の特徴は，次のとおりである。

- ① 露天採掘場の発破音
1日に行う発破回数は少なく，継続音でないため，騒音とはなりにくい。発破音でできるだけ小さくし，しかも効率よい爆砕を行うと，かえって振動が大きくなることもある。

- ② さく岩音

さく岩音は，ビットが岩石を打撃・切削する音，ロッドとシリンダ間の打撃・回転音，圧気排出音が主体であり，鉱山作業のうちでは最も大きな騒音源である。この音は周波数範囲が広く，高周波域における音のエネルギーが強大なために，坑内作業では作業者の難聴の原因を作り，かつかなり遠方まで音が伝わる。

- ③ 坑外巻上機の音

連続音ではないが，2番方，3番方巻上げの場合には，特に好ましくない音になる。

- ④ トラック走行音

騒音レベルは，通常の走行状態ではそれ程大きな値にならない。むしろ，場外搬出時の走行に

よる騒音・振動の方が問題になることが多い。路面の状態が悪ければ、なおさらである。

⑤ 破碎工場などの騒音

破碎機や水洗設備、コンベヤ、ブロワなどは連続音である。一般に、連続操業または夜間操業を行うので、問題を起こす可能性が高い。

坑内・坑外の種々の作業や装置類から発生する騒音レベルを、表5.32に示す。

3 音の性質と単位

(1) 音 波

音波とは、大気中の1点における微小な空気の圧力変化が、次々に隣の位置に伝わる振動現象である。最も単純な形として、一方向に進行する正弦波を想定すると、図5.48のようになる。すなわち、伝搬状態のある一瞬間には、媒質空気の粒子はそれぞれの平衡位置から微小変位して、密度の密な所と疎な所が交互にできる。密な所は圧力が大気圧よりわずかに高く、疎の所は圧力が低い。

この状態は次の瞬間、粒子が逆方向に振動して、密であった所は疎になり、圧力の微小変動を繰り返す。この現象は次々に隣の方向に伝わる。伝搬するのは空気の振動現象すなわち振動のエネルギーで、空気自体が流れて行くのではない。空気は各微小部分がそれぞれの平衡位置を中心にして往復振動する。

音波の存在する空間を音場、振動速度を粒子速度、圧力の変動分を音圧という。

空気の粒子振動方向と音波の伝搬方向が平行のため、空気中の音波は縦波である。音波の伝搬する速度（音速） c [m/s] は、空気の温度 t [°C] によって変化し、次式で表わされる。

表 5.32 鉱山作業場の騒音レベル(ホン)

選 鉱 工 場	75 ～ 110 *
製 錬 所	70 ～ 105 *
さ く 岩	105 ～ 120 **
〃	95 ～ 105
ロ ー ダ 積 込	85 ～ 105
坑 内 巻 上 機 室	70 ～ 90
ス ク レ ー パ 運 転	95 ～ 100
ジ ョ ー ク ラ ッ シ ャ	85 ～ 105 (75 ～ 90)
コ ー ン ク ラ ッ シ ャ	90 ～ 105 (75 ～ 85)
イ ン パ ク ト ク ラ ッ シ ャ	80 ～ 105 (70 ～ 85)
摩 鉱	95 ～ 110
振 動 ふ る い	95 ～ 110 (80 ～ 95)
ト ロ ン メ ル	90 ～ 120 (70 ～ 90)
重 油 か 焼 炉	90 ～ 100

[注] *印：場内各部分の平均値とする。

**印：作業員頭部の測定値。

その他はすべて装置1台で5m範囲の値。

() 内は空転時。

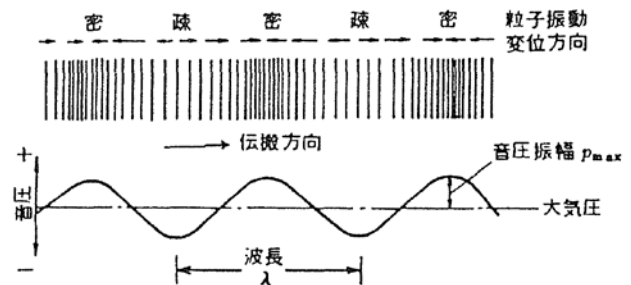


図 5.48 音の伝播（平面進行正弦波）

$$c = 331.5 \sqrt{\frac{273+t}{273}} \approx 331.5 + 0.61t \quad [\text{m/s}] \quad \dots\dots\dots (5.48)$$

音速は、常温では約340m/sであり、50℃位までは $C=332+0.6t$ (m/s) で近似できる。

音場内のある1点における圧力変化の繰り返し、つまり1秒間の音圧変動のサイクル数を周波数 f (ヘルツ, Hz) という。また、ある瞬間の音場内音圧変動の極大 (小) 値位置から次の極大 (小) 値位置までの距離を波長 λ [m] という。

音波が1秒間に伝搬する距離は、1つの波の長さに1秒間の波の発生数を掛けたものに等しいため、次の関係が成立する。 c は温度が定まれば一定であるから、周波数によって波長が決まる。

$$c = \lambda \times f \quad [\text{m/s}] \quad \dots\dots\dots (5.49)$$

(2) 音圧・音圧レベル

いま、音の伝搬方向に垂直な単位面積を考え、この面積を単位時間に通過するエネルギー (すなわち単位面積当りのパワー) を I 、音圧を p 、媒質の密度を ρ とすれば、次式が成り立つ。このエネルギーを音の強さといい、音圧の2乗に比例する。

$$I = p^2 / \rho c \quad [\text{W/m}^2] \quad \dots\dots\dots (5.50)$$

音圧の実効値 p は、パスカル (Pa) で表す。Pa は圧力の単位で、 $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2 = 10 \mu \text{ bar}$ の関係がある。人間は最大60 Pa 程度までの音圧を音と感ずる。大気圧は約 10^5 Pa ($10^6 \mu \text{ bar}$) であり、音圧の範囲は大気圧に比べて極めて小さい。

音圧レベル L_p (Sound Pressure Level) は、可聴範囲の音圧の感覚量が音の強さの対数に比例し、2~3桁の数字で表示できるため、デシベル [dB] で表示する。すなわち、音圧レベル L_p は、音圧の大きさを、基準値との比の常用対数によって表現した量 (レベル) であり、次式で表される。

$$L_p [\text{dB}] = 10 \times \log_{10}(I/I_0) = 10 \times \log_{10}(p^2/p_0^2) = 20 \times \log_{10}(p/p_0) \quad \dots\dots\dots (5.51)$$

ここで、基準値 p_0 を $20 \times 10^{-5} \text{ Pa}$ ($=0.0002 \mu \text{ bar}$) とする。この値は、健康な人間の最小可聴音圧である。

音の強さが p^2 に比例するため、音圧の比は10倍で20dB、100倍で40dBと10倍ごとに20dBずつ

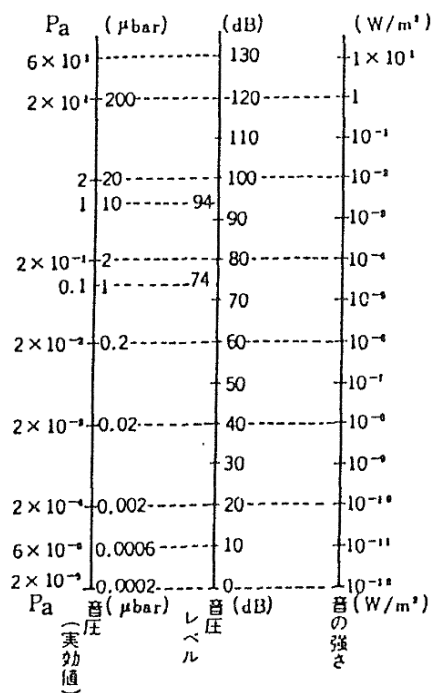


図5.49 音圧と音圧レベルの関係

増加する。また、音の強さは10倍で10dB、100倍で20dBの増加となる。

音圧と音圧レベルの関係を、図5.49に示す。

(3) パワーレベル

ある音源が周囲に放射している音の単位時間の全エネルギーを W [W] とし、基準 W_0 を

$W_0 = 1 \text{ pW}$ (ピコワット) $= 10^{-12} \text{ W}$ とするとき、

$$L_w = 10 \log_{10}(W/W_0) \quad [\text{dB}] \quad \dots\dots\dots (5.52)$$

この L_w を音源のパワーレベルという。なお、 W_0 の値は、計算の便利さから定められた。

例えば、パワー1mWの音源のパワーレベルは、 $W/W_0 = 10^{-3}/10^{-12} = 10^9$ のため、 $L_w = 90 \text{ dB}$ となる。また2mWの場合は、 $10 \log_{10} 10^9 + 10 \log_{10} 2 = 93 \text{ dB}$ となる。

(4) 音の大きさのレベル・聴感曲線

人は一般には周波数で20～20,000Hz、音圧レベルで0～130dBの範囲を知覚する。ただし人が感じる音の大きさは、音圧の大小のみならず、周波数によっても異なる。この関係を単一正弦波（純音）で実験した結果を、図5.50に示す。この図を、聴感曲線（等感度曲線・等ラウドネス線）と呼ぶ。

図中の各曲線群は、音の大きさが1,000Hzの音と等しい大きさに聞こえる音圧レベルの値を連ねている。音の大きさレベルの大小を、1,000Hzの音圧レベルの数値で表し、ホン（Phon）という単位を用いる。例えば1,000Hzの音圧レベル70dBの音と、80Hzの約80dBの音圧レベルの音とは同じ音の大きさのレベル70ホンである。

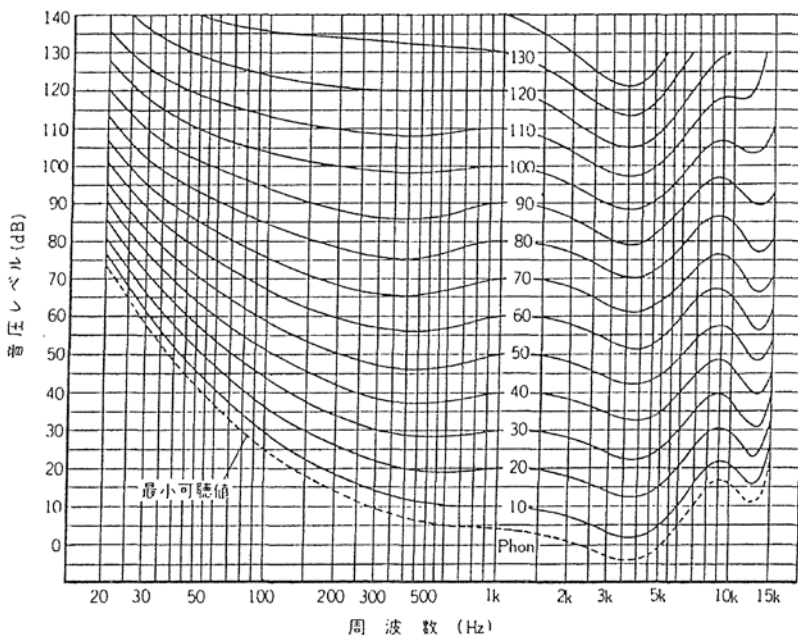


図5.50 音の等感度曲線 (ISO/R226-1961)

また、図中の最小可聴値とは、各周波数においてそれ以下の音圧では聞こえないという限界を示したもので、約4ホン（1,000Hzで約4dB）である。

これらの音の等感度曲線は、ホン数の小さい（音の大きさが小さい）ほど、わん曲の度合いが強い。120～130dB以上の音は聴覚よりも痛みを感じるようになる。なお、音の大きさの変化を弁別する最低量は、大体1dB程度である。

(5) 騒音レベル

騒音レベルは耳の感覚特性を加味した音圧レベルである。耳の特性は複雑であるが、これにA特性を用いるよう国際的に統一している。測定には、A特性騒音計を用い、測定値を騒音レベル（A-Weighted Sound Pressure LevelまたはSound Level、単位はデシベル [dB]）という。

これに対して一般の騒音の場合、C特性騒音計を用いる。C特性騒音計の測定値は、物理的な音のエネルギーを表す音圧レベル（Sound Pressure Level）とみなせる。

騒音レベルが時間的に変動する場合の騒音の測定・評価には、等価騒音レベル（ L_{eq} : Equivalent Continuous Sound Pressure Level）を用いる。これは、騒音レベルのエネルギー平均値といえる。

(6) dBの計算法

騒音測定では、音のレベル（音圧レベル、音の強さのレベル、パワーレベル、騒音レベル、周波数のバンドレベルなど）を、いずれもdBで表示処理する。

1) エネルギー和 [dB値] を求める場合

いま2つ以上の音のレベルを L_1, L_2, \dots, L_n , [dB] とし、そのエネルギー（音圧の2乗値、音の強さ、パワーなど）を P_1, P_2, \dots, P_n (P_0 : 基準値) とすると

$$L_1 = 10 \log_{10} (P_1/P_0), L_2 = 10 \log_{10} (P_2/P_0), \dots, L_n = 10 \log_{10} (P_n/P_0) \quad [\text{dB}],$$

あるいは、

$$P_1/P_0 = 10^{L_1/10}, P_2/P_0 = 10^{L_2/10}, \dots, P_n/P_0 = 10^{L_n/10}$$

であるから、これら n 個のエネルギーの和のレベル L_s [dB] は、次式で表わされる。

$$\begin{aligned} L_s &= 10 \log_{10} \{ (P_1 + P_2 + \dots + P_n) / P_0 \} \\ &= 10 \log_{10} \{ 10^{L_1/10} + 10^{L_2/10} + \dots + 10^{L_n/10} \} \quad [\text{dB}] \quad \dots \quad (5.53) \end{aligned}$$

レベル L_1 と L_2 ($L_1 \geq L_2$) とのエネルギーの和のレベル L_s は、(5.53) 式になる。

$$\begin{aligned} L_s &= 10 \log_{10} \{ (P_1 + P_2) / P_0 \} \\ &= 10 \log_{10} \{ 10^{L_1/10} + 10^{L_2/10} \} = 10 \log_{10} \left[10^{L_1/10} \left\{ 1 + 10^{-\frac{L_1-L_2}{10}} \right\} \right] \\ &= L_1 + 10 \log_{10} \left\{ 1 + 10^{-\frac{L_1-L_2}{10}} \right\} \\ &= L_1 + \Delta L \quad [\text{dB}] \quad \dots \quad (5.54) \end{aligned}$$

ΔL は $(L_1 - L_2)$ で定まるから、 ΔL と $(L_1 - L_2)$ の関係を図表にしておき、これから簡単に計算することができる(図5.51参照)。

例えば、80dBと78dBの音の場合は $L_1 - L_2 = 2\text{dB}$, $\Delta L = 2.1\text{dB}$ 。これより、和のレベル $L_s = 80 + 2.1 = 82.1\text{dB}$ となる。また L_1 と L_2 が同じレベルならば、和のレベルは $L_s = L_1 + 3\text{dB}$ になり、 L_1 と L_2 の差が10以上であれば0.4dB程度以下しか増加しない。

3つ以上の場合については、初めの2つの L_s を求め、次にこの L_s と L_3 の和を同様にして求め、これを順次繰り返せばよい。

2) エネルギー平均値 [dB値] を求める場合
つぎに騒音測定の場合、例えば、音源の周囲の多数点でレベルを測定した場合、あるいは変動する音を一定時間間隔で測定した場合など、これらの多数のレベルからエネルギー平均値のレベルを求めることが必要な場合がある（音圧レベル、パワーレベル、騒音レベルなどいずれにも共通）。

この場合、エネルギー平均値のレベルを L_M dBとすると、(5.53) 式を準用して

$$L_M = 10 \log_{10} \left\{ \left(\frac{1}{n} \right) (P_1 + P_2 + \dots + P_n) / P_0 \right\}$$

$$= L_s - 10 \log_{10} n \quad [\text{dB}] \quad \dots \dots \dots (5.55)$$

すなわち、エネルギー平均値のレベル L_M は、エネルギー和のレベル L_s から、平均するレベル個数 n の対数値の10倍を引いたものである。一方、各レベルの算術平均値 L_m は、次のようになる。

$$L_m = (L_1 + L_2 + \dots + L_n) / n \quad [\text{dB}] \quad \dots \dots \dots (5.56)$$

例えば、80dBと76dBの2レベルのエネルギー平均値 L_M は、 $L_M = 81.5 - 3.0 = 78.5$ dBとなる。一方算術平均は78dBで、両平均値の差は0.5dBとなる。

4 騒音の評価

(1) 聴力に及ぼす影響

騒音被害で、最も一般的なものは聴力障害である。音圧レベル [dB] の大きな音を耳にすると、耳の感度が低下する。しかし、生体には「回復機能」があるため、たとえ音圧レベルの大きな音でも、それを聞いた時間（曝露時間）が短ければ、聴力障害も一時的で済む。ただし、騒音レベルで85～90ホン程度の音でも、曝露時間が8時間を超えると回復力は次第に弱まり、回復が完全に終わらないうちに曝露を繰り返すと、永久的難聴になる。

各種要因にもとづく難聴の進行状態の例を、図5.52に示す。騒音に長時間曝露した結果の騒音性難聴では、検査音周波数で3000～4000Hzに対する聴力損失が大きくなる特徴がある（図のa曲線）。また、この周波数はほぼ C_5 の音（4096Hz）に近いので、このような傾向の難聴を「 C_5 ディップ」（ C_5 -dip）という。これに対して、老人性難聴は高周波域ほど聴力の損失が大きい。抗生物質や利尿剤等の服用による薬品中毒でも C_5 -dipを示し、検査周波数8000Hzに対する回復が弱い。

各種検査周波数に対する聴力レベルが-10dB～10dBの範囲では、聴力が正常とみなせる。会話

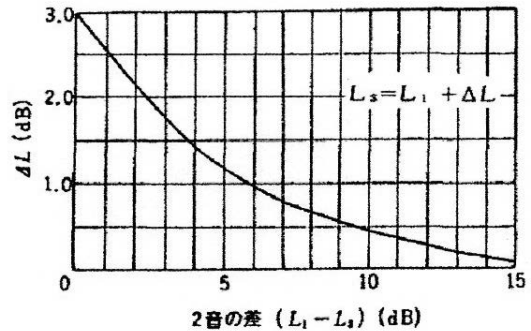


図5.51 音のエネルギー和レベル算出図表

に不自由を自覚した人は、 C_5 -dipが進んでいることになる（普通の会話の周波数は300～3000Hz範囲）。

音性難聴にはきめ手の治療法がないため、騒音環境を作らないことが第一であるが、さもないと、耳栓等の保護具着用などの予防が大切であり、同時に難聴の早期発見に特別の配慮を払う必要がある。

我が国を初め世界の大部分の国では、健康な男子青年が1日8時間労働を行う場合の許容騒音レベルをほぼ90dBとしている。この値は、あくまでも労働環境における「健康な男子青年」に対するものであり、老人、青少年、女子、病人などに対しては、更に低く見積もる必要がある。

(2) 聴き取り能力への影響（聴取妨害）

音による情報が、他の音に妨害されて的確に把握できない現象が、聴取妨害である。この現象は、音のマスキング（陰べい作用）によって生じる。1mの距離で向き合って、普通の声で会話が明瞭に聞き取れる周辺騒音の目安は65dBとされている。騒音が71dBを超すと、大きな声でも聞きとり難い。向きあう距離を2mとすると、普通の声で59dB程度となり、80dBの騒音の車では聞き取れない。80dBでは、距離を30～40cmに近づけて大きな声で話しても、明瞭には聞こえにくくなる。

電話に対しては、騒音の影響は普通の会話に対するよりもやや大で、満足に聞き取れる騒音レベルは約55dBであり、騒音レベルが65dBを超えると聞きとりにくい。

(3) 生活妨害

音が「うるさい」とか「不快である」とかの度合は、多分に主観的であり、その音を聞いた人の心理的要因に支配されることが多く、一概にはいえない。某アンケート調査結果では、被害を訴えた人の割合が50%を超える騒音レベルは、情緒障害、睡眠妨害とも55dB～59dBであるとされる。

5 振動一般

(1) 振動と振動量

工場、作業場における機械の運転、工事や鉄道、自動車などによる好ましくない振動を、公害振動と仮に名づけることができよう。振動は、振動源に対し比較的近距离の範囲で、騒音と対になって生じることが多い。ただし、加振源や地盤の性状の関係で、遠くまで伝搬して問題の起こることもある。

振動が振動源から屋内居住者まで伝わる経路は、大きく2種類ある（図5.53参照）。

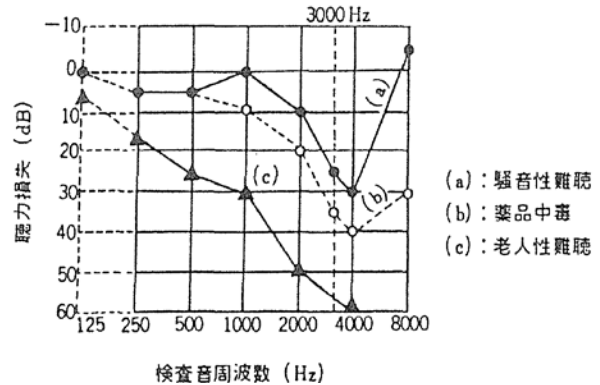


図5.52 オーディオグラムに現れる難聴の例

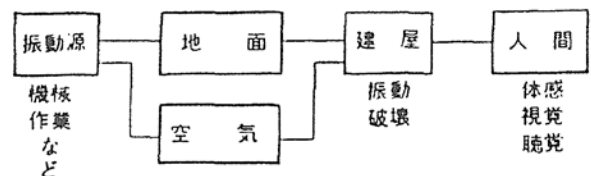


図5.53 振動苦情発生の様式

1つは地面振動で、家屋基礎に伝わり、家屋を振動させ、微小振動では建具のガタや電灯が揺れる。壁のき裂や瓦のずれのような物理的被害が伴う場合には、大きな苦情となる。

もう一方の経路は、発破やエンジン、コンプレッサなど、大量の空気移動を伴う作業や機械が引き起こす空気振動（超低周波音）で、空気中を伝搬して家屋壁面に到達し、家屋や建具が振動する。

振動源で生じた振動は、波動として媒体中を伝搬していく。振動が一定時間間隔 T で同じ現象が観測される場合、この振動を周期振動といい、 T [s] を周期、 $1/T = f$ を振動数 [Hz] という。

最も単純な振動は正弦振動（または単振動）であり、次式で表される。

$$A = A_0 \sin(\omega t + \phi_0) \quad \dots\dots\dots (5.57)$$

正弦振動の波形を、図5.54に示す。振動量 A 、変位振幅 A_0 、角振動数 $\omega = 2\pi f$ 、初期位相角 ϕ_0 である。観測上振幅は $2A_0$ であるが、数式では A_0 を振幅（ピーク値）という。

(2) 振動レベル

振動レベルは、音の騒音レベルに相当する量であり、振動加速度レベルに人の全身が振動を受ける場合の感覚を加味している。

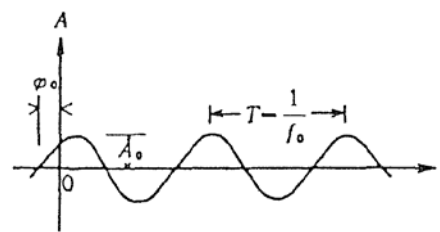


図5.54 正弦振動の波形

振動加速度レベル (VAL: Vibration Acceleration

Level) L_a は、音の音圧レベルに相当し、(5.58)式で表わされる。ここで、 α は振動加速度実効値 (Effective Value, Root Mean Square Value)， α_0 は基準振動加速度実効値 ($\alpha_0 = 10^{-5} \text{m/s}^2$) である。

$$L_a = 20 \log_{10} \alpha / \alpha_0 \quad [\text{dB}] \quad \dots\dots\dots (5.58)$$

例えば、振動加速度実効値が1ガル (gal) (1cm/s^2) の場合は、下記より、振動レベルは60dBとなる。

$$20 \log_{10} \frac{10^{-2}}{10^{-5}} = 20 \log_{10} 10^3 = 60 \quad [\text{dB}]$$

(3) 振動の発生と伝搬

振動発生源は、大きく工場機械、建設土木作業、交通機関に分けられる。

振動の発生様相は連続と衝撃とがあるが、衝撃加振源が問題になる場合が多い。振動源から発生する波動は、振動方向が伝搬方向と一致する縦波 (P波)、振動方向が伝搬方向と直角の横波 (S波)、振動の進行方向を含む鉛直面内で楕円運動し、振幅が表面からの深さとともに著しく小さくなる表面波などがある。これらを分離計測することは難しく、合成波を観測している。

(4) 振動の影響

振動の影響は、人に対する場合と構造物に対する場合がある。

人に対する影響では、生理的側面と心理的側面がある。生理面では、動物実験から大体10Gが限界と考えられる。加振が数百ガル (cm^2/s^2) 以上で、血流、呼吸、消化器、内分泌系などの生体機能に影響が出ることが報告されており、振動環境の動力車やトラックの運転手などが当てはまる。

構造物に対する影響として、建具は、経験的に音圧レベルで70～80dB程度から振動する。建屋振動が、空気伝搬か地面伝搬かを判定することは、極めて困難な場合がある。

6 超低周波音

超低周波音とは、コンプレッサ、エンジン、ポンプのような大量の空気移動を伴う機械や、振動コンベヤ、振動ふるいのような大面積の往復運動、発破の爆発の音などを指す。

超低周波音は、可聴音以下の領域で強い音響エネルギーを持ち、直接構造物などを振動させることがある。一例として、ダイナマイトの爆発を、図5.55に示す。この音圧は大きいですが、騒音計では領域から外れているために、感知されない。

このような低周波音は、波長が長く（例えば、10Hzで約34m）、わずかの障害物は乗り越えて遠方まで伝搬する。

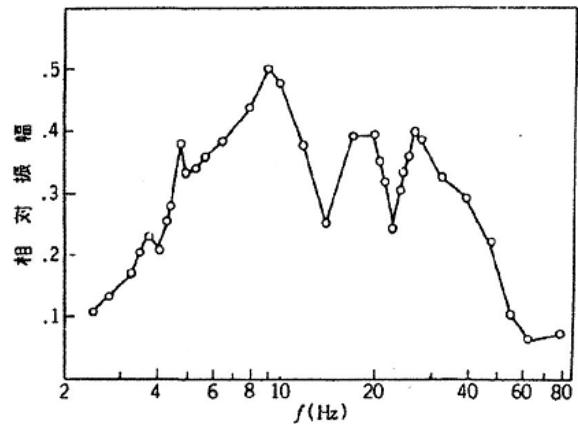


図5.55 超低周波音のスペクトル例
(ダイナマイト 45kg 10km のスペクトル)

第2節 騒音防止技術

1 騒音防止対策と防止技術

騒音防止技術は、表5.33のように分類、整理できる。

表 5.33 騒音防止技術

騒音防止技術の概要					原理	防音効果	
音源対策技術	音の発生原因を除くこと	変直 化接 的防 止力	渦、流れの乱れ、爆発等の防止			経験より推定	
		物体の振動防止	加振力の低減	打撃、衝突、摩擦、不平衡力の除去、釣合せ		〃	
			振動絶縁	振動体と直接接触させない。振動伝達率が1より十分小さくなるように防振装置（おもり＋ばね）をつける	振動の反射	〃	
			ダンピング処理	音の放射面に損失係数が5％より大きくなるようにダンピング材料をはる。	振動の吸収	経験より推定 10 dB程度	
			共振防止	加振力の周波数と振動系の固有振動数を近づけない。	振動の増幅防止	経験より推定	
伝搬防止技術	音源で発生した音の伝搬を防止すること	音の伝搬防止	遮音	密閉形	必要透過損失を持つ材料で音源を囲う（カバー、フード、建屋）	音の反射	設計により決める
				部分形	減音量より10 dB大きい透過損失を持つ障壁を音減との間に置く（塀、建物）		設計により決める 25 dBが限度
			開口形	音の通路に必要な減音量をもつ消音器をつける。	音の反射、吸収、干渉	設計により決める	
		吸音処理	音の当たるところに必要な吸音率をもつ吸音材料をはる。	音の吸収	〃		
		共振防止	入射音の周波数と振動系の固有振動数を近づけない。	音の増幅防止	経験より推定		
		す音の現伝象搬のに利影響	距離減衰	音源を問題点から可能な限りはなす。	音の拡散	0～6 dB/ 倍距離	
			音源の向きを変える	音の強く出ている方向を問題点に向けない。	音源の指向性	高周波音に有効 10 dB程度	
			大気、風、気温、草、樹木の影響	近距離の場合無視できる。			

2 騒音低減の原理

騒音低減の基本的原理は、音の発生源となる物体等の振動を低減すること、および音を吸収することの2つである。実際の騒音防止対策では、この原理に基づき、遮音、吸音、ダンピング（振動減衰）、振動絶縁の4つを組み合わせた手段が取られる（図5.56参照）。

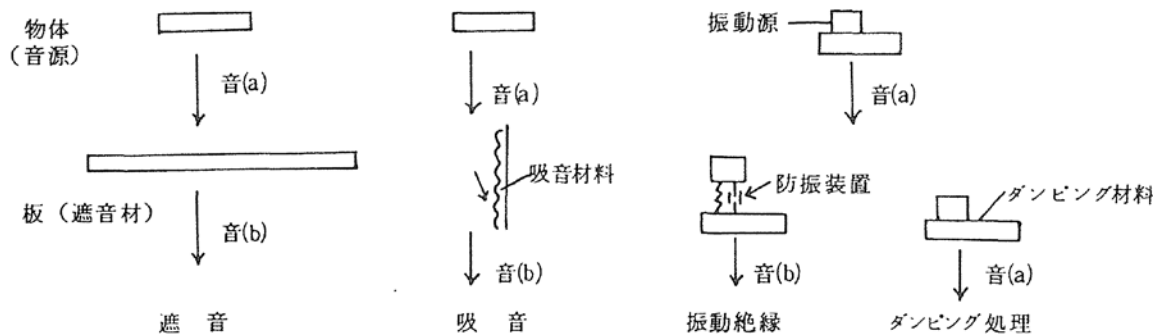


図 5.56 騒音低減の基本原則

3 吸 音

(1) 吸音と吸音率

音のエネルギーが吸収されること、すなわち音のエネルギーが熱エネルギーに変わって消滅することを吸音という。吸音の能力の大きい材料は特に吸音材料と呼ぶ。吸音材料や構造そのものの吸音の能力は、(5.59) 式で定義される吸音率で表される。吸音率は入射した音のエネルギーに対する、吸収された音のエネルギーの割合を表す。

$$\alpha = \frac{I_i - I_r}{I_i} \quad \dots\dots\dots (5.59)$$

ここで、 I_i ：材料に入射した音の強さ（ W/m^2 ）， I_r ：材料で反射した音の強さ（ W/m^2 ）である。

(2) 吸音材料

吸音材料は吸音機構に基づき、幾つかの種類に分類できる。主な吸音材料を、表5.34に示す。

1) 多孔質材料

ガラスなどの繊維を綿状やボード状に成形したグラスウールやロックウール、またポリウレタンなどの高分子物質を発

表 5.34 吸音材の種類

種 類	代 表 的 材 料
多 孔 質 材 料	グラスウール、ロックウール、スラグウール 発泡樹脂材料（連続気泡） 吹付繊維材料、焼成岩材料 木毛セメント板、木片セメント板 吸音用軟質繊維板 織物、植毛製品
孔あき板材料	孔あき石こうボード 孔あき石綿セメント板 孔あき合板 孔あきハードボード 孔あきアルミニウム板 孔あき鉄板
板 状 材 料	合 板 石綿セメント板 石こうボード ハードボード プラスチック板 金 属 板

泡させたもので、気泡が互いに連続した（連続気泡）材料を多孔質吸音材料という。最も広く用いられる代表的吸音材料である。

多孔質材料の吸音率は、一般に周波数の増加とともに大きくなり、ある周波数でほぼ一定値になる。また、厚さの増加に伴い、中、低音域の吸音率が上昇する。また、材料の背後の空気層を増すと、低音部までの広い周波数範囲にわたり吸音率が大きくなる傾向がある（図5.57、図5.58参照）。

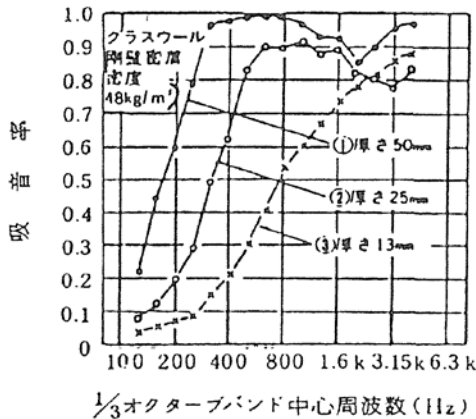


図5.57 多孔質材料の吸音特性
(厚さを変えた場合)

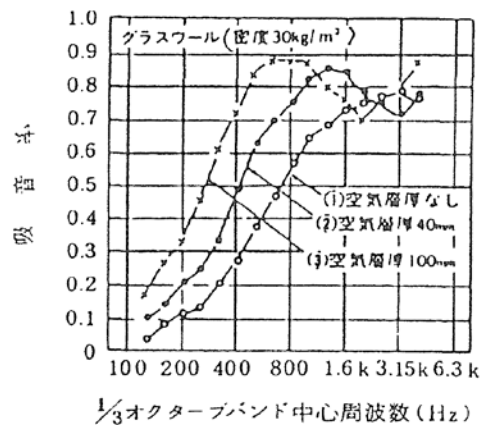


図5.58 多孔質材料の吸音特性
(空気層を変えた場合)

2) 孔あき板構造

金属板や合板、石こうボード、石綿セメント板、ハードボードなどの各種ボード類に貫通孔をあけ、その背後に空気層を置いた構造である（図5.59参照）。

孔あき板構造に音が入射すると、穴の部分の空気は音の周波数に応じて振動を始め、背後空気層の空気がばねのように圧縮、膨張運動を繰り返し、穴管壁との摩擦によりエネルギー損失が起きて、音が吸収される。

細管の空気の振動は、ある強さを持ったばね（背後空気層の空気）についての質量（穴の部分の空気）の振動と同じと考えられ、ある共鳴周波数を持っている。このような音の吸収を共鳴吸収という。

孔あき板構造の吸音特性は、共鳴周波数を中心とした山形になる。孔のすぐ後の位置に多孔質材料を入れると、共鳴周波数を中心として、更に広い周波数範囲に渡り高い吸音率が得られる。

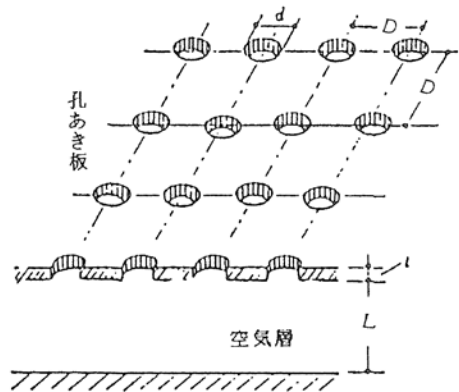


図 5.59 孔あき板吸音構造

3) 板状構造

通気性のない合板、石こうボード、石綿セメント板などを、図5.60に示すように剛壁との間に空気層を置いて取り付けした構造を板状吸音構造と呼ぶ。この構造では、音を受けると、板が振動して板自体の内部摩擦や取付け部付近の摩擦などでエネルギー損失が起こり、音が吸収される。

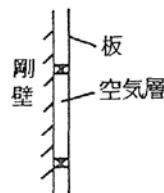


図 5.60 板状吸音構造

本構造は板の質量と背後空気層および板の剛性に関係するばねで振動系を形成し、共鳴周波数を持つ。この共鳴周波数に一致する周波数の音が入射すると、板は共鳴振動を起こし、その振幅は著しく大きくなり、その周波数付近のエネルギー損失が大きくなる。すなわち、孔あき板構造と同じように共鳴吸収によって音が吸収される。

4 遮 音

(1) 遮音の特性

1) 遮 音

遮音とは、音源の振動を間接的に低減すること、すなわち音が伝わるのをさえぎることである。遮音性能のよい材料を特に遮音材料と呼ぶ。

2) 透過損失

材料や構造そのものの遮音能力は、(5.60)式で定義される透過損失TLで表わされる。

$$TL = 10 \log_{10} \frac{1}{\tau} = 10 \log_{10} \frac{I_i}{I_t} \quad \dots\dots\dots (5.60)$$

ここで、 $\tau = \frac{I_t}{I_i}$: 透過率

I_t : 透過音の強さ [W/m²]

I_i : 入射音の強さ [W/m²]

である。すなわち透過損失は入射音と透過音の強さをdB単位で表したときの両者の差となる。

均質な平板およびその波板、合板、積層板などのように、それぞれの弾性的性質に著しい差がない材料では、入射音によって材料は一体となって振動し、透過音を生じる。

均質なパネルの透過損失周波数特性の一般的な形は、図5.61に示すようになる。

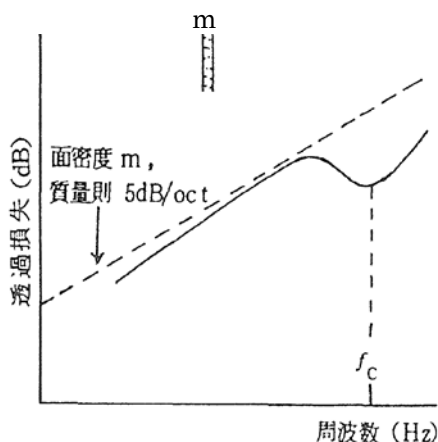


図 5.61 均質パネルの透過損失特性

3) 透過損失の算定 (質量則)

均質なパネルに音が垂直に入射した場合の透過損失TL [dB] は、(5.61) 式で与えられる。

$$TL_0 = 20 \log_{10} f \cdot m - 42.5 \quad [\text{dB}] \quad \dots\dots\dots (5.61)$$

ここで f : 入射音の周波数 (Hz) , m : パネルの面密度 (単位面積当たりの質量) (kg/m^2) である。周波数が2倍になると、また面密度が2倍になると、 TL_0 は6dB増すことになる。

音がランダムに入射した場合の透過損失TL [dB] は(5.62) 式で与えられる。

$$TL = TL_0 - 10 \log_{10} (0.23 TL) \approx 18 \log_{10} f \cdot m - 44 \quad [\text{dB}] \quad \dots\dots\dots (5.62)$$

TLは周波数または面密度が2倍になると約5dB増加する (5dB/oct (オクターブ))。

TLや TL_0 は材料のめん密度によって決まるため、これらの式は質量則 (Mass Law) と呼ばれている。

例えば、(5.61) 式から、板厚1.6mmの鋼板の、1,000 Hz に対する透過損失は約30dBとなるが、板厚を2倍の3.2mmにした場合、あるいは周波数を2倍の2,000 Hzにした場合には、透過損失は5dB増して各々35dBになる。

主要材料の透過損失を、表5.35に示す。

4) コインシデンス効果

質量則に一致しない高音域での透過損失の谷形低下を、コインシデンス効果—コインシデンスによる低下 (Coincidenceは、一致するという意味) と呼ぶ。この現象は、材料表面に斜めに入射する音により生じる材料面の音圧分布と材料の曲げ振動の固有振動数との一致 (一種の共鳴) により起こる。コインシデンスの起こる周波数をコインシデンス周波数 f_c [Hz] と呼ぶ。平板の f_c は、(5.63) 式で示される。

$$f_c \approx \frac{c^2}{1.8 t c_b} \quad [\text{Hz}] \quad \dots\dots\dots (5.63)$$

ここで、 c : 空気中の音速 [m/s] , t : 板厚 [m] , c_b : 板の曲げ波の伝搬速度 [m/s]

同じ材料では、板厚が薄いほど f_c は大きくなり質量則適用範囲が広がることが分かる。板厚が2倍になると f_c は半分になるので、表5.36に示すように、ある厚さにおける f_c の値を整理しておくと、板厚を変えた時の f_c の値を直ちに知ることができる。

表 5.35 材料の透過損失 (TL) 値の例 (dB)

種 類	板 厚 (mm)	周波数 (Hz)	TL [dB]
鋼 板	16	1000	30
コンクリート	120		55
スレート	6		30
板ガラス	3		28
石こうボード	12		30
ラワン合板	6		20

表 5.36 コインシデンス周波数 (f_c) 例 (Hz)

種 類	板厚 [mm]	f_c [Hz]
合 板	12	2500
鋼 板	3.2	4500
ガラス板	5	3000
コンクリート	100	180

5) ダンピング (振動減衰)

① ダンピングの概念

振動源から伝わった振動を吸収して音を低減することをダンピング (Damping: 振動減衰) といい、ダンピング能力の大きい材料をダンピング材料と呼ぶ。

一般に、弾性体は異なった固有振動をもつ多くの振動系から成り、伝わってきた振動で質量が加振され音を放射する。例えば、鉄板を叩くと一時に多くの固有振動が励起され、複雑な音を発生し、時間経過につれて、減衰の少ない固有振動だけが残る、カーンという単一周波数成分の純音が残る。また、鉄板より減衰の大きい鉛板では、この振動は速やかに消滅し響かない。

ある共振状態で振動し音を出している板に、ダンピング材料を貼って減衰を増すと、振動が減衰し音の発生が減る。ダンピング能力は、普通振動エネルギーの吸収の程度を表す損失係数 d で表される。損失係数は温度、周波数によって変化する。

② ダンピング材料とダンピング処理

ダンピング材料にはゴム系、ゴム・アスファルト系およびプラスチック系など種々ある。

比較的薄い金属板のダンピングにはアスファルト系の防音塗料、厚い銅板にはプラスチック系のダンピング材料を用る。また、薄い金属箔 (アルミニウムなど) に特殊配合の合成ゴム系の粘着剤を塗りテープまたはシート状に切断したものや、比較的軟らかいゴム系のダンピング材料に金属箔を拘束層として付け、直ちに振動体に張りつけ使用できるものなどある。このほか、金属板や構造材料にダンピング処理をしたものや、ダンピングの大きい金属自体も実用化されている。

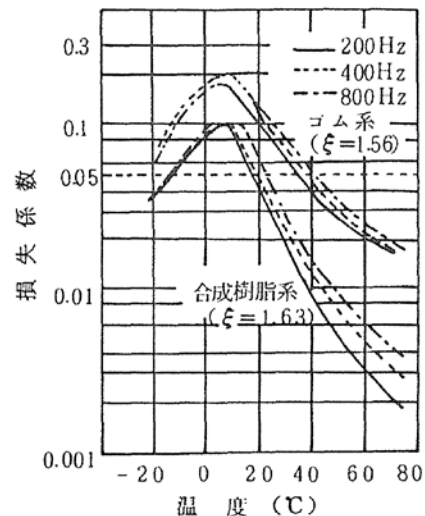


図 5.62 ダンピング材料損失係数 (d) 例

ゴム系およびプラスチック系のダンピング材料損失係数の一例を、図5.62に示す。図中の ξ は、

厚み比 ($= \frac{\text{ダンピング材の厚さ}}{\text{板の厚さ}}$) を表している。

ダンピングでは、ダンピング材料を振動する板の上に塗布・接着 (図5.63(a)参照)、あるいは、ダンピング材料上に変形を拘束する剛性板を接着する (図5.63(b)参照)。(a)では、ダンピング材料の伸縮による減衰が作用し、(b)では、更にずれが生じ、両者の複合した減衰作用で振動エネルギーを吸収する。

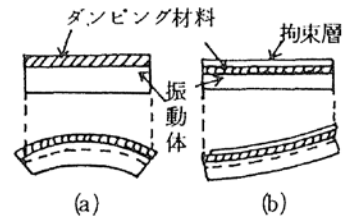


図 5.63 ダンピング材料の使い方

ダンピングによる振動エネルギー減少と板放射音の関係が不明確なため、騒音低減量の定量化は難しく、一般には、経験や実績などで推定する。

(2) 遮音材料

遮音材料は、遮音機構から、表5.37のように分類できる。

表 5.37 遮音材料の種類

種 類		代 表 的 材 料
均質パネル		均質な板、それぞれの弾性的性質の著しい差のない合板、積層板など
中空パネル		2枚の均質パネルの間に空気層をもつ板
サ ン ド イ ッ チ パ ネ ル	多孔材サンドイッチ	中空パネルの空気層に多孔材を充てんした板
	弾性材サンドイッチ	中空パネルの空気層に発泡材などを充てんした板
	剛性材サンドイッチ	中空パネルの空気層に剛性材を入れ表面材と接着した板
	ハニカムサンドイッチ	中空パネルの空気層にハニカムコアを入れ表面材と接着した板

5 消音器による防音

消音器は、減音のため、音の吸収、反射、干渉などを利用した装置である。機械等の一部に、例えば送風機の吸込口に設置すると、送風機によって発生し吸込口へ伝わる騒音は消音器によって吸収あるいは反射され、吸込口から放射される騒音は低減する。

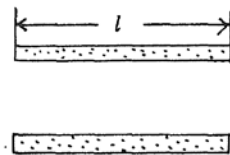
消音器の消音効果は、通常透過損失 (TL: Transmission Loss) によって表される。透過損失は消音器入口における入射音のエネルギー I_1 と出口での透過音のエネルギー I_3 をdB単位で表したとき

の両者の差であり、 $TL = 10 \log_{10} \frac{I_1}{I_3} = L_1 - L_3$ [dB] である。

消音器は消音機構から、次の幾つかの種類に分類できる。

(1) 吸音ダクト型消音器

ダクト内面に、グラスウールやロックウールなどの多孔質吸音材料を貼り付けた消音器である(図5.64(a)参照)。送風機の騒音防止など、気



(a)

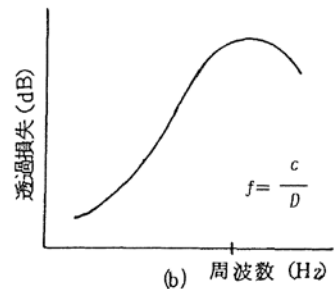
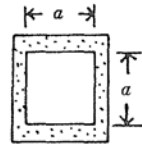


図5.64 吸音ダクト型消音器と透過損失TL (dB)

流を伴う場合の消音器として多く用いられる。また高音部の騒音低減に有効である(図5.64(b)参照)。

この消音器の透過損失TLは、通常次式によって求められる。

$$TL = 1.05 \alpha^{1/4} \frac{P}{S} l \approx (\alpha - 0.1) \frac{P}{S} l \text{ [dB]} \dots\dots\dots (5.64)$$

ここで α : 吸音率, P : 周長 [m], S : 断面積 [m²], l : 長さ [m]

この式はおよそ $f = \frac{c}{D}$ [Hz] (c : 音速, D : ダクト断面寸法, 直径又は短辺の長さ)

ダクトの曲がり部分の吸音材料を内張りした吸音ダクトでは、一般に曲率の大きいほど透過損失は大きくなる。

(2) 空洞型消音器

ダクトの断面を変化させた構造の消音器で、最も単純な構造を、図5.65(a)に示す。消音器に入射した音は断面の変化部で反射されて低減する。この種の消音器は、主として低中音部の騒音低減に有効で、

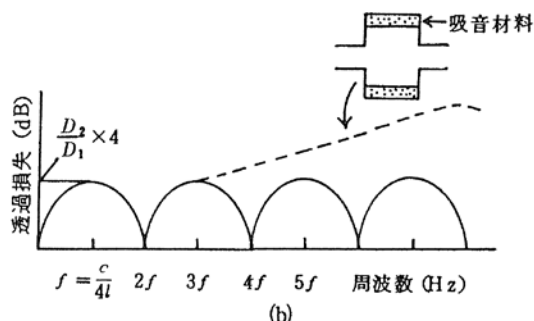
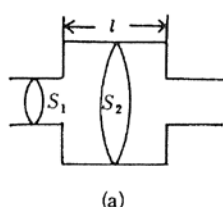


図5.65 空洞型消音器と透過損失TL (dB)

多孔質吸音材料を併用すると高音部の減音にも有効である(5.64(a)参照)。送風機、圧縮機およびエンジンなど各種の機械の吸、排気口からの騒音低減に広く用いられている。

この消音器の空洞部に多孔質吸音材料を内張りすると透過損失は(b)の点線に示すように高音部で改善される。また、空洞部に短管を挿入すると、透過損失が改善される(図5.66参照)。

(3) 共鳴型消音器

ダクトの周囲に空洞を設けて小さな孔をあけた構造の消音器である。孔と背後の空洞が共鳴器を形成し、その共鳴周波数と一致する周波数の入射音は共鳴吸収によって吸音され低減する。

この消音器は、低・中音部の特定周波数レベルが大きい騒音の低減に有効であり、往復圧縮機やディーゼルエンジンの騒音低減に用いられる。

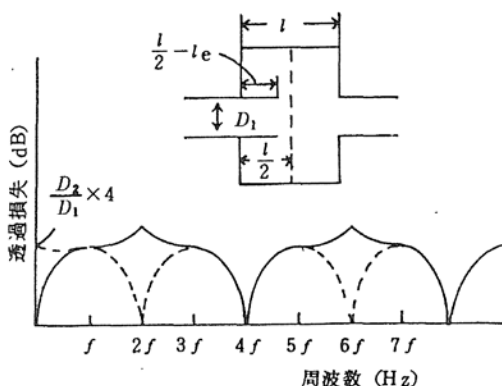


図5.66 短管1本挿入したときの透過損失TL (dB)

(4) 干渉型消音器

低音部の特定周波数成分のレベルが大きい騒音の低減に用いられる。入射音の通路を2つに分けて、一方 (l_1) を他方 (l_2) より音の波長の1/2だけ長くして、再び通路を1つにし (図5.67(a)参照)，この2つの音の干渉によって音は低減する。

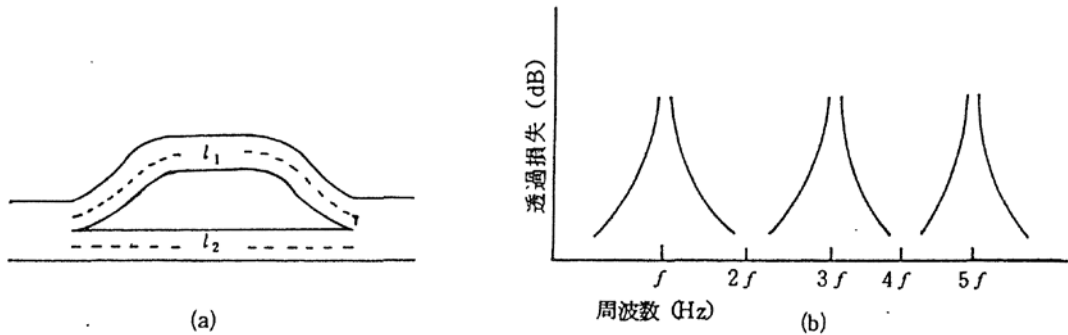


図 5.67 干渉型消音器の透過損失 TL (dB)

透過損失は同図(b)に示すように、周波数 $2f, 4f, 6f, \dots$ [Hz] では零になるが、

$$f = \frac{c}{2(l_1 - l_2)}, 3f, 5f \dots \text{[Hz]} \text{ では最も大きくなる。}$$

(5) 吹出口消音器

吹出口に多孔板や金網などを付け (ブラストサプレッサという)，小さな孔から流体を吹き出させ，騒音源をできるだけ吹出口付近に留ませる (図5.68参照)。吹出流によって騒音低周波成分は減少し，高周波成分は若干大きくなるので，これを吸音ダクト形消音器で吸音する。消音器出口口径は流速を下げるため入口より大きくする。

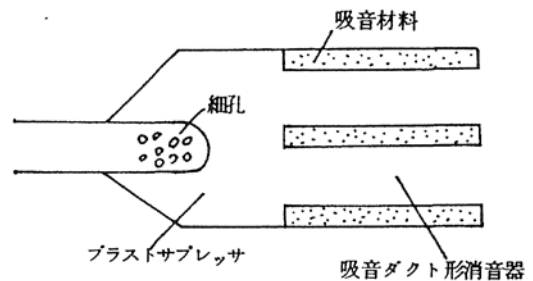


図 5.68 吹出口消音器例

この消音器は，吹出口から高速で流体が吹出すときに発生する騒音低減に用いられる。この場合，吹出口近くでは高周波，遠く離れた所では低周波数の成分の騒音が発生する。

6 音の伝搬低減による防音

音の減衰を利用した音の伝搬低減対策を、表5.38に示す。

表 5.38 音の伝搬低減対策

対 策	低 減 効 果 等
①音源と受音点の距離を離す	音源からの距離に従い減衰（減音量は0～6dB / 倍距離の範囲）。音源の形状，寸法，音の放射状態等から効果を推定。
②音源の向きの変更	音源は指向性があり，方向によって放射される騒音のレベルが異なる。高周波数の音源や放射面積の大きい音源で減音。
③空気の吸収	高周波音や長距離伝搬で減音。それ以外は一般に効果微小。
④樹木，草等の植栽	通常の騒音防止対策においては，無視できるほど小さい。
⑤気温の影響を考慮	地上の気温が高い場合の減音量は低い場合一般に大きい。
⑥風向きの検討	風上方向の減音量は風下方向に比べて一般に大きい。

第3節 振動防止技術

1 振動防止の考え方

本来，人間は振動を感じない生活環境にいるため，少しでも振動を感じると種々の心理的影響（不快，煩わしい，耐え難いなど）が生じる。

振動による苦情が発生した場合には，まず振動診察を行い，振動問題の確認，苦情対象の振動の振動源や振動発生原因等を明らかにすることが必要である。以上の確認作業を踏まえて，振動源対策，伝搬経路対策，受振部対策を実施する（図5.69参照）。

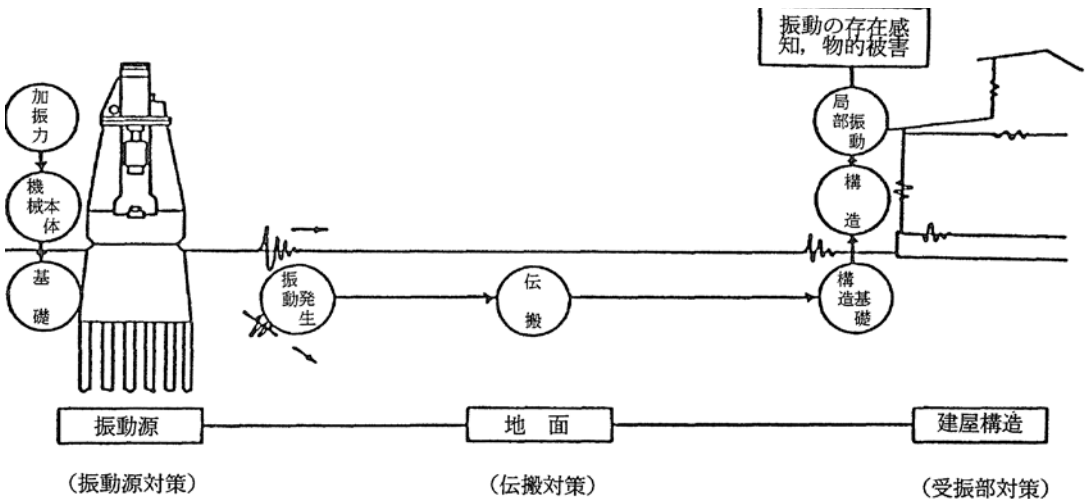


図 5.69 鍛造機による振動公害の例

2 振動防止対策

振動の大きさを小さくするためには、振動源、伝搬経路、受振部のそれぞれにおいて対策を考えることができるが、その基本となる考え方を以下に示す。

(1) 振動源対策

1) 加振力対策

一般に振動源となる機械などの振動を低減するには、加振力低減と弾性支持強化を図ることが根本的な対策である。

- ① 同じ性能で振動が少ない機械や作業法があれば、それに取り換える。次に機械で発生している加振力の低減策を考える。また、加振力の指向性も重要である（図5.70参照）。

複合する他の機械との影響がある場合には、対象の機械だけではなく、他の機械まで含めて振動源とみなす必要がある。

② 弾性支持対策

機械と機械基礎の間に防振装置（付加質量+ばね）を入れ、防振設計により、振動の伝達を少なくする。

2) 伝播経路対策

一般に距離の増大とともに振動は減少する。このため、振動源の移設や敷地の拡大など工場および施設の立地と配置を考慮する。

3) 受信部対策

家屋基礎から伝わる振動は、家屋全体の揺れにより感知されたり、家屋の部材（窓ガラス、ふすまなど）のがたつき音や動きで感知される。このため、振動伝達の減少策とともに部材の共振やがたつきを防ぐ対策を講じる。

(2) 防振材料の選定

1) 防振ゴム

非金属ばねでは防振ゴムが広く使用されており、金属板に天然ゴムや合成ゴムを接着した構造となっている。主な特徴は、下記のとおりである。

- ① 形状の選択が比較的自由で、1個の防振ゴムで1方向だけでなく、他の方向の振動絶縁も行うことができる。
- ② ばね特性は内部摩擦による減衰要素を持ち、高周波振動の絶縁にも有効である。
- ③ 一般に小形、軽量で受圧面に取り付け金具を有しており、取り付けが容易である。
- ④ 金属ばねに比べて耐熱性、耐寒性、耐油性などが劣るので、使用環境に十分注意する必要がある。

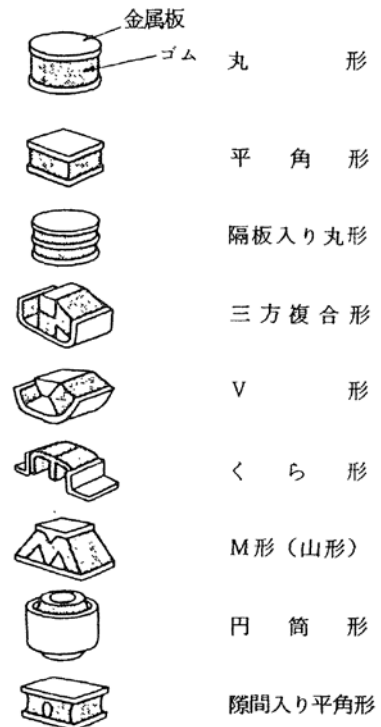


図 5.70 防振ゴムの形状

る。特に低温ではゴムが急に硬くなり、ばね作用が失われることがある。使用可能温度範囲は天然ゴムで $-100\sim 70^{\circ}\text{C}$ 、特殊ゴムでは $-500\sim 120^{\circ}\text{C}$ である。

2) 金属ばね

金属ばねには、主に鋼製の重ね板ばね、コイルばねおよび皿ばねの3種類がある。

- ・ **重ね板ばね** 数枚の板ばねを積み重ねたもの（図5.71参照）で、荷重の加わる方向と直交する2軸の方向は、かなり高い剛性をもっている。ばねがたわむ際の、各ばね板間の相対運動によって生じる板間摩擦力が減衰要素として働くが、高周波振動の絶縁性はよくない。
- ・ **コイルばね** 材料を螺旋状に成形したもの（図5.72参照）で、金属ばねの中では最も広く利用され、代表的な線形ばねである。

コイルばねを用いた弾性支持では、サージングに注意する必要がある。サージングとは、コイルばね自身の弾性振動の固有振動数が、加振力の周波数と共振した状態をいい、振動の伝達がよくなる。サージングの起こる周波数は、一般に高い。

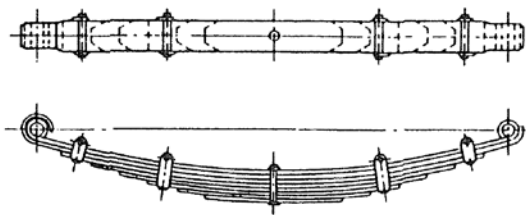


図 5.71 重ね板ばねの例

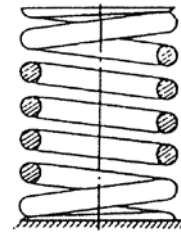
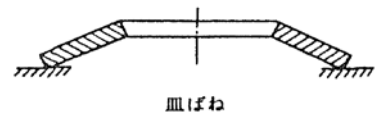


図 5.72 コイルばねの例

- ・ **皿ばね** 中央に孔のある円板を円錐状に形成して、鉛直方向に荷重を加えて使用するばね（図5.73参照）で、鉛直方向のみに作用する。直列に組み合わせてばねのたわみを増し、並列に組み合わせて荷重を増すなど、組合せ使用が普通である。直列の場合のばね定数は、それぞれのばね定数の和、並列では、ばね定数の逆数がそれぞれのばね定数逆数の和となる。

金属ばねの一般的特徴は、下記のとおりである。

- ① 各種のばね特性のものが広く選択できる。
- ② 一般的に構造は簡単で、取り付けも容易である。
- ③ 耐久性、耐高温・低温性、耐薬品性、耐候性の面で、防振ゴムや空気ばねより優れている。
- ④ 一般に、主負荷方向以外のばね定数を、任意にとることは困難である。
- ⑤ 金属自身の内部摩擦は、ゴムに比べて著しく小さいので、コイルばねではダンパ等で減衰を付与する必要がある。



皿ばね

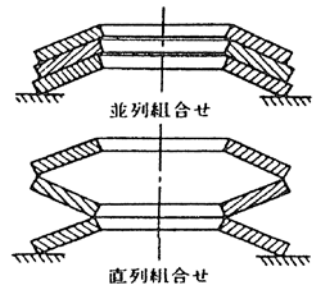


図 5.73 皿ばねと組合せ使用の例

- ⑥ 重ね板ばね、並列使用皿ばねなどでは、動的ばね定数についての配慮が必要である。

3) 空気ばね

タイヤコード等の補強層を内蔵したゴム膜で空気を封入し、弾性を利用したばねである。ゴム膜の形状によりベローズ形（図5.74(a)参照）とダイヤフラム形（図5.74(b)参照）の2種類がある。ベローズ形が多く使用されているが、最近はダイヤフラム形も一部使用されている。

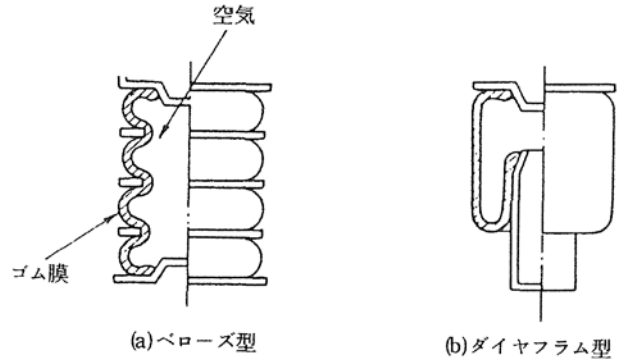


図 5.74 空気ばねの例

空気ばねの特徴は下記のとおりである。

- ① ばねの高さ、耐荷力およびばね定数をそれぞれ独立に、広範囲に選べる。
- ② 補助タンクを併用すると、極めて柔らかいばねが得られる。
- ③ 支持荷重の変化にかかわらず、高さ調整弁によって、高さが一定に保たれると同時に固有振動数も一定に保たれる。
- ④ 高周波振動の絶縁性がよい。
- ⑤ 空気ばね本体のほかに、補助タンク、高さ調整弁、配管回路および空気源としての圧縮機などが必要であり、構造は複雑である。
- ⑥ 横方向に柔らかすぎるので、鉛直方向にガイドが必要となることが多い。
- ⑦ ゴム膜を有するので、防振ゴムと同様、使用環境に注意する必要がある。

4) ダンパ

ダンパは次のような目的で、機械の弾性支持などに使用される減衰器である。

- ① プレスやハンマなどの衝撃的振動に対しては、過渡振動、自由振動の減衰を与える。
- ② 圧縮機などの強制振動に対しては、起動時から定常回転になるまで、あるいは定常回転から停止するまでに、機械本体と支持ばねからなる振動系の固有振動数を通過するので、機械本体の共振振幅を許容値以下に抑える。

オイルダンパは、油の粘性または圧力降下を利用して運動体に抵抗を与え、運動体の運動エネルギーを熱エネルギーに変換し消滅させる。一般に筒形の直動式ダンパを使用する（図5.75参照）。ピストンPが上方に動くと、弁 V_1 が閉じ、油は細孔 H_2 を通して

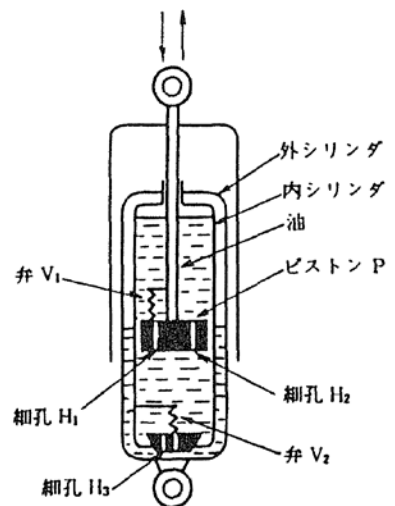


図 5.75 オイルダンパの例

下方に移動するとともに、弁 V_2 が開き、内シリンダと外シリンダの間の油が内シリンダの下室に流れ込む、逆にピストンが下方に動くと、 V_1 は開き V_2 は閉じるが、 V_2 には細孔 H_3 が開いているので、油は H_1 を通り下方から上方へ移動するとともに、 H_3 を通り内シリンダと外シリンダの間に逃げる。このピストンの上下運動の際に、油が細孔を流れるときの粘性摩擦によって減衰力が生じる。

3 伝搬経路対策

(1) 弾性波の距離減衰

振動源から離れるにつれて振動のエネルギーは減少する。従って、機械などを問題箇所から離して設置することによって、振動を低減することができる。

弾性波の振動源からの距離による減衰は、弾性波の種類や地盤の状態などによって異なり、単純ではない。実用的には、一様な地盤について、振動源からの弾性波の拡がりによるエネルギーの分散（幾何減衰）と地盤の土の摩擦による減衰（内部減衰）を考慮した、(5.65)式を用いて、弾性波の距離減衰を推定する。

$$L_r = L_0 - 8.7\lambda(r - r_0) - 20 \log_{10} \left(\frac{r}{r_0} \right)^n \dots\dots\dots (5.65)$$

ここで、 L_r は、振動源から r (m) 離れた点の振動加速度レベルである。 L_0 は、振動源に近い、振動源から r_0 (m) 離れた点の振動加速度レベルである（単位はデシベル [dB]）。

r は振動源からの距離、 n は弾性波の種類によって決まる定数であり、表面波の場合 $n=1/2$ 、半無限の自由表面を伝わる実体波の場合 $n=2$ 、無限弾性体を伝わる実体波の場合 $n=1$ である。

λ は地盤の内部減衰定数で、 λ はその地盤の減衰定数 h 、弾性波の周波数 f 、弾性波の伝搬速度 V に依存し、次のように示される。

$$\lambda = 2\pi h f / V \dots\dots\dots (5.66)$$

λ の値は地盤の種類によって異なり、関東ローム、粘土、シルトなどでは0.01～0.2である。

(5.65)式の内部減衰 $8.7\lambda(r - r_0)$ は、 λ が周波数に比例するため、高い周波数が高いほど減衰が大きい。また V が小さいほど、すなわち地盤が柔らかいほど減衰が大きい。

(5.65)式のエネルギー分散による減衰、 $20 \log (r/r_0)^n$ は、 $n=1$ の場合は距離が2倍になるごとに

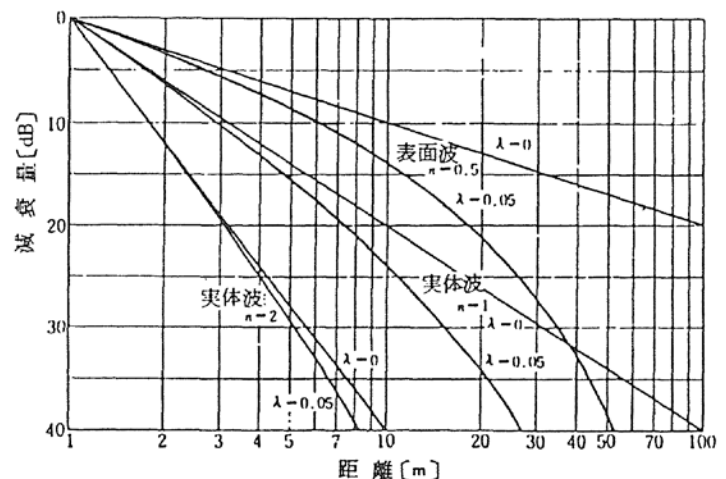


図 5.76 振動波の距離減衰

6dB, $n=2$ の場合は12dB, $n=1/2$ の場合は3dBずつ減衰し、実体波は距離とともに急激に減衰する。

$r_0=1\text{m}$ の場合を基準として、 $\lambda=0$ および $\lambda=0.05$ の場合における表面波および実体波の減衰状況を、図5.76に示す。表面波に対する $\lambda=0$ の伝搬について考えておくと安全側となる。周波数の低い場合の表面波の減衰は $\lambda=0$ 、高い場合の減衰は $\lambda=0.05$ に近い減衰となる。

距離減衰 L_r は、(5.65)式からおよその傾向がわかるが、地盤の地層は必ずしも一様ではないため、その予測は非常に難しい。実際に機械を設置するときには、その付近の地盤に試験的に振動を与えて距離減衰を調べることにより、伝搬状況を推定する。

(2) 指向性

振動の指向性は、振動源の種類、加振力の方向、地盤の状態などによって異なるため、一般的ではなく本質的な解決策はないが、例えば次の方法によって振動低減を図る。

- ① 地面上に設置された機械から、一定距離離れた各方向において振動レベルを測定し、問題とする点が、振動レベルの小さな方向になるように機械を設置する。どのくらい小さくなるかは、類機の機械などについての振動レベル測定結果から推定する。
- ② 機械から振動が発生している場合、別に振動源を設置し振動を発生させ、この2つの振動を地面上で合致させることによって、ある地点や範囲の振動レベルの低減を図る。
- ③ 振動源の近くに、弾性波の波長程度以上の大きな構造物（建物など）があると、弾性波が低減されるので、大形構造物を設置することによって、振動低減を図る。

第4節 測定技術

1 騒音測定器

(1) 騒音計

1) 騒音計の動作原理と基本操作

騒音は、マイクロホンによって音圧から電気信号に変換されて騒音計本体に加えられる。騒音計の本体は、聴感特性を補正する周波数補正回路、測定レンジを設定する減衰器、増幅器、信号を実効値で表すための指示部などで構成される。

騒音計のマイクロホンは、無指向性のコンデンサマイクロホンである。マイクロホンにはバイアス方式とエレクトレット方式があり、一般に後者の方式を使用している。コンデンサマイクロホンの主な性能は、マイクロホンの直径で決まる。小さいマイクロホンが音響的に有利であり、測定周波数範囲の上限が高く、かつ指向特性が良い（音の入射角の影響が小さい）。

2) 騒音計の周波数補正特性

騒音計は、音の大きさおよび音のうるささの聴覚特性に基づく周波数補正特性（A特性）を備えていて、騒音レベルの測定にはこのA特性を用いることが規定されている。音圧レベルの測定は、平坦特性FLATがあればその特性を用い、FLATがなければC特性を用いる。C特性は周波数範囲の両端付近で感度が低い特性になっているのでC特性の測定値を「C特性音圧レベル」と注記する場合もある。

一般的には、騒音の大きな周波数成分は低い周波数帯域にあるので、A特性の測定値はC特性の測定値よりも小さい。

3) 騒音計の動特性

騒音計の指示機構には、動特性、実効値の精度、目盛の精度などの規定がある。動特性は、図5.77のような断続する正弦波信号に対する指示機構の応答性を規定するもので、速い動特性（FAST）と遅い動特性（SLOW）がある。FASTは耳の応答性を考慮して決められ、SLOWは指針の動断続信号に対する最大の指示を遅くして指示値を読み易くしたものである。これらの応答性を検波回路の時定数で表すと、FASTは0.23秒、SLOWは1秒である。

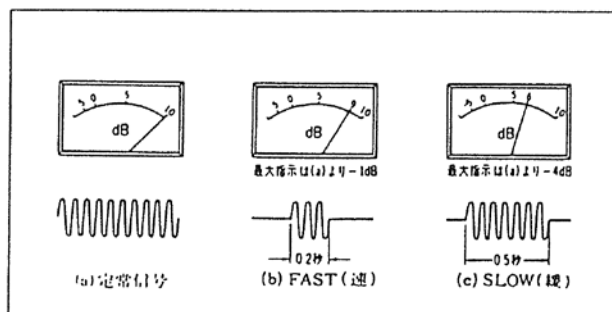


図 5.77 騒音計の動特性値—断続信号に対する最大の指示値
(同振幅の定常信号に対する差を規定)

(2) 周波数分析器

騒音を低減させるときに、騒音のどの周波数を対象に防音対策をすればよいかを明らかにするのが周波数分析器使用の主な目的である。

建屋の遮音、防音塀による騒音低減などの設計は、一般的にはオクターブバンド分析器を用いる。オクターブバンド分析器フィルタは、所定の通過帯域の周波数成分だけを取り出してその音圧レベルを測定する（表5.39参照）。

表 5.39 オクターブバンド分析器フィルタの通過帯域（下限および上限の遮断周波数（Hz））

中心周波数 (Hz)	通過帯域 (Hz)
31.5	22.4 ～ 45
63	45 ～ 90
125	90 ～ 180
250	180 ～ 355
500	355 ～ 710
1,000	710 ～ 1,400
2,000	1,400 ～ 2,800
4,000	2,800 ～ 5,600
8,000	5,600 ～ 11,200

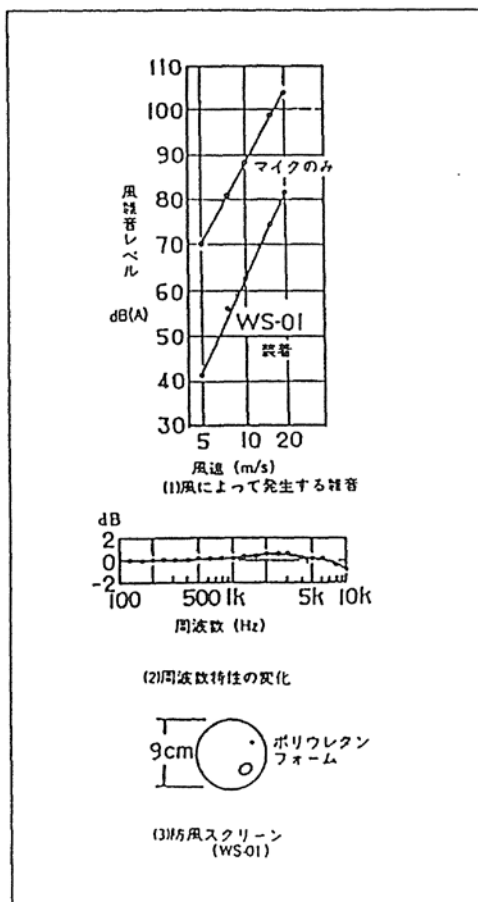


図 5.78 マイクロホン防風スクリーン装着による風雑音低減効果

オクターブバンドA特性音圧レベル L_1, L_2, \dots, L_n (dB) の騒音レベル L_A (dB) は、次式で求める。

$$L_A = 10 \log_{10} (10^{L_1/10} + 10^{L_2/10} + \dots + 10^{L_n/10}) \quad \dots\dots (5.57)$$

(3) 防風スクリーン

屋外での騒音測定や気流を伴う機械の騒音測定では、マイクロホンに風が当たると雑音が発生する。風の影響低減のため、マイクロホンに防風スクリーンを装着する。防風スクリーンの効果の例を図5.78に示す。材質によりマイクロホンの周波数特性が変化することがあるため、必ず専用のスクリーンを使用する。なお、風が強いとき（例えば風速5m/s以上）は、騒音測定を中止することが望ましい。

2 騒音レベルの測定

普通の状態の騒音は所定の方法で測定できるが、特殊な条件が入る場合には、測定環境の状況、音の性質、測定器の性能限界、関連規格の規定等を十分考慮して、妥当性のある方法で実施する。

騒音レベル測定における基本的な注意事項を、図5.79に示す。

(1) 測定位置

1) 工場等の敷地境界線

工場および建設作業場所等の騒音レベル測定においては、住宅等に面する敷地境界線での測定が最も重要である。問題とする敷地境界線の長さに応じて、数メートル間隔、あるいは10～数十メートル間隔で測定点を設定する（少なくとも2点以上設定）。マイクロホンの高さは、1.2～1.5mとする。防音の目的で塀がある場合は、塀の外側で測定する。ただし、問題となる住宅等に対して塀の効果が無いと思われる場合（例えば、音源位置からその住宅が見える場合）は、塀の内側で測定する。

2) 工場建屋内外

工場等の建屋内の代表的な騒音レベルを測定するときは、建屋内の床で数点測定して、それらの測定値を平均する。工場等の建屋の外側に、特に大きな音がでている場所、例えば、機械の吸・排気口、建屋の出入口、換気孔などがあれば、その近くの地上で騒音レベルを測定する。

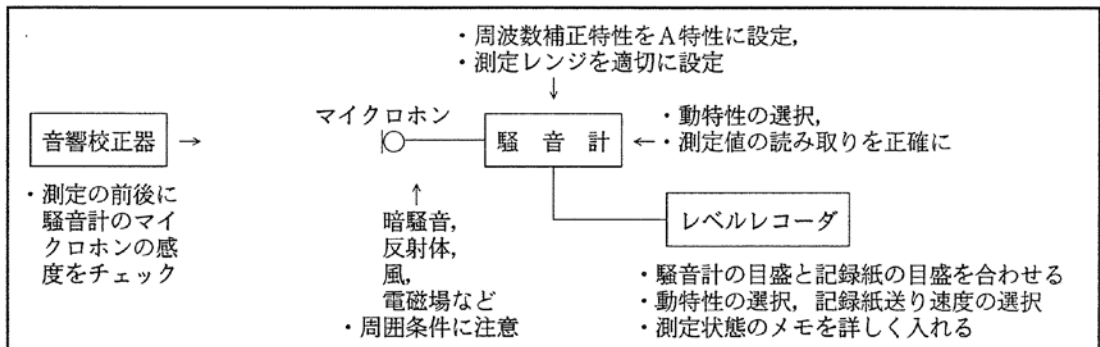


図 5.79 騒音レベル測定における注意事項

工場等の建屋遮音の程度を調べるときは、建屋の壁から内・外側それぞれ約1m離れた位置で騒音レベルを測定して比較する。

3) 周辺の住宅等における測定点

騒音規制法では、周辺住宅等の騒音の測定規定はなく、通常は住宅等での測定は行わない。ただし、住民の希望等で騒音測定を行う場合は、建物からの反射音の影響を避けるため、それらの建物から3.5m以上離れた位置で測定する。

4) 作業環境騒音測定の測定位置

屋内では床平面上に6m以下の縦と横の等間隔線を引き、その交点の床上1.2～1.5mにおいて、10分間以上の等価騒音レベルを測定して、規定による管理区分の判定をする。

(2) 周囲の条件

1) 暗騒音の影響

ある場所の特定の騒音を対象としたとき、対象の特定音がないときの騒音を暗騒音という。例えば、工場騒音の測定では、工場外の交通騒音、人の声、鳥、虫の鳴き声などは暗騒音となる。また、ある機械の音だけを測定する場合、その機械以外の機械から発生している騒音は暗騒音になる。

対象の音があるときと、無いときの騒音計の指示差が10dB以上のときは、対象の音の測定される騒音レベルは、暗騒音の影響を受けない。

その差が4dB以上10dB

表 5.40 暗騒音の補正

B未満のときは補正し
(表5.40参照)、対象の
音だけの騒音レベルを
推定できる。例えば、騒
音レベル70dBの場所で、

対象の音があるときの指示(a dB)と ないときの指示(b dB)の差(a-b)dB	(a)から引き算をして対象の音の騒音 レベルを求めるための補正值 (dB)
4 ～ 5	- 2
6 ～ 9	- 1

ある機械を運転したときに75dBとなった場合、その差は5dBであるから、表5.40から補正值-2dBを求めて、75dBから2dBを引いた73dBがその機械の騒音レベルである。

この補正が成り立つのは、対象の音と暗騒音が定常音（騒音レベルが変動しない音）である場合である。影響する暗騒音が道路交通騒音のように変動する場合には、暗騒音の補正はできないので、交通騒音の騒音レベルが低くなるときに測定する。

(3) 気象条件等の影響

騒音が屋外を伝搬するとき、気象条件、地形、地表の状態などによって大きく影響を受けることがある。従っ

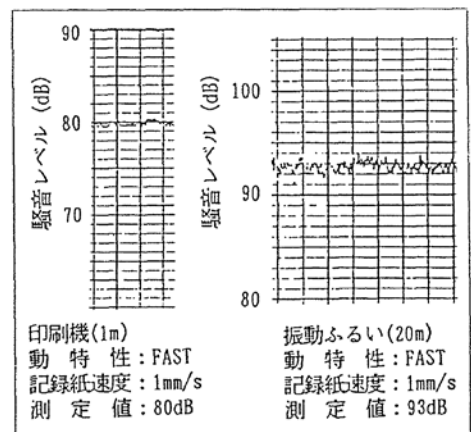


図 5.80 定常騒音の騒音レベルの例

て、音源から数百メートル以上離れた敷地境界線における騒音の正確な実態把握対象には、日時、季節等を変えて測定を繰り返し、天気などとともに、測定点近傍での風向、風速、温度、相対湿度などの気象条件、地形、地表面の状態などをできるだけ明確に把握しておくことが望ましい。

(4) 騒音レベルの測定値の求め方

騒音規制法の騒音レベルの測定方法では、「騒音の測定は、周波数補正回路はA特性を、動特性は速い動特性（FAST）を用いる。」と規定されている。

サンプリング時間間隔は短いほど、かつ測定時間は長いほど精度は高くなるが、旧 J I S 規格に解説された方法では、サンプリング数50個、サンプリング時間5秒のデータ処理が容認されている。

騒音の大きさの決定は、次のとおりである。

- ① 騒音計の指示値が変動せず、または変動が少ない「定常騒音」の場合は、その指示値とする（図5.80参照）。
- ② 騒音計の指示値が周期的または間欠的に変動し、その指示値の最大値がおおむね一定の「間欠騒音」の場合は、その変動ごとの指示値最大値の平均値とする（図5.81参照）。
- ③ 騒音計の指示値が不規則、かつ大幅に変動する「変動騒音」の場合は、測定値の90パーセントレンジの上端数値とする。
- ④ 騒音計の指示値が周期的または間欠的に変動し、その指示値の最大値が一定でない「最大値が変動する間欠音」の場合は、その変動ごとの最大値90パーセントレンジの上端数値とする。

3 振動測定

(1) 振動測定器

1) 振動レベル計

地面振動を振動規制法に基づいて測定する測定器を振動レベル計という。

振動レベル計の基本的な構成を、図5.82に示す。現在、振動レベル計に使用されている振動ピックアップは、圧電形の加速度ピックアップであり、通常は鉛直方向と互いに直角な2つの水平方向の3素子とそれぞれの前置増幅器を内蔵しており、地面または床に設置できる。

振動規制法では、工場等の敷地境界線が測定位置となる。振動の伝搬の様子を知るには、振動源から倍距離の関係で測定点を選定して、振動の距離による減衰特性を得る。

振動レベル計の振動ピックアップは硬い地面で行う。柔らかい地面では、共振周波数が測定周波数

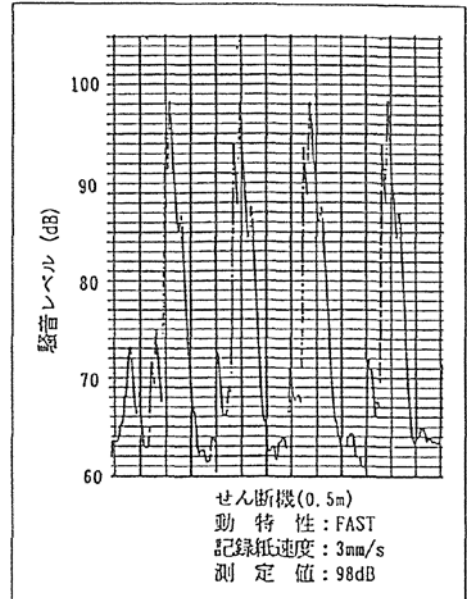


図 5.81 間欠騒音の騒音レベルの例

範囲に入る可能性があるので、地面の踏み固めや、コンクリートブロックの地中埋め込みを行う。

2) 周波数分析器

地面振動の場合は、振動の周波数が低いために、一般的に1/3オクターブバンド分析器を使用する。

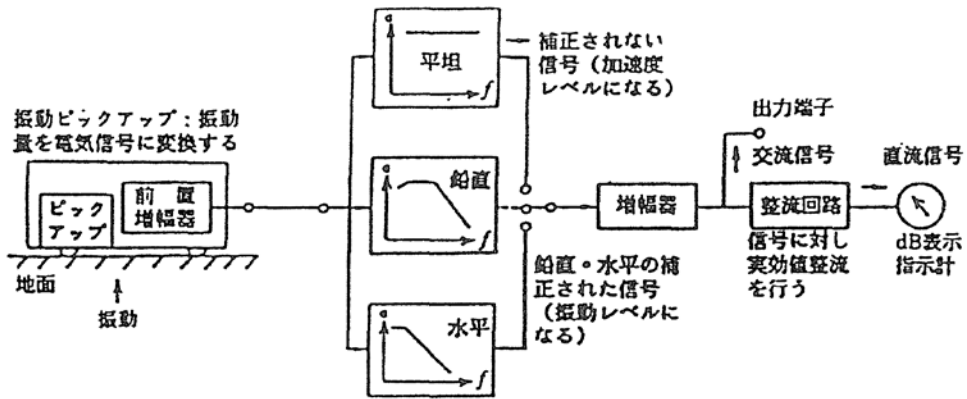


図 5.82 振動レベル計の構成

鉱山保安テキスト

露天採掘技術保安管理士技術試験 学習用統合資料

平成25年12月31日 第1版 発行

監 修 鉱山保安推進協議会

保安管理マスター制度運営委員会

〒102-0074 東京都千代田区九段南 2-1-36 青葉第二ビル 6 階

電話 東京 (03) 3237-8471 (代)

編 著 鉱業労働災害防止協会

〒108-0014 東京都港区芝 5-35-1 産業安全会館 7 階

電話 東京 (03) 3456-0667 (代)

発行所 鉱業労働災害防止協会

印刷・製本 日本印刷株式会社

電話 東京 (03) 3833-6971 (代)

本文記事を許可なくして複写複製、
配布することを禁じます。