

シリーズ「低周波音に関わる苦情への対応」

－第5回 低周波音の診断と防止対策－

公益社団法人日本騒音制御工学会
会長 井上保雄

1. はじめに

低周波音を発生する機械、装置、施設は私たちの身のまわりに多くあります。ここでは、その発生源と発生機構、診断、防止対策の基本的な考え方、防止技術について解説します。なお、超低周波音はISOでは1～20 Hzの音と定義され、低周波音は一般に1～100 Hz程度の音とされています。一方、低周波音苦情の実態は数百 Hzの周波数域に及ぶこともあり、ここでは、この周波数域の音も含めて低周波音として扱います。また、最近、家庭用ヒートポンプ給湯機、家庭用コージェネレーションシステムなどの普及に伴い低周波音に係る苦情が散見されるため、その発生機構について解説します。

2. 低周波音の発生

音波は空気の微小な圧力変動が音速で伝わる現象です。大気圧（1気圧）より多少、大きい圧力、小さい圧力が大気中を伝わり外耳道を通り鼓膜を振動させ、聴神経等を介して脳に伝わり、音として知覚します。1秒間に変化する圧力変動の回数を周波数といい、周波数が小さければ低周波音になります。大気中の空気に圧力変化を生じさせる何らかの要因があれば音波が発生します。超低周波音（1～20 Hz）を発生する機械・施設はある程度、限られますが、低い周波数域（20 Hz～数百 Hz）の音波は身の廻りにある多くの機械、施設から発生します。

ここでは音波の発生機構と、主として超低周波数域の音波を発生する可能性のある機械・施設を整理して示します。

用語の説明。音波と音：通常、音波は空気中を伝わる縦波（疎密波／圧力変化）で、この波が鼓膜を揺らし聴神経等を介して脳に伝わると、我々は音として感知します。ここでは、音波と音の厳密な用語の使い分けはしておりません。

(1) 平板の振動

板や膜などの振動により、その表面に微小な空気の圧力変動が生じ、面の振動数に相当する音波が発生します。これは、ウーハースピーカーから音波が放射される機構と同じで、放射効率は放射面の寸法（面積）と振動の振幅に関係します。放射面、振幅が大きいと効率的に低周波音が放射されます。

この発生機構に該当し、低周波音を発生する可能性のある機械・施設は、大型振動ふるい（類似の振動乾燥機、振動コンベアなど）、橋梁などがあります。

振動ふるいは加振機、ふるい本体（ふるい網含む）、防振装置からなり、ふるい網上の石塊

などを、網面を振動させることによりふるい分ける機械で、採石場、土木工事現場、製鉄所などで広く用いられています。

橋梁は床板を繋ぐ櫛の歯状の鋼製フィンガージョイントなどの段差、遊隙などを自動車が行き交うとき、衝撃によって橋が加振され、床板の振動により低周波音が発生することがあります。

(2) 気流の振動

気体の容積変化を伴う機械は、原理的・機構的に圧力脈動を発生します。この場合、容積変化の周期が基本周波数になり、機械の型式、シリンダ数などで卓越の度合いが決まります。

この発生機構に該当し、低周波音を発生する可能性のある機械・施設は、往復式圧縮機、ディーゼル機関（機関使用の発電装置、船舶、トラック）などがあります。

往復式圧縮機は、シリンダ内のピストンの往復運動によって、空気など気体の圧力を高める装置で、圧力変化（パルス）がシリンダから発生し、各シリンダから集合配管までの時間遅れが無視できる場合は往復運動の周期（等間隔）で、無視できない場合は不等間隔のパルスになり、一連の周期の音波が発生することがあります。

ディーゼル機関は、シリンダ内の空気をピストンによって圧縮し、高温高压の状態にして、重油や軽油などの液体燃料を霧状に吹き込んで自然着火爆発させ、動力を得る内燃機関で、その発生機構は往復式圧縮機と同じです。

(3) 燃焼に関連

燃焼率の時間的変動に起因する自励振動、あるいは空気や燃料など、供給系の脈動に起因して低周波音が発生することがあります。

この発生機構に該当し、低周波音を発生する可能性のある機械・施設は、燃焼装置（ボイラー、加熱炉、熱風炉、焼結炉など）、ランドフレア（余剰 LNG を煙突内で燃焼させて廃却する設備）などがあります。

ボイラーは燃料の燃焼熱を水に伝えて蒸気を発生する装置で、燃料の燃焼装置であるバーナと火炉、管路（水を蒸気に変える）、空気を供給する送風機などから構成されています。熱あるいは気流（渦）に起因して発生することがあります。

用語の説明。自励振動：外部から周期的入力を与えられることなしに成長、持続する振動で、バイオリンは弓で弦を一方方向にこすることにより弦の振動を起こします。

(4) 気流の流れに起因

ジェット流などの高速流が周囲の静止空気と混合するときに発生する渦に起因して音波が発生します。排気口の近くでは高い周波数の音波が、排気口から後方へ遠ざかるに従って大きな渦になり、周波数は低くなります。また、流れの中に物体がある場合、物体の後ろ側で発生するカルマン渦、あるいは流れに起因する構造物の振動等により低周波音が発生することがあります。

この発生機構に該当し、低周波音を発生する可能性のある機械・施設は、ジェットエンジン（搭載の航空機）、ガスタービン（搭載の発電装置、船舶）、大型ボイラーの再熱器などがあります。

現在、民間航空機の主力はターボファン型とよばれるジェットエンジンを搭載しており、エンジンの推進力は、高温・高速のジェット排気流とファン部分で加速されたファン空気流から得ています。音波はこれらが外部の静止空気と混合するときに発生する渦に起因して発生します。

用語の説明．カルマン渦：柱状の物体を、流体中で適当な速さで動かしたとき（静止した柱状物体の周りを流体が流れる時も同じです。）、この物体の両側に交互に生じる、反対向きの渦の列のことをいいます。

(5) 空気の急激な圧縮・解放

火薬の爆発などは直接的に空気の圧力変動を生じます。

この発生機構に該当し、低周波音を発生する可能性のある機械・施設は、砲撃、発破、トンネルに高速で列車が突入する場合などがあります。

高速で列車がトンネルに突入すると、トンネル内の空気は圧縮され、圧縮波が生じます。この圧縮波は、トンネル内を出口に向かって伝搬しますが、圧縮度の大きい波頭は伝搬速度が速いため、トンネル内を進行するにつれ波の前面が切り立った形になり、出口で衝撃的な音波（低周波数域の音波を含んでいます）が放射されます。

列車突入側の坑口に開口部のあるフードを設置し、突入時にトンネル内空気の圧力上昇を緩やかにするなどの対応がなされています。

(6) 回転翼が空気に与える衝撃

回転機械の場合、回転翼が空気に与える衝撃によって生ずる音波と翼からの渦の流れによって生ずる音波があります。前者は一定の周波数成分をもち通常、回転数×翼枚数の周波数成分が卓越します。回転数が小さく、翼枚数も少ない場合は発生音が低周波数域になることがあります。なお、後者は広帯域の周波数成分をもつ音波になります。

この発生機構に該当し、低周波音を発生する可能性のある機械・施設は、大型冷却塔、大型復水器、ルーツブロアなどです。なお、最近、普及してきている大型風力発電装置もこの範疇に入りますが、20 Hz 程度以下の発生音は感覚閾値と比べて十分小さいため、発生しないとされています。

注釈．発電量2MW風車（3枚翼×20 rpm）の場合、1 Hzの周波数が基本になりその高次周波数の音圧レベルが卓越します。風車近傍（風下側基準点）の音圧レベルは、例えば、10 Hzの1/3オクターブバンド音圧レベルで概ね60～70 dB程度です¹⁾。これに比べ10 Hzの感覚閾値は約100 dBです。

(7) その他

・送風機の低風量域運転、大きな吸気抵抗等により低風量になった場合、回転翼に失速領域

ができ低周波音発生の原因になることがあります（旋回失速といいます）。集じん装置の吸気フィルタの目詰まりなどが該当します。この場合、フィルタ交換で解決します。

- ・送風機を風量－圧力曲線の小風量域（サージング域）で運転する場合、低周波音が発生することがあります（サージングといいます）。空気溜めから吐出側のタンクに送風機で空気を供給している場合などが該当し、低周波音の周波数は、管路系（配管とタンク）の固有振動数になります。
- ・吸気口の吸込み状態が極端に不均一、あるいはダクト内に大きな偏流があるような場合、失速セル（空回りのような状態）ができ低周波音の発生原因になることがあります。また、ダクト内の偏流による振動に起因して低周波音が発生することがあります。
- ・機械のアンバランス、構造物の支持方法が不適切な場合など、振動に起因して低周波音が発生することがあります。
- ・堰堤・ダムなどの放流による水膜振動と膜後部空洞の共鳴で低周波音が発生することがあります。ブロックなどで水膜を小さくカットするなどの対策がとられます。

3. 低周波音の診断と目標値

3.1 低減目標値検討のための指標

低周波音に係る苦情が発生した場合の低減目標は状況が具体的であり、事業計画における環境影響評価時の一般的な目標とは異なるものです。

苦情が発生した場合は、低周波音の発生状況と受音者側の現象に対応（心身苦情の場合は機器の稼働状況と苦情者の不快感等の感覚的な対応、物的苦情の場合は建具等のがたつき発生との対応）が見られること、発生源と受音者側で測定・分析を行い、両者に物理的な対応（発生源近傍と受音者側に同じ卓越成分がある、あるいは同じタイミングで音圧レベルが変動するなど）があることを確認すると、次の段階に移ります。

防止技術の検討には低減目標、すなわち現状の低周波音をどのくらいまで低減すれば良いか目安（低減目標値）をつけることになります。現場の状況と下記に示すような種々の評価指標を参考に検討することになります。

- ・超低周波音の感覚閾値（1-20 Hz）
- ・G特性音圧レベル（1-20 Hz）
- ・最少可聴値（20Hz-12.5 kHz）
- ・最少可聴値の個人差分布
- ・若齢者と高齢者の最小可聴値の傾向
- ・女性と男性の最小可聴値の傾向
- ・参照値（物的：5-50 Hz、心身：10-80 Hz）
- ・優先感覚（圧迫感・振動感）
- ・純音成分の有無（ISO1996-2 では、0-6 dB 補正）
- ・騒音の環境基準・規制基準値など

(1) 建具のがたつき苦情が発生した場合の低減目標

風も無く、地面あるいは建屋の床等が揺れていないにもかかわらず、窓ガラス、障子などの建具、人形のショーケースなどがたつき、造花の揺れなどが観察される場合は低周波音に起因している可能性があります。低周波音に起因するがたつきは、固有振動数に近い周波数の音波の力により発生（共振）することが多いため、特定の建具にがたつきが生じる傾向があります。木造建具、アルミサッシなど多くの建具の固有振動数は5～20 Hz の範囲にあるといわれています。

苦情発生時と防止対策後のデータ例を図-1に示します²⁾。建具のがたつきの閾値（実験値／＝参照値）より10 dB程度小さい値でもがたつきが発生している例が散見されます。がたつきは低周波音と建具等の相互作用で発生します。がたつき苦情が発生した時は、建屋側の状況も勘案して目標値を設定するのが望ましいと考えています。なお、20 Hzより高い周波数域の苦情は建具のがたつき苦情よりも、不快感などの心理的・生理的苦情が多い傾向が見られます。

(2) 心身に係る苦情が発生した場合の低減目標

人の音に対する感度、あるいは耐えられる限度には個人差があります。低周波音の感じ方には個人差が大きいと良くいわれます（実際には中・高周波数域においても個人差はあります）。聴覚閾値の個人差分布を図-2に示します。この中で P_{50} の線が一般にISOの聴覚閾値といわれているもので、50%の人が聞くことのできる周波数毎の音圧レベルです。 P_5 は5%の人が聞くことのできる値で、例えば100 Hzの音はISOの聴覚閾値よりも6～7 dB、小さくても20人に1人（5%）は聞くことができることを意味しています。

ここで、① 聴覚閾値（音を聞くことができる、あるいは音が存在することを知覚できる最小の音圧レベル）と、② 受認限度（存在する音を許容できる限度）は異なるものです。この中で、① については苦情を訴える人もそうでない人も大差はなく、被害を訴える人は低周波音を知覚すると直ちに許容できないと感じる傾向（感受性が強い）があるとの報告もあります³⁾。

最近、増えている家庭用ヒートポンプ給湯機、家庭用コージェネレーションシステムのように音圧レベルの小さい卓越成分を含む低周波音の場合、どの程度の音圧レベルまで低減すれば問題が解決するか、目標値の設定が難しいことが多々あります。このような場合、対象機器の稼働・停止時の音圧スペクトルを比較して音圧レベルの変化が大きくなる（運転により大きくなる）周波数（域）に着目、この周波数の音圧レベルと聴覚閾値曲線を比較して、この曲線を超えている、あるいは曲線に近い卓越周波数を主に低減目標を設定することを推奨しています。この場合、聴覚閾値曲線は幅を持つ（個人差分布）ことを意識しておくことが大切です。なお、苦情者が不快を感じない部屋があるならば、その部屋の音圧レベルを目標の参考にするのも良いと思います。

用語の説明。閾値：現象（ここでは、がたつきの発生、音の知覚）が表れる限界（最小）の値（ここでは最小の音圧レベル）を閾値といいます。

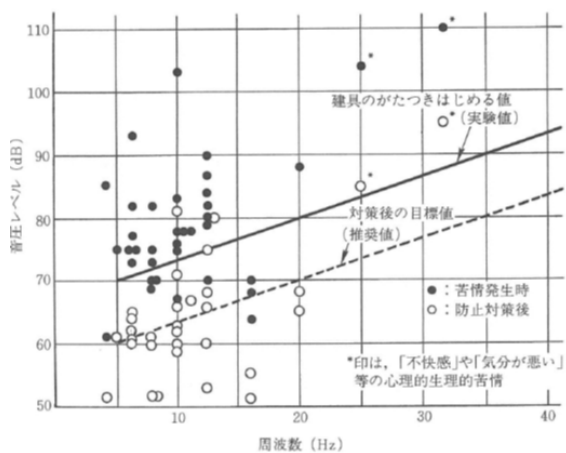


図-1 低周波音による建具のがたつき閾値
(実験値)と対策の目標値(推奨)

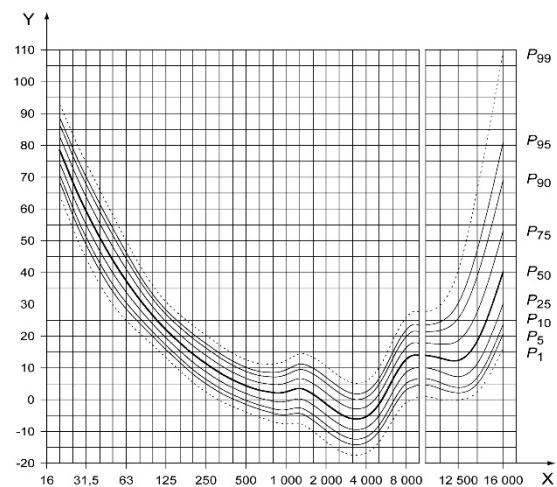


図-2 聴覚閾値の個人差分布

出典: (一社)日本音響学会英文誌 AST_34(1)_42-47_2013_Fig7

3.2 低周波音発生源の見つけ方

低周波音が問題になっていて、発生源が不明の場合、発生源を見つける一般的な手順を示します。

(1) 事前の調査

- ・不快感あるいはがたつきの発生する時間帯は何時頃か、どちらの方向が強く感じるか、聞き取りを行います。

例えば、月曜日から金曜日に毎朝、早朝5時ころ、玄関の前で低周波音を大きく感じるなどです。

- ・周辺地域に低周波音発生の可能性のある工場、施設等(各種プラント、発電所、ごみ焼却場、工事現場、空港、港など)はないか地域の地図等で調べます。

例えば、玄関の正面方向、500 m くらい離れたところにごみ焼却場(ボイラー、コンプレッサー、送風機などの設備機器があります)があるなどです。

(2) 測定と調査

- ・問題になっている民家(心身苦情は室内、がたつき苦情は屋外)で低周波音のデータを採取、周波数分析を行います。例えば、80 Hz に卓越成分があるなどです。
- ・民家の周辺で格子状(民家周辺の道路交点、工場構内の道路交点など)に低周波音のデータを採取し、周波数分析を行います。
- ・各点の周波数特性を比較し、発生源の方向を少しずつ絞りこんでいきます。

例えば、玄関前の道路上のデータに 80 Hz の卓越成分があり、他の地点より音圧レベルが大きいなどです。この場合、玄関の前方向に発生源が存在する可能性が大きいと推定されます。

・ 絞り込まれた発生源機器近傍と民家の周波数特性を比較、可能な場合は機器の稼動・停止を行い、両地点の対応関係（卓越周波数の一致、影響の割合など）を確認します。

なお、専門的になりますが、卓越周波数が明確な場合は2本のマイクロホンを用いて位相差（後述）により音源を探索する方法もあります。また、希ですが、低周波音の音圧レベルが小さく、卓越成分が見られない場合など、発生源の特定が難しいこともあります。

4. 防止対策の基本的考え方

通常、騒音の対策には、(1) 発生源側の対策、(2) 伝搬経路上の対策、(3) 受音点側の対策があります。低周波音は騒音に比べて波長が長く、(2)、(3)の対策については、防音壁、二重窓などの方法は、大きな効果は期待できないため、(1)の発生源側対策が基本になります。

低周波音の対策を考える場合、大切なことは音の発生あるいは増幅のメカニズムを正しく把握することです。そのためには、音響、流体、熱、振動、構造、機械要素など幅広い見地からの検討が必要になることもあります。低周波音の低減技術は下記に大別されます。

(1) 機械の使用法の不適切さ、調整あるいは設計の不具合に起因する場合

通常、低周波音の問題が発生しないような機器等から発生したような場合、例えば、第2項(7)で紹介したようなケースは、原因を明らかにして改善することで低減出来ます。

(2) 機構的、原理的に発生する場合

往復式圧縮機や振動ふるいのように機構的、原理的に低周波音を発生、あるいは正常な運転状態で低周波音を発生する機械などは、二次的な対策により低減することになります。

例えば、低周波音が、管内を伝搬して開口部から放射されているような場合は、管の途中あるいは吐出口、吸気口に消音器の挿入、機械本体から発生している場合は防音エンクロージャ（防音建屋、防音カバー）、機械の振動が伝搬して壁等が揺れることにより放射されているような場合（固体伝搬音といいます。）は機械と基礎の振動絶縁等の対策を講じることになります。

5. 低周波音の防止技術

上述の(1)の対応については主としてユーザー側における使用上の配慮、メーカー、あるいは設計者の範疇になります。ここでは主として(2)の機構的・原理的に発生している機械の低減方法について説明します。二次的な防止技術の一覧を表-1に示し、個々の防止技術について後述します。

表-1 二次的な低周波音防止技術

防止技術	内 容
消音器	配管・ダクト内を伝わる騒音を低減させる。流体の流れに支障をきたさないように設計する。 注記. 低周波域になると多孔質吸音材料の吸音率が小さくなるので干渉、共鳴などの音響原理を用いた消音器が主になる。
防音塀（防音壁）	伝搬経路を遮蔽することによる対策。 注記. 壁の回折損失、遮音量も低周波域になるにつれ小さくなる。
防音エンクロージャ （防音建屋、防音カバー）	遮音、吸音材で音源を囲んで外部への放散を減少させる対策。 注記. 吸音は音響原理を利用、遮音は質量則（騒音領域）と剛性則（低周波音領域）を使い分ける。
防音ラギング	配管・ダクト系から発生する音の低減に良く用いられる。吸音材・遮音材（薄板鋼板など）を管路壁に接触させることが多い。 注記. 低周波域になるにつれ効果は小さくなる。
防振、吸振、制振 （固体伝搬音の低減技術）	基礎・床に伝わる振動を低減（防振）／動吸振器による振動低減（吸振）／制振材料（ダンピング材料）の貼付けにより板の振動を抑制（制振）／注記. 低周波数域の効果は小さい）。

5.1 遮音と吸音

低周波音の遮音と吸音は防止技術の基本になるものです。

(1) 遮 音

遮音とは隔壁により音を遮ることで、音源側の音を受音側へ通さないことです。防音エンクロージャ、防音壁の設計などに用います。性能は透過損失 TL (dB) で表します。透過率と透過損失について説明します。

透過率 τ は入射音の強さ I_i (W/m^2) と透過音の強さ I_t の比で表します。

$$\tau = I_t / I_i \quad \text{注釈. } \tau \text{ は } 0 \sim 1 \text{ の間で } 0 \text{ に近いほど遮音性能は良くなります。}$$

透過損失 TL は入射側の音圧レベル P_i (dB) と透過側の音圧レベル P_t の差で表します。

$$TL = P_i - P_t \quad (\text{dB})$$

透過損失 TL と透過率 τ は次式の関係にあります。

$$TL = 10 \log 1 / \tau$$

これより、透過率 0.01（音響エネルギーの 1 % 透過）の場合、透過損失は 20 dB になります。このことは仮に、壁に全体の 1 % の隙間があれば、コンクリート壁の厚みをいくら厚くしても 20 dB 以上の総合透過損失（平均的な透過損失）は得られないことを意味し、防音対策では極力、隙間を無くすことが求められます。

低周波音の遮音は、質量則（部材の固有値よりも十分に大きい周波数域、通常、数十 Hz 以上）と剛性則（部材の固有値より小さい周波数域）の考え方があります。

【質量則】

板状材料の音響透過損失 TL (dB) は、音の周波数を一定とすれば板の面密度（単位面積当た

りの質量) が大きいほど大きくなり、この関係を遮音に関する質量則といいます。

ランダム入射音の場合、透過損失 TL は、

$$TL = 18 \log m \cdot f - 44 \quad (\text{dB})$$

ここで、 m : 面密度 (kg/m^2)

f : 周波数 (Hz)

例えば、4.5mm 厚の鋼板 (面密度 = 単位面積の質量 35.3 kg/m^2) で防音カバーをつくると、10Hz の透過損失は、

$$TL = 18 \log (35 \times 10) - 44 = 2 \text{ dB}$$

で、計算上、2 dB しか遮音せず、より大きい TL を得るには更に厚い鋼板が必要になります。実際には次項に示す剛性則に基づき遮音量は、より大きくなるのが普通です。

注釈. 透過損失は音波の平板への入射の仕方によって多少異なり、入射方向により垂直入射 (平板に垂直に入射)、ランダム入射 (各方向から均一に入射)、フィールド入射 (入射角が $0 \sim 78^\circ$ で入射) があります。

また、二重壁構造の場合、共鳴透過現象と呼ばれる周波数 f_0 で遮音性能は悪くなりますが、 f_0 以下に透過損失の上昇があり、この周波数域を利用することもあります。このような構造は 30~50 Hz の周波数範囲で特に有効であるといわれています。

$$f_0 = 600 \times \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{m_1 \cdot m_2} \frac{1}{d}} \quad (\text{Hz})$$

ここで d : 中間空気層の厚さ (m)

$m_1 \cdot m_2$: 板の面密度 (kg/m^2)

尚、吸排気口から低周波音を放射する機械が多数ある場合など、ダクトで 1 か所に集めて、コンクリートなどの重構造で密閉した室を作り、この室に吸排気用の消音器を付加する対策もあります。

【剛性則】

平板の 1 次固有振動数以下の周波数域になると質量則は適用できず、平板の剛性が支配的になります。この剛性により透過損失の値が決まることを剛性則といいます。

実際には f_0 は 20 Hz 付近にあることが多く、超低周波数域の遮音を検討する場合は、まず遮音構造として、できるだけ減衰の大きい、軽量の高剛性構造を使用することが効果的です。また、既に使用されている遮音構造においては、リブ等で補強するなどの剛性を高める工夫をすることによって効果を増すことができます。質量則と剛性則の透過損失の傾向を図-3 に示します。

剛性則の計算式は割愛しますが、参考文献 4) に計算過程と予実の比較を示しているので参

照してください。

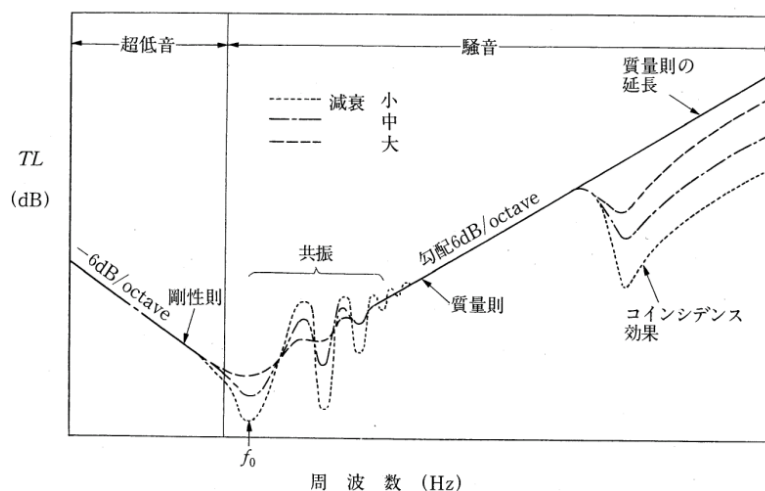


図-3 質量則と剛性則⁵⁾

(2) 吸音

通常、吸音とは音のエネルギーを熱エネルギーに変換して吸収させることです。グラスウールなどの多孔質材料が多く用いられ、空気の振動が細かい隙間に入り込み、摩擦抵抗のために音響エネルギーが熱エネルギーに変換されます。

しかしながら、低周波音に対しては、多孔質吸音材料の吸音効果が小さいため、音波の干渉・共鳴などの音響原理を利用した吸音機構が良く用いられます。トンネル発破時の低周波音を吸音した事例を図-4、5に示します。

注釈．一般に、多孔質吸音材料は 200 Hz くらいから吸音率が低下しはじめ、100 Hz 以下では急に小さくなります。吸音率 1 は完全吸音（反射なし）、0 は全反射を意味します。



図-4 音響管を利用したトンネル発破時の低周波音低減（主に 16～20 Hz 帯域の発破音を吸音、低減）⁶⁾



図-5 空間の共鳴を利用したトンネル発破時の低周波音低減（主に 16～63 Hz の発破音を吸音、低減）⁷⁾

5.2 消音器

消音器は吸排気管やダクトに挿入し、流体の流動に支障なく、音波を通過させにくいものです。

主な型式は以下の通りで、音の特性に応じて適切な型式を選定します。また、異なる型式の消音器を組合わせて使用することもあります。

- ・吸音ダクト型（中・高周波音用）
- ・膨張型（中・低周波音用）
- ・共鳴型（中・低周波数域の卓越周波数成分に効果的）
- ・サイドブランチ型（中・低周波数域の卓越周波数成分に効果的）
- ・アクティブ型（中・低周波音用、どちらかといえば卓越周波数成分に効果的）

消音器は音響検討（透過損失）と空力検討（圧力損失）を行い、両方の仕様を満たすように設計します。音響検討に当たっては、音の低減量に加え、気流による２次発生音、吹き出し音等も考慮します。なお、圧力損失の推定にあたっては、管内壁摩擦損失、断面積変化（急拡大・急縮小など）、曲りによる損失などを考慮します。

例えば、ディーゼルエンジンの排気口、レシプロコンプレッサーの吸気口など管路系を介して低周波音が放射されている場合は管路に消音器を挿入することにより低減できます。

ここでは、一般的に良く用いられる膨張型、サイドブランチ型、最近、実用されるようになってきたアクティブ型消音器について説明します。

なお、実際に消音器を設計する場合は、上記の他に、使用材料（流体の成分に起因する劣化など）、温度、圧力、設置位置等に配慮が必要です。

(1) 膨張型消音器（拡張型消音器）

膨張型消音器（拡張型消音器ともいいます）は管路系の一部を拡張することにより、断面の不連続部における音波のエネルギーの反射を利用して、音波の伝搬を防ぐもので、最も単純な型式の消音器を図-6 に示します。

この型式の消音器は、低・中音部の減衰に有効です。更に、吸音材料を併用（膨張部に吸音材料内貼り）することにより、高音部の減衰も得られます。

透過損失 TL (dB) は下式で求められます。

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

ここで、 $m = S_2 / S_1 = (D_2 / D_1)^2$: 膨張比

S_1, S_2 : 断面積 (m^2)

D_1, D_2 : 直径 (m)

$K = 2\pi f / c$ 、 c : 音速 (m/s)

l : 空洞の長さ (m)

減衰最大の周波数は膨張部の長さ l で決まり、周波数 f (Hz) の成分を最も有効に減衰させるには、波長を λ とすると $l = \lambda/4$ になります。こうすると $f, 3f, 5f \dots$ (Hz) で透過損失は最大になります。但し、 $2f, 4f, 6f \dots$ (Hz) では TL はゼロになります。

低周波音用として考えると、例えば 10Hz の場合、 $\lambda = 340/10 = 34\text{m}$ 、 $l = \lambda/4 = 8.5\text{m}$ と非常に長いものになります。

透過損失は $(D_2/D_1)^2$ (直径比の二乗=断面積比) で決まり最大透過損失は、ほぼ $D_2/D_1 \times 4$ になります。なお、この式は、 $f < fc = 1.22c / D_2$ (Hz) の周波数範囲で成り立ちます。

上述の通り、単純膨張型消音器は透過損失がゼロの周波数域が存在しますが、内部に入口管、あるいは出口管を挿入するなどの工夫により減衰特性は改善されます。

この型式の消音器はブロワ、圧縮機、ディーゼル機関などの吸排気用消音器として用いられることが多く、自動車のマフラーなどにも応用されています。また、地下鉄の換気ファン用として長い換気通路途中に挿入し、特定の低周波音を低減することもあります。

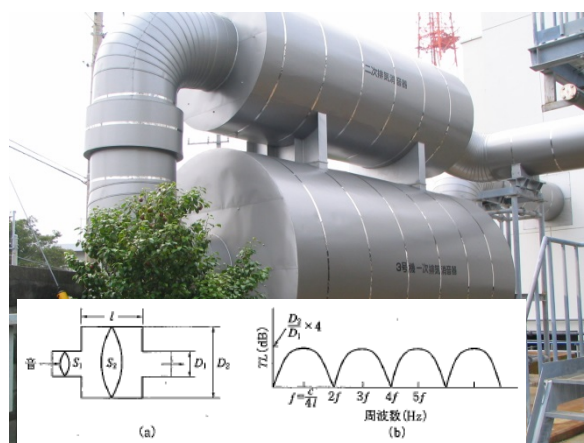


図-6 膨張型消音器 (上下2段)

(1段目と2段目で異なる周波数域の音を低減)

注釈. 波長 λ (Hz)、音速 C (Hz)、周波数 f (Hz) の関係は $\lambda = C/f$ になります。

(2) サイドブランチ型消音器

サイドブランチ型消音器 (図-7 参照) は、主管に枝管 (ブランチ管) を取り付け、減衰させるもので、機構がシンプルで卓越成分を持つ低周波音に有効な消音器です。

透過損失 TL (dB) は下式で求められます。

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

ここで、 $k = 2\pi f / c$

l : 管の長さに管端補正した長さ

$$l = l_o + l_e \text{ (m)}$$

l_o : 管の長さ

l_e : 管端補正の長さ（厳密には管端の形状により異なります。）

$$l_e \doteq 0.6r \text{ (} r \text{: 管の半径 (m))}$$

上式で与えられる周波数 f_0 で共鳴状態になり、 TL は無限大になります。実際には管内に抵抗があるので、有限の大きな値になります。

$$f_0 = \frac{(2n-1)c}{4l} \quad (\text{Hz}) \quad (n=1, 2, \dots)$$

例えば $n=1$ 、 $f_0=10$ Hz とすると、 $10=340/(4 \times l)$ から $l \doteq 8.5$ m になります。この場合、ブランチ管は直線である必要は無く曲がっていても効果は同じです。

ブランチ管の長さは、波長 λ の $1/4$ の時、最大の透過損失を示し、母管とブランチ管の断面積比は 1 の時に最大になります。ブランチ管の設置位置は管内の音圧最大（音圧の腹）の位置が最適（効果最大）です。通常、母管出口から $\lambda/4$ 付近に設置します。

また、サイドブランチを多段にするとより複数の周波数、あるいは大きな低減効果が得られます。実用上、ブランチ管の端部は微調整できるように可動式にします。

この型式の消音器は往復式圧縮機、ルーツブロア等の吸排気管に多く用いられます。

この他にも共鳴型消音器などが用いられることがあります。

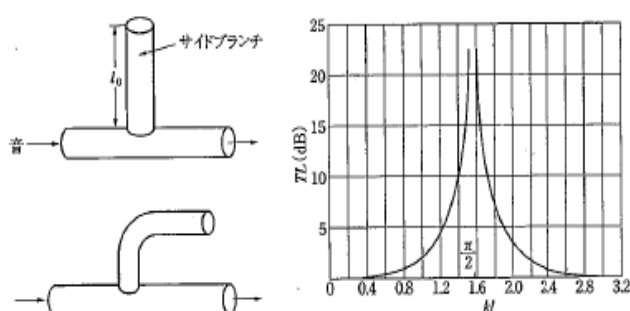
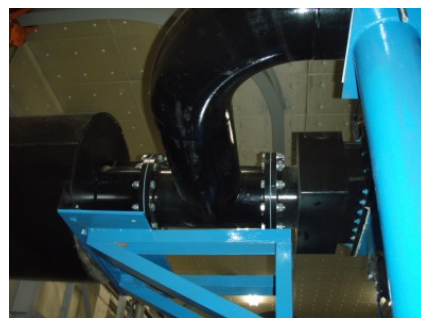


図-7 サイドブランチ型消音器と透過損失



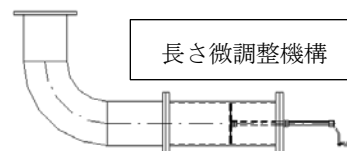
往復式空気圧縮機吸気口の手前配管からブランチ管を分岐



室内空間に必要な長さのブランチ管を配置



端部には長さ微調整機構
(ピストンのハンドルが見えている)



長さ微調整機構
空気圧縮機吸気配管に設置、16 Hz の卓越成分を 15 dB 程度低減

(3) アクティブ消音器（アクティブ・ノイズ・コントロール：ANC）⁸⁾⁹⁾

アクティブ消音器は、機器の出す音波と逆位相の音波を人工的に発生させて、干渉現象により消音するものです。すなわち、大気圧からわずかに圧力の大きい波に圧力の小さい波を重ね合わせるにより大気圧になり音が無くなるというものです（図8参照）。

この型式の消音器は、① 圧力損失がない、② 低周波音をコンパクトな装置で効果的に低減出来るなどの利点があります。最も単純な通常のシステムはマイクロホン（信号検出用、モニタ用の2個）、コントローラ、パワーアンプ、スピーカーから構成されます。

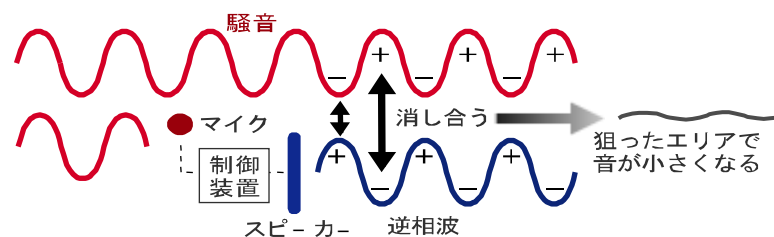


図-8 ANCの基本原理

ANC技術はプラント系においては周波数範囲30～200 Hz付近に卓越成分を持つ低周波音に対してより効果的です。なお、下限周波数30 Hzは通常スピーカーの出力周波数特性で決まっており、特殊なスピーカーを用いれば、より低周波域の音波を消すことも可能になります。

通常、消音効果は10 dB程度で、より大きな効果が必要な場合は多段にする等の工夫が必要になります（但し、ダクト内のみ）。中・高周波域のランダム音を得意とするパッシブ型消音器（吸音型消音器など）と棲み分けして使用します。また、アクティブ消音器はスピーカー交換等のメンテナンスを要し、わずかながら電力を消費します。

最近少しずつ、建設現場の大型ディーゼル発電機あるいは建設機械の低周波音の低減にアクティブ防音壁やアクティブ消音器が用いられるようになってきています。

アクティブ消音技術の技術レベルと実用化の状況を表-2に示します。

また、工場内ボイラー煙突から放射される低周波音にANCを適用し問題を解決した事例、船のディーゼルエンジン排気煙突にANCを適用し実際に運用している事例、建設機械ディーゼルエンジン排気管へのANC適用実証試験の事例を示します（図-9～11参照）。

用語の説明．位相：音波は圧力の疎な部分（大気圧より小さい圧力）と密な部分（大気圧より大きい圧力）が音速で伝搬する縦波です。位相はこの波の中の位置情報を示す用語です。例えば、逆位相（180°の位相差）とは、波の山（圧力高）と谷（圧力低）が反対になっていることを意味します。

表-2 アクティブ消音技術（ANC）の技術レベルと実用化の状況¹⁰⁾

技術レベル	やさしい	～	中くらい	～	難しい
音の種類	周期音		ランダム音		移動音 衝撃音
音の周波数	低音域		中音域		高音域
消音空間	一次元ダクト内 狭い閉空間		開口部 閉空間(定在波)	領域限定自由空間 任意の閉空間	自由空間
消音方式	1音源／1マイク, 1スピーカー		1音源／複数マイク, スピーカー		複数音源／複数マイク, スピーカー
環境条件 (温度、流体、流速、 圧力、音響出力、 音圧レベル変動、 装置の規模)		常温、常湿、空気、通常音響出力 遅い流速、通常圧力、 音圧レベル変動小、小型		高温、多湿、腐食性ガス、高速流、 高圧力、大音響出力、 音圧レベル変動大、大型	
実用化 (※1は実用又は実用 レベル、※2は研究、実 験段階、但し道路用は 限定的実用)	空調ダクト※1 送風機吸排気口※1 換気ダクト※1 大型冷蔵庫※1 (コンプレッサ)	ディーゼルエンジン排気※1 コンプレッサ吸気※1 エアプレッタ※1 建設機械排気※1	自動車の室内※1 航空機のキャビン※1 新幹線座席※1 自動車のマフラー※1	変圧器※1 道路用 ANC 防音壁※2 領域限定自由空間※2 ANC 防音壁※1	



40t/hボイラー

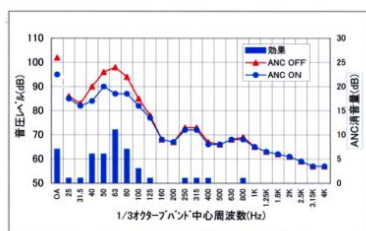


図-9 所内ボイラー煙突のANC

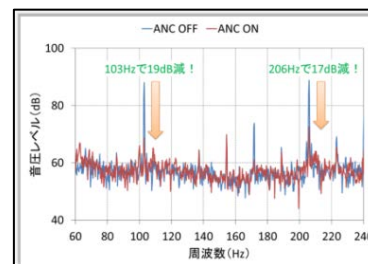


図-10 建設機械排気音のANC

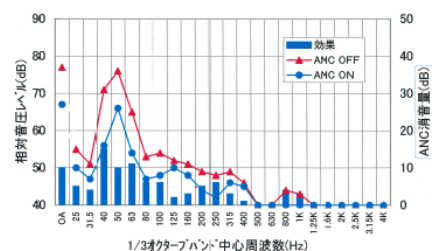
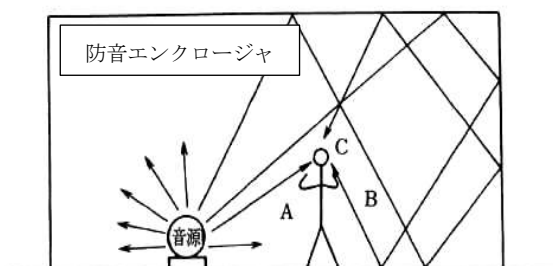
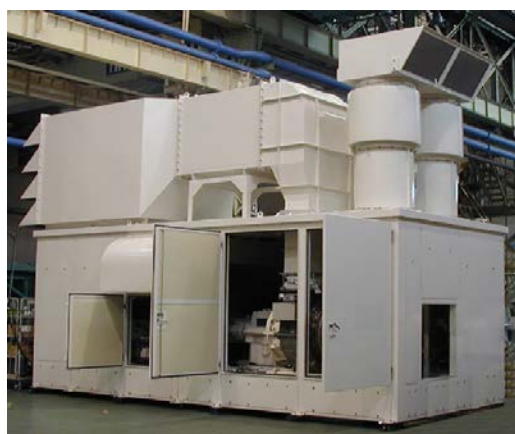


図-11 浚渫船（ディーゼルエンジン）排気煙突のANC

5.3 防音エンクロージャ（防音建屋、防音囲い、防音カバー）

防音エンクロージャは、音源から発生する音を低減するために、機械・設備を囲い込むことをいいます（図-12、13 参照）。音響的な検討の他に、内部空間の温度、振動（固体伝搬音、後述）等の防止に係る検討が必要になります。流体あるいは空気の吸排気口は消音構造にし、メンテナンス性、安全性等にも配慮が必要です¹¹⁾。

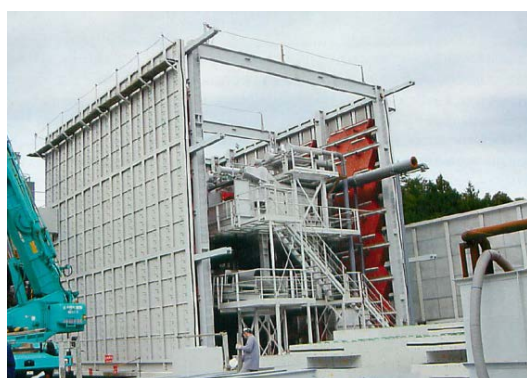
また、囲い内で反射による音圧上昇があると遮音材料の透過損失は、見掛け上小さくなります。そのため、エンクロージャ内の吸音力を大きくすることが大切です。



注釈 1. エンクロージャ内側に吸音材料を貼り、反射による音圧上昇を小さくしている。

注釈 2. ガスタービンの吸排気口、エンクロージャの換気吸排気口には消音器を設置している。

図-12 ガスタービン発電装置用防音エンクロージャ



遮音パネルの仕様
・鋼板 3.2mm+補強リブ
・内部へセメント充填
・総厚 300mm



吸音装置の仕様
・ヘルムホルツ型
（音響原理を利用）
・1800mm、厚さ 400mm

出典：大丸防音㈱ カタログ

図-13 土木工事 振動ふるい用防音エンクロージャ

5.4 振動絶縁（固体伝搬音の防止）

機械などの加振力が床に伝搬し、床あるいは側壁が振動して音波を発生しているような場合、機械を防振するなどし、加振力が床に伝わりにくくします（振動絶縁といいます）。振動

絶縁に用いられる防振材料は金属バネ、防振ゴム、空気ばね、あるいは組合せ型など種々の材料が用いられます。固体伝搬音の対策としては使い易さもあり防振ゴム（ゴム自身に減衰要素がありダンパーな（減衰器）は不要）が多用されています。

(1) 固体伝搬音

透過音とは空気の圧力変動により壁が振動し発生する音波のことをいいます。これに対して固体伝搬音とは振動の伝搬により壁が振動し発生する音波のことをいいます（図-14）。

いずれも壁が振動し壁面から音波が放射される現象は同じですが、壁を振動させるメカニズムが異なります。

これは低減対策の方法選定に大きく影響します。透過音の低減対策は遮音強化、すなわち、壁の厚みを増して重たくする、あるいはリブ等を付加し剛性を上げるなどの対策になります。これに対し、固体伝搬音の低減対策は壁に振動を伝えない、すなわち振動絶縁の対策になります（図-15）。特に機械プレスのように大きな振動を発生する機械は注意が必要です。

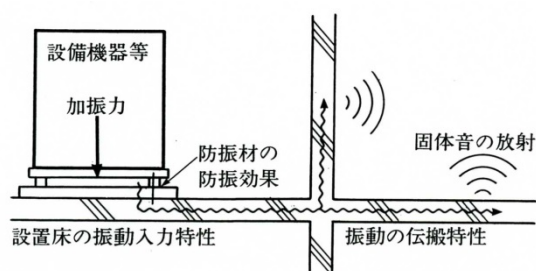


図-14 透過音と固体伝搬音

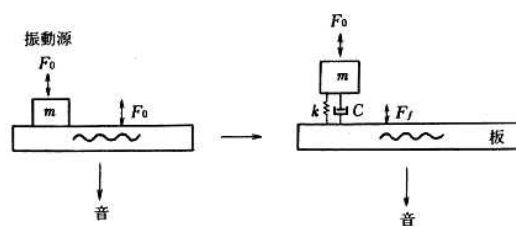


図-15 固体伝搬音の防止（振動絶縁）

（機械と基礎の間に防振材料を挿入）

(2) 固体伝搬音の防止

固有振動数 f_0 (Hz) は、 m ：質量 (kg)、 k ：バネ定数 (N/m) から下式で表されます。

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{Hz})$$

周波数比 f/f_0 が、例えば3になるように固有振動数 f_0 （バネ定数 k ）を決め、防振材料を選定すると振動伝達率 τ は 0.2～0.3、振動減衰量は約 10～15dB になります（減衰比 τ が 0.2 の場合）。

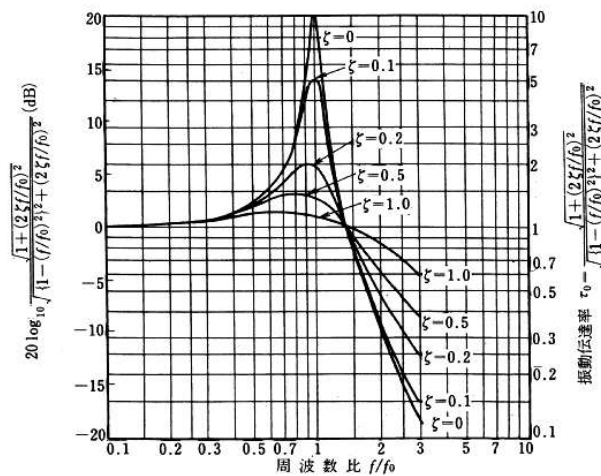


図-16 振動伝達率¹²⁾¹³⁾

注釈 1. 横軸に強制振動数と固有振動数の比、縦軸に振動伝達率(右)、振動減衰量(左)を示している。
 注釈 2. 強制振動数は毎分 900 rpm の回転機械の場合 15 Hz (900/60)、固有振動数は M(機械質量)と K(バネ定数)で決まる。振動伝達率 0.1 とは機械の加振力の 10%が基礎 (床) に伝わることを意味する。

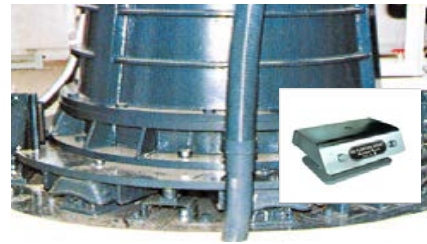


図-17 縦型ポンプの固体伝搬音低減
 注釈. 防振ゴムの挿入により建屋壁から放射されていた低周波音を低減した。



図-18 振動節の固体伝搬音低減
 注釈 1. 動吸振器の設置により建屋壁、屋根から放射されていた低周波音を低減した。
 注釈 2. 動吸振器は橋梁の振動低減などにも応用されている。

用語の説明. 動吸振器：振動する対象物に補助的な質量をバネを介して付加することにより、対象物の固有振動数付近の振動を抑制する装置のことをいいます。

6. 最近の話題

(1) 家庭用ヒートポンプ給湯機 (以下、エコキュートという)¹⁴⁾

【発生機構】

水を温めて湯をつくるヒートポンプユニットと、この湯を蓄える貯湯ユニットで構成され、下記のサイクルでお湯をつくります (図-19 参照)。

- ① 冷媒(CO₂)を膨張弁で膨張させて、低温(低圧)の冷媒にする。
- ② 低温になった冷媒と空気との熱交換を空気熱交換器で行う。この結果、冷媒の温度が上がる。
- ③ 冷媒をコンプレッサー(圧縮機)で圧縮して、高温(高圧)の冷媒にする。
- ④ 高温になった冷媒の熱と給水した水との熱交換を水熱交換器で行い、水の温度を上げる。

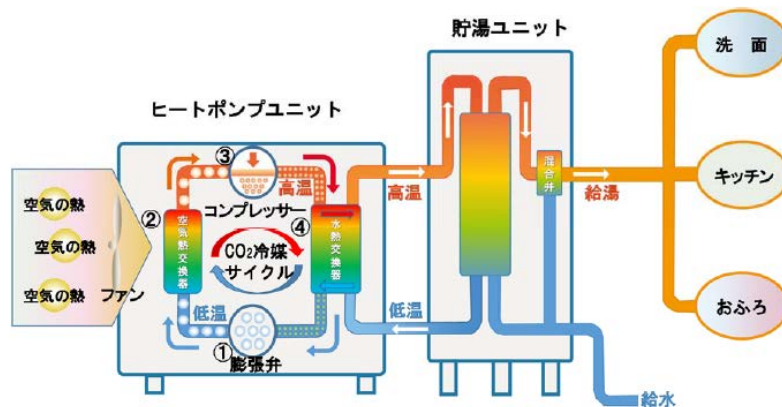


図-19 家庭用ヒートポンプ給湯機（エコキュート）

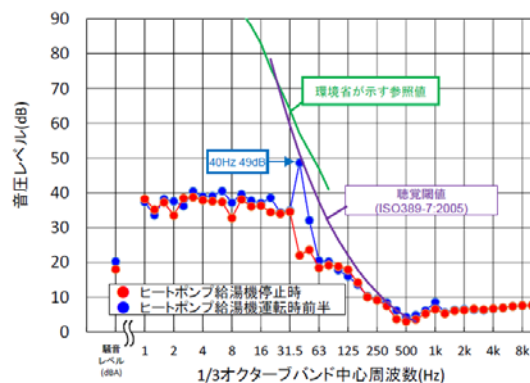
運転音は、主としてヒートポンプユニットのコンプレッサー（圧縮機）及び送風機から発生します。なお、貯湯ユニットからは音はしません。騒音レベルはユニット正面 1 m で 40 dB 程度です（某社のカタログ値）。

通常、回転機械（コンプレッサーとファン）の基本周波数は 50 Hz 以下の卓越した低周波音になります（基本周波数と高次の周波数が卓越します）。

図-20 室内におけるエコキュート運転音の分析

注釈. 40Hz 付近の卓越成分はコンプレッサーの基本周波数に相当しています。

出典. 消費者安全調査委員会『消費者安全法第 23 条 1 項に基づく事故等原因調査報告書—家庭用ヒートポンプ給湯機から生じる運転音・振動により不眠等の健康症状が発生したとの申出事案—』



(2) 家庭用燃料電池コージェネレーションシステム（以下、エネファームという）

【発生機構】

燃料処理装置で天然ガス等から水素を取り出し、スタックで水素と空気中の酸素から直流電気と熱を発生します。インバータで直流電気を交流に変換し、熱回収装置で、熱を回収し温水を作り貯湯槽に貯めます。温水が少ない場合、補助熱源（バーナ）でお湯を沸かします（図-21 参照）。

発電は化学反応で音は発生しませんが、付帯のガス供給や冷却に使用されるポンプ類、空気を供給するブロワ類、換気ファン、インバータ、補助熱源（通常のガス給湯器）、などから音を発生します。

エコキュートと比べると大きな回転機械類が無いいため、運転音の音圧レベルは小さく、低周波数域の卓越成分も少ない傾向があります。

近傍の騒音レベルは 38 dB 程度（某社カタログ値）で、低周波数域に卓越成分が観測されます。なお、補助熱源の騒音レベルは 48 dB 程度（某社カタログ値）です。

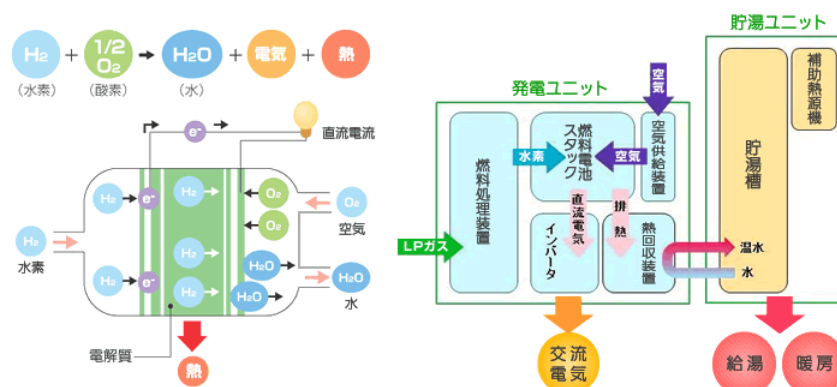


図-21 家庭用コージェネレーションシステム（エネファーム）

7. おわりに

低周波音の問題が発生した場合、まず発生源を特定し、対象地点に及ぼす影響度合いを確認、あるいは予測し、必要な低減量を種々の評価指標を基に検討します。次に機能あるいは機構上、低周波音を発生する機械の場合は、消音器あるいは防音エンクロージャなどの二次的な防止技術を駆使して対策を実施することになります。これに対して通常、低周波音が問題にならない機械あるいは現象により低周波音が発生した場合は、そのメカニズムを解明するために音響技術はもとより、流体、熱、振動、構造、機械要素など広範囲な見地から計測、解析、検討することになります。

苦情の対応で検討しなければならないのは、どの周波数域（卓越成分）の音をどの程度まで低減するかです。工場の計画時等と異なり、目標値は平均値ではなく苦情の状況に配慮（心身苦情の場合ですと、個人差分布等も考慮して閾値に近い卓越成分の低減を目標にするなど、がたつき苦情の場合、がたつきの実績資料、建物の状況等も勘案するなど）することが大切と考えています。

地方公共団体における環境関連部門の皆様は、防音効果、防音材料、構造など具体的に検討・指導することは難しい面があるかと推察しますが、改善方法等を事業者に指導・助言することにより、事業者自らの判断による具体的改善策の策定、実行を促すことにつながるものと考えています。本稿が多少なりともお役に立てれば幸いです。

【第5回 参考文献】

- 1) 井上保雄，他：風力発電の動向と騒音問題，騒音制御，Vol. 36, No. 1, pp. 21-28, 2012
- 2) 井上保雄：低周波音防止対策の目標値について，日本騒音制御工学会技術レポート，No. 6, pp. 101, 1985
- 3) 環境省環境管理局大気生活環境室：低周波音問題対応の手引書，平成 16 年 6 月
- 4) 楠田真也，他：低周波音の剛性則による遮音性能について，(社) 日本騒音制御工学会研究発表会講演論文集，pp. 309-312, 2004. 9
- 5) 中野有朋：入門超低周波音工学，(株)技術書院，1984. 6
- 6) 角田晋相，他：両端開口管による低周波音低減装置の現場実証試験，第 71 回土木学会年次学術講演会講演概要集，VI-412, pp. 823-824, 2016
- 7) 岩本 毅，他：スリット型吸音機構によるトンネル発破音の低減手法，三井住友建設(株)，技術研究開発報告，第 13 号，2015
- 8) 井上保雄：騒音は音で消せ，I H I 技報，Vol. 51, No. 1, pp. 16-19, 2011. 3
- 9) 井上保雄：ANC の産業機械への応用（製品の動向など），(一社) 日本機械学会 講習会資料，NO. 15-103, 2015. 10
- 10) 井上保雄：アクティブ騒音制御技術のプラント騒音への適用，環境管理，Vol. 74, No. 5, pp. 22-27, 1998
- 11) 井上保雄：騒音・低周波音問題防止の基礎と対応，紙パ技協誌，第 66 巻、第 12 号，pp. 13-28, 2012. 12
- 12) (一社) 産業環境管理協会，新・公害防止の技術と法規，騒音・振動編，2017
- 13) 中野有朋：入門公害振動工学，(株)技術書院，1981. 9
- 14) (一社) 日本冷凍空調工業会，騒音等防止を考えた 家庭用ヒートポンプ給湯機の据付けガイドブック，2012. 2 改訂

【編集後記】

地方公共団体に低周波音に係る苦情が寄せられた場合、公害苦情相談を担当する職員向け資料として、低周波音に関する基礎知識や苦情対応事例などを1年間にわたって掲載してきました。ご愛読いただいた皆様、ならびにシリーズ最終号をご執筆いただいた井上会長にこの場をお借りして厚く御礼申し上げます。

なお、本シリーズとあわせて特集号「騒音に関わる苦情とその解決方法」（掲載サイト：<http://www.soumu.go.jp/kouchoi/substance/chosei/main.html>）についても参照いただき、騒音や低周波音に関わる苦情対応の参考資料として活用いただければ幸いです。

責任編者：一般財団法人小林理学研究所 工学博士 落合博明