

I バグフィルター集じん機より発生する超低周波音の対策

Control of Infrasonic Noise from a Bag-filter

特殊公害科 松岡 達郎・小林 良夫

1 はじめに

集じん機は低周波音の苦情対象となり得る施設のひとつである。特にバグフィルター式のものには処理風量の大きな送風機が装備されているため、送風機本体あるいは管路とともに構成される送風機系の特性によっては、旋回失速やサージ現象等に起因する低周波音が発生するといわれている¹⁾。すなわち、集じん機じしんの動作原理というより送風機の運転に伴うものとする考えである。

しかるに、先般、苦情対応として当所で取り扱ったバグフィルターからの低周波音は、送風機に伴うものではなく、まさに集じん機の動作原理によって必然的に発生したものであった。

本稿は、この集じん機の発音機構解明の手順と減音対策の結果について報告するものである。

2 苦情の発生と音源決定

2.1 苦情原因

鋳物工場に隣接する家屋において建具の振動、不快感を訴える苦情が発生した。家屋の内外で音圧測定を実施したところ、Fig. 1のようなスペクトル分布が得られた。図から可聴域以下に強いエネルギーが集中し、家屋が低周波音波にさらされていることがわかる。

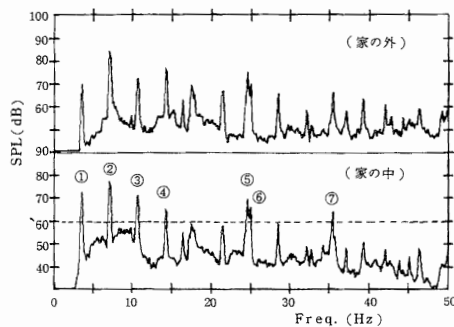


Fig. 1 家屋内外の音圧スペクトル

屋内・外ともに7 Hzのスペクトルが卓越するが、特に屋外にあっては85 dBと、建具を励振させ得る入射音圧になっている。屋内で不快感の原因となる成分を特

Table I 家屋内の卓越成分

	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦
周波数 (Hz)	3.5	7.0	10.625	14.125	24.5	24.875	35.375
音圧レベル (dB)	71.9	77.3	70.9	65.2	69.0	65.6	63.3

定することは困難であるが、過去の実例²⁾の中で苦情発生の最小値であった60 dB (at 2.5 Hz)を目安に単純な抽出を行うと、Table Iの成分となる。これらの成分の音圧レベルは、実験的に求められた感覚閾値³⁾を10~20 dB下まわっているため、不快感の原因と断定することはできない。しかしながら、被験者と被害者のよって立つ環境の違い等により実験値としての感覚閾値以下であっても現実に苦情が発生するため、この事例での超低周波音成分(①~④)はともかく低周波音成分(⑤~⑦)については、知覚の可能性を否定することはできない。

なお、ここに抽出した①~⑦の成分は大半3.5 Hzを基本波とする高調波群である。すなわち、成分②~④は2次~4次、⑤または⑥は7次の高調波とみなせる(⑦が10次にあたるか否かは不確定)。

2.3 音源探査

スペクトルに優勢な高調波群が認められることから、工場内の回転系の機械施設に絞って音源探査を行った。対象施設の内訳は集じん機6台、コンプレッサー2台、冷却塔1台であり、その配置をFig. 2に示した。

受音点に寄与する音源を確定するために、全施設が稼動した時と特定の施設を停止させた時の受音点におけるスペクトル変化を求めた。Fig. 3は、キューボラ集

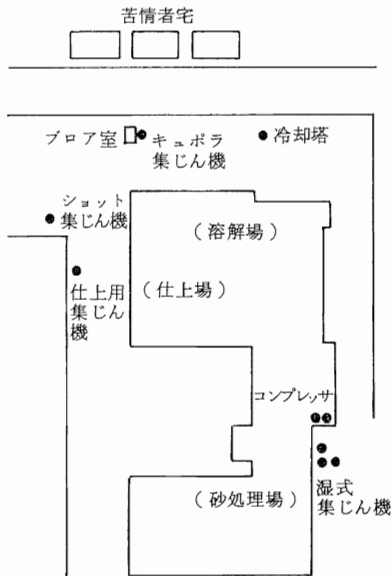


Fig. 2 工場内音源配置

じん機のみ停止させた時のスペクトルを全稼動時のそれと比較したものであるが、成分①～⑥は集じん機の停止に伴い完全に消滅することがわかる。冷却塔を除く他の施設に関する同様の比較では、スペクトルに全く変化がなかった。冷却塔については操業中の停止が不可能であったため、直近での周波数測定を実施した結果、成分⑦

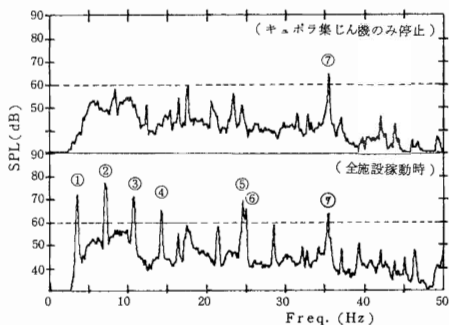


Fig. 3 キュボラ集じん機ON・OFFのスペクトル比較

に一致する卓越周波数が検出された。

以上により、成分①～⑥はキュボラ集じん機、⑦は冷却塔が音源であることが確定した。

3 集じん機の発音機構の解明

3.1 送風機および送風機系による発生の可能性

低周波音の主音源に確定されたキュボラ集じん機はバ

グフィルター式である。通常、バグフィルターの低周波音は送風機によるものとされており、送風機の発音機構は大別して

a 送風機本体の特性によるものとして、翼の回転に伴う圧力変動および旋回失速現象。

b 管路とともに構成される送風機系の特性によるものとして、サージ現象および吸込不均一による偏流現象。

であることが知られている。

本事例がこれにあてはまるか否かの検討を以下に実施した。

3.1.1 送風機的设计仕様からの検討

このバグフィルターには、排気用(メインプロア)とダスト払い用(バイプロア)の送風機が装備さ

Table II 送風機仕様

	メインプロア	バイプロア
型式	タ - ポ	タ - ポ
風量	600 m ³ /min	100 m ³ /min
風圧	450 mmAqat130℃	320 mmAq
回転数(N)	1,450 rpm	2,900 rpm
翼枚数(Z)	16枚	16枚

れている。両プロア的设计仕様をTable IIに示す。

设计仕様から翼通過周波数については、 $Z \cdot N / 60$ より

$$\text{メインプロア} \quad 16 \times 1450 / 60 = 387 \text{ Hz}$$

$$\text{バイプロア} \quad 16 \times 2900 / 60 = 773 \text{ Hz}$$

であって、実測された基本波35Hzに全くあわない。

次に旋回失速については、発生周波数に関する鈴木、鵜飼の実験式⁵⁾ $f_r = 0.72n \cdot 1$ (n:回転数Hz, 1:失速セル数)を $1 = 1$ として適用すれば、

$$\text{メインプロア} \quad 0.72 \times (1450 / 60) \times 1 = 17.4 \text{ Hz}$$

$$\text{バイプロア} \quad 0.72 \times (2900 / 60) \times 1 = 34.8 \text{ Hz}$$

を得る。このうちメインプロアの17.4Hzは、基本波の5次高調波(17.5Hz)に近い値となるが、これは偶然に一致したと考えるべきで、基本波の発生を説明するものではない。

以上の検討から、送風機本体の特性に本事例の原因を求めることは不可能であることが判明した。

3.1.2 サージの可能性について

バグフィルターは、ろ布に付着するダスト量の増加に

に伴い、集じん室の吸気側（含じん空気）と排気側（清浄空気）の間の圧力損失が増加するため、メインブロアの吸込風量が最高効率点風量以下になる可能性があり、条件によってはサージング領域の運転状態になり得る。

送風機の運転状態を見るには、管路内の静圧および吸込風量を実測し、特性試験結果と照合すればよい。このため、Fig. 4 に示したシステムを用いて実測した。

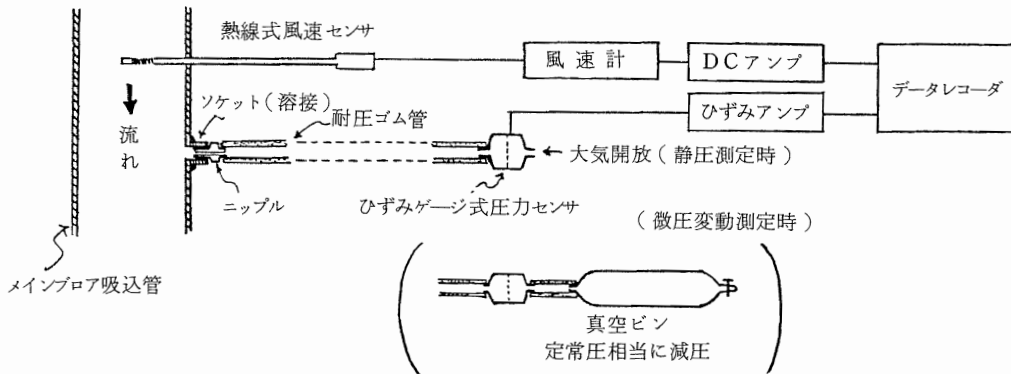


Fig. 4 圧力・風量測定システム

Fig. 5 は送風機メーカーより提出された圧力-風量特性曲線上に、実測値をプロットしたものである。図から明らかに、このメインブロアは最高効率点風量（600 m^3/min ）前後で運転されていることがわかる。すなわち、静圧曲線の右下り部分での運転であるので、サージング発生の必要条件を満たしていない。

以上の実測から、サージングによる低周波音発生の可能性は否定された。

3.2 タスト払い落とし動作に起因する発音機構

3.1 により、送風機および管路を含む送風機系のいずれにおいても、低周波音の発生を説明することができなかった。（偏流については吸込管路の連結が自然であるため、その発生の可能性はない。）

このため、発音機構に関する既成の説明をすべて廃し、全測定データの再検討を行うとともに、集じん機の動作原理の詳細な調査を実施した。

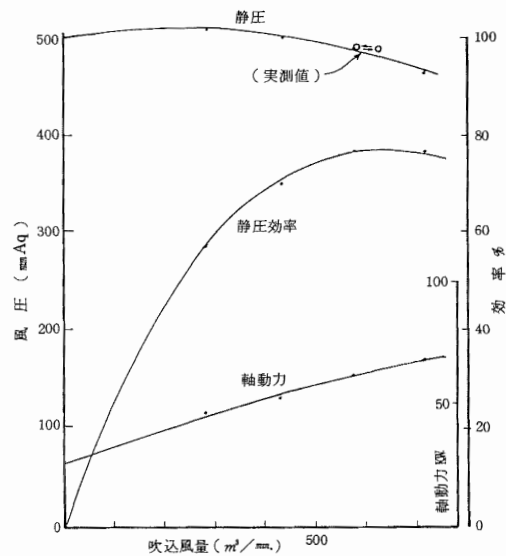


Fig. 5 圧力・風量特性曲線

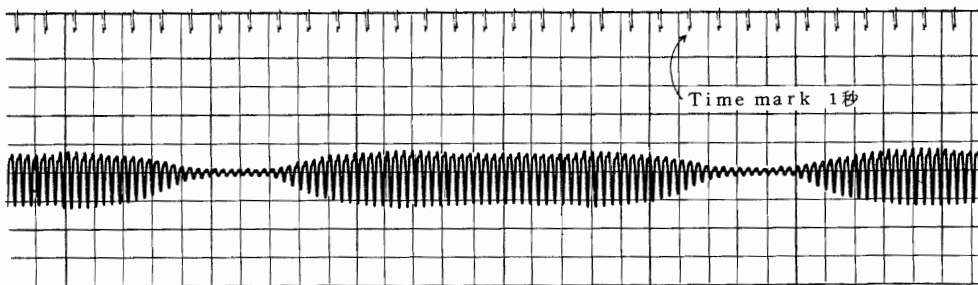


Fig. 6 基本波の波形

3.2.1 基本波の長周期変動とその原因

Fig. 6は、filteringによる抽出で明らかにされた、低周波音の基本波の波形である。図から明瞭に18秒ほどの長周期変動をしていることがわかる。この変動は集じん機の稼動中規則正しく繰り返されることが判明したため、集じん機の動作原理に起因するものと考え、設

計仕様の検討を行った。

Fig. 7は集じん機の概略構造(縦断面)を示したものである。この集じん機は二つの円筒を重ねたような基本構造を持ち、内側が清浄室、外側が含じん室となっている。また上部仕切板により、含じん室側では上方の含じん空気の導入部と下方のろ布をそなえる集じん室に、

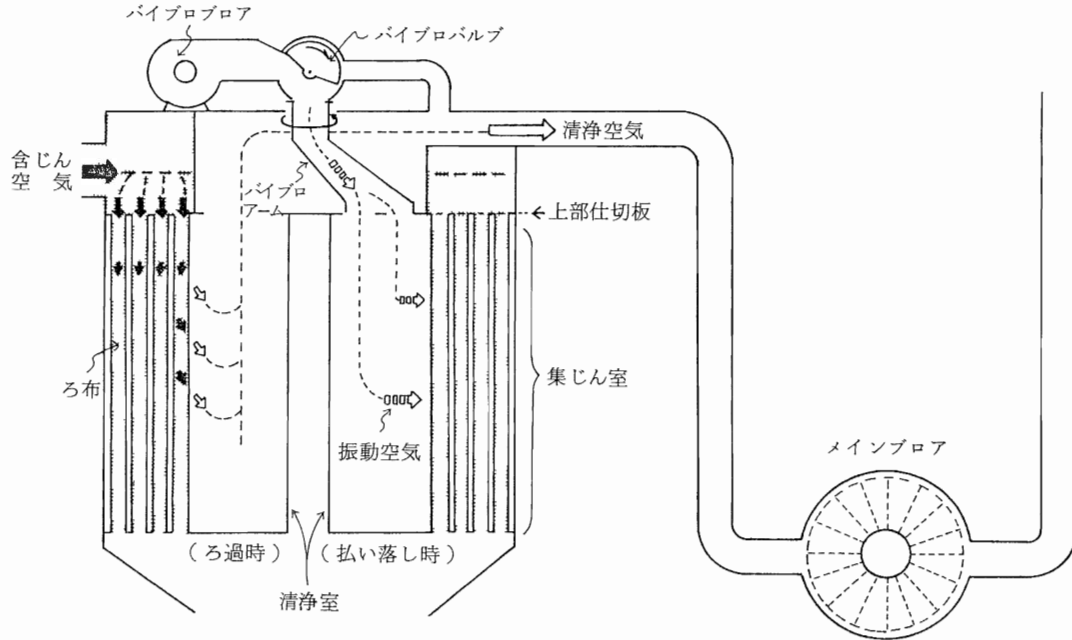


Fig. 7 集じん機の概略構造(縦断面)

清浄室側では後述するパイプロアームの作動部分と清浄空気の導入部に仕切られている。さらに上部仕切板から下は、集じん機中央部から放射状に配置された縦方向の下部仕切板によって、12個のセルに分かれている。すなわち、一対の集じん室と清浄室で構成されるセルが集合した多室型集じん機である。(後出Fig. 9参照)。

メインブローによって吸引された含じん空気はろ布面にダストを付着させ、清浄室側の上部仕切板上に開けられた排出口から管路を経て大気中に放出される。ろ布に付着したダストの払い落とし方式は振動型に分類されるが、通常の機械式加振ではなく振動空気による方法である。振動空気はパイプロブローからの圧気をバルブにより瞬断することで生成され、上部仕切板上を摺動しながら回転するパイプロアームが仕切板上の排出口をふさいだときセル内に供給され、直面するろ布を励振する。

設計仕様からパイプロアームの回転速度を算出すると0.23rpmとなり、ある集じん室の払い落しに要する時間は2.0秒(=60/0.23/12)であることがわかる。こ

れはFig. 6に示した音圧の長周期変動の実測値(18秒)に近い値である。さらに、振動空気を生成するバルブは吸・排気管の開き角が90度であることから、ロータの1回転について1パルスの圧力波が生じることになり、この結果、振動空気の周波数はロータの設計回転数(250rpm)よりただちに4Hz(=250/60)であることがわかる。これは、音圧の基本波の実測値(3.5Hz)に近似した値となっている。

以上の二点によって、低周波音の一次発生源はバルブであり、パイプロアームの回転に伴って成長・消滅することが推定された。

3.2.2 集じん機内の圧力変動と低周波音の関係

前項の結論として掲げた仮説を検証するために、集じん機内の圧力状態の把握によって、ダスト払い落とし動作と低周波音発生との因果関係を追求した。

Fig. 8は、パイプロブロー直近の音圧とメインブロー吸気側管内の静圧微小変動を、low pass-filter(cut off freq.5 Hz)を通して同時記録したもの

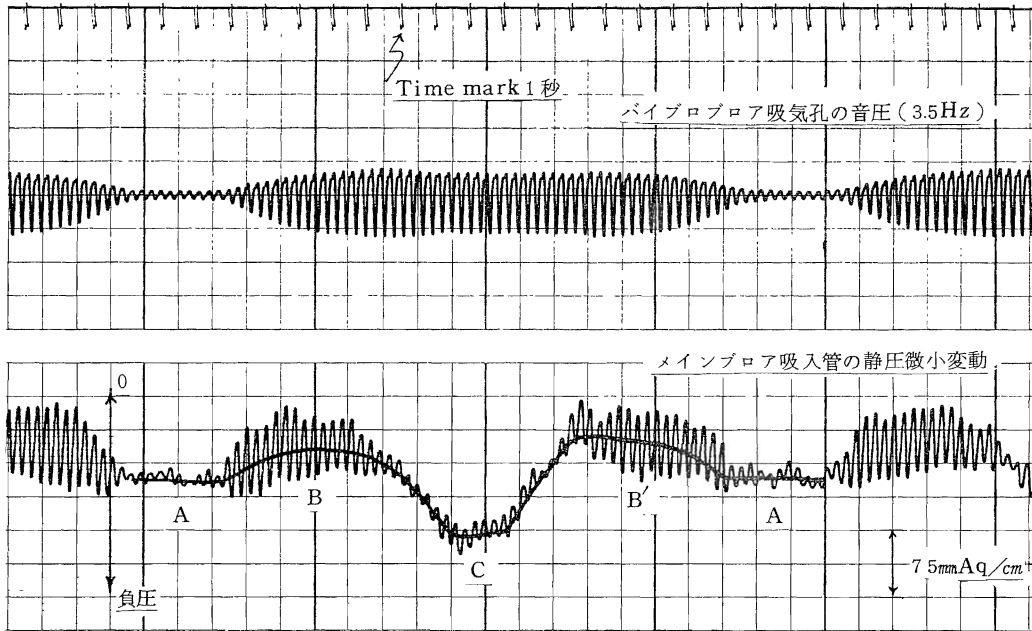


Fig. 8 音圧、静圧同時記録波形

である。微圧測定は、管内の静圧定常分（480mmAq）に等しく減圧された真空ビンを、圧力センサの開放端にとりつけて実施した（前出Fig. 4参照）。図の圧力波形のうち、短周期の変動は3.5 Hzで音圧の基本波に一致している。したがってメインブロアの管路にも音波が伝わっているものと思われる。また図中の記号で、A→B→C→B'の変動は正確に繰り返され、この周期は音圧の長周期変動（1.8秒）に全く等しい。ここに、

- A：安定状態 B：圧力減少期（絶対値の減少）
- C：圧力増加期（絶対値の増加） B'：Bと同じ

である。

メインブロア管路に生じたこの圧力変動が音圧のそれと対応しているということは、前項の仮説を援用すれば、圧力変動がパイプアームの回転によって惹起されることになる。したがって、圧力変動とパイプアームの回

転（払い落とし動作）との間に矛盾のない説明がつけば、低周波音の発生をパイプアームの回転に求めた先の仮説に有力な根拠を与えることになる。

Fig. 9は、集じん機の上部仕切板部分の水平断面を示したものである。いま、パイプアームがとなりあうセルのちょうど中間部（図中の位置）にきたとき、すべての排出口から安定した清浄空気が吸引されている。したがってこのとき、メインブロアの管路内は圧力安定状態である……(A)。アームが回転し、ある清浄室の排出口（図ではセルNo.3）を徐々にふさがりながら振動空気が集じん室内に供給されはじめると、ダストの払い落としが開始され、このセルの吸・排気間の圧力損失が減少する。このとき、メインブロア管路の圧力（絶対値）はわずかに減少しはじめる……(B)。アームの回転が進み、排出口を一定面積以上ふさぐと、払い落としに伴う圧損の減少と排出口をふさぐことによる圧損の上昇が平衡し、管路内の圧力減少が停止する。そしてこれ以後、排出口が完全にふさがれるまでは、逆に圧力が上昇傾向になる……(C)。アームがさらに進んで排出口が開きはじめると、再び清浄空気が流れはじめるため、遮蔽による圧損は減少し管路内の圧力は減少傾向になる。しかしこれと同時に、このセルの集じん作用が始まるため、ろ布にダストが付着するようになり、ある時間経過すると再び払い落とし前の状態に向って圧損が増加し、管路内の圧力は上昇する……

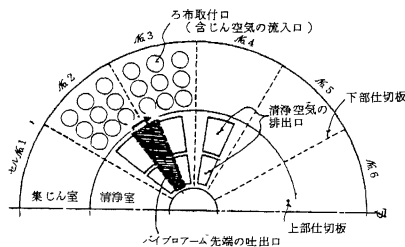


Fig. 9 集じん機の水平断面

… (B)。

以上の説明は、圧力変動と払い落とし動作との間に、合理的な因果関係が存在することを意味している。これにより、低周波音の発生に関する先の仮説は十分成立するとみなしてよい。なお、この検討により、振動空気がバルブにより連続して生成されるにもかかわらず、パイプアームによってセル内に供給されない限り、強い低周波音の発生をみないことが確認されよう。

3.2.3 低周波音発生メカニズム

これまでの検討結果をもとに、低周波音の基本波の発生に関するメカニズムを推定した。

Fig. 10 は、ひとつのセルについて、集じん動作

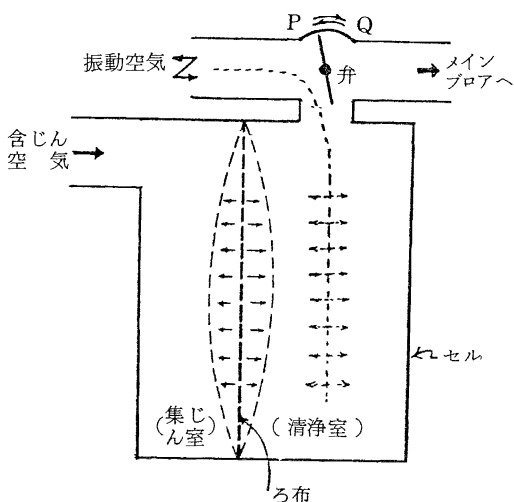


Fig. 10 集じん・払い落とし動作の概念図

と払い落とし動作を概念的に示したものである。図においては、実際のパイプアームの回転による振動空気のコントロールを、仮想弁に代用させてある。すなわち、仮想弁は図のP-Q間を1.8秒周期で往復する。また、実際の集じん室内には多数の円筒ろ布が装置されているが、概念図ではそれと等価な1枚の矩形ろ布に置き換えている。

いま、仮想弁がQにあるとき、振動空気は清浄室内に伝わらない。弁がQ→Pに移動しはじめると振動空気が供給される。このときろ布が強く励振され、セル内に体積変化の波(疎密波)が生じる。これが弁を通り、パイプフロア吸気口やメインフロア排気口などの開口部から大気中に伝播する。弁が再びQに戻れば、ろ布の振動が止まり疎密波も発生しなくなる。

結局、この推定では、低周波音発生の主原因がバルブによって生成される振動空気そのものではなく、ろ布の

振動によって生じたセル内の体積変化であるとしている。(振動空気が原因ならば、低周波音の長周期変動を説明することができない。) また、音源(セル中央部として)から両開口部までの距離は、パイプフロア吸気口までが5~6mで、メインフロア排気口までがおおよそ30mである。したがって、前者の近くでは強い音圧が、後者においては長い管路による減衰を受けて弱い音圧が観測されるはずである。これに基づいて両開口端の音圧を実測した結果、パイプフロア吸気口で10.4dB(at 3.5Hz)、メインフロア排気口8.8dB(at 3.5Hz)と、推定を裏づける値を示した。

3.3 メインフロアの振動による固体伝搬音

3.2によって、低周波音の基本波(3.5Hz)の発生原因が明らかにされたが、これは同時にその高調波群についてもあてはまる。しかし、2.1で述べたように、成分⑤(24.5Hz)と⑥(24.875Hz)のどちらか一方は、基本波の高調波ではあり得ない。

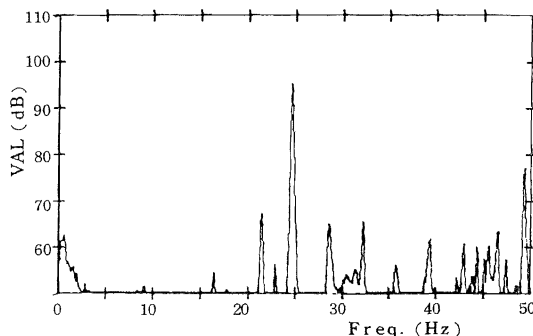


Fig. 11 コンクリート塀の振動スペクトル

Fig. 11は集じん機近くの敷地境界線上に立つコンクリート塀の振動スペクトルである。図から、塀はほとんど単独な24.5Hz成分で強く振動していることがわかる。この値は低周波音の成分⑤に全く等しい。

そこで、塀の振動による音の放射効率を1、振動体の面積を20m²として、塀の実測振動加速度レベル(9.5dB at 24.5Hz)から音響パワーを求め、距離減衰を考慮して苦情者宅直近の音圧を計算すると80dBになる。一方、この場所の実測音圧は7.45dB(at 24.5Hz)で、放射効率の選択によっては十分近似した値になり得る。したがって、低周波音の成分⑤はコンクリート塀の振動に起因するものとみなせる。またこの結果、成分⑥が基本波の高調波(7次)に相当することが確定した。

なお、コンクリート塀の振動の原因は、メインフロアの基礎が同様の周波数で振動していたこと、この値がメ

インプロアの定格回転数 1450 rpm (=24.2Hz)に近いこと等からメインプロアの回転の不釣合による振動がコンクリート扉まで固体伝搬したものであると断定できる。

4 減音対策とその効果

低周波音の卓越成分①～⑥の音源である集じん機について、次のような減音対策の基本的な考え方を工場側に示した。

(1) 成分①～⑤の減音を図るため、パイプロア吸気口に消音器を取付けること。

この場合、対象周波数が超低周波領域であり、通常の共鳴形消音器では取付けスペースがないため、いわゆるサイドブランチ式になるであろうこと。

(2) 成分⑥については、メインプロアの振動低減対策を行うこと。

メインプロア基礎上の実測振幅が上下動で 24μ (at 24.5Hz) であり、仕様書に記載されている振幅 $4\sim 7\mu$ を大きく上まわっているため、回転系を中心としたオーバーホールが必要であること。

これを受けて工場側では、(1)についてサイドブランチ開発メーカーに設計および取付工事の発注を行い、(2)については工場の設備グループの手によるオーバーホールを実施することになった。なお、成分⑦の音源である冷却塔については、これらの対策後の状況によって考慮することになった。

サイドブランチの設計に関しては、減音対象周波数と目標減音量について、公害センターとメーカーが協議し

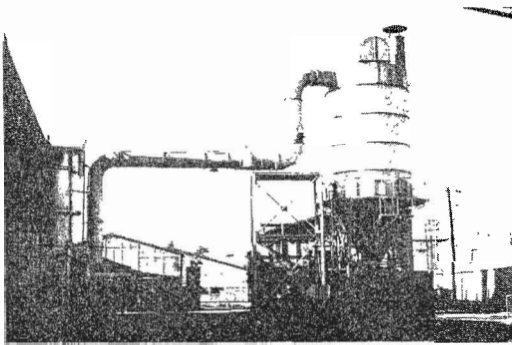


Photo 1. 取付前

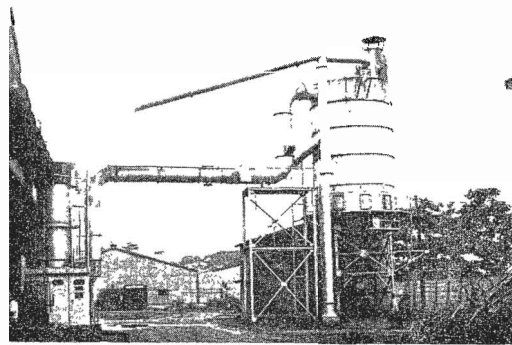


Photo 2. 取付後

決定した。この結果、建具の振動原因となり得る成分②(7Hz)と③(10.625Hz)を対象周波数として、10dB以上の減音を目標とした。Photo 1、Photo 2は取付工事前、後の集じん機を示したものである。集じん機上部のパイプロアカバーより構内をまたぐ斜傾管が7Hz用、直立管中央付近より後にのびる管が10.625Hz用のサイドブランチである。

Fig. 12は、減音効果を、対策前・後の苦情者宅家屋内のスペクトル比較によって示したものである。また、これをもとに、成分①～⑦の減音量をTable IIIにまとめた。図・表から明らかに、減音対象周波数(7Hz・10.625Hz)は十分目標減音量を満たしていることがわかる。さらに基本波の3.5Hz成分も若干の減音効果が認められたほか、他の高調波成分も大きく減衰している。なお、メインプロアの振動対策および冷却塔の対策は、この時点で実施されていなかったため、これらに起因すると見られた成分⑤、⑦は当然変化がないが、

Table III 減音量

周波数 (Hz)	減音効果 (dB)
① 3.5	(- 6.9)
② 7.0	-19.2
③ 10.625	-10.0
④ 14.125	-13.7
⑤ 24.5	(- 1.9)
⑥ 24.875	-14.0
⑦ 25.375	(- 1.3)

() ……未対策成分

この事実から逆に、音源決定や発音機構の推定に誤りがなかったことが確認された。

サイドブランチ取付けによって家屋内の低周波音の大半が60dB以下となり、不快感・建具の振動等の苦情

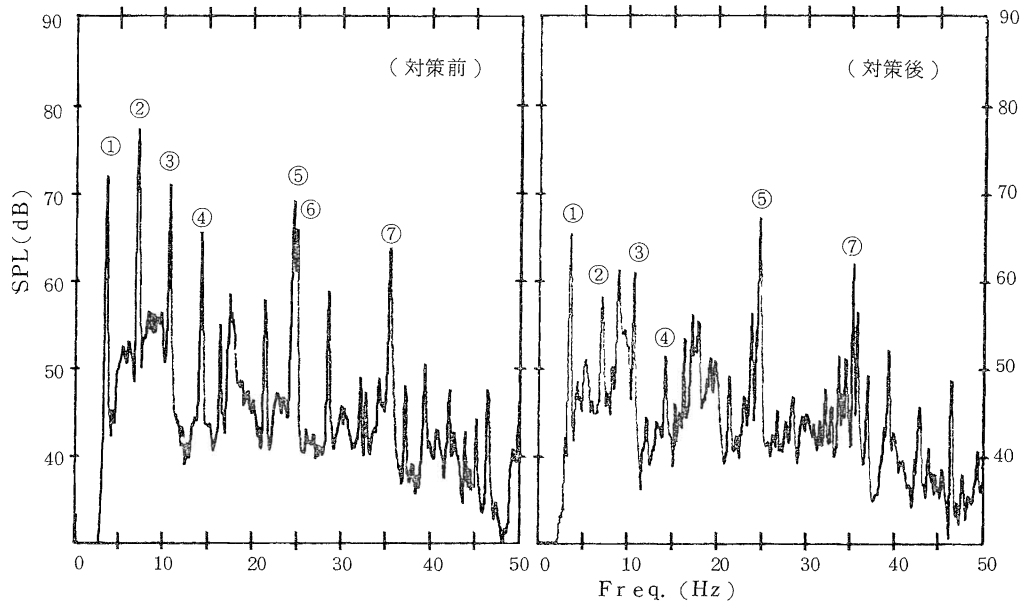


Fig. 1.2 対策前・後の音圧スペクトル

が解消したため、他の対策は不要となった。

5 おわりに

本報告で示したバグフィルター集じん機の低周波音は、通常の発生原因とされる送風機仕様や運転条件、ダクトの連結状態によらず、特異なる布の払い落とし方式によるものであった。すなわち仕様通りの運転にもかかわらず、動作原理の必然の結果として発生したものである。

一般に、機械設計において低周波音の発生を予見することは、一部の機器類を除いては困難であると思われる。ましてバグフィルターのようにシステムとして作動するものについては、その難度はさらに高くなるだろう。しかし低周波音公害を解消させる方法の中で、低周波音を発生する機械（および施設）を作らないことが、社会的に最良のコストパフォーマンスを得ることは事実である。したがって、苦情→原因調査→対策という一連の作業に

よって蓄積される情報を、より一層設計にフィードバックする必要がある。本報告がこのようなループの中で、いくらかでも役立つことになれば幸いである。

引用文献

- (1) 西脇仁一、森卓支：超低周波音その公害と対策、環境技術 Vol18, Vol14, 1979 等
- (2) 小林良夫、松岡達郎：埼玉県における低周波音空気振動公害、埼玉県公害センター年報 Vol17, 1980
- (3) 宮本俊二、末岡伸一、青木一郎：超低周波音及び低周波音に関する感覚反応実験について（第一報）、東京都公害研究所年報 1980
- (4) 日本産業機械工業会：産業機械超低周波音調査報告書 昭和54年6月 等
- (5) 小林理学研究所：低周波音空気振動緊急防止対策調査（環境庁委託業務結果報告書 昭和53年度）に引用