

I 埼玉県における低周波空気振動公害

Present State of Infrasonds
in Saitama Prefecture

特殊公害科 小林 良夫・松岡 達郎

1 はじめに

低周波空気振動公害(以後「低周波音公害」)が社会的に認知されるようになって久しく、その発生件数も増加傾向にあるといわれている。本県においても数年前までは散発程度であったものが、最近では連続多発的な様相を呈してきた。もっとも、これは正確な統計に基づくものではなく、公害センターへの検査依頼の状況から判断しただけであって、なかには数年の係争を経て持込まれたものもある。しかしながら、この1年間(昭和54年9月~55年8月)の依頼件数を調べてみると、係争後1年未満のものが6割を占めている。この数字だけでは今の現象が一時的なものか否かは即断できないが、他県の発生状況等を見れば決して一過性の現象と看過でき

るものではないことがわかる。

以上のことから、早急に綿密な実態調査を実施する必要があるが、ここでは試験・研究機関として防止対策の依頼を受けたものについて、その概略を示すとともに診断事例を報告するものである。

2 検査実績

昭和54年9月から55年8月までの1年間に、公害センターで扱った低周波音公害の検査依頼件数は10件である。このうち検査を実施したのは8件でTable Iにその概要を示す。十分に統計的な意味を持つほどの件数ではないため分析的な説明は不可能であるが、二、三の傾向をあげると次のようになる。

Table I 依頼検査の概要

No	工場・事業場	発生源の施設	苦情内容	苦情者宅家屋内の低周波音		dB(A)	提示した対策方法 (その後の状況)	備 考
				周波数	音圧レベル			
1	鋳型製造工場	コンプレッサ	建具の振動不快感	Hz 20	dB 94	54	サイトフランシ型消音器の取付け(保留)	
2	スーパーマーケット	コンプレッサ	健康被害	25	58	35	配管系の防振(解決)	苦情者は腎臓病患者で、低周波音により容態が悪化した。
3	製本所	(断裁機)	不眠	25	59	38	断裁機の防振 工場外壁材料の変更(解決)	断裁機によって工場外壁が振動し、低周波の壁面放射音が伝播した。
4	病院	ホイラ	不快感	315	71	39	ハーナーのノスル交換(解決) 送風機の風量調節	
5	紙加工工場	(打抜機)	不快感 頭痛	20	83	43	打抜機の防振(施行中)	打抜機によって、苦情者宅家屋の壁、床、天井等が共振され、室内のみに低周波音を発生した。
6	食品工場	ナイラ、冷凍機 冷却塔、冷凍庫	不快感 吐気	25~ 50	60~ 64	41	機種変更 防振型防音罩の設置(施行中)	
7	食品工場	ホイラ	不快感 窓欲の減退	315	75	43	検討中	
8	鋳物工場	送風機 コンプレッサ	建具の振動	8 125	65~ 70	45	検討中	
9	鋳物工場	キューホラ	-	-	-	-	検査を実施していない	
10	マンショノ	階下の飲食店にあるコンプレッサ	-	-	-	-	検査を実施していない	

- (1) 苦情対象となる周波数領域は $20 \sim 315 \text{ Hz}$ ($\frac{1}{3}$ oct. center freq.) が圧倒的に多い。

これは 20 Hz 未満で苦情を惹起させるにはかなりのエネルギーを要すること、また 315 Hz より高ければ耳に聞こえる騒音として認識されやすいこと等が理由となっているのであろう。

- (2) 音圧レベルの範囲は 60 dB 以下から 90 dB 以上まで広く分布している。

これらの中には、現在までに発表されている低周波音の感覚閾値をはるかに下まわるものもある。特に表の2、3(ともに 25 Hz で 60 dB 弱)の事例は、苦情者以外の人間には感知されない。しかしながら、これらについては周到に計画された音源操作によるフライトテストから、苦情者の知覚の事実が確認されている。低周波の閾値は種々指摘されているように、生体としての個人差が大きいことはもちろん、個人のおかれた生活環境、社会環境、心理・生理状況によって、また可聴音のマスクングの有無等により大きく変動する。したがって、実験室等の特殊な環境で得られた閾値を苦情の事実認定の材料とすることは危険である。

- (3) 通常の騒音公害に較べて固体伝搬による比率が多い。

通常騒音では苦情対象周波数成分がほとんど空気伝搬であるのに対し、今回の事例では表の2、3、5、10(推定)が固体伝搬と認められ全体の4割にのぼる。もっともこれは統計的な評価に耐えるものではないが偶然にしてはかなりの頻度になっている。固体伝搬とみなされた事例の概略を以下に示す。

事例2: コンプレッサの配管系の振動がコンプレッサ室壁を励振し、外壁から低周波音を放射したものの。

事例3: 断裁機の衝撃振動が、たわみ性の強い工場外壁(0.6 mm 鉄板)の自由振動を誘起し、外壁の自由振動モードに等しい周波数の低周波音を放射したものの。

事例5: 打抜機の衝撃振動が苦情者宅家屋を励振し、家屋構造に起因すると思われる周波数の低周波音を室内空間に放射したものの。

事例10: 未調査であるが、コンプレッサの振動がマンションの隔壁を固体伝搬し室内に低周波音を放射したと思われる。

3 複数音源の寄与度の推定例

ここでは表に示した6の食品工場の診断事例を述べる。

この工場は冷凍食品を製造しており、業務の性格上、ボイラ・冷凍機・冷却塔等の低周波音源が多数あって、防止対策の前提となる音源寄与の推定が難かしい事例で

あった。

3.1 苦情内容

苦情者宅は工場と 4 m 道路を隔てて隣接し、最も近い音源との距離はおおよそ 15 m 程である。Fig. 1 は家屋

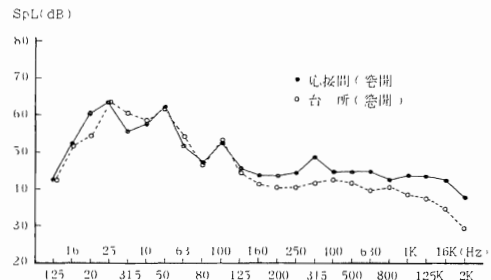


Fig. 1 苦情者宅家屋内の騒音分析結果

内の音の周波数分析結果であるが、おおむね $20 \sim 50 \text{ Hz}$ の間にエネルギーが分布し、音圧レベルは $60 \sim 64 \text{ dB}$ である。苦情としては、気持ちがわるい、イライラする、眠れない等、低周波音によるものと思われる心理・生理影響を訴える。

3.2 音源の種類と分布

Fig. 2 に示すとおり、多数の音源が複雑に分布しているため、これらを便宜的に次表のように分類した (Table II)。

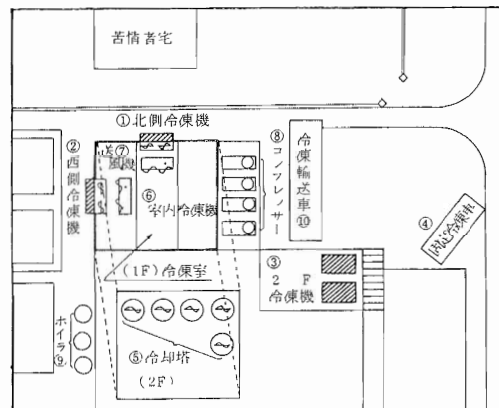


Fig. 2 工場内の音源分布

Table II 音源の種類

分類	対象
冷凍機類	北側冷凍機① (×1) 西側冷凍機② (×1) 2F冷凍機③ (×2) 固定冷凍車④ (×1)
冷凍室系	冷却塔⑤ (×5) 室内冷凍機⑥ (×2) 送風機⑦ (×2) コンプレッサ⑧ (×4)
ボイラ類	ボイラ⑨ (×3)
その他	冷凍輸送車⑩ (×1)

3.3 寄与度の推定方法

音源が多数存在する場合、各音源が単独に受音点に与える影響を推定するには、

- a. 各音源を個別に稼働させて受音点における実測値を得る。
- b. 各音源のパワーレベルを実測等により求め、受音点までの距離減衰計算値を得る。

などの方法が一般的である。この工場の場合には Fig. 2 に示したとおり、一部を除いて狭い場所に音源が密集しているため、パワーレベルの実測に大きな誤差を伴う心配がある。そこで基本的には a に準ずる方法を用いたが、Table-III に示したように、すべての音源を単独稼働

Table III 音源の稼働状況

	北側冷凍機	2F冷凍機	固定冷凍車	ボイラ類	冷凍室系	冷凍輸送車
北側冷凍機	○	×	×	×	○	×
2F冷凍機	×	○	×	×	○	×
固定冷凍車	×	×	○	×	○	×
ボイラ類	×	×	×	○	○	×
冷凍室系	×	×	×	×	○	×
冷凍輸送車	○	○	○	○	○	○/×

させることが不可能であった。そこで常時稼働状態であった音源群（冷凍室系）からの音を暗騒音とみなして、他の音源の稼働・停止によるレベル差から計算値を求めることにした。また、常時稼働の音源群について各構成音源からの影響を特定する場合には、bの方法も利用した。

以上の推定作業に伴う誤差要因、たとえば他の暗騒音の存在（特に変動性のもの）などについては、可能な限りの検証を行った。また Table-III に西側冷凍機、コンプレッサの記載がないが、これらは予備調査によって影響のないことが確認されたためである。

なお、これらの方法によって寄与度の推定がなされたのち、FFT spectrum analyzer を使用する機会があったため、coherency を利用した音源探知の方法も試みた。

3.4 受音点における音源別推定騒音スペクトル

3.4.1 冷凍機類

Fig. 3 は冷凍室系以外の音源をすべて停止させたときの苦情者宅前庭（受音点）における実測騒音スペクトル

である。これを便宜的に暗騒音と仮定し、北側冷凍機、2F冷凍機、固定冷凍車を各々稼働させることによって

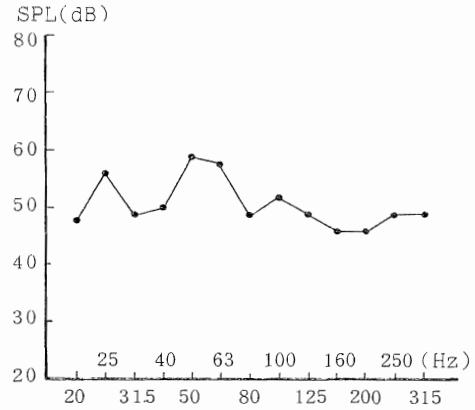


Fig. 3 受音点における冷凍室系の実測騒音スペクトル

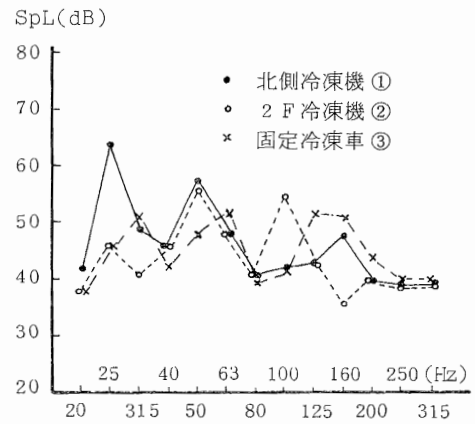


Fig. 4 冷凍機類各音源の推定騒音スペクトル（計算値）

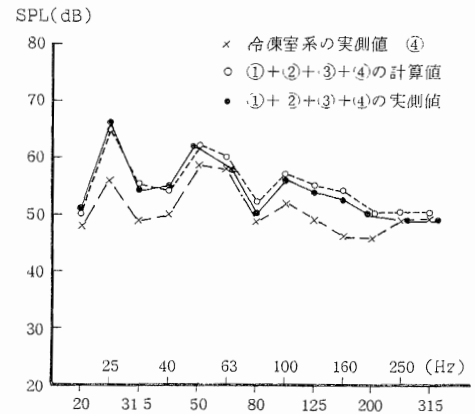


Fig. 5 実測値と計算値の比較

生ずるスペクトルの変化から、エネルギー差の計算によって各音源が個別に作用する場合の推定騒音スペクトルを求めた (Fig. 4)。これにより、受音点で問題となる 20~50 Hz について

a. 北側冷凍機は 25Hz(64dB)、50Hz(58dB) 成分に大きく寄与していること。

b. 2F 冷凍機は 50Hz(56dB) 成分に寄与していること。

c. 固定冷凍車については、ほとんど問題かないことが推定できる。

計算値の信頼性を検討するために、各音源の計算値と冷凍室系の実測値をエネルギー和したもの (トータル計算値) と、それらすべてが同時に稼動した場合の実測値 (トータル実測値) を比較してみた。Fig. 5 は両者をプロットしたものであるが、良好な一致をみている。この結果、少なくとも実測中に問題となるほどの変動性の暗騒音がなかったことが証明された。

3.4.2 ホイラ

同様に、ボイラが単独に稼動したときに予想される騒音スペクトル計算値を Fig. 6 に示す。図から受音 SPL(dB)

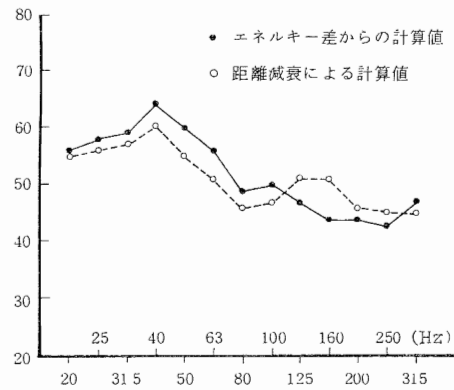


Fig. 6 ボイラの推定騒音スペクトル (計算値)

点に対する寄与は 40 Hz(64 dB) が大きいことがわかる。

計算値を検証するために、ボイラが他の音源群から離れていることを利用して、パワーレベルの実測を行い距離減衰による計算値を求めて比較した (Fig. 6)。100 Hz までは距離減衰計算値のほうが若干低い値を示しているが、これは点音源と仮定したための無理が生じたのであろう。ここではむしろ両者のスペクトルパターンの相似性に注目し、計算値の信頼性を評価したい。

3.4.3 冷凍室系

冷凍室系として分類した音源は、室内の冷凍機および

送風機、屋上の冷却塔によって構成されており、これらのいずれも停止することかできなかったため次のようにして各々の寄与を推定した。

まず冷却塔直近の実測騒音スペクトルから冷却塔の SPL(dB)

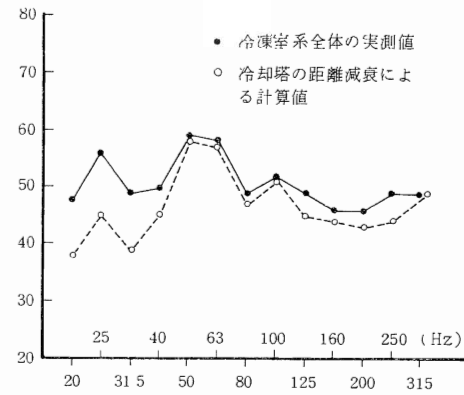


Fig. 7 冷却塔の影響

SPL(dB)

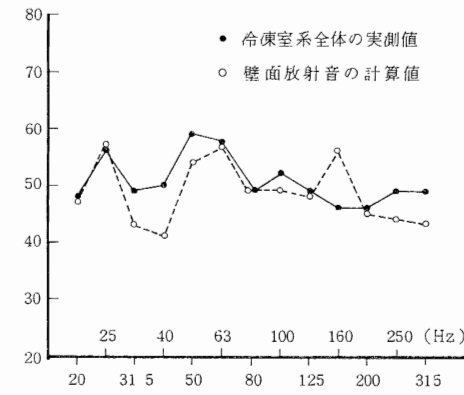


Fig. 8 壁面放射音の影響

SPL(dB)

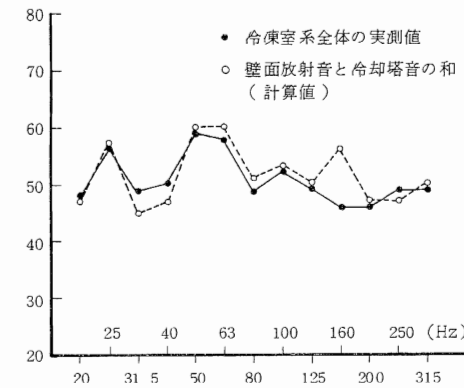


Fig. 9 実測値と計算値の比較

ワールレベルを求め、点音源と仮定した距離減衰計算値を得た。Fig. 7は冷凍室系全体の受音点における実測値と前述の計算値を比較したものである。図から50 Hz以上、特に50~100Hzでよく一致しており、この帯域の音についてはほぼ冷却塔によるものと推定される。一方、20~40 Hzでは冷凍室系全体の実測値が10 dBほど高く、この帯域の音は冷却塔以外の音源によるものとみなす必要がある。

次に冷凍室内において冷凍機、送風機による室内騒音を実測し、コンクリート壁(厚さ400 mm、両面モルタル塗り)の透過損失を考慮して受音点のスペクトルを計算したが、コンクリート壁の大きな遮音量によって全く影響を及ぼしていないことが判明した。

そこで冷凍室外壁が振動していることに注目し、固体伝搬による壁面放射音を求めてみた(Fig. 8)。同図に比較としてのせた冷凍室系全体の実測値と比較すると、20~315 Hzでよくあっており、外壁振動によってこの帯域の音が供給されている可能性が高い。Fig. 9は計算によって求めた壁面放射音と冷却塔からの直接音のエネルギー和と、冷凍室系全体の実測値を比較したものである。両者はよく一致しており、他に考えられる音源がないことから計算値はほぼ妥当なものであると思われる。

以上によって冷凍室系については、冷却塔の50 Hz(58 dB)、63 Hz(57 dB)、冷凍室外壁の25 Hz(57 dB)、50 Hz(54 dB)、63 Hz(57 dB)が目目される。

3.4.4 冷凍輸送車

冷凍輸送車の稼動・停止は事情により他のすべての音源が稼動しているときに行われた。幸いにも冷凍輸送車は受音点に近くしかも大きなパワーであったため、稼動・停止によるスペクトルの変化が明瞭であった。したがってエネルギー差を求めるときに生ずる誤差は十分無視できるものと思われる。Fig. 10は冷凍輸送車が単独に稼動したときのスペクトル計算値である。これより、受音点には50 Hz(70 dB)が強く影響している。

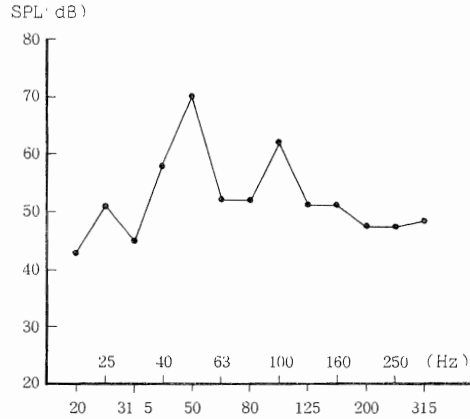


Fig. 10 冷凍輸送車の推定騒音スペクトル(計算値)

3.5 音源別測定方法による寄与度のまとめ

3.4によって得られた各音源の受音点におけるスペクトル計算値をすべてエネルギー和し、全音源稼動時の実測値と比較した(Fig. 11)。

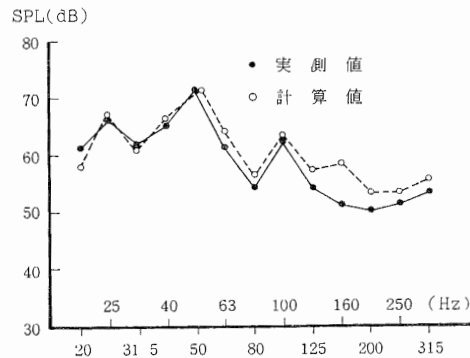


Fig. 11 全体の実測値と計算値の比較

またTable IVは、苦情者宅で問題となる20~50

Table IV 各音源の寄与

周波数 (Hz)	(dB)						
	冷凍機類			ボイラ類	冷凍室系		その他
	北側冷凍機	2F冷凍機	固定冷凍車	ボイラ	冷却塔	冷凍室外壁	冷凍輸送車
20	42	38	38	56	38	47	43
25	64	46	46	58	45	57	51
31.5	49	41	51	59	39	43	45
40	46	46	42	64	45	41	58
50	58	56	18	60	58	54	70

Hz成分について、各音源の寄与をまとめたものである。表から、優先的に対策を行う必要のある音源は、

- 25Hz …… 北側冷凍機
- 315~40Hz …… ボイラ
- 50Hz …… 冷凍輸送車

であることがわかる。

3.6 coherencyによる寄与度の推定

3.5にまとめられた推定結果は、従来から一般に用いられている $\frac{1}{3}$ オクターブ分析を主体とした方法によるものであった。ここでは、近年FFTの普及に伴い、種々の信号処理に利用されるようになったスペクトル解析に

Table V 使用機器および分析条件

使用分析器	
NICOLET 660 2-CHANNEL ANALYZER	
分析条件	
FRAME SIZE	2 SEC
AVG. NUMBER	200
WINDOW	HUNNING
SAMPL. PERIOD	200 Hz
Δf	0.5 Hz

よって、同一現場の診断を試みた。

Fig. 12に受音点のスペクトル(①)と各主要音源直近のスペクトル(②~⑦)を示した。使用した分析器および分析条件はTable-Vのとおりである。

受音点のスペクトルをみると、 $\frac{1}{3}$ オクターブ分析によって20~50 Hzとみなした帯域成分が、Sinusoidalな245Hz、47Hz、49Hzと35~40Hzに分布するnon-periodic成分からなりたつことがわかる。音源のスペクトルでは、ボイラのみが全体にnon-periodicな様相を示し35~40 Hzにエネルギーのまとまりがみられる。これからただちに、受音点における35~40 Hz成分はボイラによるものとする推定がなりたつ。また冷凍輸送車のみ47 Hzがみられ、これも音源の決定が容易である。一方、245 Hzと49 Hzはボイラを除くすべての音源に存在し、スペクトルの比較から音源決定をすることができない。そこで各音源から受音点に向う信号の流れを仮想して両者の間のcoherencyを求めた(Table-M)。表から245 Hz

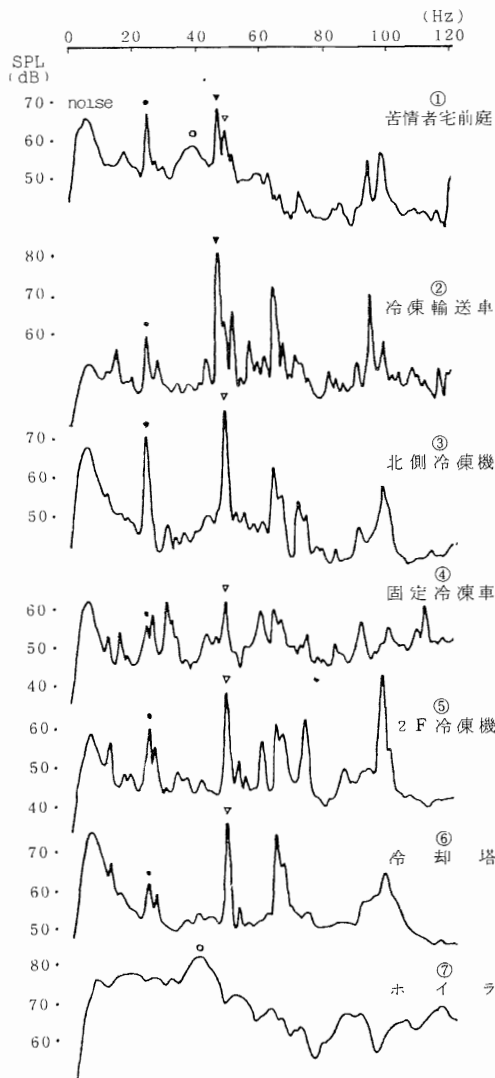


Fig. 12 FFTによるスペクトル分析

Table M 各音源とのcoherency

周波数 (Hz) 仮想した流れ	●	○	▼	▽
	245	390 (37~40)	470	490
②→①	0.01	0.03	0.99	0.49
③→①	0.91	0.03	0.46	0.45
④→①	0.05	0.06	0.05	0.08
⑤→①	0.05	0.04	0.06	0.05
⑥→①	0.09	0.02	0.06	0.80
⑦→①	0.09	0.52	0.35	0.06

については北側冷凍機の寄与が最も大きく(0.91)、49 Hzについては冷却塔(0.80)であることがわかる。なおスペクトルの比較から明らかな冷凍輸送車についてはやはりcoherencyが極めて大きい(0.99)、

一方ボイラのそれは良好な coherency ではない (0.52 at 3.9 Hz)。この理由としては音源と受音点間の距離がボイラの場合大きく (4.5 m)、信号間の相関性が低下したためであろう。

以上の結果から、優先的に対策が必要となる音源として、北側冷凍機、ボイラ、冷凍輸送車、冷却塔をあげることができる。これらは冷却塔を除いて、3.5の結果と一致する。

3.7 事例報告のまとめ

低周波音源が多数ある工場において、苦情者宅に影響を及ぼす音源を特定するために、二つの異なる方法を用いて診断したが、ほぼ同様な結果を得た。この事例では、定常音であったこと、暗騒音が低かったこと等から、 $\frac{1}{3}$ オクターブ分析を中心とした音源別の測定方法でも結果としては大きな誤りを犯すことはなかった。

しかしながら、たとえば Fig. 11 に示された計算値と実測値の一致だけでは、各音源、各周波数のすべてにわたって計算値の妥当性を必要・十分に保証するものではない。すなわち各音源の稼動・停止に伴うスペクトル変化が少ないものについては、わずかな分析誤差が補正量に大きな影響を与える。したがって卓越したレベルを持つ音源が各周波数にうまく分布していればよいが、同レベルの音源が複合するような場合には問題が残る。そして音源を特定する判断の根拠は、結局、計算値と実測値の相似性しかなく、これは決して確実な方法ではない。また当然のことながら、近接する周波数を持つ音源の分離は不可能である。これは、冷凍輸送車 (4.7 Hz、6.6 dB) にかくれた冷却塔 (4.9 Hz、6.2 dB) を見失うという結果を惹き起こしている。

一方、FFT analyzer を利用する方法においては、FFT が本来持つ周波数弁別性の良さとあわせて、coherency による評価が極めて明解であった。この方法は音源の特定を短時間に精度良く実行できる点で、前者の方法よりはるかに優れている。しかし、現場に應用する際は種々注意を要する場合がある。たとえば、マイクロフォンの空間的な配置を考慮しないと、二点間の距離や障害物等によって生ずる二次音源の有無等によ

ては、coherency が真の値より低下する。また、ごく接近した周波数を比較する場合、window の選択によっては著しい leakage により coherency 自体の信頼性が損われる場合もある。したがってこのような問題を無視したまま、単に coherent output power などにより特定音源稼動時の受音点におけるスペクトルを推定することは危険である。これらについては、診断事例を増やし適切な応用技術を確立する必要がある。

なお本事例の防音対策としては、機種変更、設置場所の変更ならびに防振型防音壁の設置等の方法を提示し、現在施工中である。効果判定については後日測定し、機会をみて報告したい。

4 あとかき

現在、「低周波空気振動規制法」はない。したがって苦情が存在しても行政が認知し規制することはできない。一方、試験・研究機関としては、防止対策等の依頼を受ければ必然的に測定・分析を実行する。Table-1 はこのような事例の集計であった。このうち防止対策案を提示した6件中、対策を実施し解決したものと施工中のものをあわせると5件である。これは極めて優秀な解決率である。(当センターの取扱い事例で、通常の騒音・振動の解決率は5割程度である。)この成果は各現場を担当した市役所の公害担当職員の熱意と、法律的には対策義務の無い事業者の理解によるものである。このように公害紛争の解決に必要な熱意や理解が、規制する法律のない公害で顕著に現われたのは皮肉であるが、裏を返せば、低周波空気振動公害に関する一般の認識が決して低くはないことを意味しているのである。

低周波空気振動公害は深刻な被害を与える場合が多い。表の事例の中で、ある苦情者は何通も遺書を用意していたし、別の苦情者は毎日精神安定剤を服用していた。法律がすぐに整備される見通しがたっていない現在、早急な規制が無理であるなら、少くとも未然防止を目的とした種々の施策(たとえば、低周波音源となる可能性のある施設を届出制にする等。)を行い、被害の増大を防ぐ必要があると思われる。