

港 湾 技 研 資 料

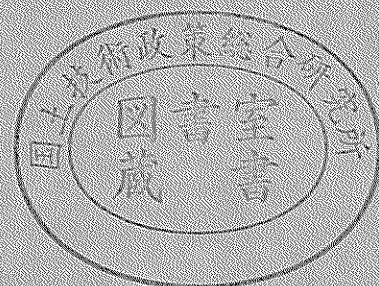
TECHNICAL NOTE OF
THE PORT AND HARBOUR RESEARCH INSTITUTE
MINISTRY OF TRANSPORT, JAPAN

No. 323 Sept. 1979

ポンプ船の騒音調査

岩	崎	峰	夫
大	友		健
中	島	忠	男
秋	園	純	一
轟		達	夫
緒	方	康	正
佐	藤	義	博
山	内		栄

運輸省港湾技術研究所



目 次

要 旨	3
1. ま え が き	3
2. 騒音の基礎知識	3
3. 測 定 内 容	4
4. 測 定 結 果	6
4.1 暗 騒 音	6
4.2 ポンプ船周辺騒音およびパワーレベル	7
4.3 騒音のスペクトル	11
4.4 ポンプ船騒音の時間的変動	13
4.5 機関室内騒音	15
4.6 排砂管騒音	17
5. 対 策 法	20
5.1 ポンプ船の騒音	20
5.2 排砂管の騒音	20
6. 結 論	21
あ と が き	21
参 考 文 献	21

Ambient Noises of Cutter Suction Dredgers

Mineo IWASAKI*
Ken OOTOMO**
Tadao NAKAJIMA***
Jun-ichi AKIZONO***
Tatsuo TODOROKI***
Yasumasa OGATA****
Yoshihiro SATO*****
Sakae YAMAUCHI*****

Synopsis

Ambient noise measurements were carried out on two different type cutter suction dredgers whose pumps were driven by a diesel or by a gas turbine engine.

It was recognized that the sound propagations obtained from the measurements agreed with the theory of a point sound source. The sound power levels calculated by the theory amounted to 139 dB and to 112 dB in A scale.

The frequency at which the highest noise level was measured agree with the explosion frequency of the diesel engine or the gas generator.

According to the fact, it is concluded that the each ambient noise field was produced by the noise radiated from the exhaust pipe of the engine.

Adding to the previous measurements, the ambient noise measurement of the discharge pipe line was also carried out.

In this case, the theory of a infinite line sound source could be adapted to estimate the sound power level. The sound power level per unit length of the pipe line reached to 90 dB in A scale.

* Chief of the Dredger and Construction Equipment Laboratory
** Chief of the Machinery Section
*** Member of the Dredger and Construction Equipment Laboratory
**** Member of the Machinery Section
***** Member of the Hydraulic Transportation Laboratory
***** Member of the Sludge Treatment Laboratory

ポンプ船の騒音調査

岩 崎 峯 夫*
 大 友 健**
 中 島 忠 男***
 秋 園 純 一***
 轟 達 夫***
 緒 方 康 正****
 佐 藤 義 博*****
 山 内 栄*****

要 旨

港湾工事に供されるポンプ船について、騒音調査が行なわれた。調査されたポンプ船は、ディーゼル船とタービン船である。ポンプ船の周辺の騒音、機関室内騒音と排砂管騒音が測定された。

これらの測定結果から、次のことが明らかとなった。

ポンプ船のパワーレベルは、137~139 (dB)、112 (dB) (A) と測定された。ポンプ船騒音の主発生場所は、排気管であり、最もレベルの高い周波数は、エンジンの爆発周波数およびガス発生機のガス発生周波数と一致する。排砂管の1 mあたりのパワーレベルは、今回の調査では、90 (dB) (A) 近くの値が測定された。

1. まえがき

近年、政治・経済・社会の多方面から環境問題が取上げられるようになった。港湾工事の施工においても、これらの問題に対処するためには、港湾工事施工の環境への影響を定量的に的確に把握・評価し、それを未然にあるいは許容限界以下の範囲におさえるための対策を確立する必要がある。

本調査は、港湾工事に供されるポンプ船騒音について、その発生源及び、発生量と性状を定量的に把握し、また伝播状態を解析し、ポンプ船の騒音防止対策を検討するものである。

2. 騒音の基礎知識

音の量の表わし方には、二通りの方法がある。

(a) 音の量を物理的な量そのままを表わす方法。

(b) 音の量を耳に感じる量に近い量で表わす方法。

(b)の方法は、(a)で測った量に、周波数によって異なるウェイトをもつフィルターを通して測定された量である。

このフィルターの特性は、国際的に定められており、

A, B, Cの各特性がある。

一般的にA特性が騒音量の評価にもっとも良いとされている。

音の量には、表-1で示す量があり、各量には、基準量 X_0 が定められている。各量 X のレベル表示 Y (dB) は、次式で表わされる。

$$Y \text{ (dB)} = D \log_{10} (X / X_0) \quad (1)$$

表-1 音に関する量

	音響出力	音響出力レベル	音の強さ	音の強さのレベル	音 圧	音 圧レベル	騒 音レベル
記号	P	PWL	I	IL	p	SPL	SL
単位	W	dB	W/m ²	dB	N/m ²	dB	dB
基準量	-	10 ⁻¹² W	-	10 ⁻¹² W/m ²	-	2×10 ⁻⁵ N/m ²	2×10 ⁻⁵ N/m ²
D	-	10	-	10	-	20	20
X	-	P	-	I	-	p	$p(A)$

* 作業船研究室長
 ** 機械課長
 *** 作業船研究室
 **** 機 械 課
 ***** 流体輸送研究室
 ***** 汚泥処理研究室

騒音量としては、各量にA特性の補正を行い、PWL(A)、IL(A)と表わされる。特に、音圧レベルに補正したものは、騒音レベルと呼ばれSL(A)と表わされる。

通常の測定温度、温度の範囲では、次の関係がある。

$$I = p^2 / 400 \quad (2)$$

(1)式と(2)式から、次の関係が導かれる。

$$IL = SPL \quad (3)$$

すなわち、音の強さのレベルと音圧レベルは、等しい。音の反射するものがない半無限平面での音場は、半自由音場と呼ばれる。

半自由音場でのPWLとSPLの関係は、次のように求められる。

点音源の場合は、次のようになる。

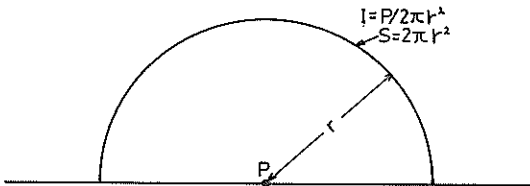


図-1 点音源Pからr離れた点の音の強さ

図-1において、点音源の音響出力をPとする。半径rの点の単位面積あたりの音響出力(音の強さ)Iは、次のようになる。

$$I = P / 2\pi r^2 \quad (4)$$

(1)式、(3)式を用いると、次の関係が導びかれる。

$$SPL = PWL - 20 \log_{10} r - 8 \quad (5)$$

同様に、線音源では、単位長さあたりの音響出力レベルをPWLとし、線音源から直角の距離rの音圧レベルをSPLとすると、次式の関係となる。

$$SPL = PWL - 10 \log_{10} r - 8 \quad (6)$$

結局、(5)式、(6)式により、PWLの既知の音源について、音源より距離rはなれた点でのSPLが求められる。また、SPL、PWLの代わりに、SL(A)、PWL(A)を代入することにより騒音レベルも同様に取扱うことができる。

以上の理論に従って、ポンプ船騒音のPWL、PWL(A)を求めるために、ポンプ船周辺のSPL、SL(A)を測定した。

距離減衰以外に、空気吸収による減衰があるが、今回の調査においては、騒音のレベルの高い周波数成分は、

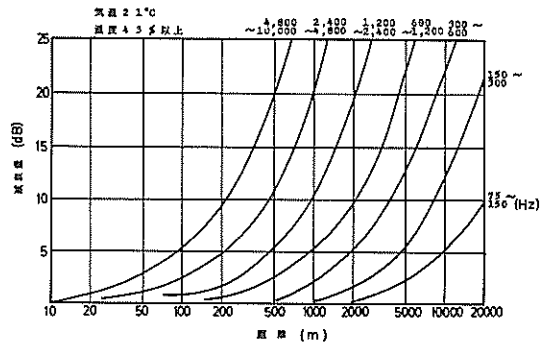


図-2 空気吸収による減衰量

100Hz以下であるので、空気吸収による減衰は、図-2により無視できる。

音が防音材などの物体を透過すると、次のような関係が成り立つ。

$$SPL_{out} = SPL_{in} + TL(f, t) \quad (7)$$

ここで、 SPL_{in} と SPL_{out} は、透過前と透過後の音圧レベルである。TLは、透過損失で、その大きさは、透過する音の周波数fと防音材の厚さtの関数として表わされる。

面音源からの音の強さの計算²⁾は、次のようになる。

$$I_B = \int I_A / 2\pi r^2 d(\text{area}) \quad (8)$$

ここで、 I_A は、 $d(\text{area})$ での音の強さ、 I_B は、受音点での音の強さである。rは、 $d(\text{area})$ から受音点までの距離である。

これらの透過損失と面音源の理論は、機関室騒音が、ケーシングを透過する場合の音圧の計算に用いられる。

3. 測定内容

測定場所は、図-3、図-4に示すように千葉港と日立港である。測定項目と測定時の条件を表-2に示す。

表-2 測定時の条件

測定場所	千葉港 A	千葉港 B	日立港
日付	53. 12. 8	53. 12. 7	54. 2. 26, 3. 1
天候	晴	晴	晴
温度 °C	16.5~18.0	12.1~12.6	6.8~11.8
風速 m/s	0~2	0	0~9
湿度 %	56 ~60	62	69
主機の種類	ディーゼル	ディーゼル	タービン
測定内容	ポンプ船周辺騒音 機関室騒音		ポンプ船周辺騒音 機関室騒音 排砂管騒音

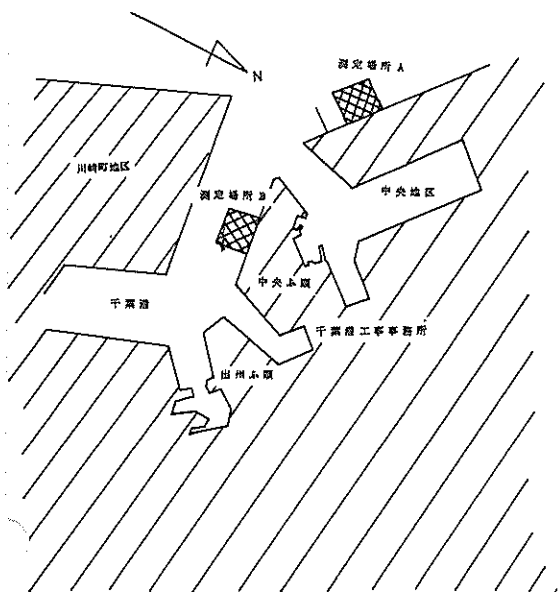


図-3 千葉港での測定場所

表-3 にポンプ船の仕様を示す。

測定機器は、次のものを用いた。

騒音計：音圧 (10~10kHz), A, C 特性・

周波数分析器：1/3 オクターブフィルタ・

レベルレコーダ・テープレコーダ・光学式測距儀・手持式コンパス・低周波録音再生アダプター

ポンプ船の騒音は、20Hz 近くの低周波音が含まれている。そこで、一般の騒音測定では行なわない、30Hz

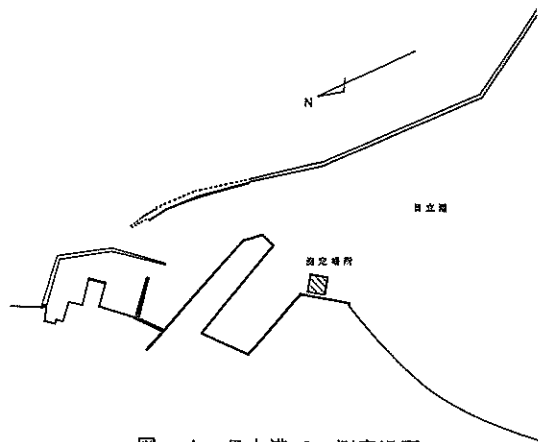


図-4 日立港での測定場所

以下の騒音をも測定するため、特に次の事を行った。JIS で定められている普通騒音計の周波数範囲は、31.5Hz ~ 8kHz であるが、今回用いた騒音計は、10Hz ~ 10kHz をカバーできるものである。

テープレコーダの周波数特性は、図-5 に示すとおりであり、低周波の録音再生には適当でないので、低周波録音再生アダプターを当研究室で設計製作し、これとテープレコーダを用いて、低周波音の録音再生を行った。

この回路図は、図-6 であり、その周波数特性は、図-7 である。このようなアダプターは、市販されていないが、このアダプターは、1C 2 個が主要部品であり安価に製作できる。

表-3 測定したポンプ船の仕様

船名	ディーゼルポンプ船A	ディーゼルポンプ船B	タービンポンプ船	
船体寸法 L×B×D(m)	51.5×16×3.5	42.6×13.5×3.3	53.68×14×3.81	
主機関	馬力 (PS)	4,500	2,250	4,000
	シリンダー数	6	6	ガス発生機 4 台 毎分行程 350~600
	サイクル	2	2	
	回転数 (rpm)	310	320	9,700
	スーパーチャージャ	有	有	—
補機関	馬力 (PS)	2,000	600×2	1,600
	シリンダー数	V12	6	12
	サイクル	4	4	4
	回転数 (rpm)	750	600	720
	スーパーチャージャ	有	有	有
浚渫ポンプ	能力	650m ³ /h	420m ³ /h	510m ³ /h
	駆動機械	主機直結	主機直結	主機直結
	軸馬力 (PS)	3,500	1,800	3,600

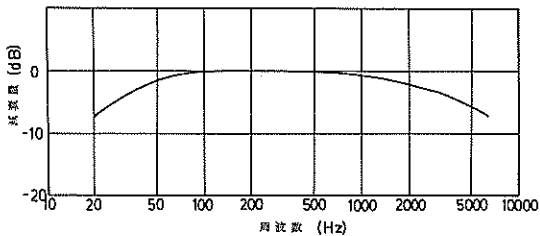


図-5 テープレコーダ単体録音再生周波数特性

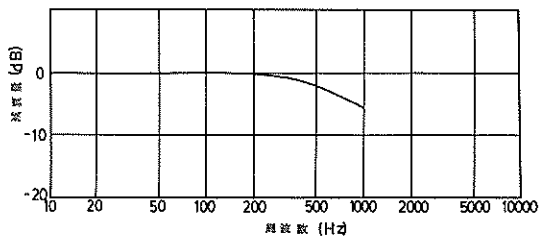


図-7 低周波録音再生アダプターの周波数特性

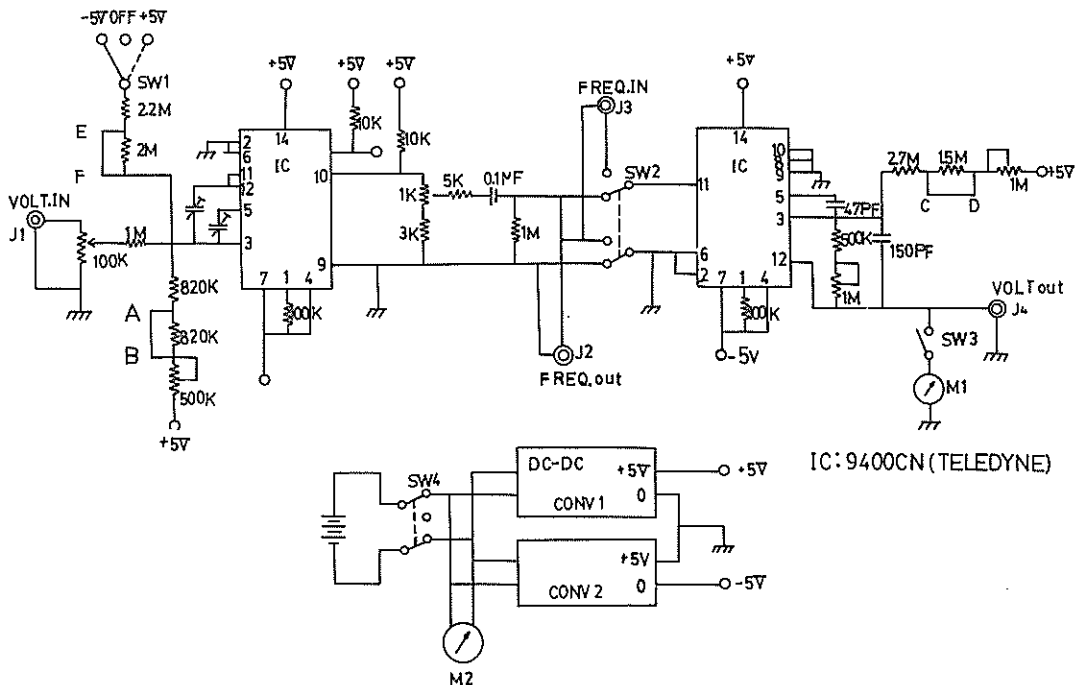


図-6 低周波録音再生アダプター回路図

4. 測定結果

4.1 暗騒音

暗騒音の測定は、測定しようとしている騒音を正しく測定しているかどうかを評価するために行われる。

測定値が暗騒音より10 (dB)以上高めれば、暗騒音は、無視できる。また10 (dB)以内では、暗騒音の補正が可能である。

ポンプ船騒音測定場所の暗騒音分布を図-8、図-9に示す。これらは、ディーゼル船Aとディーゼル船Bの測定場所のものである。この結果から、暗騒音は、測定範囲内で、大きく変ることがないと思われる。そこで、日立港の場合は、ポンプ船の稼働を中止してまで、暗騒音分

7 (54) A (72-76) F 8 (55) A (73) F 9 (56) A (74-76) F

4 (54) A (71) F 5 (52) A (72-76) F 6 (57) A (76) F

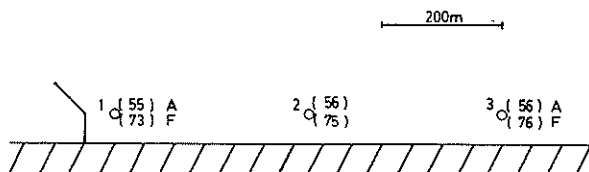


図-8 千葉Aの暗騒音分布 (dB)

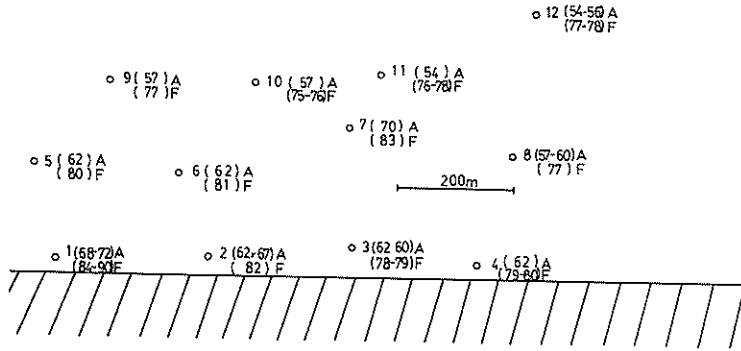


図-9 千葉Bの暗騒音分布 (dB)

表-4 暗騒音レベル (dB)

場所	千葉 A	千葉 B	日立
SL (A)	52~57	54~72	55~58
SPL	71~76	77~90	76~77

布を測定する必要がないと考えられたので、暗騒音は、ポンプ船からかなりはなれた場所の暗騒音を測定して、これにあてた。

暗騒音のレベルを表-4に示す。

ここで、千葉Bが高い値を示しているのは、荷役のため船が係船していたためである。

これらの暗騒音のスペクトルを図-10に示す。これらのスペクトルを比較すると、いずれも50Hz周辺にピークがあり、非常によく似ている。

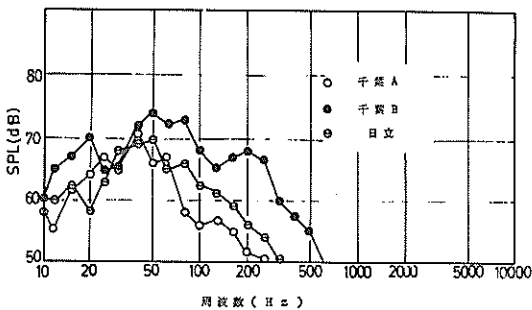


図-10 暗騒音スペクトル

4.2 ポンプ船周辺の騒音及びパワーレベル

図-11~図-13にディーゼル船A, Bとタービン船の周辺の音圧レベルSPLと騒音レベルSL(A)を示す。図中

の添字FはSPLを、AはSL(A)を示す。この図は、ポンプ船からの距離を対数でとってある。これは、音の減衰が対数的になるからである。

ポンプ船全体の音響出力レベルを(5)式の点音源の式により求めるとして、ポンプ船からの距離とその点のSPL, SL(A)を図-14~図-19に示すようにプロットした。これらの図での直線の傾きは、点音源とみなした場合のものであり、ポンプ船全体の騒音は、ほぼ点音源と見なせることがわかる。この直線にもとづいて、PWLとPWL(A)を計算した結果を表-5に示す。

タービン船のPWL(A)の*印は、しゅんせつ作業中止時の

表-5 各船のパワーレベル

	ディーゼル A	ディーゼル B	タービン
PWL	137 (dB)	139 (dB)	139 (dB)
PWL (A)	112 (dB)	—	120 (dB)* 112 (dB)

PWL(A)である。タービン船はしゅんせつ作業を中止する時、ガスの発生を中止しないで、そのまま排気管に放出する。この場合は、図-22, 図-23からわかるように、周波数1,000Hzに近い音まで出るので、SL(A)では、大きくなる。すなわち、主になっている低い音は、A特性では、過小に評価されていて、1,000Hzの音は、そのまま評価されるからである。他方、PWLを求め音圧レベルSPLは、1,000Hzのレベルが上っても、やはり低い音が主であるので変化は少ない。

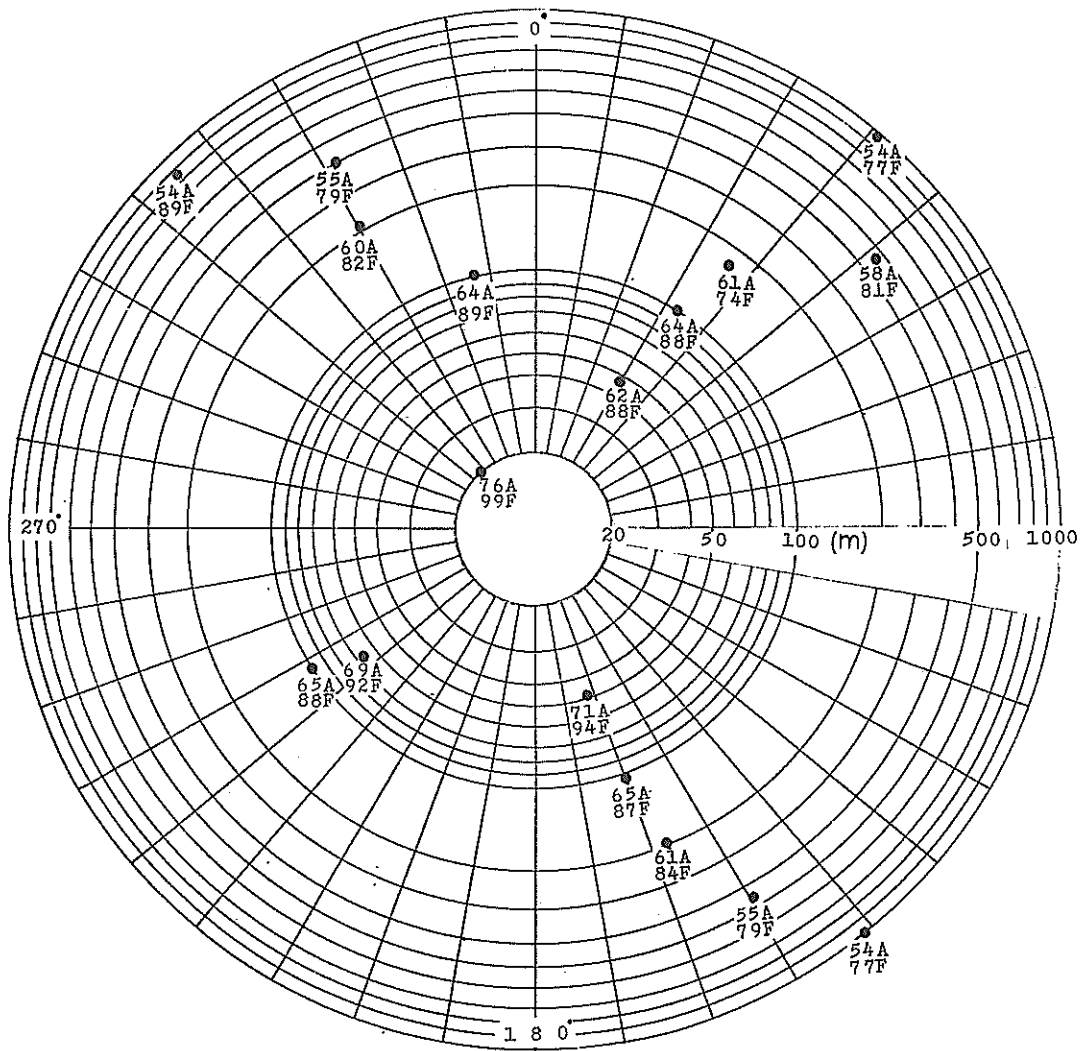


図-11 デーゼル船Aの周辺騒音 (dB)

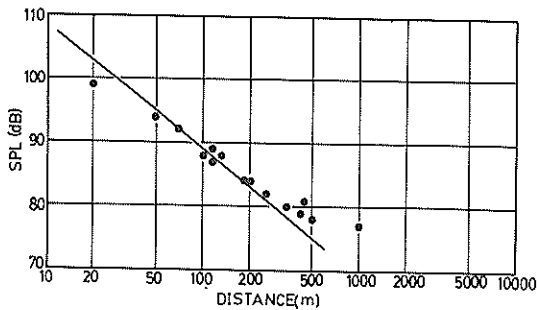


図-14 デーゼル船Aでの音圧レベルと距離の関係

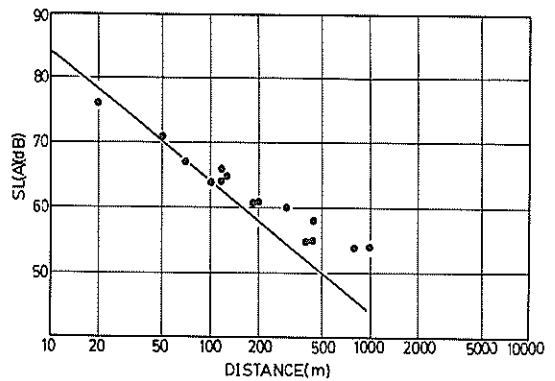


図-15 ポンプ船Aでの騒音レベルと距離の関係

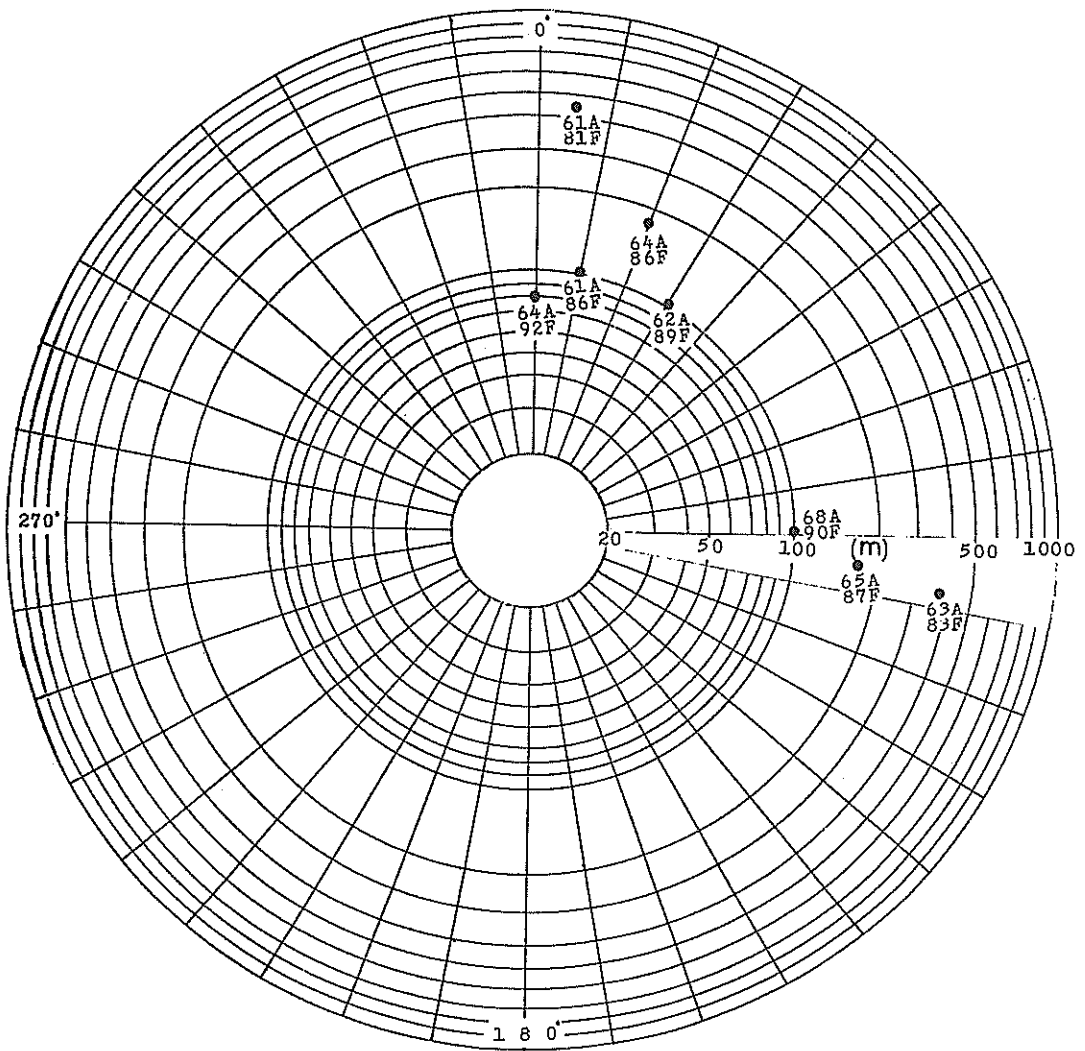


図-12 デーゼル船Bの周辺騒音 (dB)

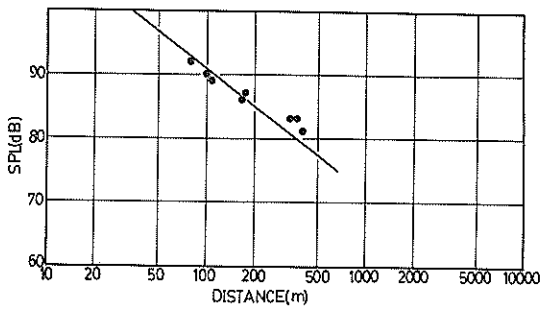


図-16 デーゼル船Bでの音圧レベルと距離の関係

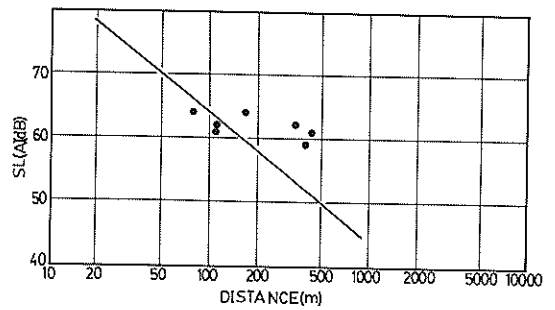


図-17 デーゼル船Bでの騒音レベルと距離の関係

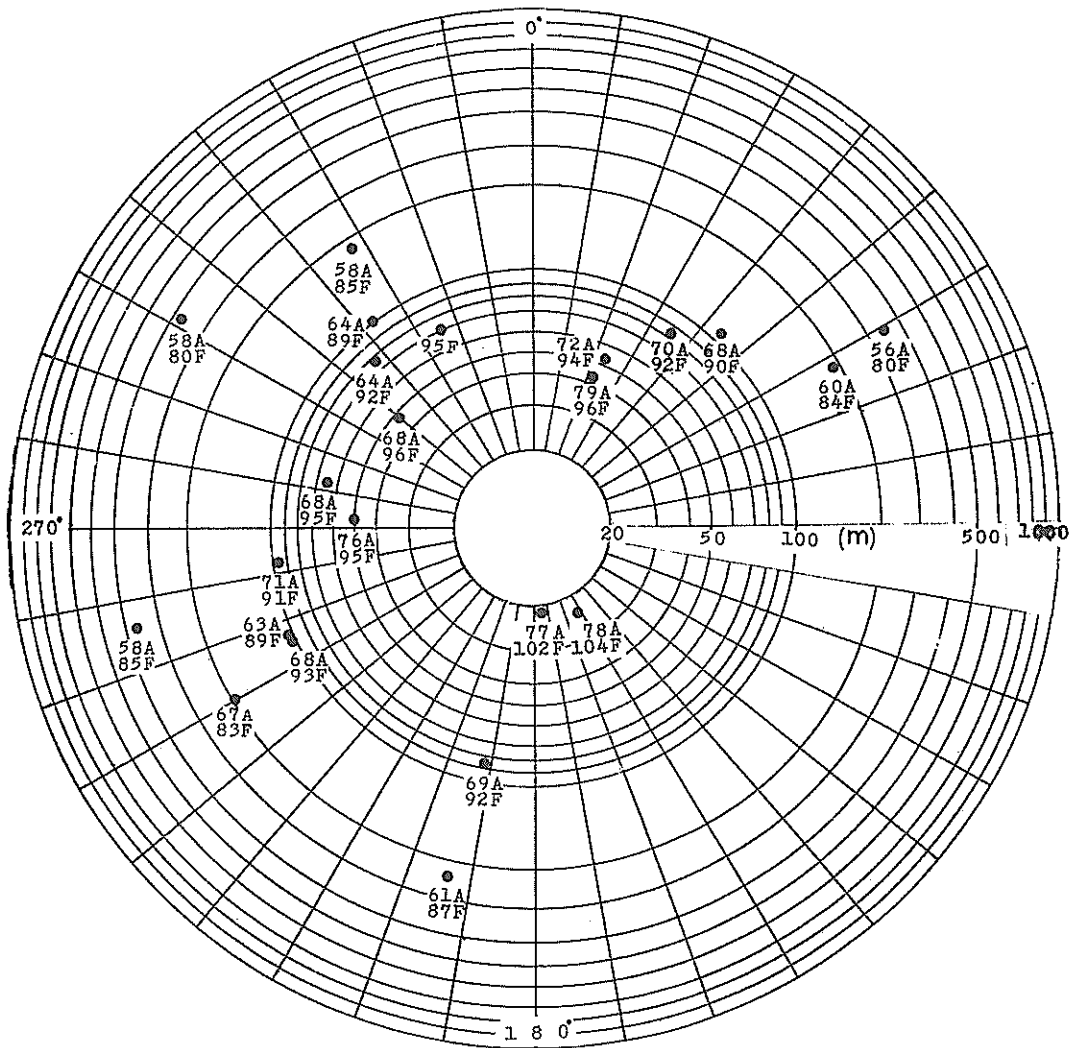


図-13 タービン船の周辺騒音 (dB)

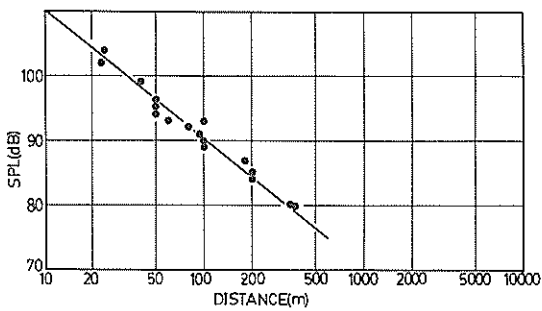


図-18 タービン船での音圧レベルと距離の関係

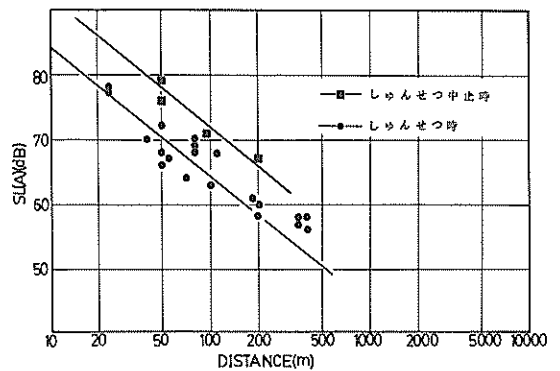


図-19 タービン船での騒音レベルと距離の関係

4.3 騒音のスペクトル

ポンプ船騒音のスペクトルを図-20～図-23に示す。ここでは、100m近辺のデータを示したが、他の距離でのスペクトルは、100mの形とほぼ同一である。

これは、図-2で示したように、空気吸収による減衰が、あまり影響しない理由によると思われる。以上の結果から、ディーゼル船Aは、20～100Hzの成分が高く、ディーゼル船Bは、40Hzに山があり、かなり急な山の形状をしている。タービン船は、20Hz近辺に山があり、これら3者とも、異なったスペクトルを示している。

これらのスペクトル形状の違いの理由を明らかにするために、次の考察を行った。

ディーゼルエンジンの爆発周波数 f は、次式で示される。

$$\left. \begin{aligned} f &= Z \cdot N / 60 && (2 \text{ サイクル}) \\ f &= Z \cdot N / 120 && (4 \text{ サイクル}) \end{aligned} \right\} (9)$$

ただし、 Z ：シリンダ数、 N ：エンジン回転数 rpm である。

ディーゼル船Aについては、主機および補機の爆発周波数は、31Hzと75Hzとなる。

ディーゼル船Bについては、主機および補機の爆発周波数は、32Hzと30Hzである。

以上から、ディーゼル船Aは、31Hzと71Hzの2個のエンジンの排気音が重なって、スペクトルが図-20のように一部平坦部が生じたと思われる。

つまり、このことから、排気音が騒音の主原因であると考え、うまく説明できる。

一方、ガスタービン船においては、フリーピストンによるガス発生機は、4台で、350～600行程/分である。4台が独立して作動するので、ガス発生時が同一のときから、ちょうど等時間間隔にガスを発生する場合を考えると、周波数は、5.83Hz～40Hzとなり、また補機の爆発周波数は、72Hzとなる。これは、タービン船周辺のスペクトルと一致する。

以上のことから、タービン船は、ガス発生周波数と補機の爆発周波数が、騒音のスペクトルを定めるように思われ、ディーゼル船同様に、排気音が騒音の主原因と考え、うまく説明できる。

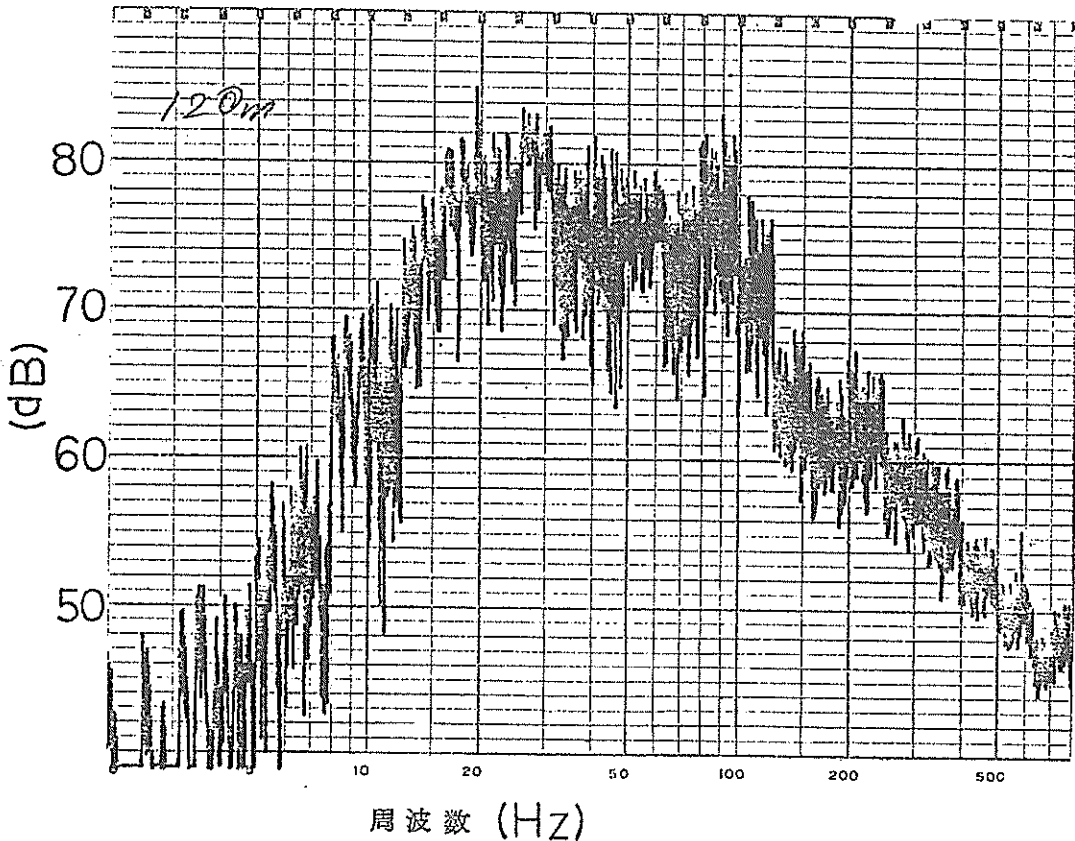


図-20 ディーゼル船Aの周辺騒音のスペクトル

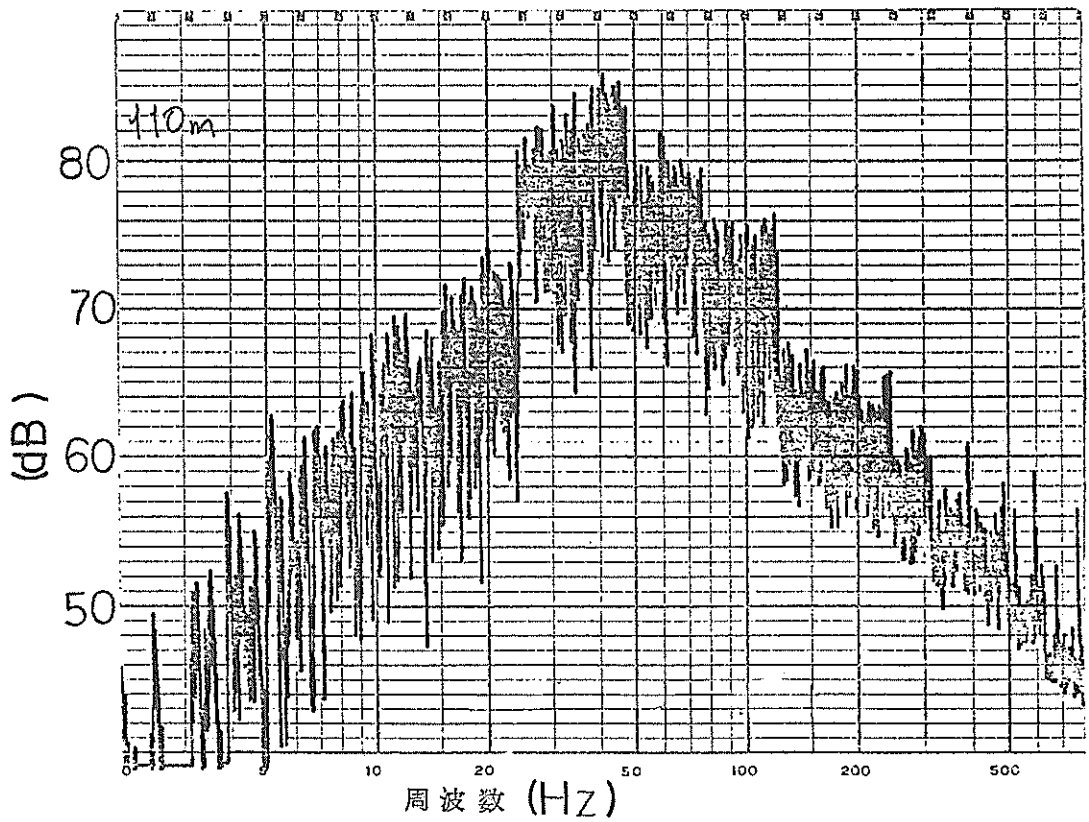


図-21 デーゼル船Bの周辺騒音のスペクトル

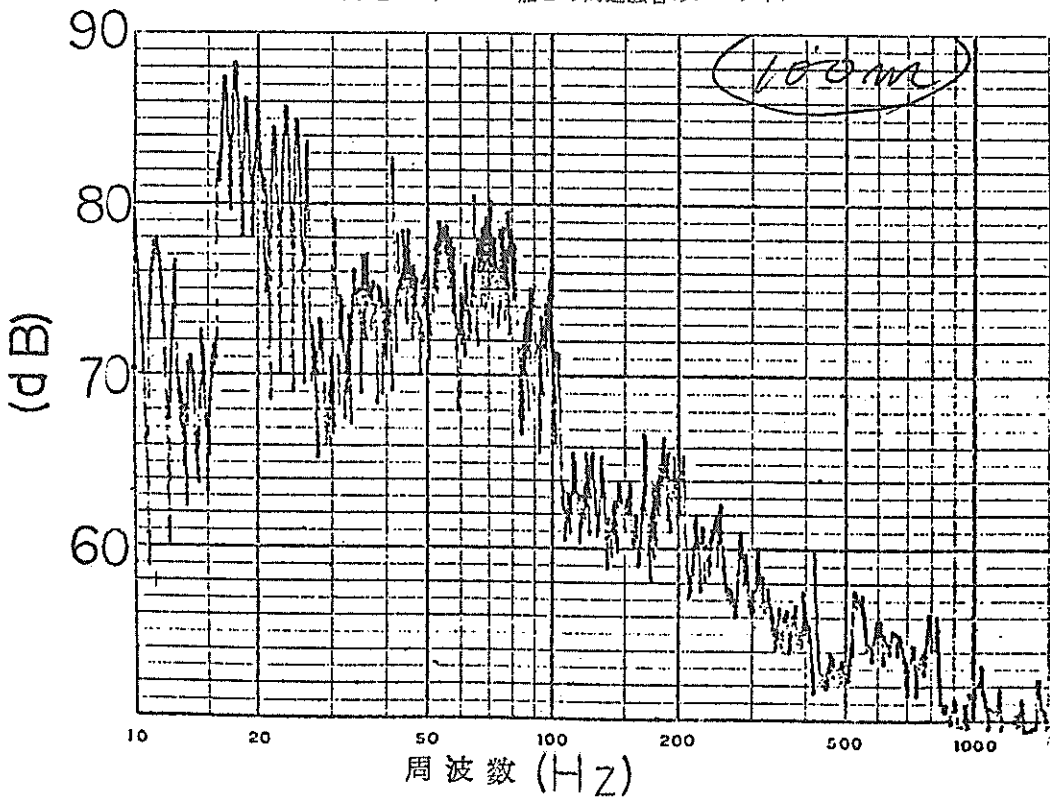


図-22 タービン船の周辺騒音のスペクトル

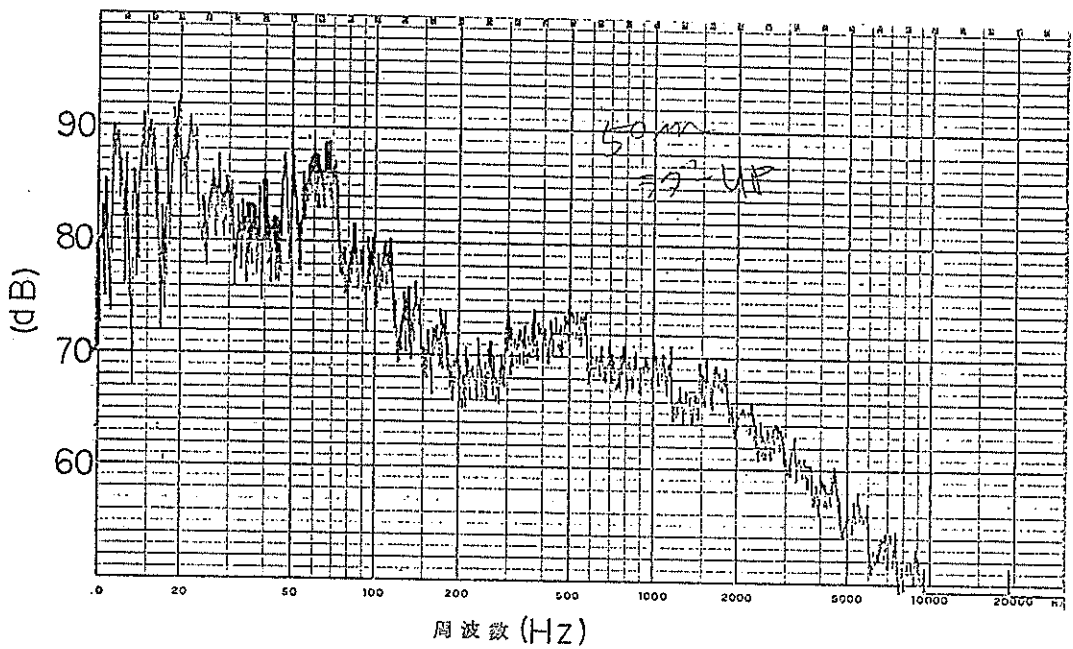


図-23 タービン船しゅんせつ作業停止時の周辺騒音のスペクトル

4.4 ポンプ船騒音の時間的変動

図-24～図-27に、平均音圧レベルの変動と、短時間のレベル変動を示す。

いずれも、平均音圧レベルの変動は、少なく ± 2 dBの範囲である。また短時間のレベルの変動は ± 4 dBの範囲である。

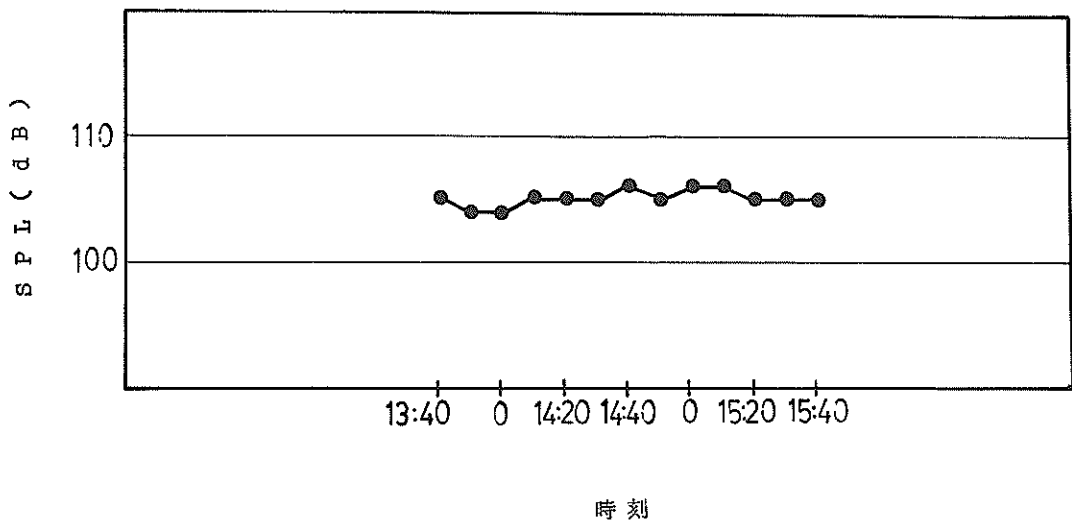


図-24 ポンプ船Aの平均音圧レベル変動

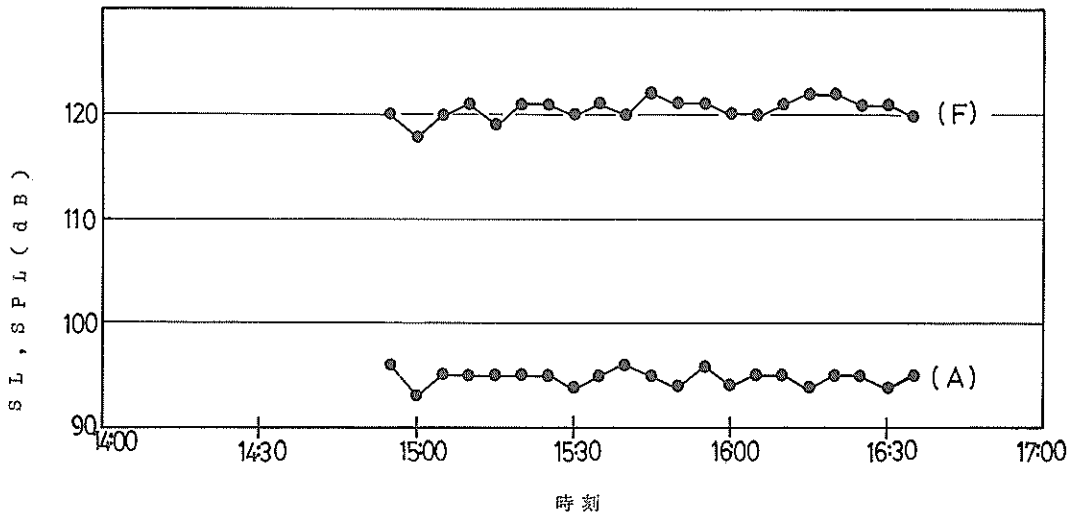


図-25 タービン船の平均音圧, 騒音レベル変動

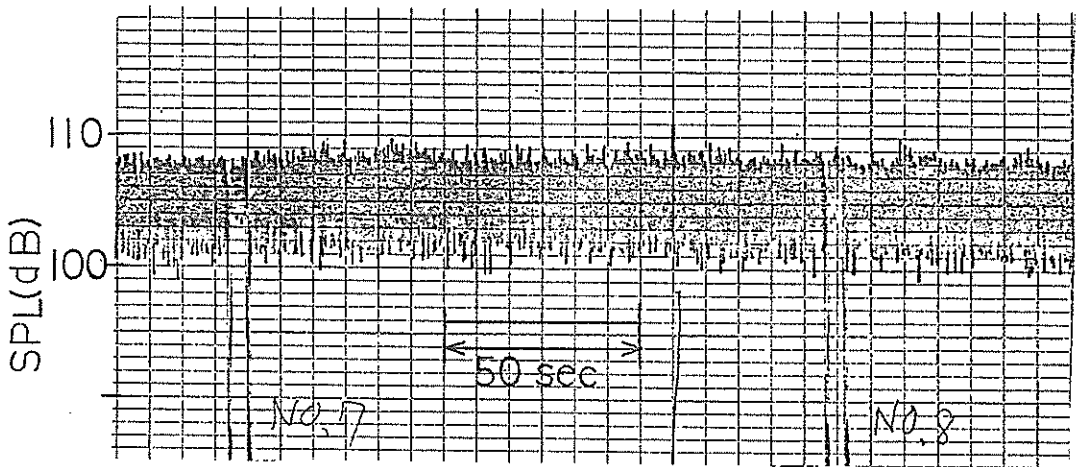


図-26 デーゼルポンプ船Aの騒音の短時間変動

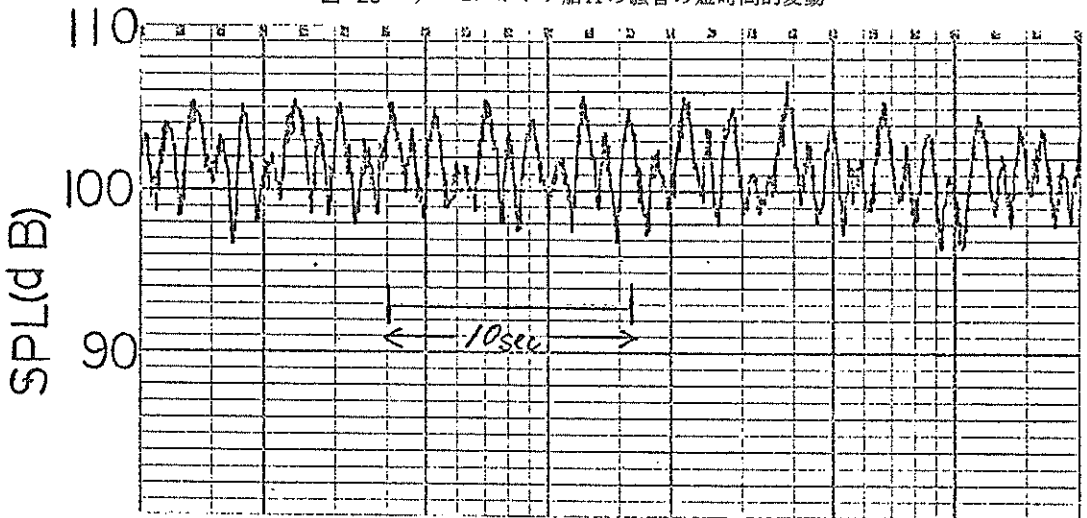


図-27 タービンポンプ船の騒音変動

4.5 機関室内騒音

ポンプ船の騒音の原因として、排気管音以外に、機関室騒音がケーシングを透過して外部に出る音が考えられる。そこで、この騒音の影響がどの程度のものか調べるために、機関室内の騒音を測定し、透過騒音を計算した。機関室騒音レベルを表-6に示す。また、そのスペクト

表-6 機関室内騒音レベル

	ディーゼル船 A	ディーゼル船 B	ガスタービン船
SPL	110~113 (dB)	109~111 (dB)	116~127 (dB)
SL(A)	105~108 (dB)	104~105 (dB)	104~109 (dB)

ルを図-28~図-30に示す。これらのスペクトルを比較すると、タービン船は、20Hzの周波数のレベルが高く、SPLも高い。しかし、A特性では、低く評価されるの

でSL(A)では、ディーゼル船A、Bと同じレベルとなっている。この3者において、騒音が機関室外へもっとも多く透過するのは、タービンポンプ船である。というのは、鉄板の透過損失TLは、次式のように表わされ、低周波音の透過損失が小さくなっていて、タービン船は、低周波の成分が多く、音圧レベルも高いからである。た

$$TL(f, t) = 18 \log f - 16.7 \log t - 25.9 \quad (10)$$

だし(10式は、文献²⁾のデータから作成したものである。

そこで、タービン船について、機関室騒音の透過騒音の音圧分布を(7)式、(8)式と(10)式により計算した。ただし、機関室鉄板の厚さ t を7mm、騒音透過板の大きさを27m×4mとした。その結果を図-31に示す。図-31と、ポンプ船周辺の測定結果図-18を比較すると、この計算結果は、小さいことがわかる。以上の結果からも、機関室騒音の透過音は、ポンプ船周辺の音圧レベルへの影響は、小さく、ポンプの周辺の音圧レベルは、排気管音が主であると考えられる。

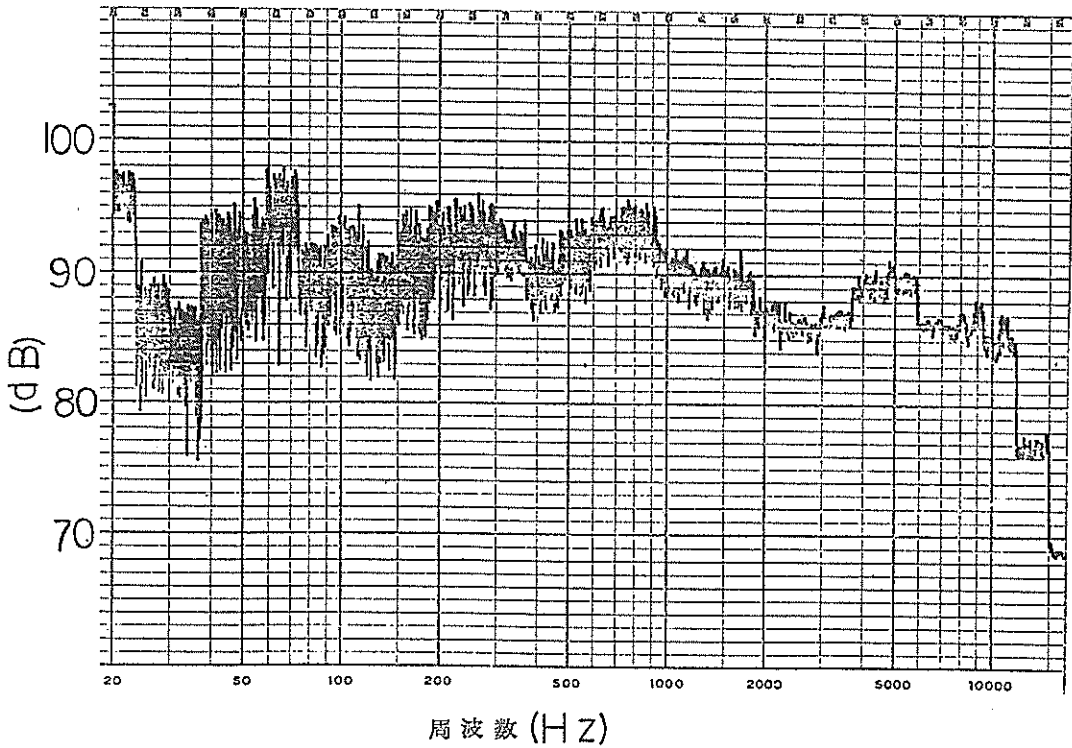


図-28 ポンプ船Aの機関室騒音のスペクトル

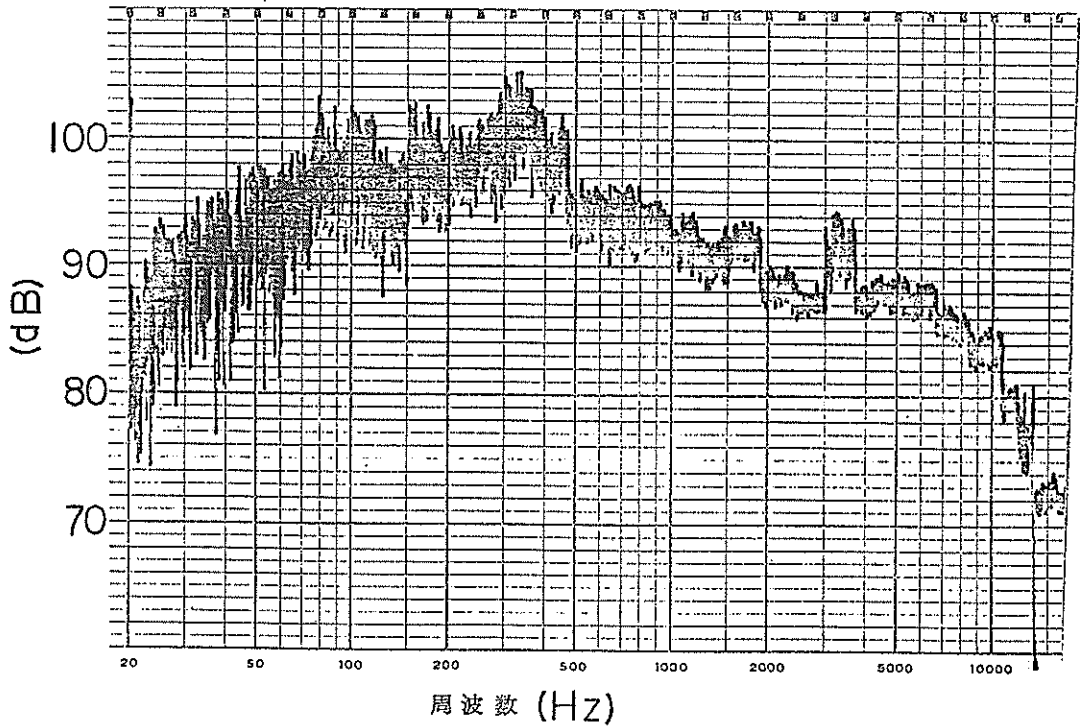


図-29 ポンプ船Bの機関室騒音のスペクトル

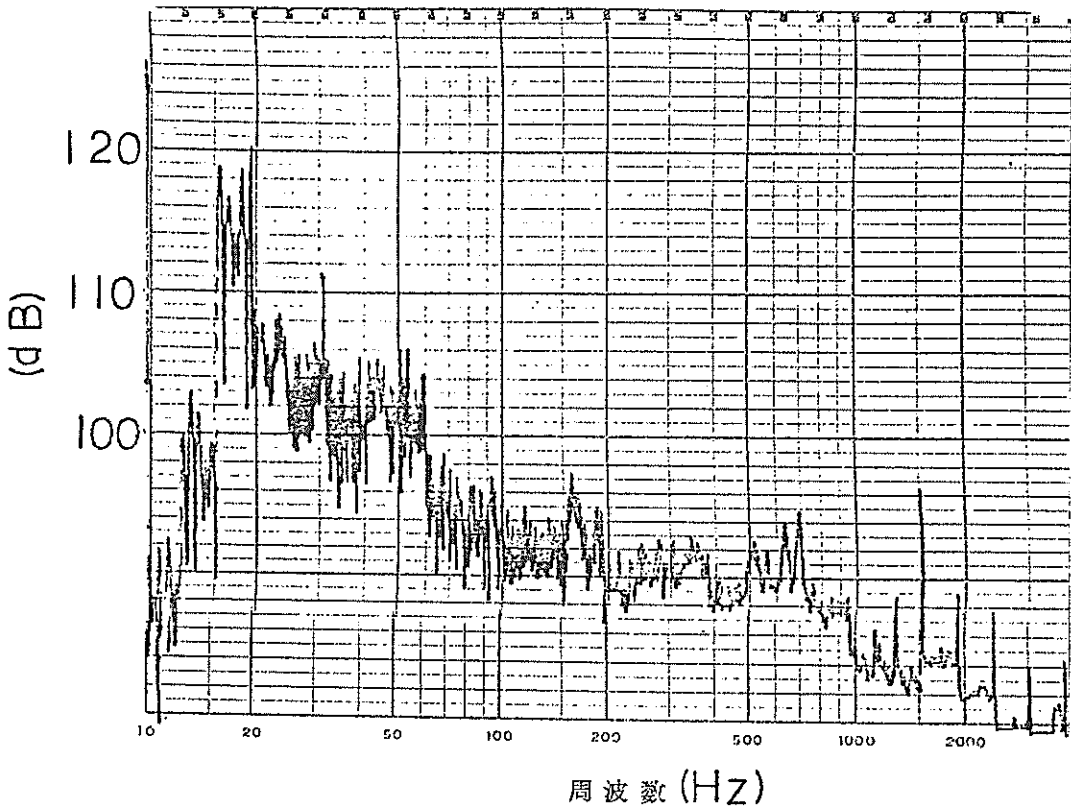


図-30 タービン船の機関室内ケーシング面での騒音のスペクトル

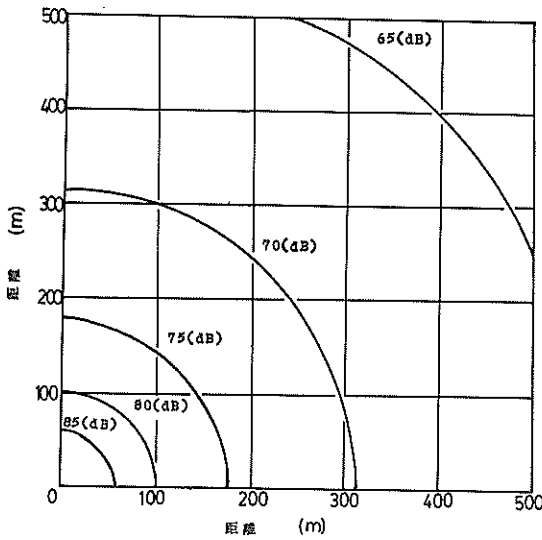


図-31 機関室騒音による周辺音圧レベル

4.6 排砂管騒音

排砂管騒音は、図-33からみてもわかるように、時間的変動が多く、ポンプ船周辺の騒音測定のように、測定できない。そこで、図-32(B)のように、排砂管のまわりに測点を定めた。騒音計は、2台用いて、3の点は、固定測点とし、1台を3に固定し、他の点をもう1台の騒音計で同時測定した。図-32(A)に3の点に対する他の点の $SL(A)$ の増加を示した。排砂管の直径は、61cmで厚さは12.7cmであった。各測点の円の直径は、71cmとした。

この結果から、排砂管下部の $SL(A)$ が大きいことが明らかとなった。これは、土砂が下部を流れることを

考えると当然の結果であると思われる。この排砂管の $PWL(A)$ を求めるため次のようにした。図-31(A)のパワー平均を計算し、(6)式に代入すると、次のようになる。

$$PWL(A) = SL_s(A) + 1.27 + 8 + 10 \log_{10} r \\ = SL_s(A) + 5 \quad (1)$$

ただし、パワー平均値は1.27(dB)、 $r = 35.5cm$
 $SL_s(A)$ は、測点3の $SL(A)$ である。このようにして、 $SL_s(A)$ の記録を用いて、図-33、図-34に排砂管の1mあたりの $PWL(A)$ の長時間的変化および短時間的変化を示した。

排砂管騒音が線音源として、計算可能なことを実験的に示すため、2台の騒音計により、距離減を測定した。その結果を図-35に示す。図-35から明らかのように線音源理論が適用できると思われる。

図-36は、排砂管騒音のスペクトルである。ここで50Hzと2,000Hzの2つの山がみられるが、図-10の暗騒音スペクトルの分布から、50Hzの山は、暗騒音の影響であると思われる。また、排砂管の騒音は低周波は少ないので、A特性で表わすことにした。このようにすると、50Hzの山は、低く評価される。図-33の値から、5(dB)を引くと、 $SL_s(A)$ であり、この値は、80dB(A)近くあり、暗騒音の55~58dB(A)よりかなり高く、図-33の値は暗騒音の影響はないと考えられる。

なお、図-37に、日立港の浚渫土砂の粒径加積曲線を示す。

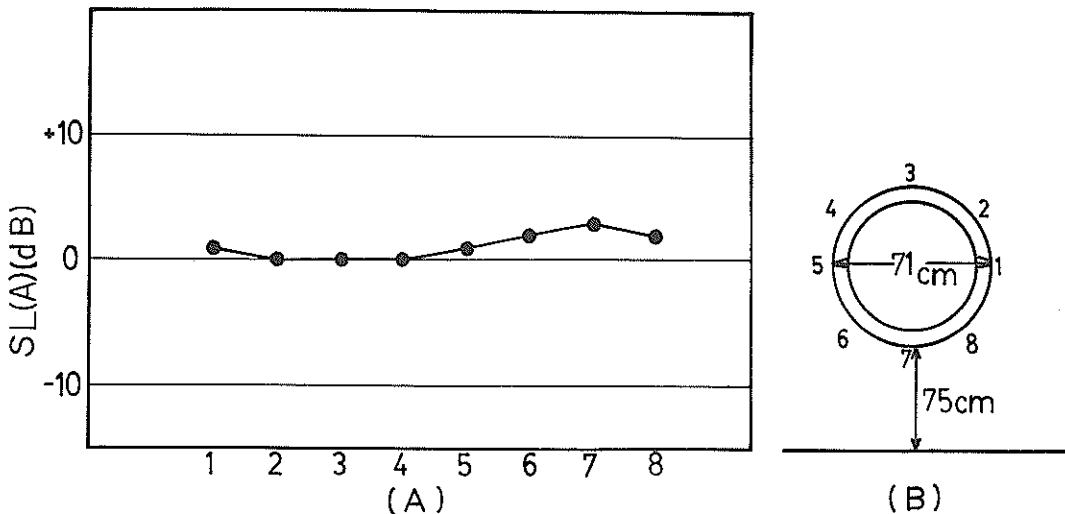


図-32 測定の位置と相対的レベルの関係

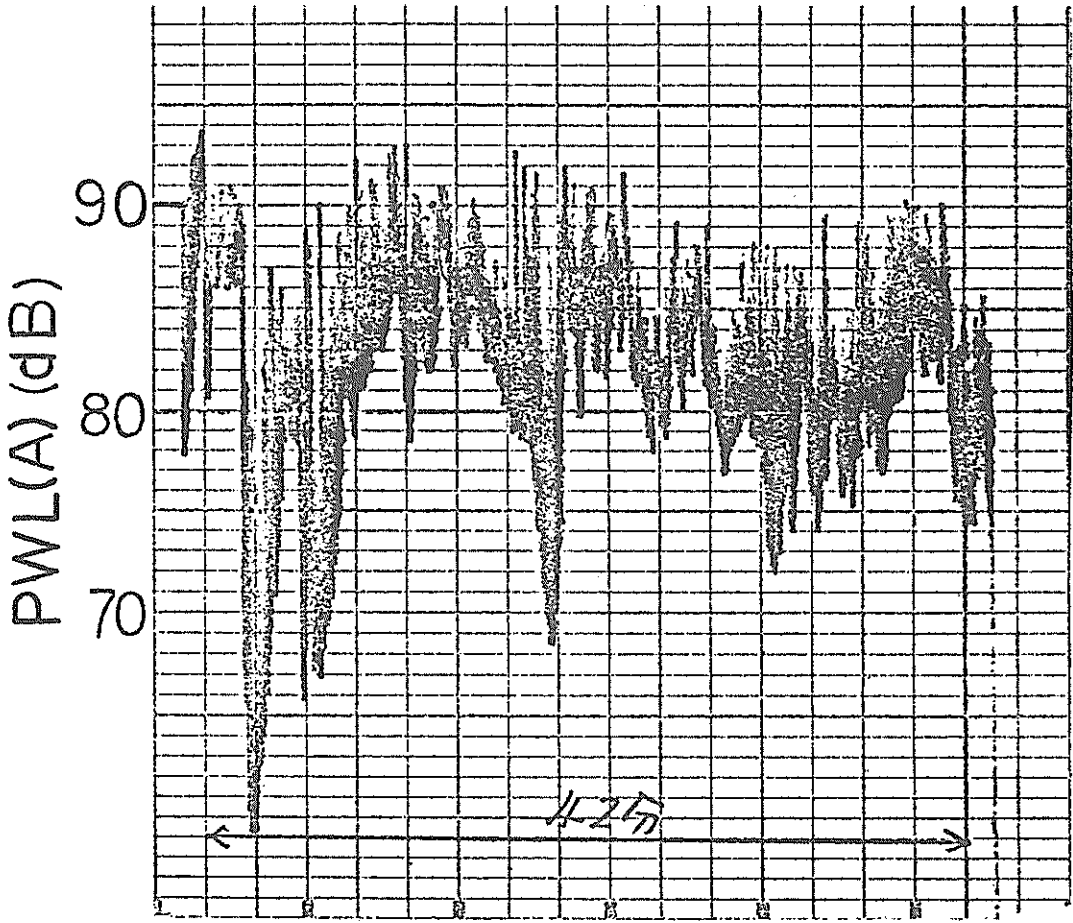


図-33 排砂管騒音のPWL(A)の長時間的変動

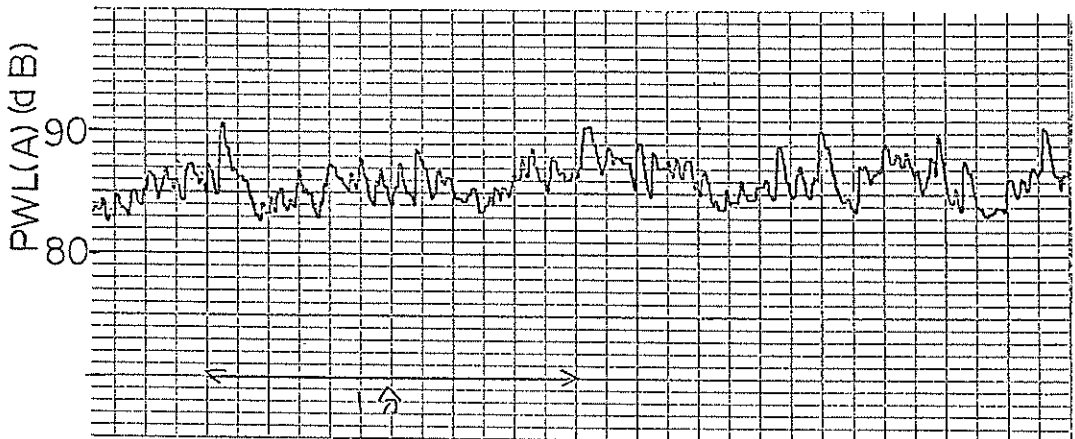


図-34 排砂管騒音のPWL(A)の短時間的変動

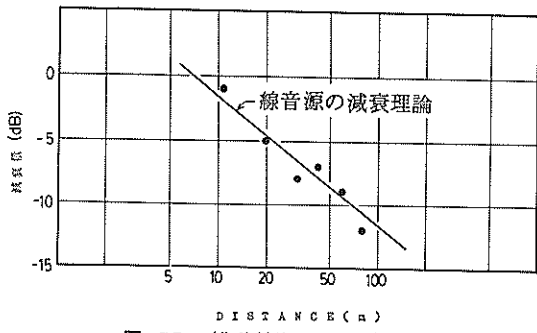
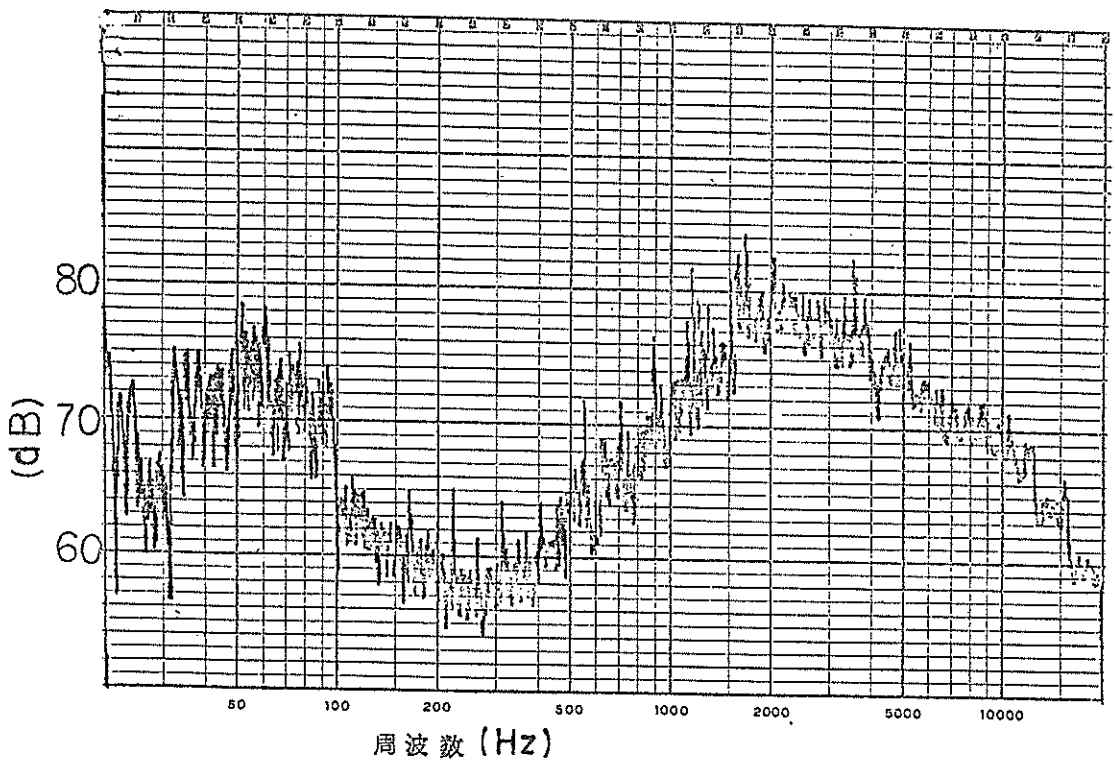


図-35 排砂管騒音の距離減衰



周波数 (Hz)
図-36 排砂管騒音のスペクトル

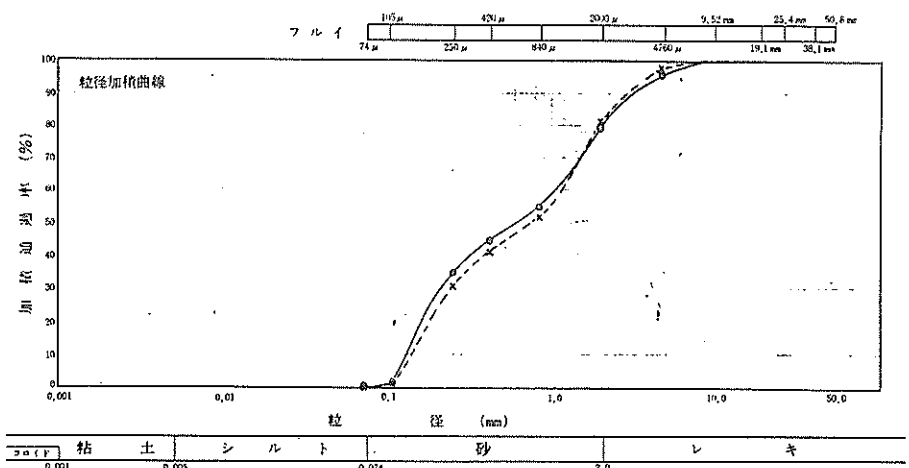


図-37 しゅんせつ土の粒径加積曲線

5. 対策法

5.1 ポンプ船の騒音

ポンプ船の騒音は、低周波音が主である。一般の騒音レベルを示すA特性では、この音は、評価されない。しかし、現実に、低周波による家屋の窓の振動¹⁾による二次騒音や精神的影響が報告されている現在、低周波騒音の対策は必要である。

今回の調査から、ポンプ船騒音の主音源は、排気音であることが明らかになった。そこで、消音器を取りつけることにより、かなり改善されることが考えられる。

消音器の設計法は、既に確立している³⁾ので、ここでは、述べないが、一例として、図-38に示す構造の消音器⁵⁾を用いるとして、消音器の寸法を計算すると次のようになる。図-39は、この場合の消音器の特性を示す。この消音器が効果のある周波数範囲は、次のようになる。

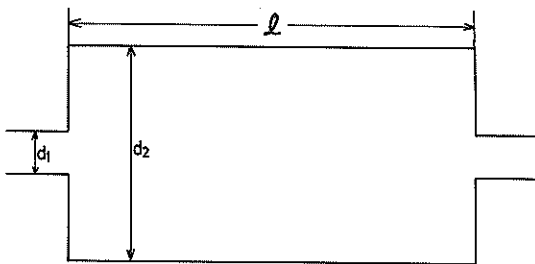


図-38 基本的消音器の例

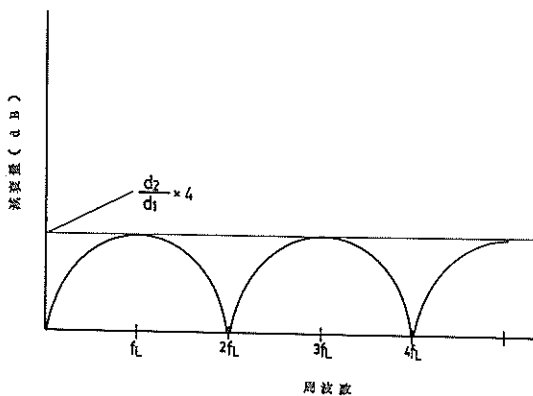


図-39 基本的消音器の減衰特性

$$\left. \begin{aligned} f_L &= \frac{c}{2l} \\ f_H &= \frac{1.2197}{2d_2} \end{aligned} \right\} (2)$$

ここで、 f_L 、 f_H は低音および高音限界周波数であり、 $f_L \sim f_H$ 間の周波数の音に効果がある。しかし、図-39のように $f_L \sim f_H$ 間のすべての周波数に効果があるのではない。

ここで、 $f_L = 40\text{Hz}$ 、 $c = 512\text{m/s}$ (排気温 300°C) とすると、 $l = 6.4\text{m}$ となる。

また、消音器の外径 d_2 は、次式で示される。

$$d_2 = \text{減衰量 (dB)} \times \text{入口管径 } d_1 / 4$$

ここで、 $d_1 = 0.25\text{m}$ 、減衰量 20 (dB) とすると、 $d_2 = 1.25\text{m}$ となる。また、高音限界周波数 $f_H = 250\text{Hz}$ とする。

以上の計算から、消音器は、かなり大きなものになり、船のスペースを取ってしまう。そこで、これらのスペースを船に設置する場合、船のボイドスペースを利用すると有効に利用できると思われる。

また、消音器には、減衰周波数範囲および減衰0周波数があるので、消音器に入る音の周波数スペクトルはピーキーな一つの山を示している方がよい。

例えば、ディーゼル船Bのように、主機と補機の爆発周波数が等しく、一つの山を示している方がよいといえる。以上から、主機と補機の選定にあたっては、同じ爆発周波数のものを選ぶと、消音器の設計がしやすいと思われる。

また、排気音を低くした場合は、機関室の透過音が問題となると思われる。これについては、ケーシングの鉄板厚を増すか、低周波での透過損失の大きい材料でコーティングすることで対応できるであろう。

5.2 排砂管の騒音

排砂管は、線音源である。一般に我々は、線音源の音を聞く機会がないので、我々のもっている音の距離減衰感覚は、点音源のものである。

今回の調査においては、線音源は、非常に減衰しにくいと感じられた。したがって、排砂管を民家の付近を通さざるをえない場合は、感覚的でなく、計算を行い理論的に騒音の評価を行う必要があると思われる。

今回の調査では、土質と騒音パワー、周波数スペクトルの関係は、明らかにならなかった。文献¹⁾によると、土砂にレキ分が多いと排砂管から 10cm の所で SL (A) が 103 (dB (A)) になる場合が報告されている。また、この時のピーク周波数は、 $1,000\text{Hz}$ である。今回の調査では、ピーク周波数は、 $2,000\text{Hz}$ であったが、いずれにせよ、 $1,000 \sim 2,000\text{Hz}$ 近くの音が、排砂管騒音の主成分と考えられるのでこの周波数帯の透過損失の大きい材料例えば鉛入ビニールシート²⁾などで被ふくことが効果的であると思われる。

海上排砂管では、フローターにぶらさげる方式により、排砂管を海中に没すると有効であると思われる。というのは、海中の音は、理論的に海上には、出ないからである。

6. 結 論

以上の調査結果をまとめると次のようになる。

- 1) ポンプ船のPWLは、137~139(dB)、PWL(A)は、112(dB)である。
- 2) ポンプ船周辺の騒音は、点音源として計算可能である。
- 3) ポンプ船騒音の時間的変動は、少ない。
- 4) ポンプ船騒音の主発生場所は、排気管である。
- 5) ポンプ船騒音は、低い周波数成分が主成分であり、ディーゼル船では、エンジン爆発の周波数、タービン船では、ガス発生機の周波数に関係する。
- 6) 排砂管の1mあたりのPWL(A)は、今回の調査では、90(dB)(A)近くに達する場合がある。
- 7) 排砂管騒音の時間的変動は、大きい。
- 8) 排砂管周辺の騒音は、線音源として計算可能である。
- 9) 低周波排気音を減衰させる消音器は、かなり大きくなるので、ボイドスペースの利用が有利である。

あとがき

今回の調査にあたっては、第二港湾建設局機械課、千葉港工事事務所、鹿島港工事事務所の多大な協力を得て実施されたものである。あらためて、関係各位に感謝いたします。

参 考 文 献

- 1) 森 恒, 葛原 徹, 小車之吉, 中藤伸弘
: ポンプ船の運転に伴う騒音対策, 技術研究所年報, pp. 77~80, 昭和53年
- 2) 日本音響材料協会編: 騒音対策ハンドブック, 技報堂, 昭和51年
- 3) 奥田襄介, 福田基一: 騒音対策と消音設計, 共立出版, 昭和51年
- 4) 米倉富吉, 下釜和実: 排砂管の騒音対策, 作業船, 第101号, pp. 42~49, 昭和50年9月
- 5) 中野有明: 騒音防止技術, PPM 臨時増刊, No.85, pp. 335~357, 昭和52年7月

港湾技研資料 No. 323

1979. 9

編集兼発行人 運輸省港湾技術研究所

発行所 運輸省港湾技術研究所
横須賀市長瀬3丁目1番1号

印刷所 株式会社 東京プリント