

建設機械の騒音除害方法について

望月 富雄 菅野 菊江

Method of Noise Redution of Constrution Machineries

Tomio Mochizuki, and Kikue Kanno

建設工事において発生する騒音振動は、工事の大規模化、機械化、機械の大型化にともなう、ますます大きなものとなってきている。そして、建設工事については

- (1) その地域が如何なる地域であろうとも地域の性格にかかわらず工事は出現し、かつその場所に施工することによって目的が達成される。
- (2) その発生する騒音レベルは、一般に高く、その性状は特殊かつ不規則である。
- (3) 騒音の発生源は、屋外で使用され、かつ移動性のものが多い。
- (4) 時間的に眺めれば、一時的であって、永久的でない。

などの特殊性があり、一般の工場騒音等に比して、その対策については種々の困難性を内在している。

しかし、工事において発生する騒音は、各種の工事用機械から発生するものがその主たるものである。したがって、その低減化をすすめるには、これらの工事用機械についての消音装置の開発をすすめることが必要である。

この開発計画の一環として、ディーゼルバイルハンマ、可搬式コンプレッサ、コンクリートブレーカの消音装置の開発研究を社団法人日本建設機械化協会に委託して実施した。

この報告は同協会において研究開発した上記の機械の消音装置の概要をまとめたものである。

なお、この研究は下記の諸氏により推進されたものである。

ディーゼルバイルハンマ消音装置の開発担当
齊藤 二郎(株式会社大林組技術研究所)

畑野 仁(建設省大臣官房建設機械課)
千田 昌平(建設省土木研究所)
本郷 慎一(建設機械化研究所)
中野 有明(石川島播磨重工業(株)技術研究所)
原田 武(株式会社 北井製作所)
高井 照治(建設省東京技術事務所)
藤本 義二(建設機械化研究所)
三浦 達男(石川島播磨重工業(株)技術部)
岡崎 壮志(株)神戸製鋼所建設機械部)
石崎 正雄(// // 大久保工場)
村上 昇(三菱重工業(株)建設機械部)
有泉 孝雄(三菱重工業(株)明石工場)
柴垣 俊雄(東洋デルマツク株式会社)
岩井 健(清水建設(株)機械部)
忠平 健一(大成建設(株)機械部)
飯倉 豊美(太陽工業株式会社)
丸山 秀一(太陽工業株式会社)
望月 富雄(東京都公害研究所)
菅野 菊江(東京都公害研究所)

2. 可搬式コンプレッサ・コンクリートブレーカ消音装置の開発担当

大宮 武雄(水資源開発公団)
畑野 仁(建設省)
大友 俊男(三井精機工業株式会社)
田中 卯吉(古河さく岩機販売株式会社)
本郷 慎一(建設機械化研究所)
伊藤 廉平(高山工業株式会社)
望月 富雄(東京都公害研究所)
菅野 菊江(// //)

第1章 ディーゼルパイルハンマの消音装置について

1. まえがき

建設機械から発生する騒音や振動は、最近の社会問題としてとりあげられている公害の一つである。

この報告書は、ディーゼルパイルハンマの消音装置の開発研究を目的として、日本建設機械化協会基礎工事用機械技術委員会（委員長齊藤二郎）が担当して行なった消音装置の試作および試験の結果をとりまとめたものである。

大きな打撃エネルギーをもつディーゼルパイルハンマは現在既製の打込み機械として比類のないもので、必然的に発生する騒音や振動の除害については国内外において研究がなされているが、いまだ決定的な解決策が打出されていない。

ディーゼルパイルハンマが発する主な騒音源は、ハンマの爆発音、排気音、打撃音およびくい自体から発生する音に分けられる。現在、消音装置としては排気孔に消音器をつけるように音の発生部分を部分的に覆う種類のもの、ハンマ本体を覆うもの、およびハンマくいならびにハンマリーダを筒状に覆う種類のもので試作または実用されている。

当委員会では検討した結果、ハンマくいおよびリーダを一定長さの筒状の防音カバーで覆う形の消音装置を基本にして試作し、試験を行なうことにした。

2. 消音装置本体仕様

使用パイルハンマ：D-22相当品

リーダマストの大きさ：480φ丸マスト

カバー寸法（全長×幅×奥行）

4 m及6 m×1.3 m×1.83 m

カバープレート厚み：2.3 mm

カバー全重量：4 mのとき0.95 t

6 mのとき1.4 t

(1) 概要

全周に防音材を取付けた同筒（カバー）でパイルハンマを覆い防音する目的において設計に当る。

(2) 形状及諸寸法の決定

(ア) 全長の決定

今回のカバー全長の決定は4 m及6 m時の測定試験のため（4 m+2 m）と決める。

(イ) 直径の決定

消音装置の直径は現場作業の能率向上を計るため最小にすべきであり、本来はパイルハンマだけを覆うべきであるが、ガイド類の取付けのため、やむを得ずハンマ及リーダマスト全体を覆う構造とした。

このため、カバー直径はパイルハンマの最大径及排気、吸気、ハンマの点検操作等を考慮し、1300φに決めた。

また、リーダマストの最大幅等に依り後部は角型の形状とした。

(ウ) 前面開閉等

パイルハンマー及パイルの装着を容易にする為、カバー全体を前面開閉式にし、かつ、パイルハンマの点検及操作のため前面にマンホールを装備することにした。

形状及び諸寸法は図1に示す。

3. ディーゼルパイルハンマの消音装置に使用した石綿布並ロックウールの特性

(1) ディーゼルパイルハンマの消音装置製作に当り、委員会よりの要望事項を満たすものとして内側に石綿布をその外側にロックウールを使用した。

(2) 材料の特性

(ア) 石綿布 使用した石綿布A.A.A.A級

(a) J I S規格（表1参照）

(b) 石綿布の寸法、糸数、重量（テストデータ）
（表2参照）

(c) 耐熱性 安全使用温度 482°C（表3参照）

(3) ロックウール

ロックウールは数種の鉍石を高熱で溶解したものを、遠心力や圧縮空気で吹きとばして細い繊維状にしたものである。

(ア) カサ比重 0.35g/cm³

(イ) 安全使用温度 400°C

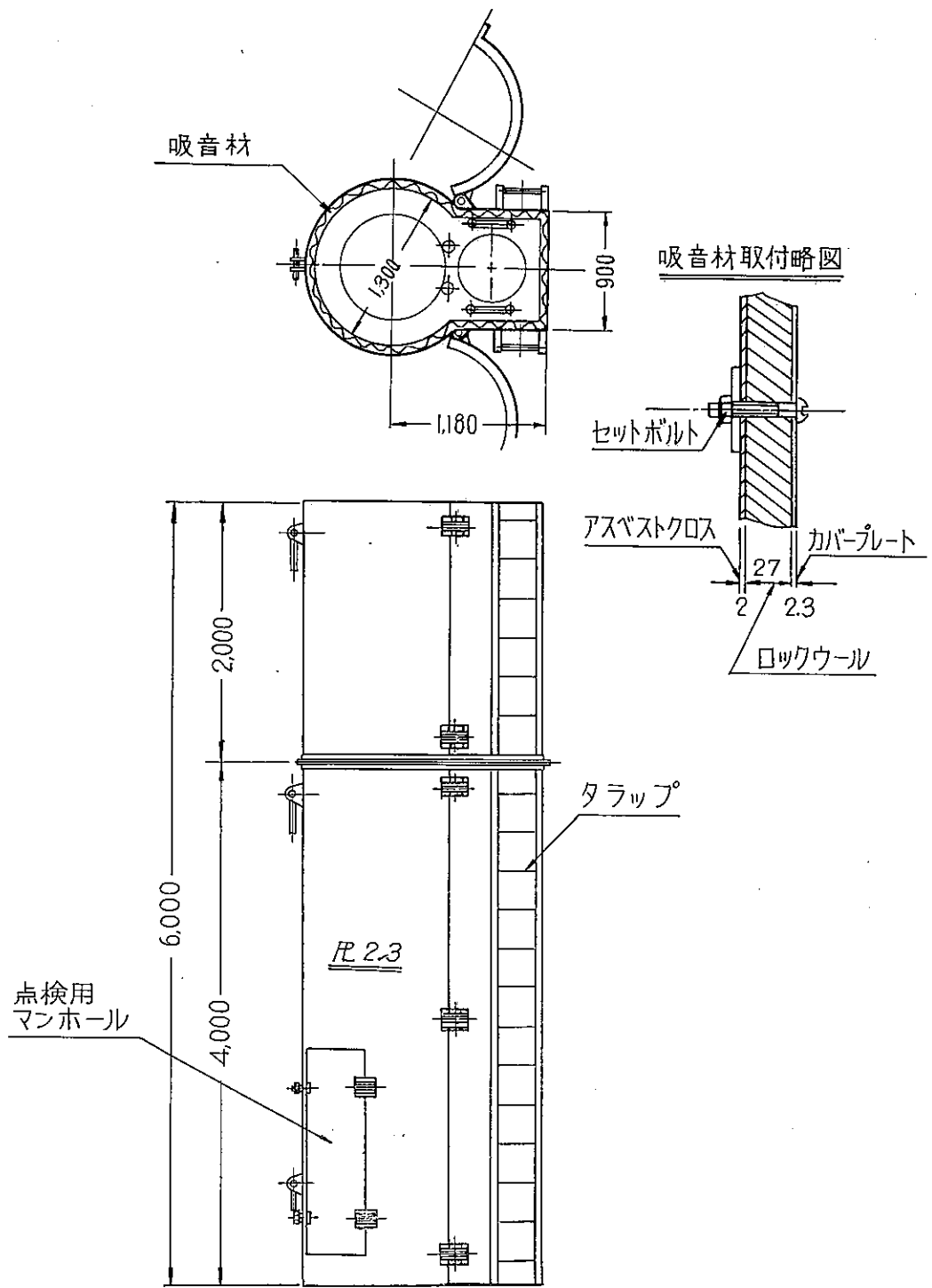


図1 消音装置の形状・寸法

表1

等級	石含有率	強熱減量	湿分	引張強さ	
	%			%	常温
AAAA	99以上	15以下	2.5以下	1.5以上	1.00以上

表2

種類	巾	厚さ	重量	湿分	強熱減量	石綿含有	織込	糸数 (10.0%間)	
	%	%	kg/m ²	%	%	%	タテ方向	ヨコ方向	
205	1010	2.62	2.18	1.2	14.5	99.5	84	36	

表3

引張り強さ kg/50%巾			
常温		加熱後	
タテ方向	ヨコ方向	タテ方向	ヨコ方向
106,8	58.5	126,2	63.2

(ア) 熱伝導率 (Kcal/mh°C) 0.04+0.00012θ

平均温度(θ) 50°C 0.0305

100°C 0.036

150°C 0.045

(イ) 吸音性 残響室法の吸音率

(ロ) 密度 g/cm³ 0.15

(ハ) 標準寸法 % 605×910

(ニ) J I S規格 岩綿保温板2号

(3) その他

石綿布に片面アルミ箔加工を施した材料があり、これの使用について委員会に於いて検討したところ、高価であること、耐熱特性は優れておるも吸音効果がいちぢるしく減殺されるのではないかとこの意見により今回は使用しなかった。

4. ディーゼルパイルハンマ消音装置の消音効果試験およびその考察

試作した消音装置の消音効果を確かめるために、実施した。

試験を行なったのは石川島造船化工機株式会社(東京 都江東区)工場敷地内の杭打機試験場で図2に試験場所の概略見取図を示す。

表4

ロックウール +1500						
振動板 厚さ	125C/S	2.50	500	1000	2000	NRC
	25%	0.15	0.46	0.85	0.99	0.91

試験に用いたハンマは、石川島製のIDHA22型ディーゼルパイルハンマ(打撃一回当りの仕事量5,500kg^m)で、杭は600φ、肉厚12.7mmの銅管杭を地下約45mまで打込んで岩盤に到達させ、沈下しないようにした試験杭である。従って実際の杭打現場における打止まりの状態を再現でき、ディーゼルパイルハンマの発生する騒音が最大の状態で運転を続けることができる。

試験の方法は消音装置の有無についてそれぞれハンマ運転中の騒音を測定し、比較を行なった。騒音測定用のマイクロホンの配置は図2に示すごとく杭の中心からの水平距離が10m および30mの半径内でおのおの3箇所、50mで1箇所、計7箇所(地上約1.2m)に設置した。また、地面と約30°および45°をなす平面上で杭基部を中心とした半径約30mの点にも設置した。試験時の条件として、暗騒音、風向および風速の測定を行なった。

4.1 試験結果

(1) 騒音レベル

表5は各測定においてリオン製NA07指示騒音計を用いて測定した騒音レベルを示す。測定値はハンマの各打撃毎に騒音計のFastでAおよびC特性の最大指示値を数回読み取った平均値である。図3はこれを消音装置の有無について対比したものである。

試験場所 石川島造船化工機株式会社

掘割
風向
風速 3~5 m/sec.

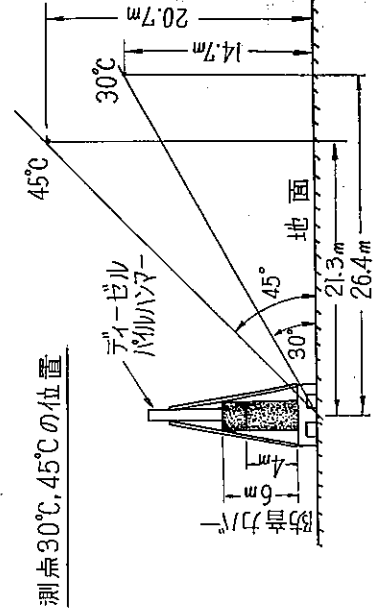
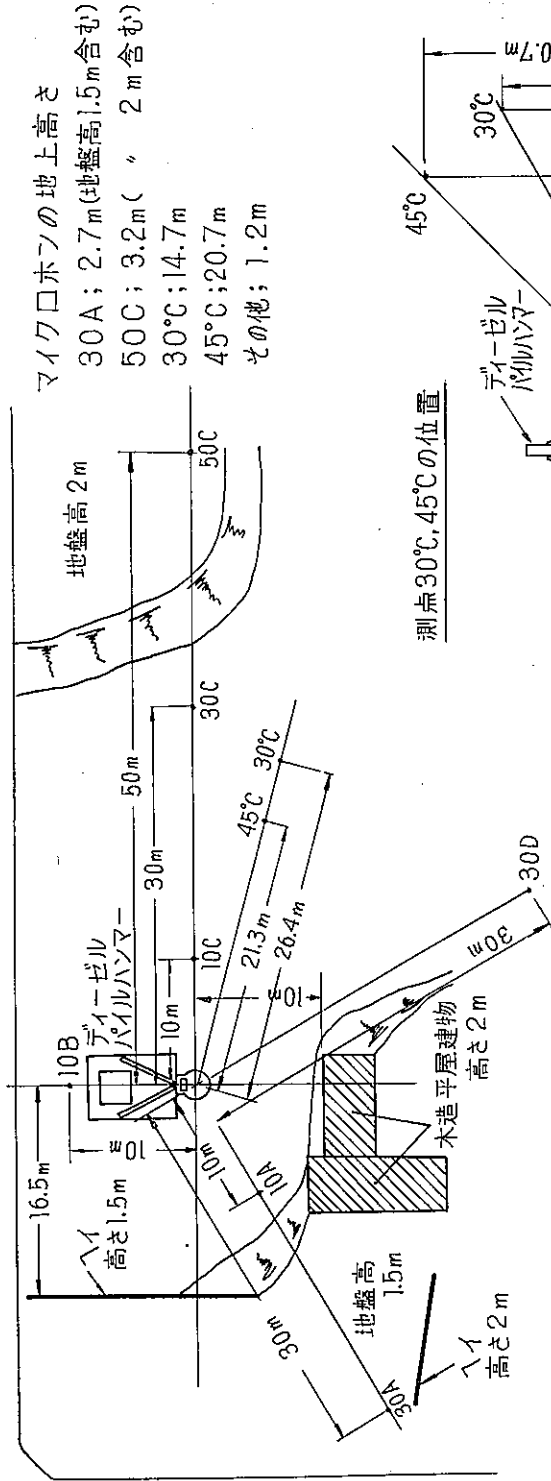


図2 測定場所の見取図

表5 消音装置の消音効果測定記録表

ハンマー中心から測点までの水平距離×地上高さ(m)	測点番号	消音装置付(6m)		消音装置付(4m)		消音装置無		暗騒音			
		A特性(ホン)	C特性(ホン)	A(ホン)	C(ホン)	A(ホン)	C(ホン)	テスト前		テスト後	
								A(ホン)	C(ホン)	A(ホン)	C(ホン)
10×1.2	10A	97.5	98.5	98	102	105	104.5			64	80
//	10B	87	99	89.5	102.5	97.5	100			64	80
//	10C	94	101	95	103.5	102	102.5	62	80	62	83
30×2.7	30A	86.5	93	88	94.5	93.5	94			64	82
39×1.2	30C	81	90.5	84	94	93	94			64	81
//	30D	85.5	93.5	86.5	95.5	94	95			73	86
50×3.2	50C	75	85.5	77.5	86.5	85	87.5			70	82
26.4×14.7	30°C	84.5	89	86	91.5	94.5	95				
21.3×20.7	45°C	91.5	93.5	93	94	97	97				
備考	天候 晴 風向 S S S 風速 5.3~5.0m/s 3.3~3.8m/s 4.7m/s ハンマー打撃回数 44blow/min 44.5blow/min 44blow/min 30A, 50Cの地上高さは地盤高さを含む。										

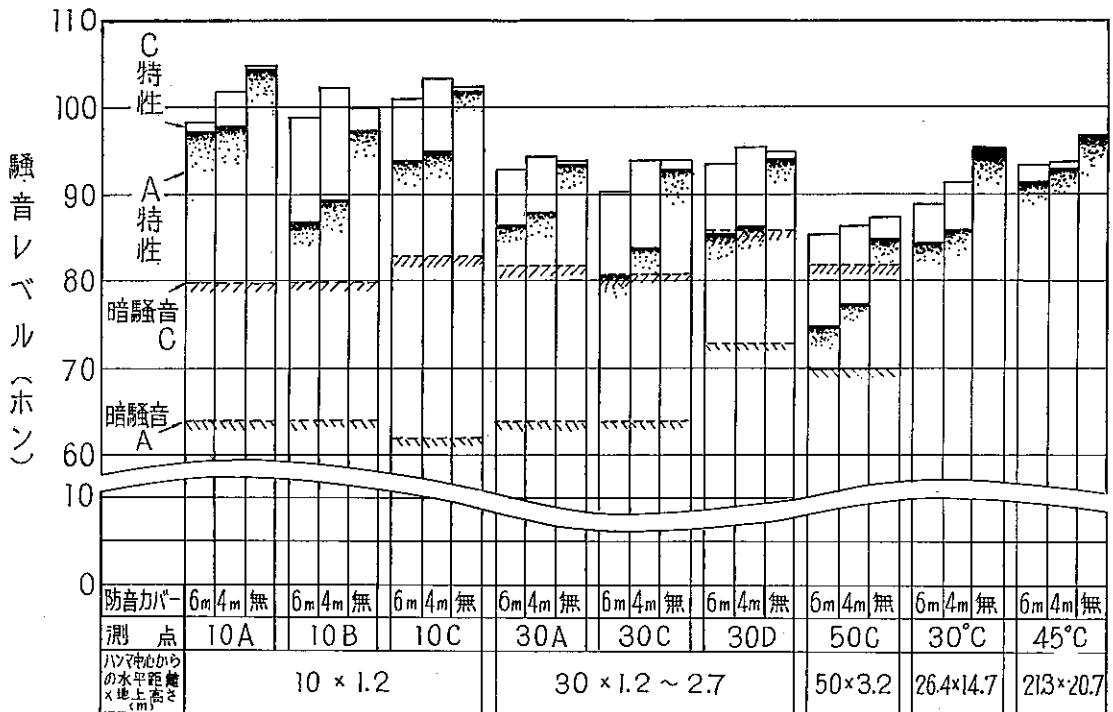


図3 消音効果 (その1)

図中点線で示したのが暗騒音のレベルで測点50C
 以外は測定対象の音と10ホン以上の差があり、暗騒
 音の影響を受けていないとみられるが、50C点では

10ホン以下となり測定値の補正が必要である。た
 だし、この図に示した値は補正を行っていない。

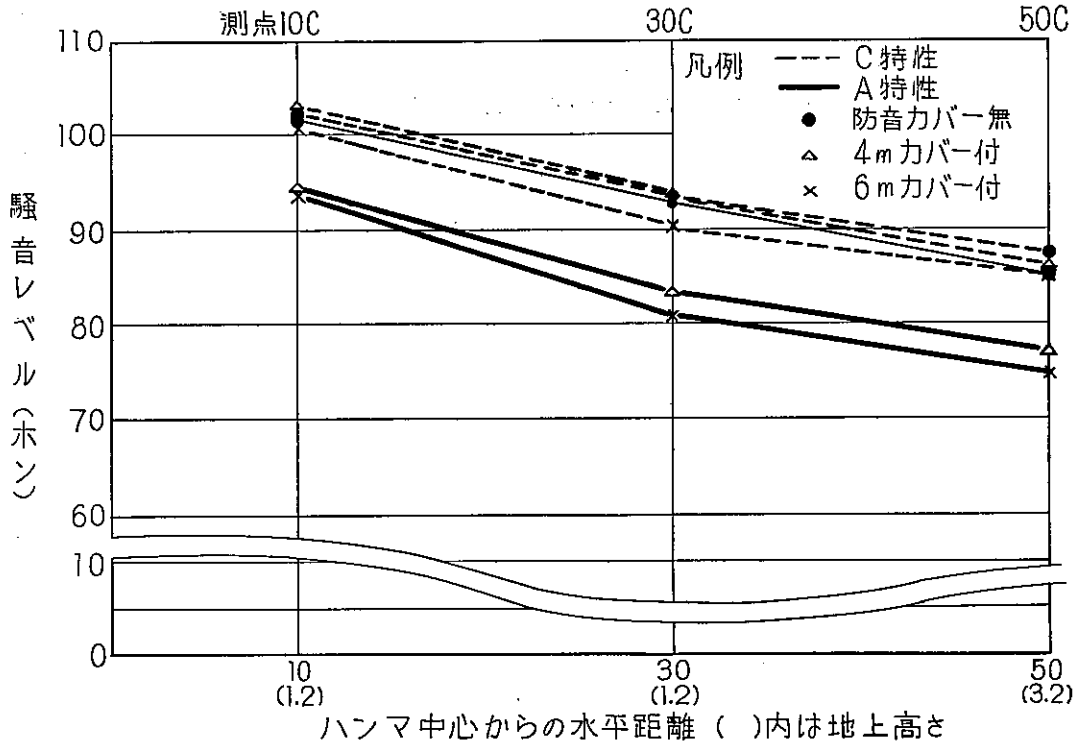


図4 消音効果 (その2)

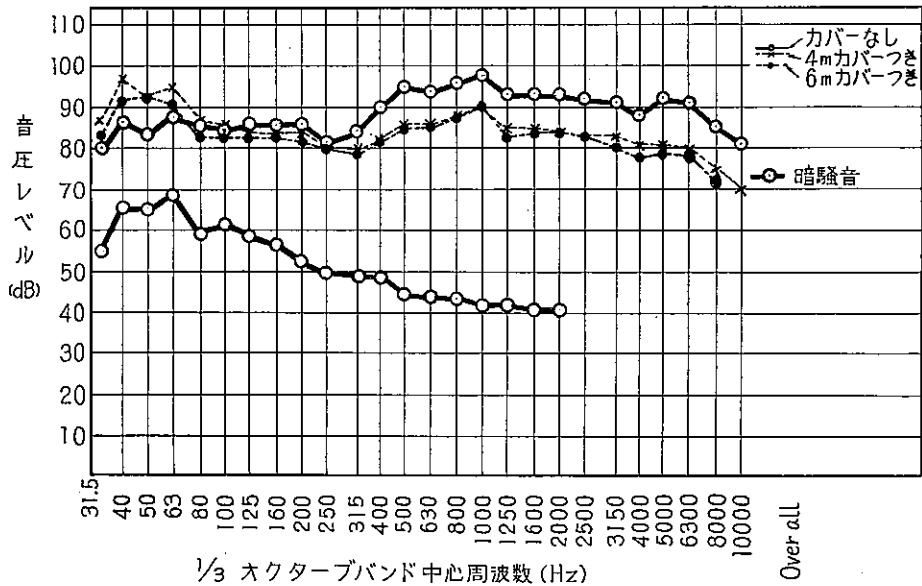


図5 ディーゼルバイルハンマ騒音の周波数分析結果 (測点 No. 10 C)

註 50C点における補正值

カバーなし 85-0=85ホン
 4 mカバーつき 77.5-1=76.5ホン
 6 mカバーつき 75-2=73ホン

同一円周上の各3測点における測定値の間に差が

あるのは周囲の反射物による影響か、または風のためと思われる。

図4は音源から同一直線上で10・30・50mの距離にある各測点の騒音レベルを距離と対比して示したものである。

表6 ディーゼルバイルハンマー騒音の周波数分析結果

単位：dB

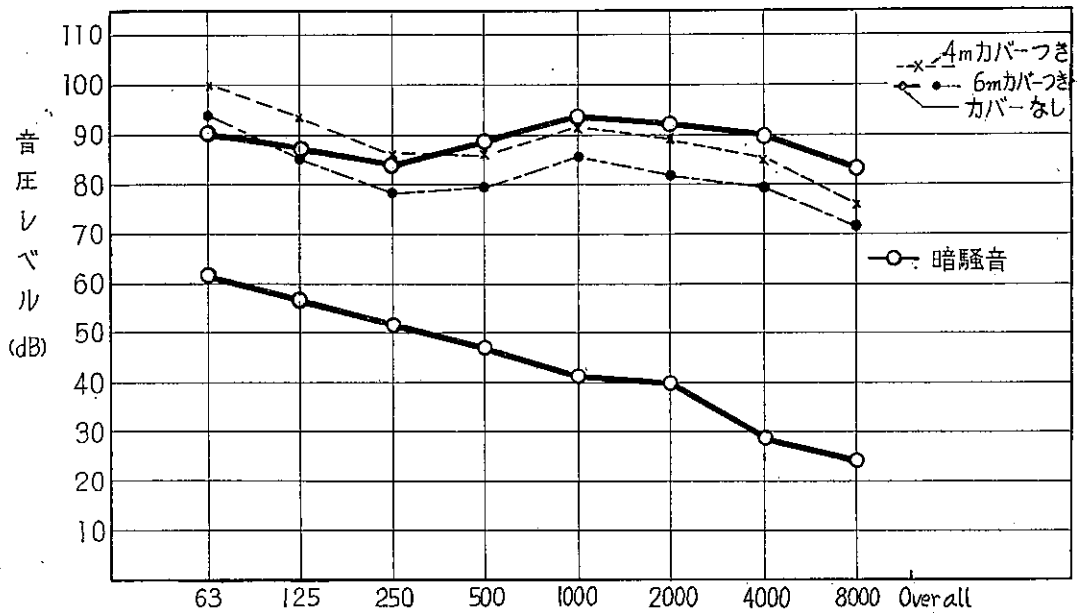
ハンマー中心から測点までの水平距離×地上高さ		10m×1.2m (測点：10C)				ハンマ中心から測点までの水中距離×地上高さ		10m×1.2m (測点：10C)			
防音カバーの有無		カバ- (6m) 付	カバ- (4m) 付	無	暗騒音	防音カバーの有無		カバ- (6m) 付	カバ- (4m) 付	無	暗騒音
1/3 オク ター ブ パ ン ド 中 心 周 波 数 (Hz)	over all	100	103	104	73	1/3 オク ター ブ パ ン ド 中 心 周 波 数 (Hz)	630	85	86	94	44
	31.5	84	87	80	55		800	88	88	96	44
	40	92	97	86	66		1000	90	90	98	42
	50	93	93	84	65		1250	83	85	93	42
	63	91	95	88	69		1600	84	85	93	41
	80	83	87	86	60		2000	84	84	93	41
	100	83	86	85	62		2500	83	83	92	—
	125	83	84	86	59		3150	80	83	91	—
	160	83	84	86	57		4000	78	81	88	—
	200	82	84	86	53		5000	79	81	92	—
	250	80	81	82	50		6300	78	80	91	—
315	79	80	84	49	8000	72	75	85	—		
400	82	82	90	49	10000	—	70	81	—		
500	85	86	95	45							

表7 ディーゼルバイルハンマ騒音の周波数分析結果

ハンマーの名称・容量：石川島 IDH22A 5.500kg^m 杭の種類：鋼管杭、外径600φ、肉厚12.7mm
 測定用計器：マイクロホン…リオン製NA07指示騒音計、録音器…NAGARA III (KUDELSKI) 携帯録音器
 オクターブフィルタ…B&K社 Type 2112、高速度レベルレコーダ…B&K社 Type 2305

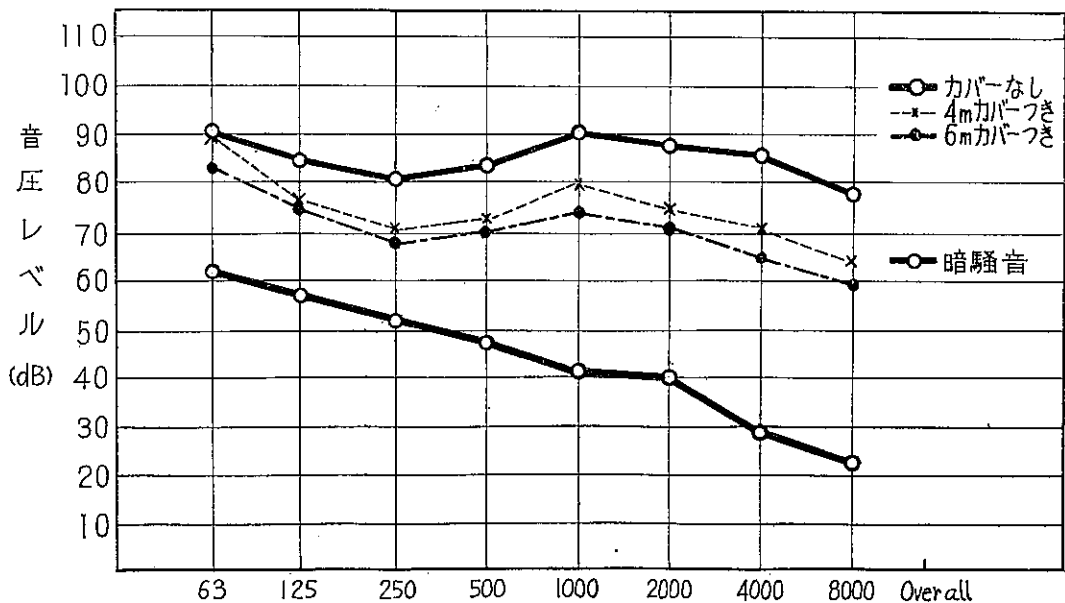
条 件	暗騒音	カバ- なし				4 mカバ-つき				6 mカバ-つき				
		10C	30C	30D	50C	10C	30C	30D	50C	10C	30C	30D	50C	
Over all	64	99.5	100	96	88	103.5	95	94	87	99.5	89.5	92.5	83.5	
オク ター ブ パ ン ド 中 心 周 波 数 (Hz)	63	62	90.5	91	87	81	100	90	85	80	94	83	87	82
	125	57	87.5	85	83.5	77	94	77	79	77	85.5	75	81	74
	250	52	84	81	79.5	70	86	71	75	70	78.5	68	76	69
	500	47.5	88.5	83.5	80.5	70	86	73	76	66	79.5	70	75	68
	1000	41	93.5	90.5	88.5	78	91.5	80	80	74	85.5	74.5	82	74.5
	2000	40	92	88	84.5	74	89	75	74	68	82	71	76	70
	4000	29	89.5	85.5	82	70.5	85	71	72	63	79.5	65	71.5	62
	8000	24	83	78	73.5	62	75.5	64	64	56	71.5	59.5	62	50.5

数値はオクターブバンドの音圧レベル (dB) を示す。



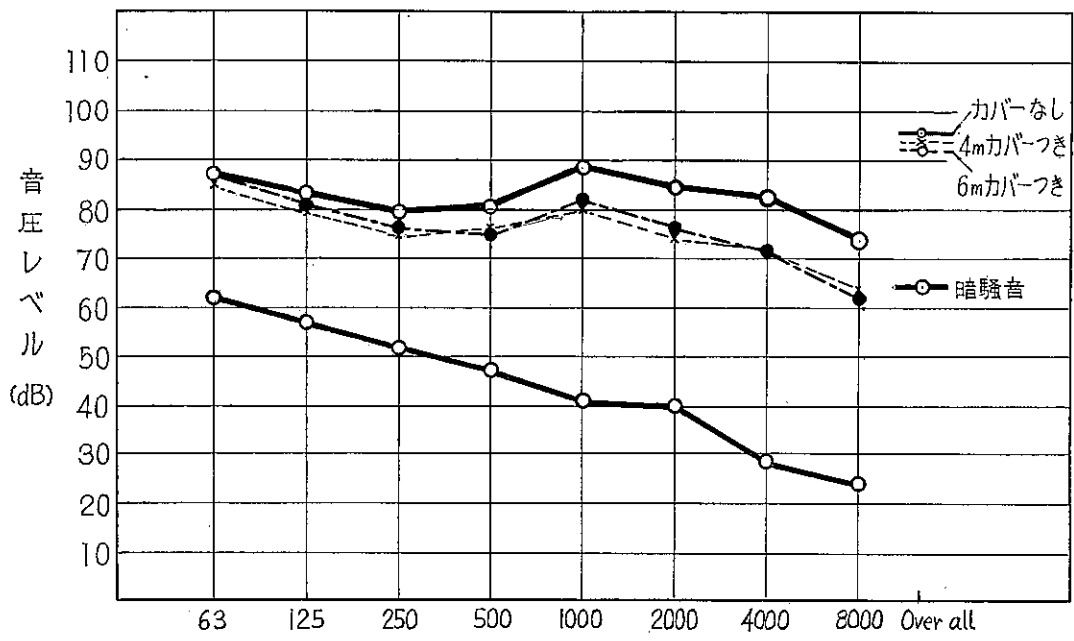
オクターブバンド中心周波数 (Hz)

図6 ディーゼルバイルハンマ騒音の周波数特性 (測点 No. 10C)



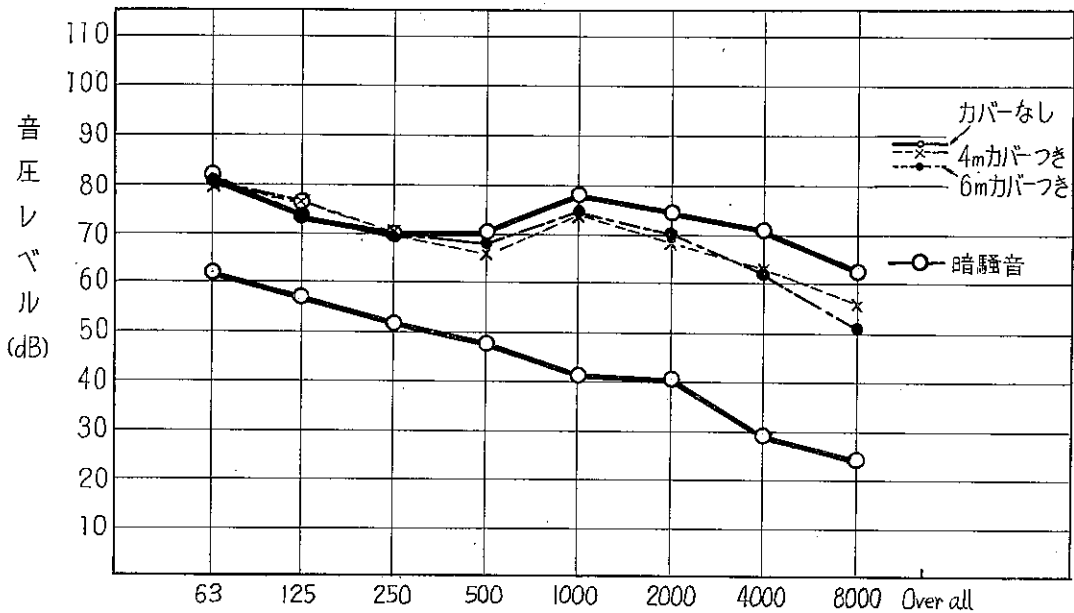
オクターブバンド中心周波数 (Hz)

図7 ディーゼルバイルハンマ騒音の周波数特性 (測点 No. 30C)



オクターブバンド 中心周波数 (Hz)

図8 ディーゼルバ-ルハンマ騒音の周波数特性 (測点 No. 30D)



オクターブバンド 中心周波数 (Hz)

図9 ディーゼルバ-ルハンマ騒音の周波数特性 (測点No. 50C)

(2) 周波数分析結果

表6は測点10Cにおいて、日本電子工業製FA87
 1/3オクターブバンドパスフィルターとPA87指示騒
 音計の指示計を用いて測定した各中心周波数におけ

る音圧レベルを示す。測定値はハンマの各打撃毎に
 指示計の時定数はFastでバンド毎の音圧レベルの
 最大指示値を数回読み取った平均値である。図5は
 これを消音装置の有無について各中心周波数毎に図

表8 距離別の減音量

ホン(A)

音源からの距離	10m		30m		50m	
	騒音 レベル	減衰量	騒音 レベル	減衰量	騒音 レベル	減衰量
カバーなし	102	—	93	—	85	—
4mカバーつき	95	7	84	9	77.5	7.5
6mカバーつき	94	8	81	12	75	10

表9 騒音対策の経済性

5ホン以下の騒音対策 しか可能でない場合	金をかける価値 はあまりない
5ホン～10ホン	多少金をかけて も良い
10ホン以上騒音を下げ ることができる	相当の金をかけ ても良い

表10 ディーゼルバイルハンマ騒音のNR, SIL, Sone

条 件	暗騒音	カバ ー な し				4 mカバーつき				6 mカバーつき					
		10C	30C	30D	50C	10C	30C	30D	50C	10C	30C	30D	50C		
オ ク タ ー ブ バ ン ド 中 心 周 波 数 (Hz)	63	NR数	33.5	69.5	70	65	57.5	81.5	69	62.5	56.5	74	60	65	59
		音の大きさ (Sone)	1	15.5	16	12	7	33	15	10	6	21	8	12	7.5
	125	NR数	40	75.5	72.5	70.5	63	83	63	65.5	63	73	61	68	60
		音の大きさ (Sone)	1.5	20	16	15	9	31	9	10	9	16	7.5	12	7
	250	NR数	43	77.5	74	72.5	62.5	79.5	63.5	68	62.5	71.5	60	69	61.5
		音の大きさ (Sone)	2	20.5	16	15	7.5	24	8	11	7.5	14	6.5	11.5	7
	500	NR数	44	86	81	77.5	67	83.5	70	63	63	76.5	67	71	65
		音の大きさ (Sone)	1.9	30.5	21	18	8.5	26	11	13	6.5	17	8.5	12	7.5
	1000	NR数	41	93.5	90.5	88.5	78	91.5	80	80	74	85.5	74.5	82	74.5
		音の大きさ (Sone)	1.2	44	35	31	14.5	37	17	17	11.5	25	12	20	12
	2000	NR数	43	94	90	86.5	76.5	91	77.5	76.5	70.5	84	73.5	78.5	72.5
		音の大きさ (Sone)	1.2	46	34	28	13	37	20	13	8.5	22	11	15	10
	4000	NR数	34.5	93.5	89.5	86	75	89	75	76	68	83.5	69.5	75.5	66.5
		音の大きさ (Sone)	0.9	54	40	32	15	40	15	16	8.5	27	10	15.5	8
	8000	NR数	31	88.5	83.5	79	68	81	70	70	62	77	65.5	68	57
		音の大きさ (Sone)	0.7	41	29	22	10	25	11	11	6.5	18	8.5	10	4.5
NR数		44	94	90.5	88.5	78	91.5	80	80	74	85.5	74.5	82	74.5	
SIL (dB)		37	93	88	85	74	88.5	75.5	72	68.5	82	70	76.5	69	
Sone 数		4.5	119	90	74.5	36	104	46	42	27.5	67	30	46.5	27.5	

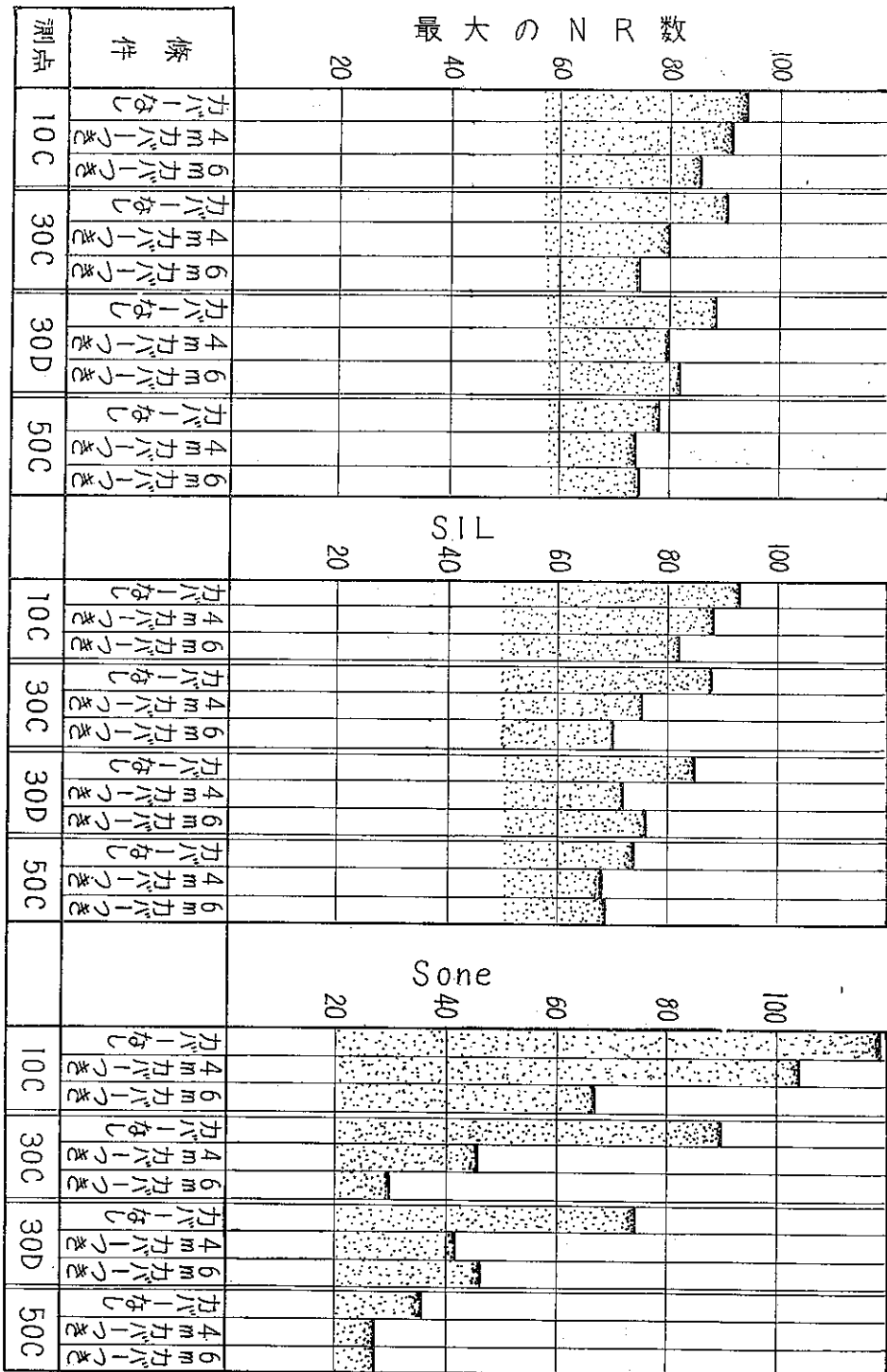


図10 消音装置有無によるNR数, SIL, Sone数

示したものである。

つぎに、表7はリオン製NA07指示騒音計（Fast・C₁特性）を通してNAGRAⅢ携帯録音器に録音したものを再生してB&K社製Type 2112オクターブ分析器を通して高速度レベルレコーダーに記録し読み取ったものである。

図6～9は、これを各測点ごとにカバーの有無について図示したものである。

4・2 試作した消音装置の消音効果について

(1) 最近（1966. 12）のISOの提案では騒音評価の方法として従来のNR数を用いる方法に代り騒音レベル(A)による方法が推奨されている。また、騒音規制法における規制基準は騒音レベル(A)により表現されているので、まず騒音レベル(A)による比較をとりあげてみる。

地上1.2mにおける騒音レベル(A)をみると表8に示すごとく、4mカバーと6mカバーの間に大きな差はないが、いずれも建設工事騒音規制基準である「30m離れて85ホン」を満足している。

また、ホン数の減少は7～12ホンで、これは守田米著「騒音と騒音防止」によれば金をかける価値のある防音対策の分類に入れることができる。（表9）

(2) 周波数分析の結果により得られた各バンドの音圧レベルを評価して音のうるささとか、会話妨害あるいは音の大きさの比較を行なうとする試みが種々なされており、ここではNR数、SILおよびSone数をとりあげてみた。図10は表10の数値を図示したものである。

4・3 試験結果からみた消音装置試作品の評価と問題点

今回の試作は騒音規制法の規制基準である30mの地点において85ホン以下におさまったことは消音効果の面からみれば成功であったといえる。

4mカバーと6mカバーでは消音効果に大差はないが、6mカバーの方が若干効果が優れている。

作業上の安全性についてはカバーの吊下げ方法等留意すれば、カバーが無い場合と比べて特に問題が生じるとは思われない。

ハンマの性能におよぼす影響としては長時間運転を行なった場合、カバー内部の温度上昇によりハンマが過熱し、打込能力の低下を起す恐れがあるかも知れないので、この点を夏期に連続運転を行なって確認をする必要がある。

つぎに杭打作業全体についてみるとカバーを取り付けることにより杭の建込作業に支障が出て来るものと思われる。試作したカバーを杭打機に取り付けた場合にどの程度建込時間が増加するか、また、建込作業に支障がない程度にカバーを改造した時、消音効果はどうなるかについても今後追究する必要がある。

5. 結 語

ディーゼルパイルハンマの騒音振動除害方法の研究は主として、騒音を対象とした消音装置の試作実験を行ない、試験結果にみられるような30m地点における85ホン以下を満足するものを製作することができた。

しかしながら研究受託決定が遅れて、昭和44年11月末日より防音カバー委員会が発足したため、その設計製作が昭和44年度末になったため、予定の工事現場における試験を省き石川島造船化工機におけるディーゼルパイルハンマ試験場における実験にとどまった。

したがって反響建物の多い都市部における効果は未確認である。

今後ディーゼルパイルハンマ消音装置の実用化のためには次のような検討を引き続き行う必要が認められる。

- (1) 実用上全長4mのものが使用し易いという点から考慮して、さらに消音効果を上げるため、防音材料について検討を進める。
- (2) 万全のためくい打格に接着した場合の重量バランスを検討し使用指針を作成する。
- (3) 防音カバーの開き戸が風等により、くい打込時に動かないように開き位置固定装置を考える。
- (4) 施工者の意見を入れてさらに使用し易いように改良をはかる。（例、吊込方法注油点検等に対して）
- (5) 消音装置装着時の施工能率調査

第2章 可搬式コンプレッサの消音装置

1. 消音装置の概要

可搬式コンプレッサから発生する音は、ブレード音、その他、各部のビビリ音、ラジエーターエア部の風音等で、騒音評価数N値を決定している周波数帯域が高音域にあり、うるささが大きい。

従来、わが国において、この種の消音装置の公式記録がなく、僅かに欧州における類似例を文献で散見する程度で減音効果の予測がはなはだ困難である。

有効な防音壁を設計するには、音源→壁→受音点の距離、音源や受音点の位置、壁の高さ、周波数、全域騒音、波長等の諸条件が考慮されるが、これらの計算結果から、

- (1) 高周波帯では割合に効果が現われる。
- (2) 低周波帯では音の回折が起り、結果は少ない。
- (3) 音波は光学上の理論によく似ているので、音源が視界に入ると効果は望めない。

等の結論が得られている。そのほか防音壁で最も経済的に効果をあげるには、SLR(Sound Level Reduction)が10~15dBになるように設計すべきであるといわれている。壁の構造には限界があり、壁だけで高度の防音を望むことは困難であるからである。

よって、本装置では騒音の高周波帯での効果をねらっ

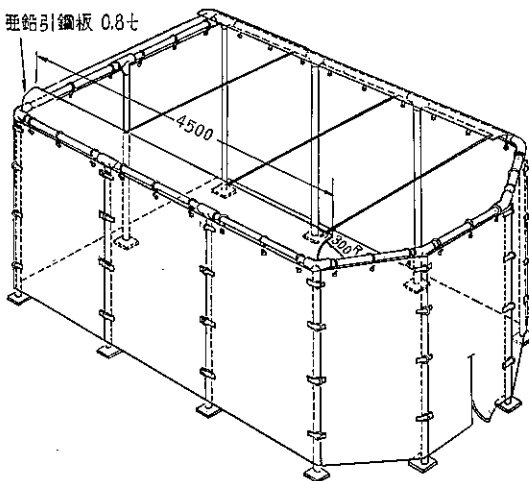


図1 可搬式コンプレッサ消音装置構造図(1)

て、周囲を遮音幕、吸音幕等の防壁で囲む構造とした。

構造の決定、および防音材選定の主眼点としては

- (1) 減音効果をあげる
- (2) 分解、組立及び移動性が容易な構造であること。
- (3) 機材の発生する熱によって、機械本来の性能を阻害しないこと。
- (4) 製作費が低廉であること。

の4項目である。

2. 消音装置の構造

本装置は図1・2・3に示す如く、鋼管製枠と遮音材及び吸音材を内部に狭んだ防炎、防水シートからなる。大きさについては建設業者保有の機械調査にもとづき、容量10m³/min、100PS程度の可搬式コンプレッサを対象に考え、テント内で運転及び点検が可能なる大きさとした。

- (1) 鋼管枠

25Aパイプ、隅用三方接手、T型三方接手、及び鋼板、各一式よりなり、分解、組立及び移動が容易な構造とした。

また、天井に遮音板を設け、開放された上部より直接大気に放射される音の減少を図った。

- (2) 遮音幕

厚さ0.7mmの含鉛ビニールシートの片面に防水、防

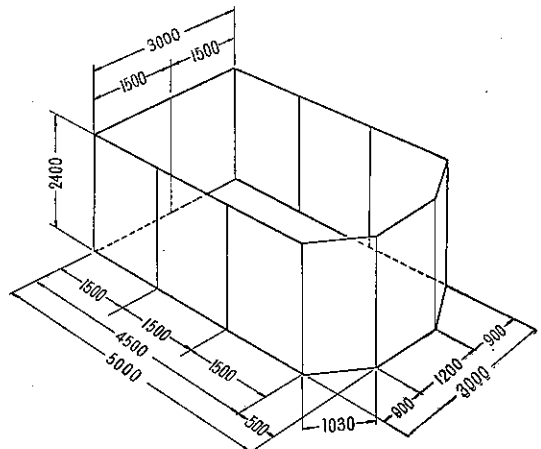


図2 可搬式コンプレッサ消音装置構造図(2)

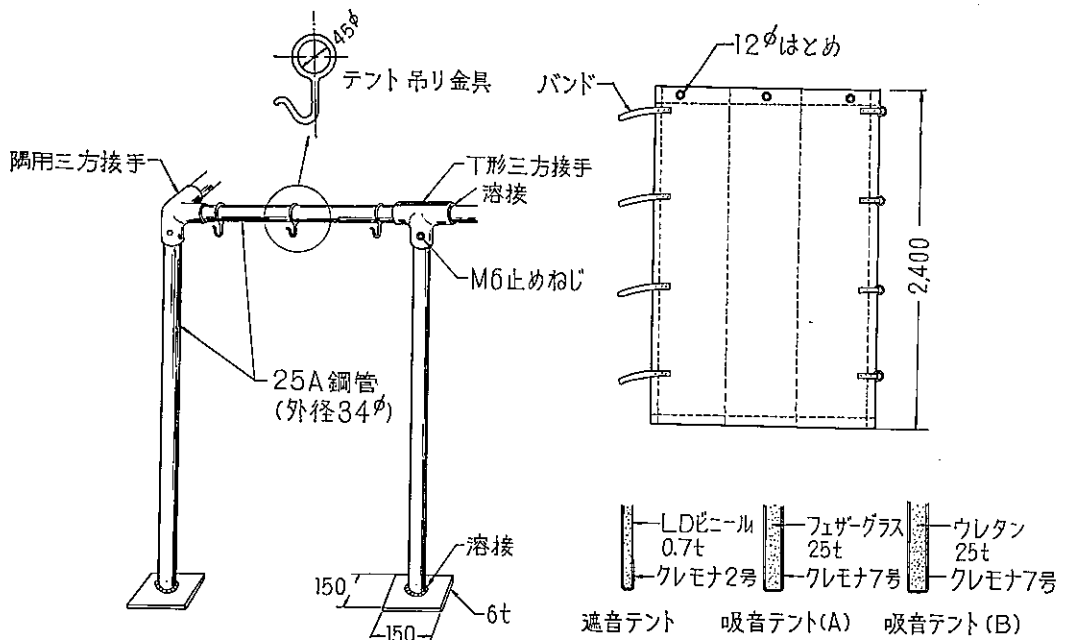


図3 可搬式コンプレッサ消音装置構造図(3)

炎処理したビニロン帆布をミシン縫いしたもので、鋼管枠の棧に吊下げ、各幕はバンドで結合し支柱を包围する。

(3) 吸音幕(A)

遮音幕と同じ大きさで厚さ25mmのフェザーグラスを防水処理したビニロン帆布で包んだもので鋼管枠の棧に吊下げ各幕はバンドで結合し、支柱を包围する。

(4) 吸音幕(B)

防音幕(A)と同じ大きさの厚さ25mmのウレタンフォームを防水処理したビニロン帆布で包んだもので、鋼管枠の棧に吊下げ各幕はバンドで結合し支柱を包围する。

3. 消音材料の選定

(1) 遮音材

防音幕を構成する材料の遮音度は次の条件によって選ばれる。

(a) 幕と受音点が相当の距離があり、空気による減衰が期待できる状態のときは必ずしも高度の遮音材料は必要としない。

(b) 受音点が幕に接近しているとき、例えば都市の人家密集地帯の作業には、組立、解体、運搬等に支障のな

い限り、遮音度の高い材料を使うことが望ましい。

本試験には遮音材として合鉛ビニールシートを試用した。その性能は図4、5のとおりである。

(2) 吸音材

テント内側に性能のよい吸音材を使用することは、米国の例を見ても判るように最も望ましいことであるが、本試験には雨による吸水と組立、解体、運搬に対する損傷などを考慮して、内外面とも防水ビニロン帆布で被覆した。そのため吸音性は相当低下している筈である。図6、7、8は本試験に用いた吸音率を示す。但し、何れも素材の値である。

(3) 吸音バツフル

この懸吊式吸音板は開放された上部より直接大気に放射される音のエネルギーを吸収するために使用した。

板状のバツフルは大体騒々しい建築物、例えば工場、体育館、公会堂などの天井に使用され、間隔は2呎～6呎の範囲で懸吊する。この効果は80～120dBの音圧に対し、ラウドネス30%～60%を減衰させることが施工実例で示されている。本試験での目的は室内消音でなく、一種のスリッター型消音器の様式をとったものである。

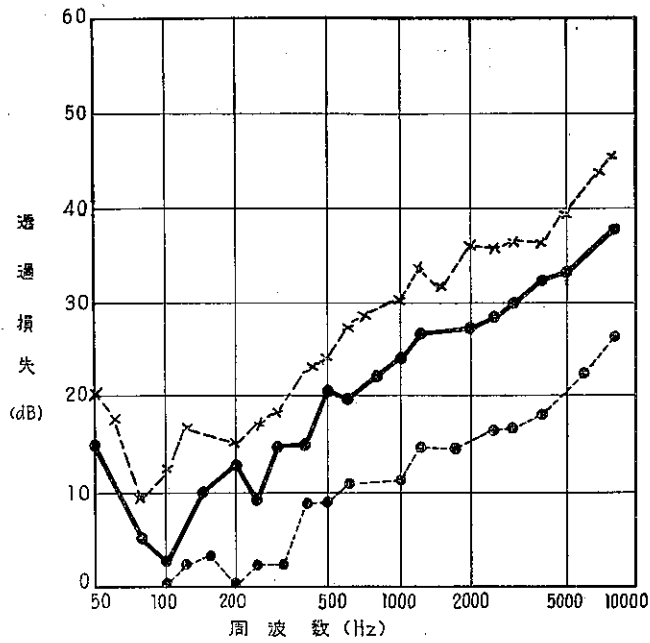


図4 遮音材の周波数特性

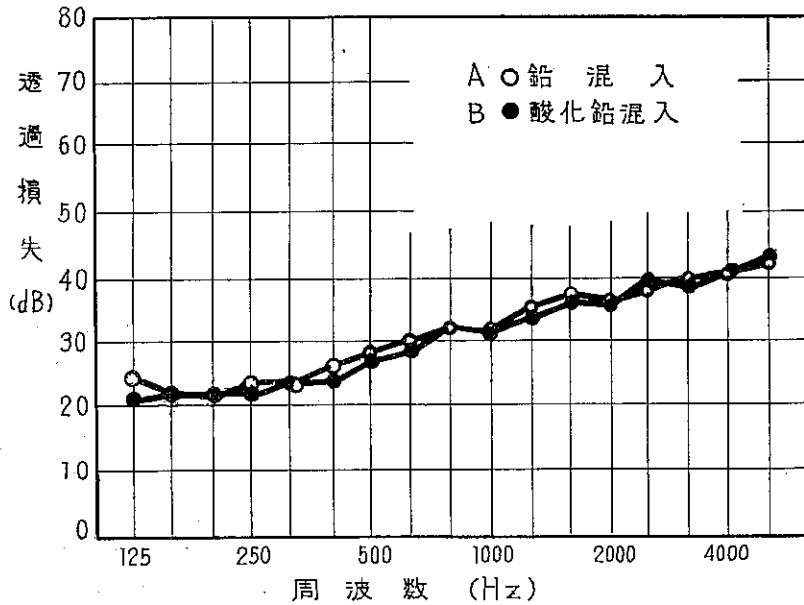


図5 遮音材の周波数特性

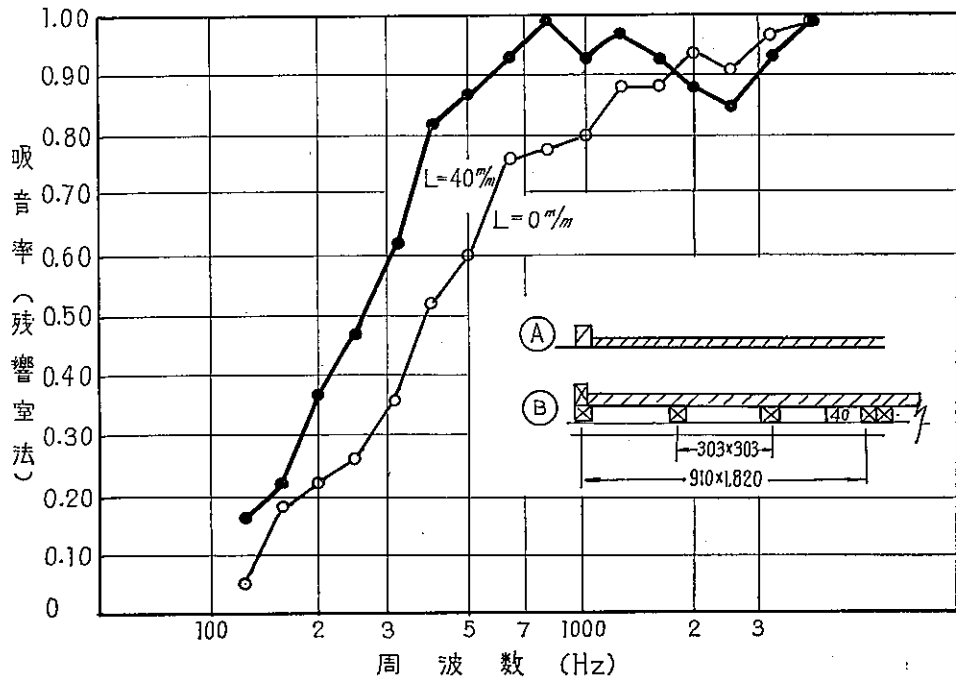
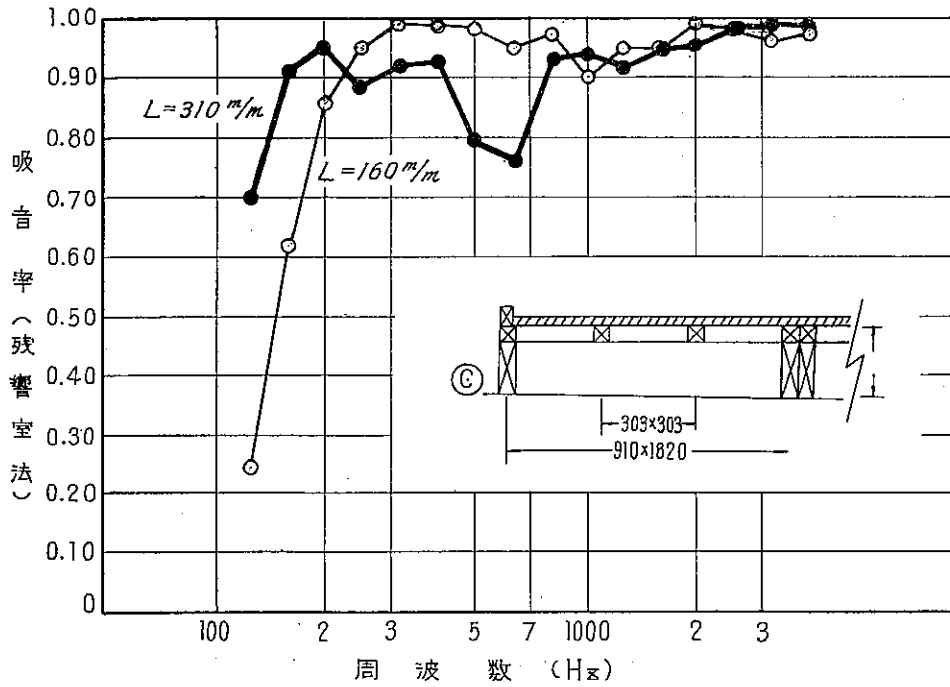


図6 フェザーグラス吸音率



フェザーグラス (FG-232)
規格寸法 $610 \times 915\text{ m/m}$ 厚さ m/m 密度 32 kg/m^3

図7 フェザーグラス吸音率

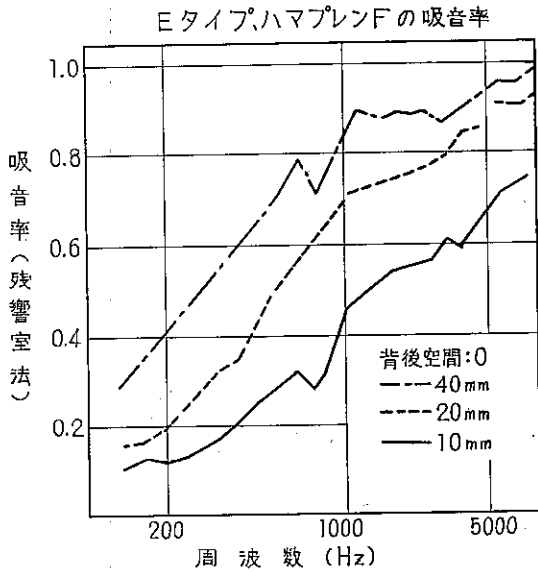
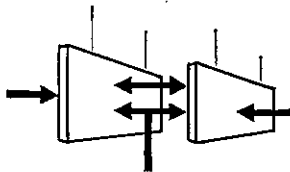


図8 ハマプレNF吸音率



音は両面と厚さの方向に当る

図9 懸吊吸音板の吸音作用

4. 消音装置の試験結果

4.1 試験時の各種条件

(1) 試験場所

静岡県富士市大淵3154番地，建設機械化研究所。
 試験を実施したのは図11に示す如き平坦な芝生上で，コンプレッサ中心から10・20・30mの円周上に各4点，計12点の測点を設けた。

(2) 試験期日

昭和44年2月20日，21日

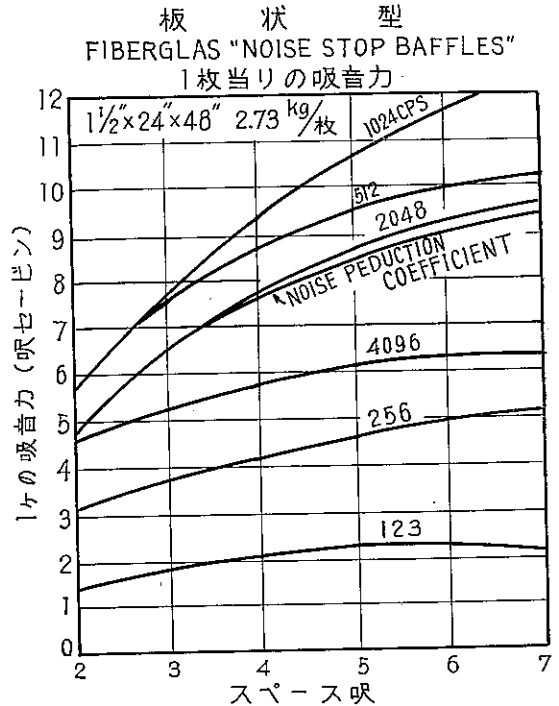
(3) 試験気象条件

試験時の気温，気圧，風向風速を表1に示す。

(4) コンプレッサの運転条件

コンプレッサは定格負荷（回転速度1800rpm 7.5 kg/cm²）で運転した。

(5) 供試コンプレッサの仕様



Owens-Corning Fibreglas Corp
 O. C. F. 板状吸音バツフル
 旭ファイバークラス株式会社

図10 板状吸音バツフルの吸音力

機種 RV105型 可搬式 ロータリ コンプレッサ

(三井精機工業株式会社製)

常用圧力 7kg/cm²

吐出容量 10.5m³/min

回転数 1800rpm

エンジン定格出力 106PS (D S 50A)

(巾) (長) (高)

車体寸法 1,660 x 3,760 x 2,070mm

重量 2600kg

(6) 使用計測器仕様

(a) 騒音計

名称 日本電子工業製 P S 81型指示騒音計

周波数範囲 50~8000c/s

測定範囲 40~130ホン

指示計時定数 fast (0.25秒)

(b) 周波数分析器

名称 日本電子工業製 F A 87型

指示計 同上社製 P S 87型指示騒音計
 周波数範囲 31.5~8000c/s
 測定範囲 30~130ホン
 指示計時定数 fast レンジで0.2~0.25秒

(c) 温度計

名称 宝工業(株)製 SPD12型サーミスタ温度計
 測定範囲 -5°~200°C
 最大誤差 ±1°C
 名称 横河電機製 CA型熱電温度計
 測定範囲 0~800°C
 最大誤差 ±3°C

(d) 気圧計 フォルタン型水銀気圧計

(e) 風向風速計 自記風向風速計

4・2 各種消音効果測定

最初に消音装置のない場合の騒音を測定しつぎに各種の消音装置を取りつけた場合の騒音を夫々測定した。表2にその結果を示す。

図12, 13, 14は表2から同一円周上の騒音を消音装置のない場合と、各種消音装置をつけた場合を棒状グラフ

に対比したものである。また図15はコンプレッサ中心からの距離に対する騒音の減衰度を示したものである。

4・3 各種消音装置をつけたときの周波特性

図11に示す測点1, 2, 3において周波数分析器を用いて $\frac{1}{3}$ オクターブバンドの各中心周波数の音圧レベルを測定した。

L・V: レッドビニール使用消音装置

G・W: グラスウール使用消音装置

U2.5: ウレタン使用消音装置(周壁高さ2.5m)

U2.0: 同上(周壁高さ2.0m)

F・G: フェザーグラス製吊幕

+ : 異種の消音装置を2重に使用したもの

図16~22は表3から各種消音装置毎に装置の無い場合と有る場合の騒音周波数特性と比較したものを示す。

4・4 消音装置内の温度測定

消音装置の取り付けによって装置内の気温が上昇し、コンプレッサ本体に影響を与えることが予想されたので各部温度が安定するまで定格負荷で運転を行な、その間5分毎に各部温度の測定を行なった。表3にその結果を

◎:マイク □ホン位置(地上1.2m)

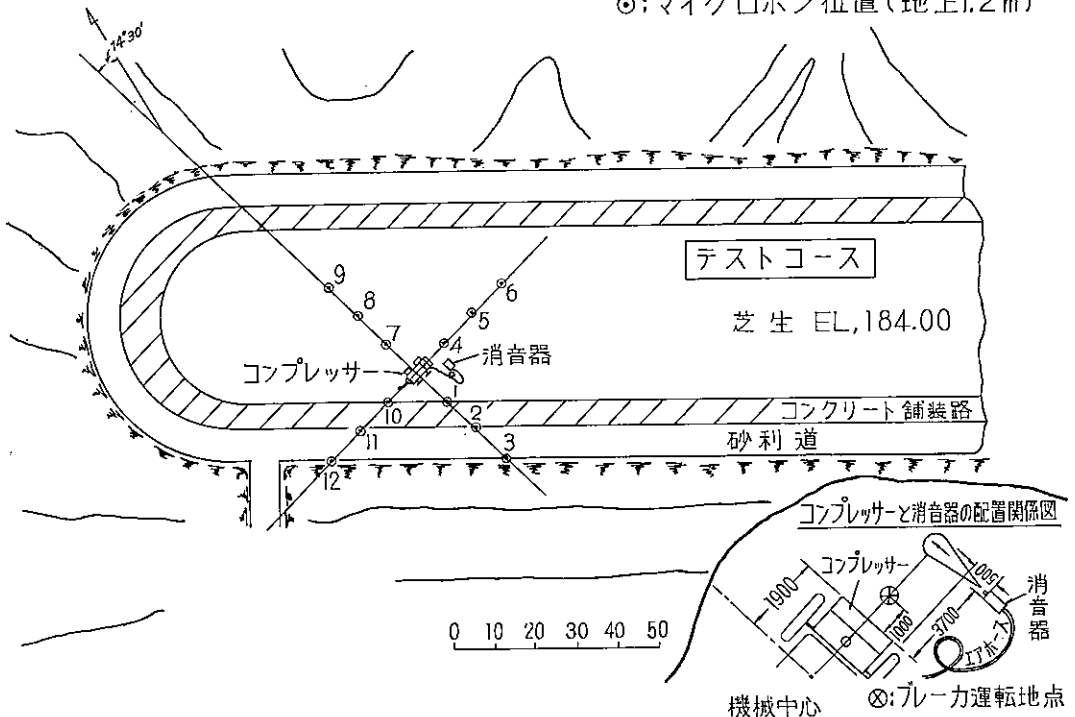


図11 騒音測定場所の見取図

表1 試験時の気象

月 日	時 刻	気 温 (°C)	湿 度 (%)	風 向	風 速 (m/Sec)	気 圧 (mm Hg)
2月20日	14時00分	6.3	午前10時 97	WSW	0.8	741.0
"	14時30分	6.3		WS	0.5	741.0
"	15時00分	6.3		WSW	0.5	741.0
"	15時30分	6.3		WSW	0.5	741.0
"	16時00分	6.3		WNW	1.0	741.0
"	16時30分	6.1		WNW	1.0	741.5
2月21日	9時00分	2.4		ESE	0.2	738.0
"	9時30分	2.6		S	0.2	738.0
"	10時00分	2.8	98.5	S	0.1	738.0
"	10時30分	3.0		—	0	737.5
"	11時00分	2.8		SSE	0.2	737.5
"	11時30分	3.0		SSE	0.2	737.5
"	12時00分	2.4		SSE	1.0	737.0
"	13時30分	2.8		SSE	0.5	737.0
"	14時00分	3.1		SSE	0.1	737.0
"	14時30分	3.3		SE	0.8	737.0
"	15時00分	3.2		ESE	0.5	737.5

(注) 2月20日の天気は小雨 2月21日の天気は曇り

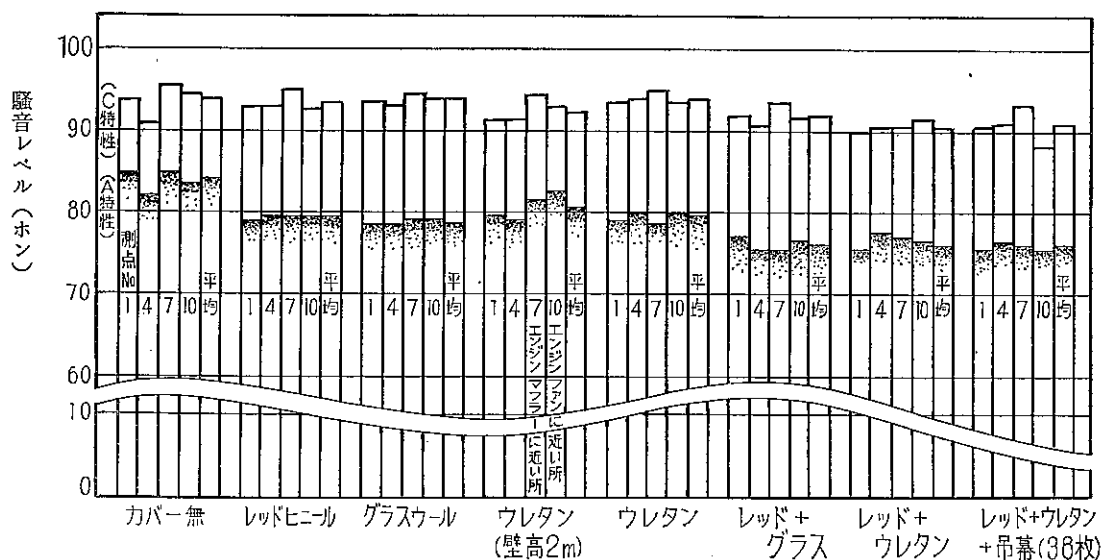


図12 各種消音装置の10m地点にける消音効果

表2 各種消音装置の消音効果測定記録表

測点番号	消音装置無		レッドピニール		ガラスウール		ウレタン (厚高2m)		ウレタン		レッド+グラス		レッド+ウレタン		レッド+ウレタン+吊幕 (39枚)		
	A特性	C特性	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	A	C	
10	1	85	94	79	93.5	78.5	93.5	79.5	91.5	79	93.5	77	92	75.5	90	75.5	90.5
	4	82	91	79.5	93	78.5	93	79	91.5	80	94	75.5	90.5	77.5	90.5	76.5	91
	7	85	95.5	7.59	95	79	94.5	81.5	94.5	78.5	95	75.5	93.5	77	90.5	76	93.5
	10	83.5	94.5	79.5	92.5	79	94	82.5	93	80	93.5	76.5	91.5	76.5	91.5	75.5	88
20	2	77	90	74	89.5	73	89	73	88	73.5	89.5	72.5	88	69.5	86.5	68.5	86.5
	5	74.5	86.5	74	88.5	71.5	87.5	74	87.5	75.5	89.5	69	85	71	86.5	71	87
	8	79.5	90.5	73	89.5	73	90	75.5	89.5	72.5	89	70	88	70.5	88	71	88.5
	11	79	89.5	73.5	88	73	89	77.5	88	72.5	89	69.5	86.5	69.5	85.5	68.5	84
30	3	74.5	86	69.5	85.5	70	85.5	70.5	85	69.5	86.5	68	84	66	82.5	66	82.5
	6	69	84	70.5	86	69	85	70	83.5	70.5	85.5	66.5	82.5	63	82	66.5	83.5
	9	76	87	69	85.5	69	86	73	84.5	69	86	66	84.5	67	84	66	84
	12	74.5	84.5	69	83	69	84	73	84.5	69.5	84	66	81	66	81	65.5	79
テスト前暗騒音	47	71								B特性 ※47	55						
テスト後暗騒音	※一	52								B特性 ※45	51						
測定時刻	14:05~14:15	15:02~15:12	15:40~15:50	15:01~15:08	9:34~9:42	16:17~16:24	10:04~10:12	10:27~10:34									
測定期日	2月20日	〃	〃	2月21日	〃	2月20日	2月21日	〃									
備考	A特性で測定不可能 コンプレッサ回転数 1800rpm 吐出圧 7kg/cm ²																

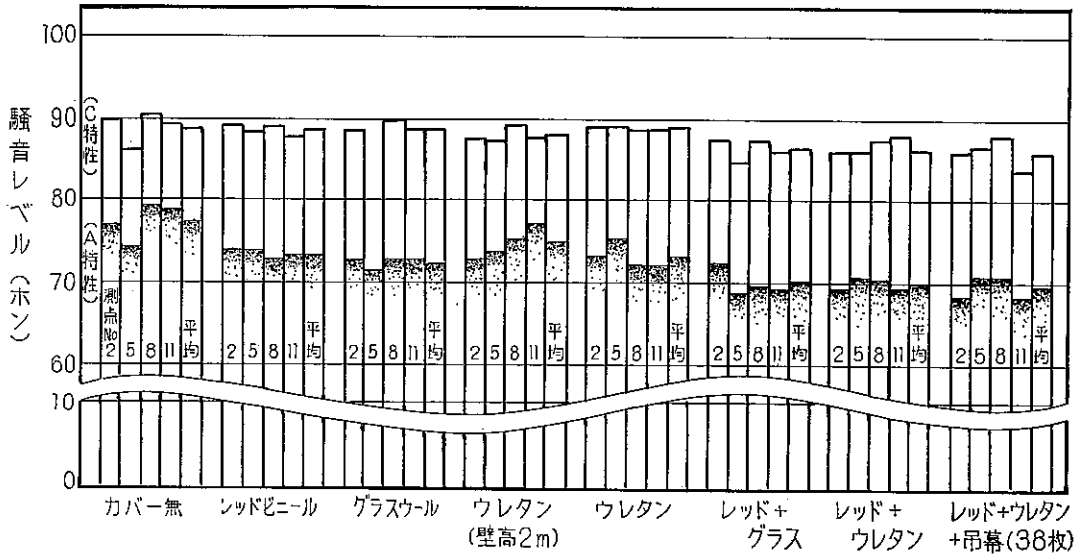


図13 各種消音装置の20m地点における消音効果

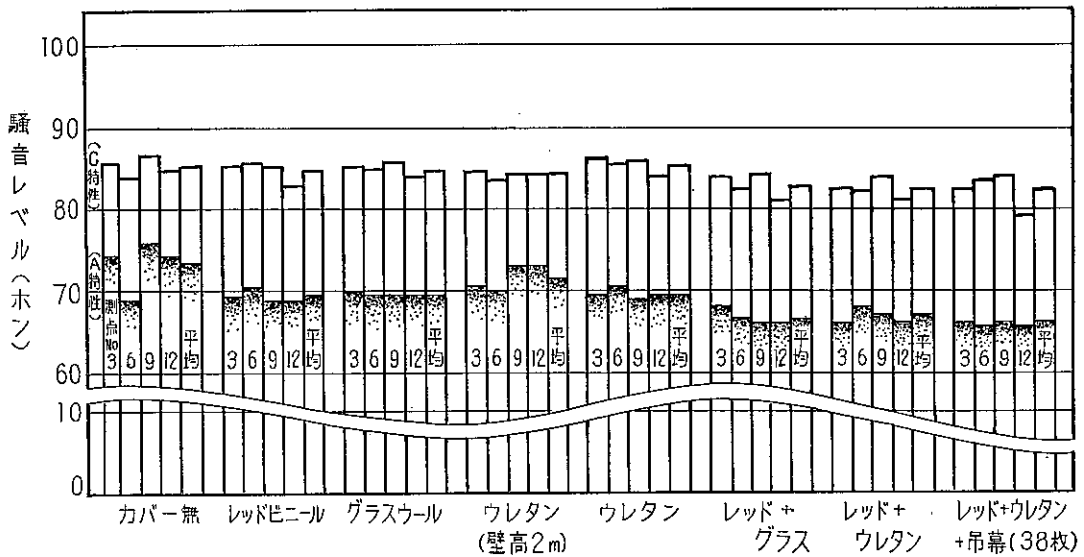


図14 各種消音装置の30m地点における消音効果

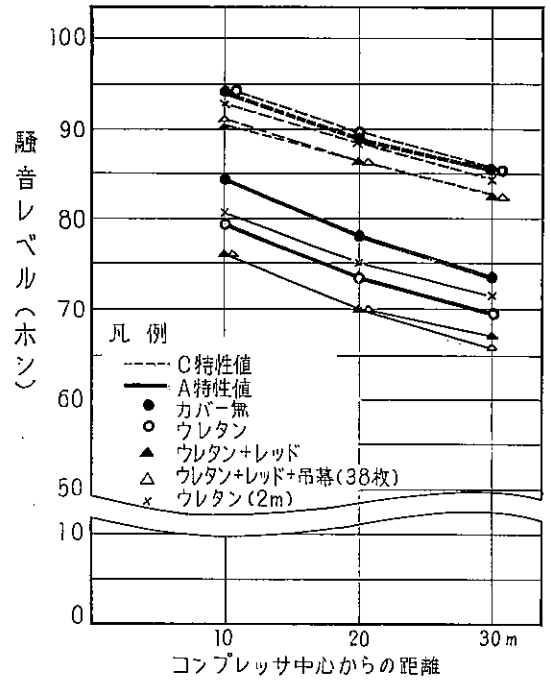
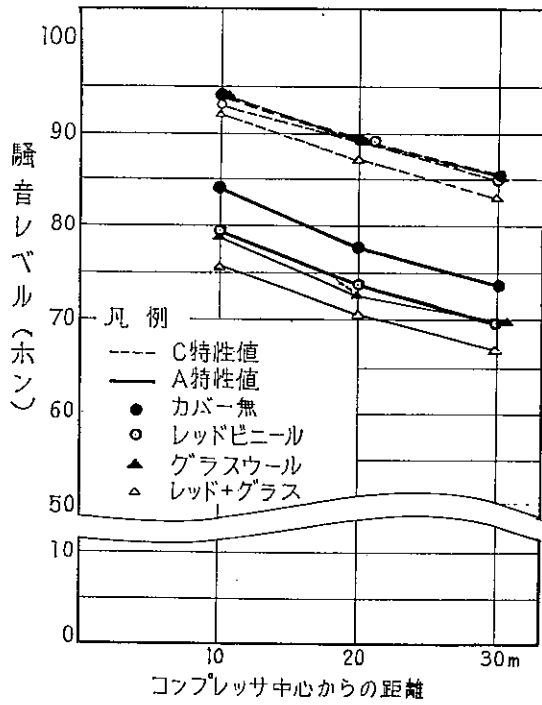


図15 各種消音装置の消音効果 (同心円上の平均値)

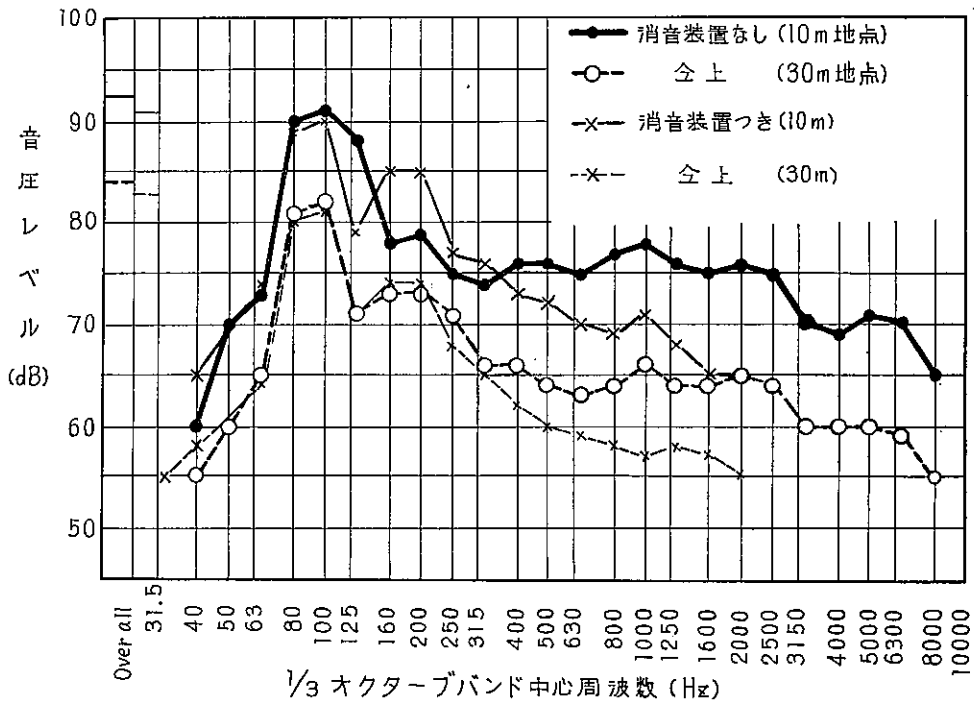


図16 コンプレッサ騒音の周波数特性 (レッドビニール)

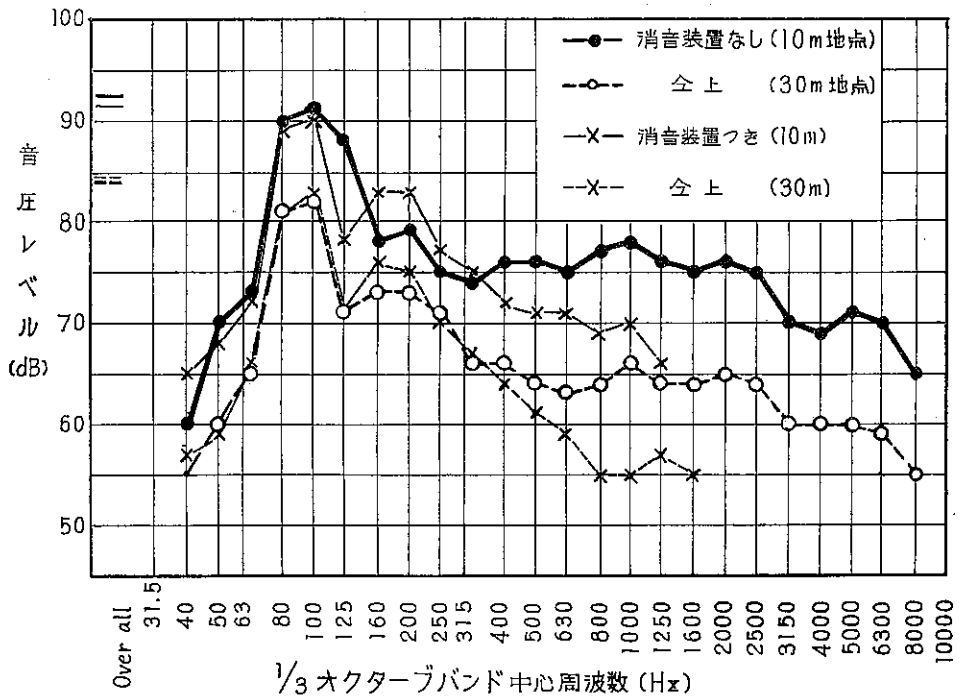


図17 コンプレッサ騒音の周波数特性 (グラスウール)

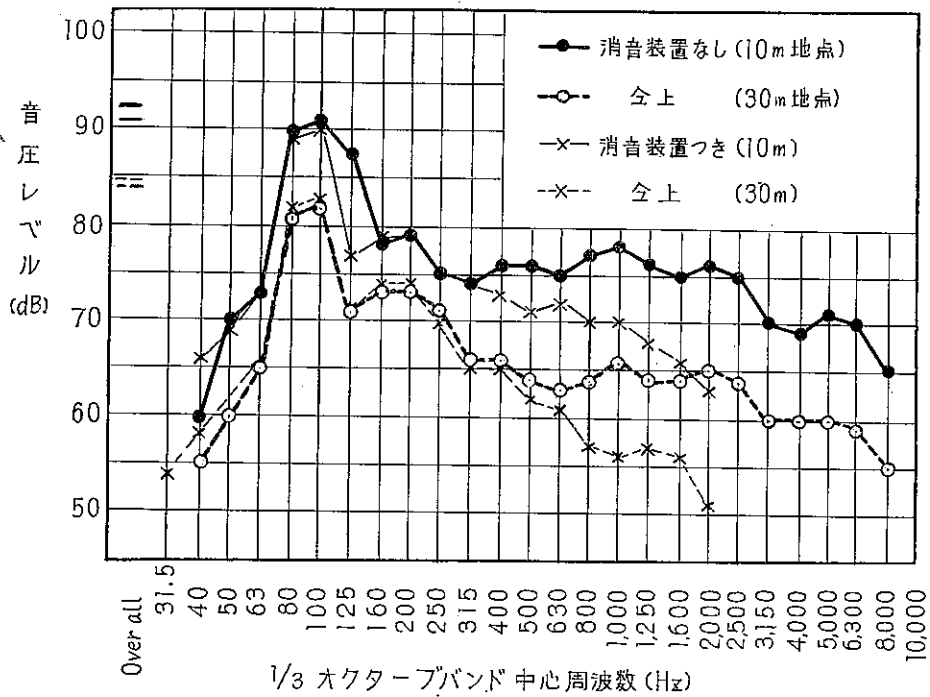


図18 コンプレッサ騒音の周波数特性 (ウレタン)

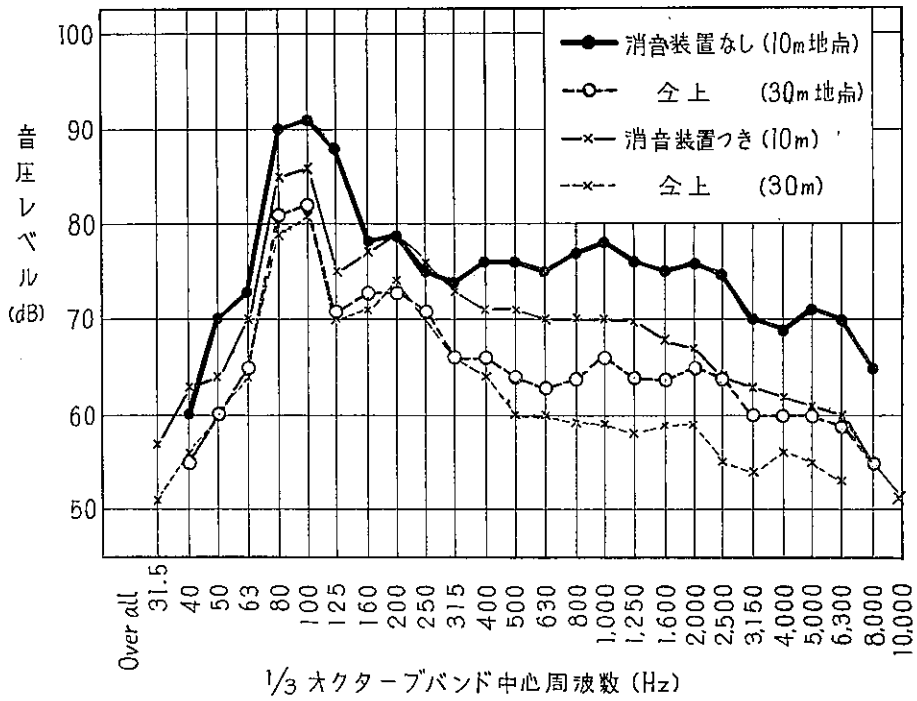


図19 コンプレッサ騒音の周波数特性 (ウレタン周囲高2m)

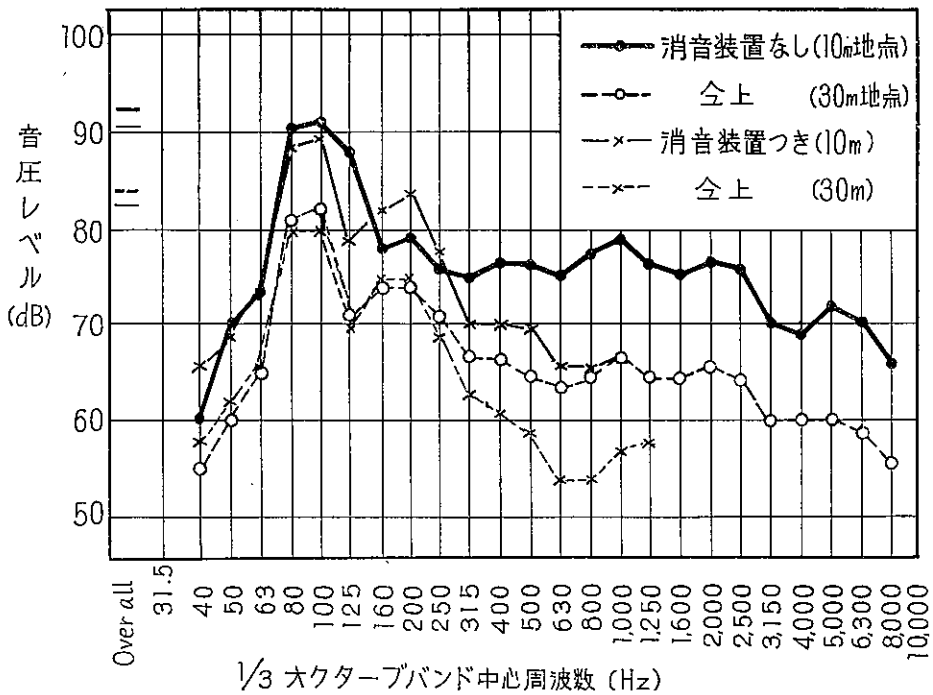


図20 コンプレッサ騒音の周波数特性 (レッドビニール+グラスウール2重張)

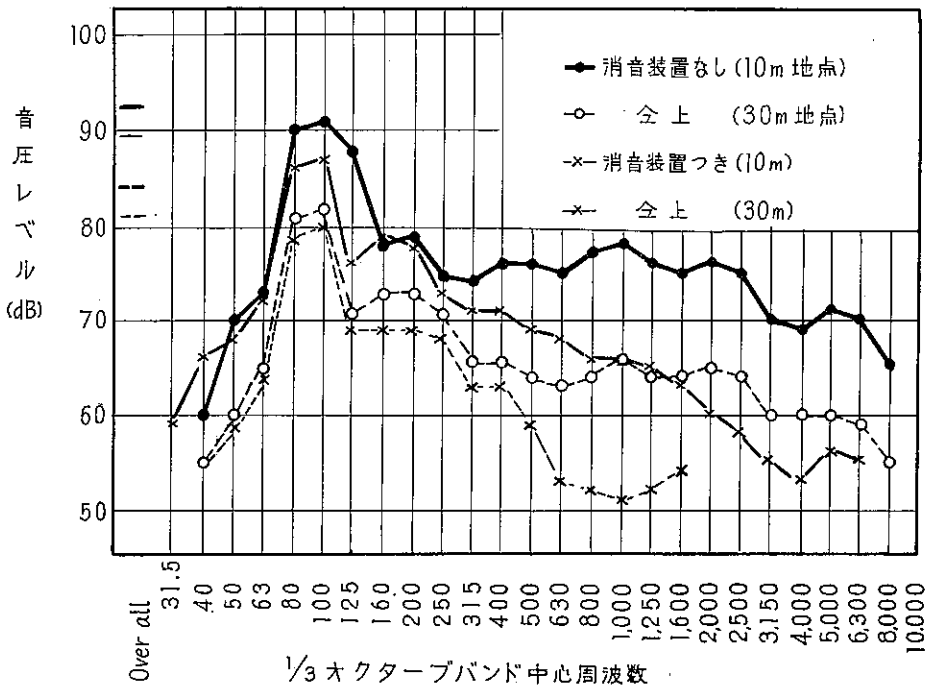


図21 コンプレッサ騒音の周波数特性 (レッドビニール, ウレタン2重張)

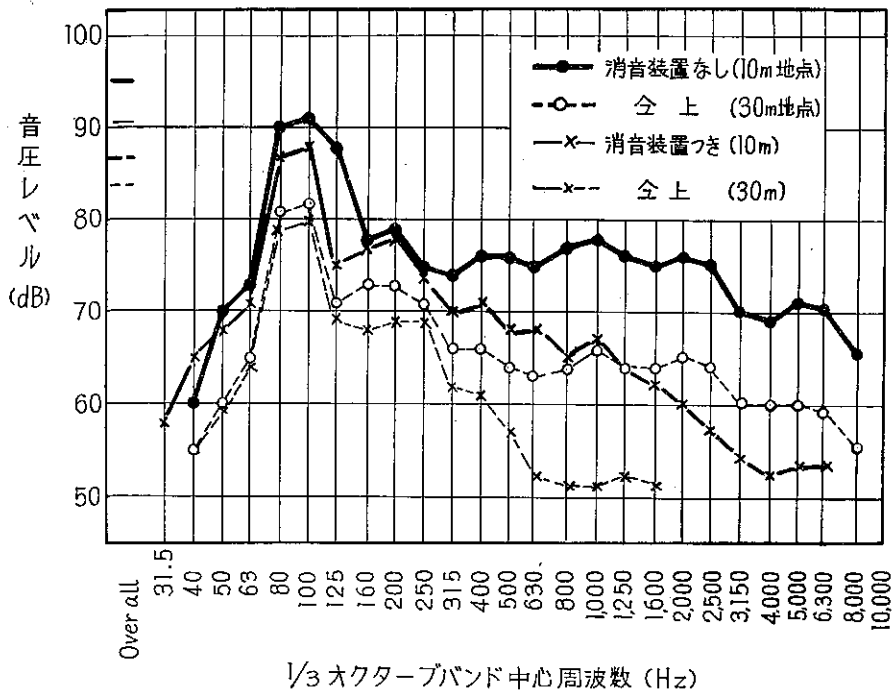


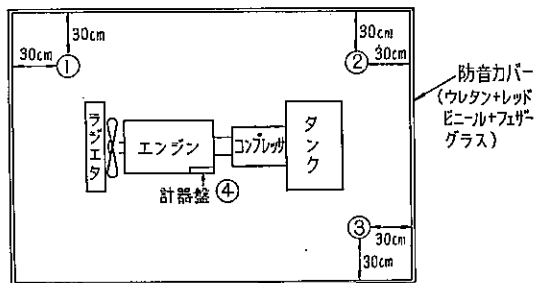
図22 コンプレッサ騒音の周波数特性 (レッドビニール, ウレタン2重張+フェザーガラス吊幕)

表3 消音装置内の温度上昇測定記録

消音装置の種別：レッドビニール+ウタン（周壁高さ2.5m）+フェザーガラス吊幕
 試験期日：昭和44年2月21日 天候：曇り

測定番号		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
測定時刻		13-15	13-20	13-25	13-30	13-35	13-40	13-45	13-50	13-55	14-00
各部温度 (°C)	機関オイルパン内油温	62	79	84.5	89.5	92.5	94	94	95	95	94
	機関冷却水入口	48	41	40	48	51	49	51	50	50	49
	// 出口	89	86	90	84.5	78.5	80	78	77	74	73
	機関吸気温	12	18	19	19.5	25	19	23	16	14	14
	機関排気温	450	450	450	445	445	445	440	440	435	435
	コンプレッサ吸気温	12	23	26	25	25	30	31	25	23	19
	コンプレッサ吐出空気温	51.5	61	63	63.5	63.5	63	64	64	64	64
	消音装置内気温 ①	34	39	40.5	42.5	42.5	43	44	43	42	41
	// ②	20.5	26	26	28	30	31	32	30	30	29
	// ③	30	36	37	39	39.5	40	41	39	37	37
// ④	29	35	35	37.5	37.5	39	40	38	37	36	
外気温				2.8							3.1

註：機関およびコンプレッサの吸気温はエアクリーナ入口で測定し、コンプレッサ吐出空気温は消音器出口で測定した。



註：測点①②③は地面より1.5m上 ④は計器盤上で測定した
 図23 消音装置内の気温測定位置

示す。表4において機関およびコンプレッサの吸気温はエアクリーナ入口で測定しコンプレッサ吐出空気温は消音器出口で測定したものである。その他の測定位置を図23に示す。

図24は表3から時間の経過に対する各部温度の変化を示したものである。

4・5 コンプレッサ騒音の音源分布

コンプレッサ自身の騒音はエンジン、コンプレッサ、冷却器、消音器、ときによってはレシーバ本体にも各部異なった特性の騒音を発し、なお、その位置が分散して

いる。ある距離を離れた場合はこれらの騒音が一つの合成された暗騒音のよう形で聴えるが接近すると受音点によって差がでてくる。

図25、26、表4、5は各部の騒音を示す。

但し、これらの測定にはその近くの騒音も同時に混っており、大体の傾向を示しているに過ぎない。

4・6 消音装置の組立および分解工数

表6に装置の組立および分解に要した人員と時間を示す。

5. 考察

5・1 消音効果に対する評価

(1) 減音効果

各種消音装置の減音効果をJIS騒音計A特性で消音装置がない場合と比較してみると表7の如くなる。

この結果から二重幕にした場合は7～8ホンの減音があり、30m測点では66～67ホン(A)となり、ある程度の効果があがっている。しかし一重幕では5ホン前後の減音が二重幕に比し可成り劣っている。

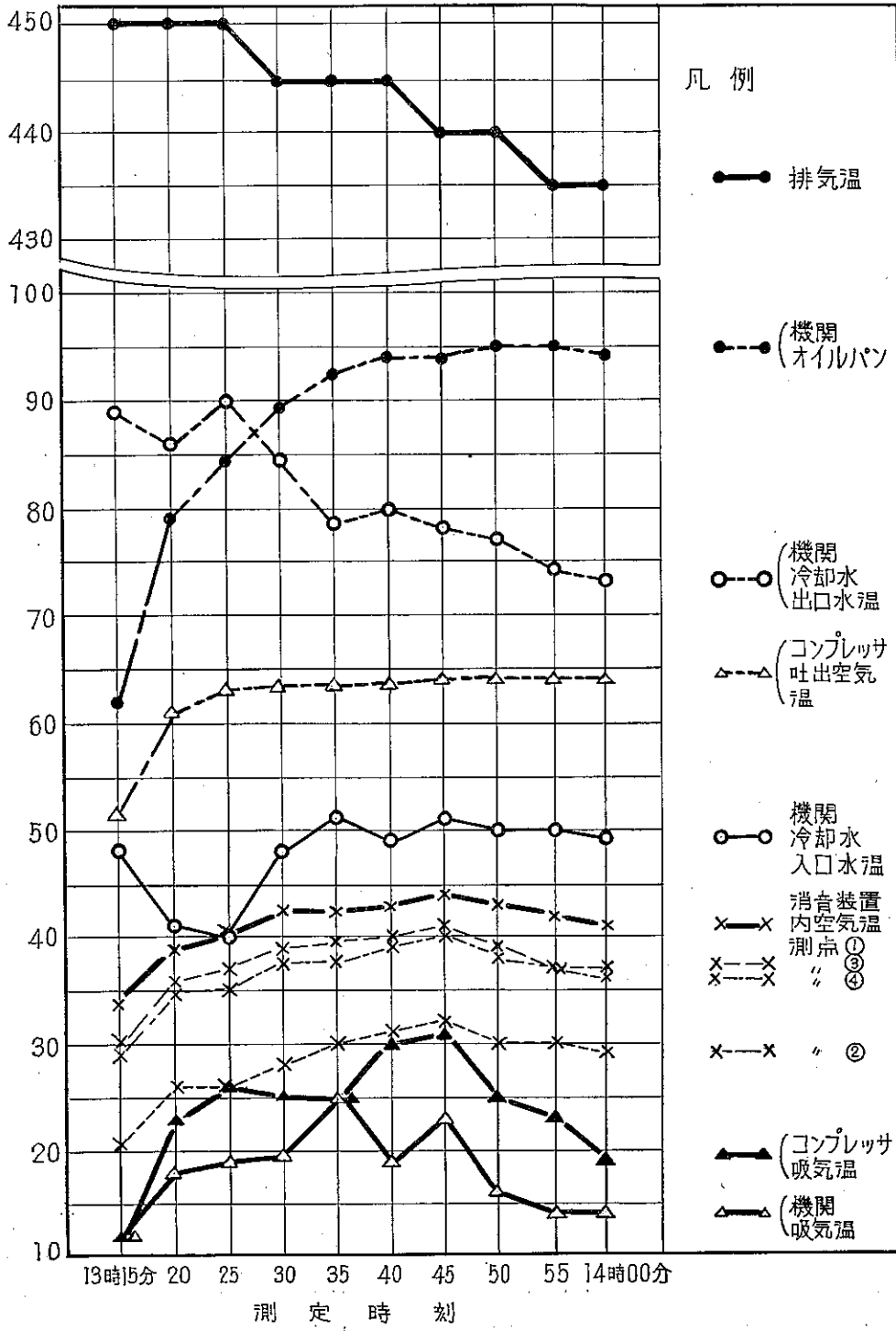


図24 消音装置内の温度変化

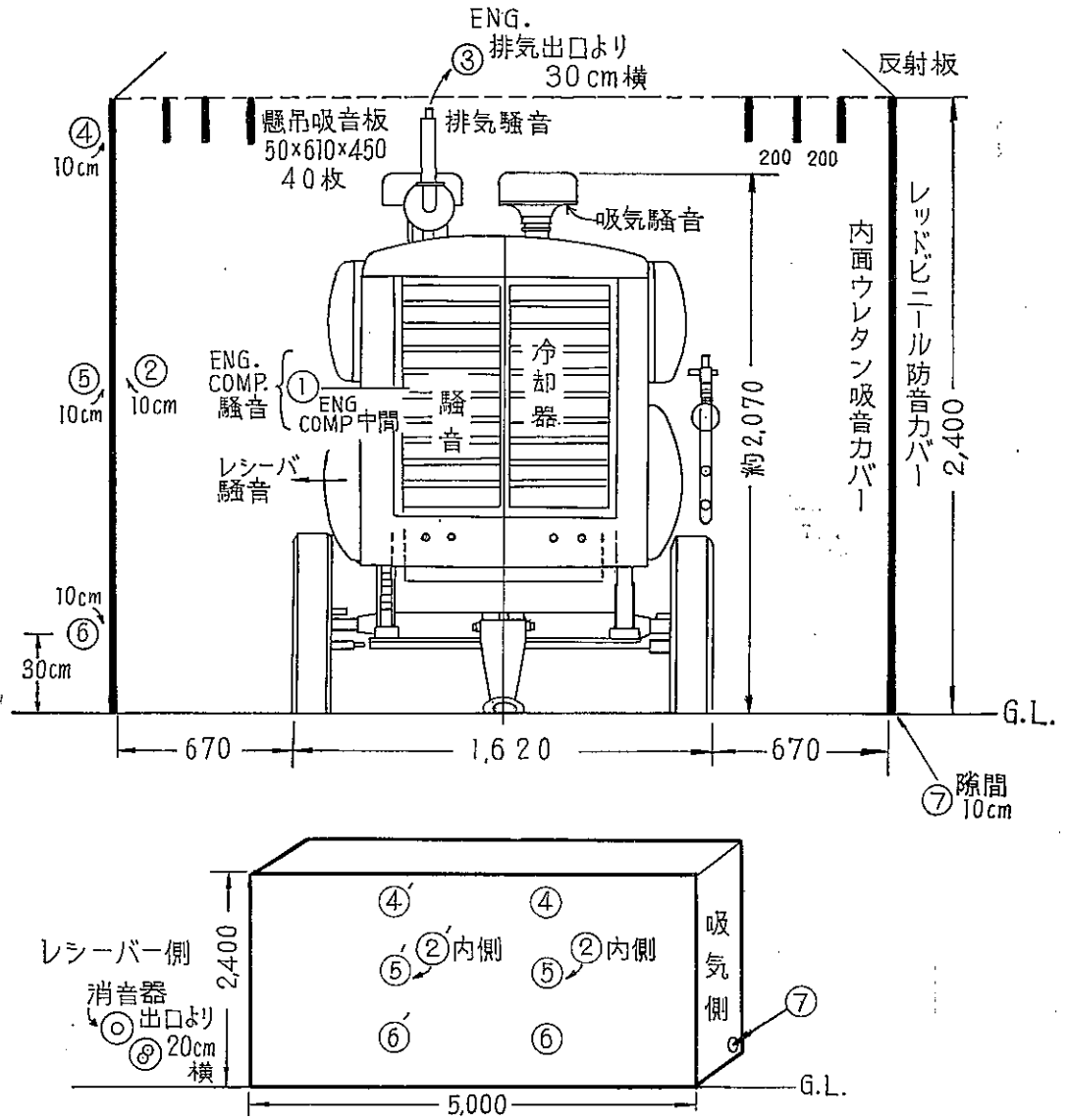


図25 騒音レベルの分布の測定位置(1)

表4 音源周囲の騒音レベルの分布 (図25参照)

測定点	Aホン	Bホン	Cホン	カバー有無
①	107.5	109	109	無
②	108	109.5	111.5	有
②'	109	109	109.5	//
③	106	113.8	117.5	無
④	87	98	96	有
④'	88	95	95	//
⑤	86.5	94	98	//
⑤'	88.5	95.3	98	//
⑥	92	101	104	//
⑥'	92.5	97.9	100	//
⑦	98.5	102.5	106.5	//
⑧	94	96	97.5	//
②-⑤差	21.5	15.5	13.5	内外差
②'-⑤'差	20.5	13.7	11.5	//

表5 音源周囲の騒音レベルの分布 (図26参照)

測定点	Aホン	Bホン	Cホン
×	103.5	106.5	107
⊗	103.5	105	105
1	93.5	99	103
2	95	98.5	101
3	94	101	105
4	88.5	97	101.5
○	94	96	97.5

○……排気口より横20cm

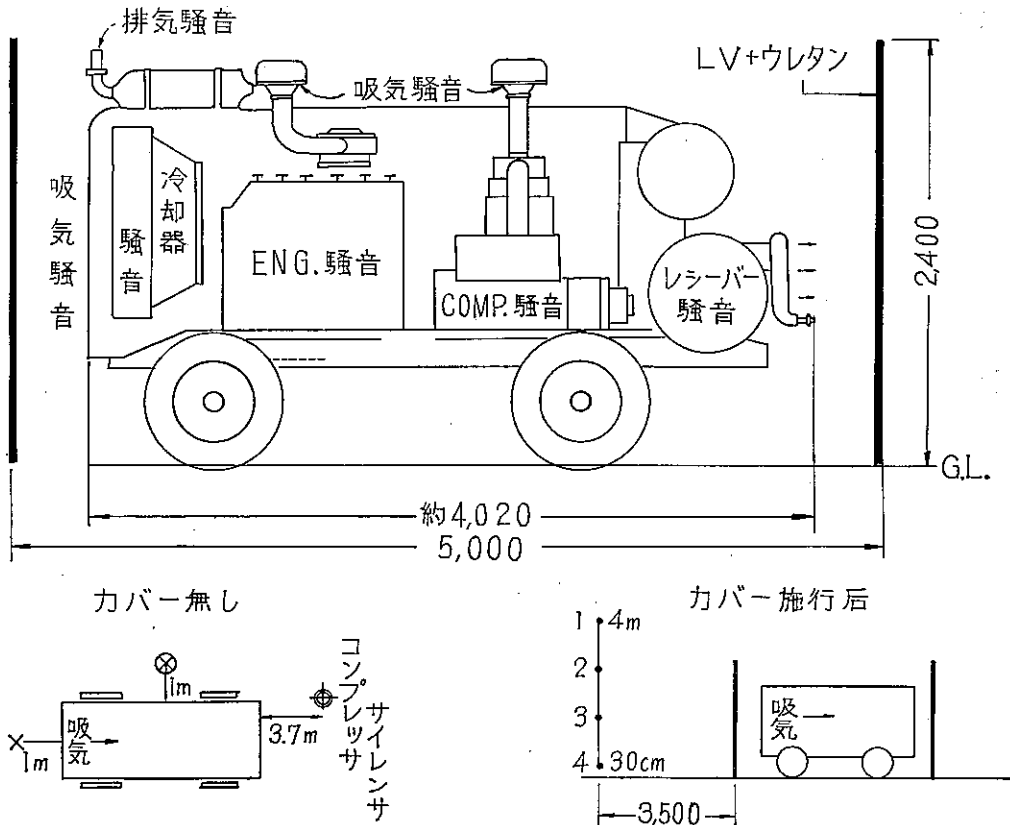


図26 騒音レベルの分布の測定位置(2)

表6 消音装置の組立および分解工数測定記録

装置の種別	骨組	レッドビニール	グラスウール	ウレタン	フェザーグラス
所要人員	3	//	//	//	//
組立所要時間	10分25秒	22分12秒	12分14秒	15分25秒	9分20秒
分解所要時間	3分0秒	11分26秒	—	—	—
使用道具		キャタツ 1 ハシゴ 1	//	//	//
一式重量 (kg)	135	130	75	60	18
試験期日	組立 20日 分解 21日	// 21日 // 20日	// 20日	// 21日	// 21日

表7 各種消音装置の減音比較

	減音 量 ホン (A)		
	10m (測点 No.1)	20m (測定 No.2)	30m (測定 No.3)
L・V+U2.5+F・G	8.0	7.5	7.5
L・V+U2.5	8.0	7.5	6.5
L・V+G・W	8.0	7.0	7.0
G・W	5.5	5.0	4.0
L・V	4.5	4.0	4.0
U2.5	4.5	4.0	4.0
U2.0	3.5	2.5	2.0

表8 各種消音装置のNR値

	10m N値	N値決定周波数 (Hz)
カバーなし	85	2,000
L・V+U2.5+F・G	77	125
L・V+U2.5	76	125
L・V+G・W	78	125 250
G・W	79	125
L・V	80	125
U2.5	78	125
U2.0	74.5	125 1,000

(2) 騒音の周波数分析

各種消音装置の周波数一音圧レベルの関係を分析してみるに、当初計画していたとおり、高周波帯では可成りの効果があらわれており、ここでも二重幕の場合が優っている。しかし低周波帯では遮音材の透過損失が小さく、且つ音の回折が起って効果が少なく、各装置とも大差がない。

また、分解組立を容易にするためを考慮して試験的に測定してみた幕高2mの場合は幕高2.4mに比し高周波帯での減音が少なく実際に聴いた感じでも可成りの差があるように思われた。

(3) 各消音装置のNRN値

表9 各種消音装置のS I L

	カバー無し	L・V+U2.5+F・G	L・V+U2.5	U2.0
S I L (dB)	79.0	64.0	65.2	71.0
S I Lの低下 (dB)		15.0	13.8	8.0

騒音のうるささを評価するNR値(Noise Rating Number)で比較するため $\frac{1}{3}$ オクターブバンドレベルをオクターブバンドレベルに換算してみると次のよになる。(表8)

N値決定周波数が2,000 Hzの高周波帯にあったものが各種消音装置とも低周波帯に移行し高周波帯での効果を示している。幕高2 mではやはり効果が少なく1,000 HzでもN値を決めている。

(4) 各種消音装置のS I L

各種消音装置をS I L (Speech Interference Level)で比較してみる次のようになる。(表9)

吸音バツフルの効果が僅かではあるが上っていることを示しており、二重幕の効果が大きく一重幕の幕高2 mのときは可成り劣っている。

(5) 吸音バツフルの効果

懸吊式バツフルはその配列や枚数によって効率が決まる。間隔が広がると一枚当りの吸音力は増すが、ある程度を超えるとConstantに近づく。その効果は吸音力×枚数の関係になる。本試験の場合は施工場所の関係から50×450×600 mmの小型のものを扱い、20 cmの間隔で20枚宛2列に40枚懸吊する手筈にしていたが時間的制約があり適正なる配列が出来なかった。

実験的には可成り効果のある方法なのであったが、配列が乱雑であったこと、およびバツフル間隔20 cmが最も不経済な方法であったこと等の理由で性能が充分発揮できなかった。

5・2 消音装置構造上の検討

(1) 機械性能上の影響

構造を決定するにあたって最も留意した点は機械の発生熱によって機械本来の性能が阻害されないように、ということである。それで消音効果を

ある程度犠牲にして消音装置上部を開放する構造とした。更にテント内の熱風が循環し大気と混合してラジエータに吸入されるのを防ぐためシート製ダクトで仕切りを訪ける構造としたが、予備実験の結果、吸入空気の流れが予想以上に強くダクトの形がくずれ失敗に終わった。期日的に改造の余裕がなく本実験はダクトなしで行なった。

その結果、消音装置内の各部温度が表3、図24のとおりとなった。

ここでエンジン冷却水出口温が外気温からみて、可成りの温度上昇があり真夏でのオーバーヒートが懸念されるところである。しかし、周囲温度上昇値がそのまま冷却水温度上値になるとは一概にいえないうことと、また冷却水バイパスのサーモスタットの作動条件等を考えると真夏での予測が甚だ困難である。エンジンオイルパン温度については、エンジン冷却水出口温度が低下するに当たって時間のズレに伴ない低下してゆくものと思われる。

何れにしろ、今後真夏での運転試験で確認することと、ラジエータ吸入ダクトを取付けた状態での実験をすべきである。

(2) 構造の検討

パイプフレームの天井用反射板は、今回の寸法では小さ過ぎ効果がなかったと思われる。板中の拡大が望まれるが、取扱いに相当な手間を要するので効果の度合いによっては省いてもよいではないか。

レッドビニールの遮音幕はビニール板の強度が意外に弱く、また重いので縫製の際、および取扱中に多数の亀裂が生じた。価格がかさむがビニロン帆布で両面包み縫いすれば、ある程度防げるも

のと思う。

吸音幕(A)および(B)は特に問題はないがテント巾1.5mは幾分余裕をもたせ1.6m程度にすべきである。各隣接テントとの結合に無理が見られた。

- (3) 製作費, 加工性, 耐久性及び取扱上の検討
各装置の製作費を比較してみると次のとおりとなる。

材料単価

レッドビニール	0.7mmt	1,350/m ²
グラスール	25mmt	320/m ²
ウレタン	25mmt	250/m ²
ビニロン帆布(クレモナ2号)		1,200/m ²
ビニロン帆布(クレモナ7号)		400/m ²

製作費(材料費含む)

パイプフレーム	一式	30,000
遮音幕		
L・V(40m ² +クレモナ2号帆布(40m ²))	一式	146,000円
吸音幕(A)		
G・W(40m ² +クレモナ7号帆布(80m ²))	一式	85,000
吸音幕(B)		
U(40m ² +クレモナ7号帆布(80m ²))	一式	81,000

レッドビニールは価格, 縫製加工, 耐久性, 取扱上に問題がある。

吸音幕(A)のフェザーガラスは比較的安価で, かつ軽量で取扱い容易なるものミシン加工の際, グラス細方が飛散するなど加工性は良いとはいえない。

吸音幕(B)のポリウレタンフォームは三者のうち

で最も安く, 軽量で取扱い容易, かつミシン縫製加工も容易なので加工費が安くなる。

また組立の難易度については表7よりレッドビニールは重量が重く所要時間が最も多い。グラスール, ウレタンの一重幕では約25分程度, 二重幕では約2倍の時間を要しているが, これは慣れるにしたがいある程度の時間節減が可能である。

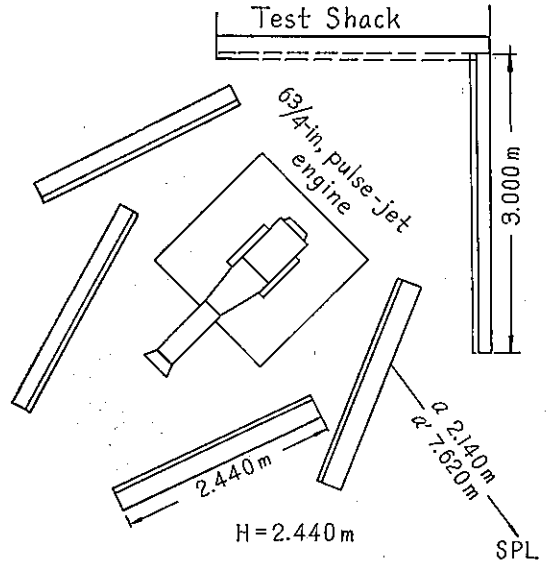


図27 Pulse-Jet Engine 遮音パネル配置図

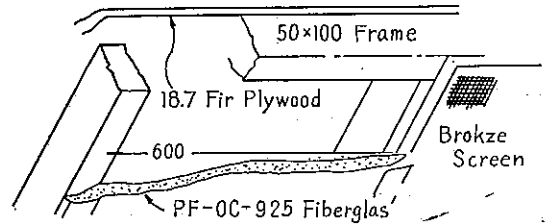


図28 遮音パネル構造図

表10 米国実験例との相似点比較

	騒音源	パネルの高さ(m)	オクターブバンドスペクトルピーク	STLの低下(dB)			備考
				a	a'	b	
米国の側	Pulse-Jet Engine	2.44	75~150 Hz	-17	-11.9		天井開放 壁面吸気開放
今回の試験	Portable air Compressor	2.40	75~150 Hz			-15	天井開放 4周密閉

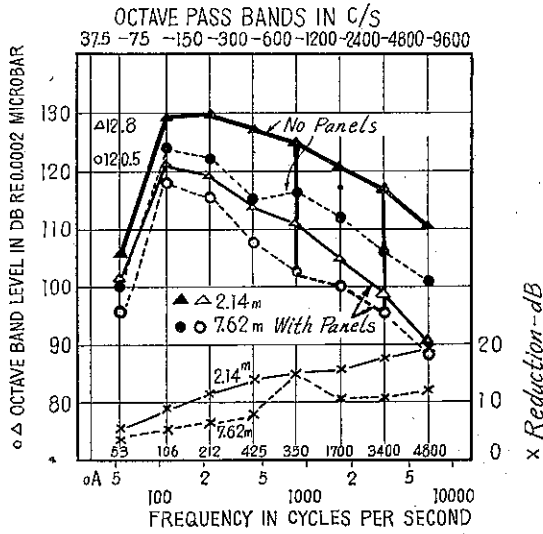


図29 Pulse-Jet Engine 騒音周波数特性

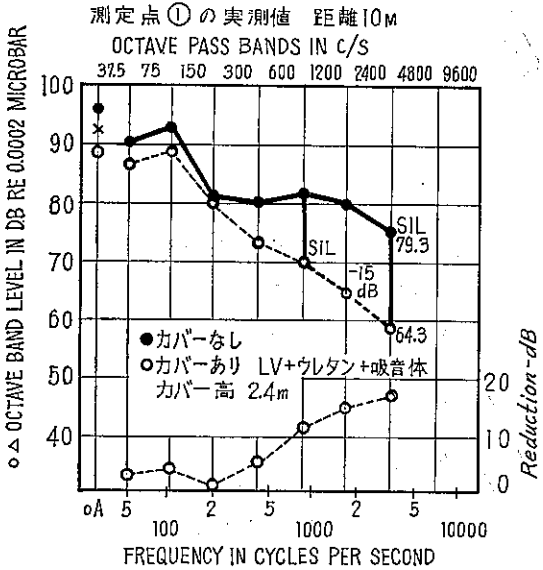


図30 コンプレッサ騒音周波数特性

5.3 外国文献実用例との比較検討

(1) 防音処理の面から見ての検討

防音処理の面から見て今回の試験に似た実例として、米国の Paul Veneklasen によって発表されたものがある。

これは 6¼" Pulse Jet-Engine の騒音を中程

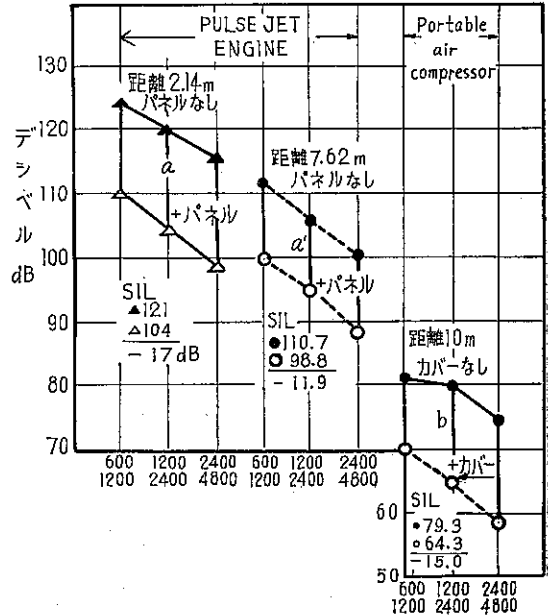


図31 SIL低下の比較

度の音量に下げる目的のものである。

音源と受音点の間に単純な障壁を設けるオープンシールドの形式でその配置と遮音パネルの構造は図27, 28のとおりである。パネルの音源側には1吋のグラスファイバを用い、表面は Bronze Screen で補強している。天井は開放式で、周りのパネル相互間に可成りの開放面がつけられているが、これはエンジンの必要とする大量の空気供給と内部の点検に備えたものである。

測定点は矢印の方向に7呎、および25呎の点で図29はオクターブバンドで表わしたスペクトルである。グラフの太線はSILの範囲を示す。

この米国の実例と比較するため今回の試験の測定点 No.1 (距離10m) の測定値、½ オクターブバンドレベルをオクターブバンドレベルに換算したものが図30である。

両者のSILの値を同一グラフにプロットして比較してみたのが図31であり、これを表10に再録すると更に興味ある結果が得られた。

第3章 コンクリートブレーカの消音装置

1 消音装置の概要

コンクリートブレーカや、さく岩機のような空気式打撃機械の騒音抑制には非常に難しい問題が包含されているうえに、これに関するユーザ側よりの積極的要請が少ないためもあって、わが国ではその研究に余力がつけられていない。これら空気機械の騒音源を大別すると、次の2つに分けることができる。1つは排気騒音でありいま1つはピストンが鏝を打撃する際に発する衝突音で

ある。世界各国では、これらの騒音抑制について数多くの研究がなされている。

このうち排気騒音の抑制研究はジェットエンジンの騒音発生解析に関する最近の研究に負うところが大きい。

排気口を通過し、シリンダから拡がってゆく空気の挙動は、シリンダ内の気圧と大気圧との比によって決まる。もしこの気圧の比が約2を超えると閉息された状態のジェットが出てゆく場合空気の速度は超音速になる。

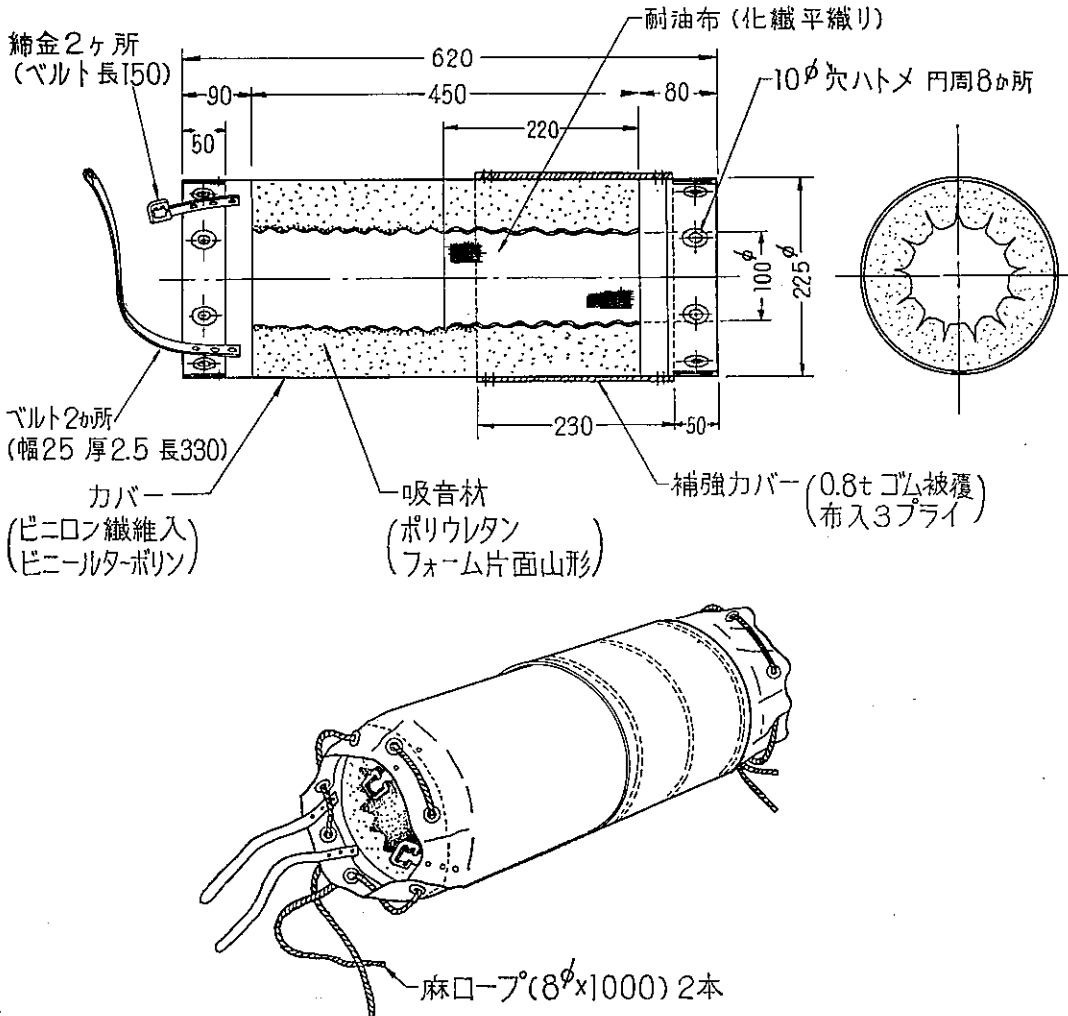


図1 コンクリートブレーカ消音装置構造図

その場合ショック波が発生し高速度のジェットが周囲の空気と混合し、乱流領域ができる。排気による騒音源は主としてこのショック波の突然の発生と減衰、およびジェットの不規則で乱雑な混合とによるものである。排気パルスは空気工具の場合、稼動サイクルの2倍になって現われるが、(1サイクルに2回の排気があるため)それらの波形は高次の共鳴が現れ正弦波形ではない。

もし、気圧の比を2以下に下げれば気流は音速以下に止めることが出来るから著しいショック波はもはや発生せず、騒音は排気流のパルスと不規則な混合だけによって起る。かくすることによってパルスの大きさもジェットの速度とともに減少する。このため排気騒音源から発生する騒音を減らそうとする試みは、大気に排出する時点での圧力比を減らすという方向で行なわれなければならないということが明らかになっている。

そのためには種々の方策がとられているが、今回の騒音規制法を対象として要求されているものは現在使用されている既製の空気工具に対し現場向きの消音器が求められた。

そのため上述した排気騒音の抑制理論に沿ったものとして、英国ホルマン社の発売の騒音制御マフラーについて、その減音効果の測定を行なってみることとした。

2 消音装置の構造

本装置は図1に示す如く外筒にビニールターポリンを使用し、内面に多孔質な吸音材としてポリウレタンフォームを貼りつけて、音の波動を貫通させると共に、その粘性効果により、その波動を消散させるという至極簡単な構造である。なお、外筒の保護として外筒の一部に補強カバーが縫付けられ、また内面には耐油性帆布が貼りつけられている。重さは約1.25kgである。

3 消音装置の試験結果

3・1 試験時の各種条件

3・1・1 試験場所

可搬式コンプレッサの試験場所に同じく、第2章図11に示すようにコンプレッサの後端から約1mの地点にコンクリートブロックを置き、ブレーカの操作を行なった。騒音測定点はコンプレッサの場合と同様とした。したがって各測点はブレーカを中心とした同心円上にある

ものではない。

3・1・2 試験期日

昭和44年2月21日

3・1・3 気象条件

第2章表1参照

3・1・4 機械の運転条件

ブレーカ運転のために使用したコンクリートブロックは圧縮強度で製造後1年を経過したものである。

騒音測定のために運転を行なったブレーカは1台で消費空気量が少ないため、コンプレッサの回転は900rpm 吐出圧力7.5kg/cm²であった。この状態におけるコンプレッサのみの騒音は測点3において、A特性52ホンC特性62ホンであった。

3・1・5 供試コンクリートブレーカ

仕様機種TK-40型(大成工機製)

ピストン径 66.6mm

ストローク 146mm

空気消費量 1.5m³/min

全長 730mm

重量 38kg

3・1・6 使用計測器仕様

可搬式コンプレッサの試験に同じ。

3・2 消音装置の消音効果測定

表1に各測点における消音装置有、無それぞれの場合における騒音測定結果を示す。

図3はこれを棒状グラフに示したものである。

3・3 コンクリートブレーカ騒音の周波数特性

表2および図3に測点1,2,3における騒音の周波数分析結果を示す。

4 考察

(1) 騒音源より30m離れた地点における騒音レベルの測定結果では、暗騒音52ホン(A)で(主にコンプレッサの音)消音装置を使用しない場合に81ホン(A)であったのが防音カバーを着けると73.5ホン(A)に減音されている。従って、このような消音装置を使用するならブレーカ騒音を今回の規制限界以下にとどめ得ることが判明した。

また、図2をみると測点10,11,12が他の測点に比し騒音が非常に小さい。これはコンプレッサ消音装

表1 コンクリートブレーカ消音装置の消音効果測定
測定期日 昭和44年2月21日

コンプレッサ中心からの距離(m)	測点番号	防音カバー無		防音カバー有	
		A特性	C特性	A特性	C特性
10	1	91	93	81	89
	4	95.5	97.5	88	96
	7	87	92	78.5	89
	10	71	87	71	89
20	2	84	86	76	84.5
	5	87.5	91	79	89.5
	8	79.5	86	75.5	85.5
	11	66	83	65.5	84
30	3	76	83	69	82
	6	81	86.5	73.5	85
	9	76	82	73.5	82
	12	64.5	79	63	81
コンプレッサ回転数		900rpm			
吐出圧		7.5kg/cm			
暗騒音 測点3にて		52(A) 62, (C)			

置のかけにあたる個所で、遮へいによる消音効果が非常に大きいことを示している。

周波数分析結果では高周波帯で可成りの効果があるが低周波帯での効果は殆んどない。

1/3オクターブバンドレベルをオクターブバンドレベルに換算してNRN値およびSIL値により効果をみると次のようになる。10m測点で、

	SIL (dB)	N 値
消音装置無し	80.5	85 (8,000Hz)
消音装置有	71.8	79 (8,000Hz)
両者の差	8.7dB	

- (2) 機械性能上の影響については、ブレーカに消音装置を着けるとバックブレッシャが発生し、その打撃力を低下させることが予想されたので、別途にペイント試験機により打撃力の低減割合を測定してみ

表2 コンクリートブレーカ騒音の周波数分析
試験期日 昭和44年2月21日

コンプレッサ中心から測点までの距離	10m		20m		30m	
	無	有	無	有	無	無
消音装置無						
Over all	88	87	85	83	79	80
31.5	64	63	59	58	55	55
40	79	70	73	63	70	69
50	83	82	77	77	73	73
63	76	75	70	71	66	68
80	77	80	76	79	69	74
100	78	78	74	76	69	72
125	75	78	73	77	68	73
160	74	79	72	77	67	72
200	75	78	77	33	69	72
250	70	73	68	68	67	66
315	72	65	65	64	60	61
400	74	62	67	59	64	62
500	70	60	66	56	63	57
630	66	62	65	57	61	55
800	69	64	63	56	61	53
1000	75	66	66	56	59	50
1250	79	67	68	62	62	53
1600	80	67	72	63	67	54
2000	76	67	74	66	66	56
2500	73	67	72	63	64	56
3150	75	68	69	65	64	55
4000	74	67	69	64	66	56
5000	73	70	69	66	65	58
6300	78	73	69	65	64	57
8000	74	66	63	60	60	56
10000	73	64	66	59	60	54
備考	コンプレッサ回転数		900rpm			
	吐出圧		7.5kg/cm ²			

た。その結果約15%の打撃力の低下が認められた。従って、消音装置を着けた場合はブレーカの稼働圧力は5以上にすることが望ましい。

- (3) 耐久性についてはテストを行なえなかったが、消音装置1個の輸入価格が1万円から1万2千円程度であったから、国産化されると約その半値位で市販されるだろう。このことはブレーカの鑿などの消耗品と余り大差がないから消耗品と余り大差がないか

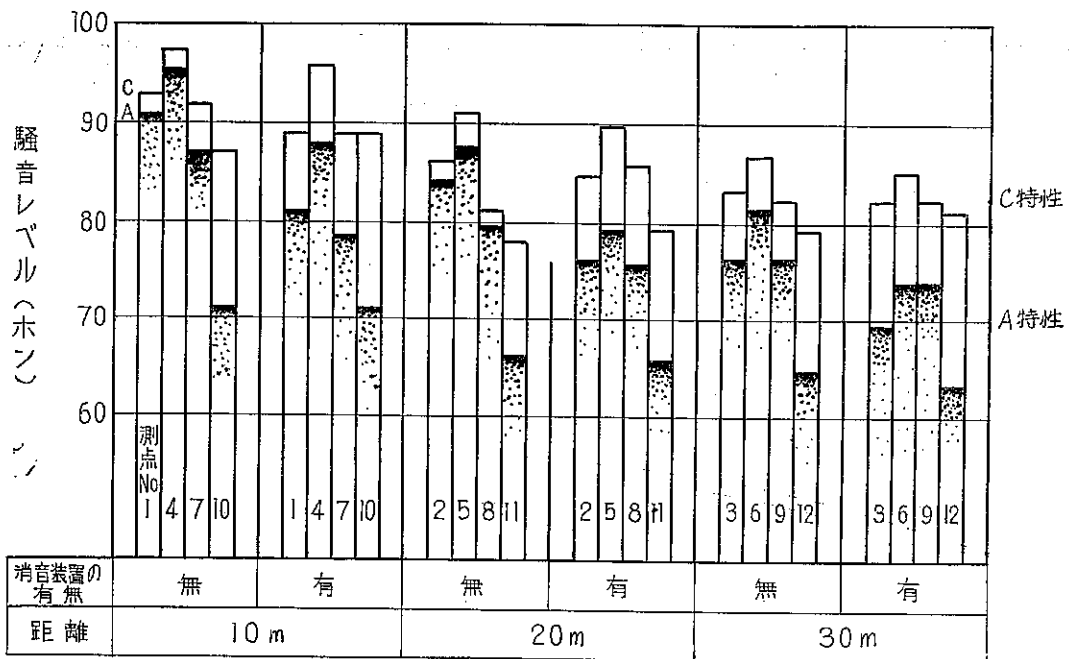


図2 コンクリートブレイカ消音装置の消音効果

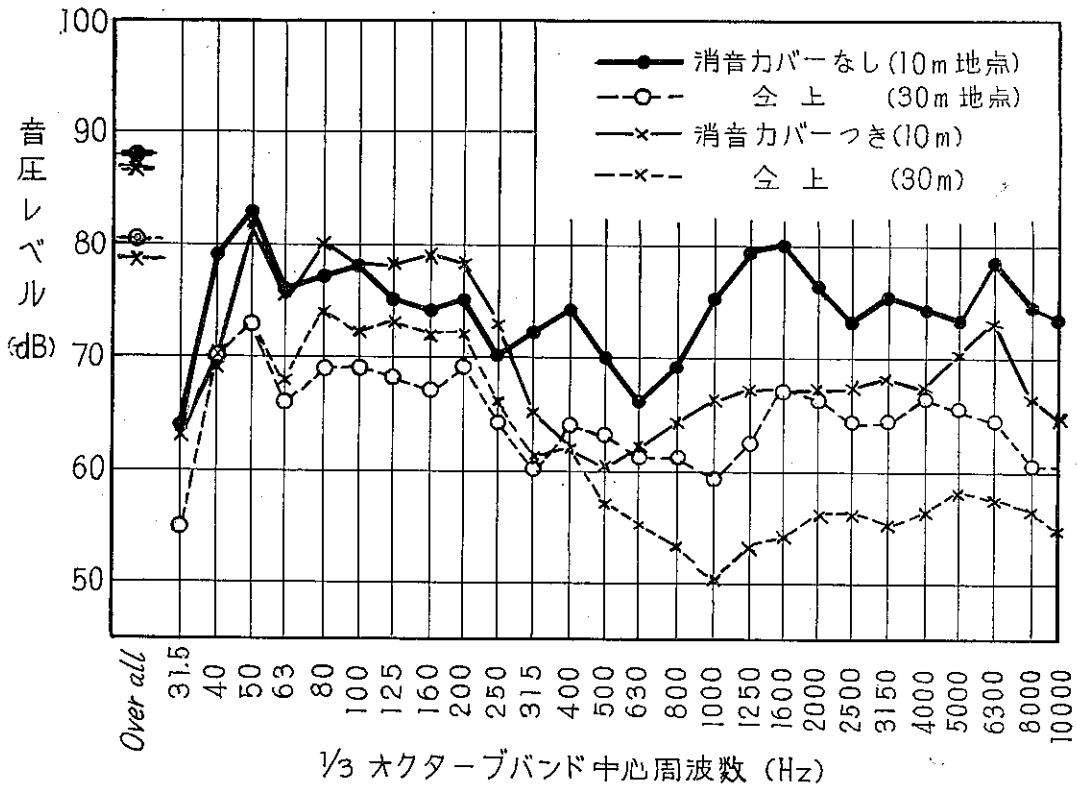


図3 コンクリートブレイカ騒音の周波数特性

ら消耗品と考えれば余り問題にされないだろう。

また構造は図1に示すごとく袋状のものであるがこれをバンド結合式にすれば着脱作業がより一層簡単になるものと思われる。

むすび

研究期間が昭和43年10月から44年3月までの短期間であったため、装置の試作後、性能試験を実施するまでに装置改良の時間的余裕がなかったのが残念である。

あわただしい研究であったが幸いに委員各位の協力を得て研究の成果をあげることが出来た。

今後の研究課題としては

- (1) 低周波音の消音方法の研究
- (2) 経済性と作業性を考慮した場合、消音効果の限界をどの程度にすべきか。

等があげられる。

また、今回の研究は既製の機械を対象にしたものであるが、この消音装置の外に、更に機械製作上での防音対策（エンジンマフラの改造、車体の弾性装架、ラジエタ前面の遮音ダクトの装着等）を施せば低周波帯での効果等、更に期待できるのではないか。

なお、本研究の実施にあたり試験機械の無償提供、また調査測定に協力を惜しまなかった会社各位に厚く謝意を表するものである。

最後に本研究が今後の建設工事の騒音除害にいささかでも寄与できれば幸である。

参考文献

コンプレッサ関係（第2章）

(1) Engineering Solutions to Industrial noise Problems. Noise Control [July] (1956)

(2) 防音壁の計算例と実際

産業環境工学 No 46,47 (1966.1) 別刷

(3) 工場騒音対策と懸吊吸音体について（同上）

No 42,43 別刷

コンクリートブレーカ関係（第3章）

(1) Noise Suppression on the rock drill

Canadian Mining & Met Bull [619] 1963

(2) Rock drill noise-an approach

（同上） [630] 1964

(3) Schallämpfung an Druckluft-Bohrhäm-
mern. Bergbau[10] 1964

(4) Beiträge Zur Minderung des Ablüflärms
Von Druckluft-Werkzeugen

Bergbauwissen Schafte[n] [21/22](1964)

(5) Rock drill noise-an approach

Trans, Can. Inst. Mining Met (1964)

(6) Noise Control at the Sullivan mine.

（同上）

(7) Designing For Reduced Noise

Philippine Mining Record [2](1963)

(8) Control of Mining Noise Exposure

Mining Cong. J. [7](1967)

(9) Study of noise Sources in Pneumatic Rock

Drills Sound & Vib. (1966) 3 [2]

(10) さく岩機の騒音とその消音

秋田大学地下資源開発研報 (1967)