

第156研究部会

船内騒音に関する調査研究

報告書

昭和51年3月

社団法人

日本造船研究協会

# は し が き

本報告書は、日本船舶振興会の昭和50年度補助事業「船内騒音に関する調査研究」として日本造船研究協会が第156研究部会においてとりまとめたものである。

本調査研究は、船舶の騒音に影響を及ぼすと考えられる諸因子について実験的理論的に検討し、船内騒音の性状を明らかにするとともに、将来は設計初期段階において新造船の騒音レベルを予測できるような方法を見出して居住環境のすぐれた船を計画できるようにすることを目的として、関係文献の調査、防音材料等の調査、船体部の騒音源・固体伝播音・空気伝播音等に関する実験的研究、機関室騒音の実態把握・固体音対策・空気音対策、機関制御室等の減音対策等について、実験的研究を行なったものである。(4か年計画の第2年度)

## 第156研究部会委員名簿(敬称略、順不同)

部会長	小山 永敏	(横浜国立大学)		
副部長	栖原 二郎	(九州大学)		
幹事長	岸 康太郎	(三井造船)		
幹事	伊藤 哲	(佐世保重工業)	井上 伸二	(日立造船)
	池田 一夫	(神戸製鋼所)	入江 良彦	(三菱重工業)
	岡本 善三	(三菱重工業)	小黒 英男	(船舶技術研究所)
	梶 高樹	(日本鋼管)	川真田 和雄	(石川島播磨重工業)
	菊池 嘉嗣	(住友重機械工業)	真田 茂	(東京商船大学)
	柴田 清	(石川島播磨重工業)	洲崎 薫	(川崎重工業)
	勢力 良美	(日立造船)	辻 埜 桂治	(川崎重工業)
	富田 正男	(石川島播磨重工業)	中野 有朋	(石川島播磨重工業)
	永野 侃	(昭和海運)	中村 彰一	(大阪大学)
	平田 栄	(三井造船)	広渡 智雪	(日立造船)
	松崎 義一	(日本郵船)	水野 一二	(日本鋼管)
	米田 正春	(住友重機械工業)		
委員	秋元 修	(日本鋼管)	我孫子 功	(榑崎造船)
	伊藤 剛平	(日本造船工業会)	猪之鼻 春己	(大阪造船所)
	悦勝 三次	(佐野安船渠)	奥山 孝志	(日本中型造船工業会)
	春日 陽来	(函館ドック)	桑原 衛	(臼杵鉄工所)
	佐川 修一	(米島どっく)	笹路 真三	(日本海事協会)
	佐藤 義一	(函館ドック)	杉野 進	(日本海事協会)
	谷 道夫	(川崎重工業)	出口 暢昭	(住友重機械工業)
	中川 秀美	(名村造船所)	平山 伝治	(赤阪鉄工所)
	藤崎 鴻之輔	(石原造船所)	古屋 耕	(大阪商船三井船舶)
	水ノ上 和男	(尾道造船)	宮崎 敬一	(山下新日本汽船)
	米倉 邦彦	(三菱重工業)	毛利 武弘	(大阪商船三井船舶)

## 調査分科会

分科会長 中村 彰一 (大阪大学)

幹事長	広渡智雪	(日立造船)		
委員	伊藤哲	(佐世保重工業)	遠藤節男	(三菱重工業)
	梶高樹	(日本鋼管)	菊池省吾	(三井造船)
	黒田耕	(三井造船)	辻埜桂治	(川崎重工業)
	外山正登	(石川島播磨重工業)	古屋耕	(大阪商船三井船舶)
	吉川隆久	(住友重機械工業)	毛利武弘	(大阪商船三井船舶)

調査分科会ワーキンググループ1

リーダー	広渡智雪	(日立造船)	
メンバー	遠藤節男	(三菱重工業)	辻埜桂治 (川崎重工業)
	外山正登	(石川島播磨重工業)	

調査分科会ワーキンググループ2

リーダー	梶高樹	(日本鋼管)	
メンバー	伊藤哲	(佐世保重工業)	菊池省吾 (三井造船)
	黒田耕	(三井造船)	吉川隆久 (住友重機械工業)

船体分科会

分科会長	橋原二郎	(九州大学)	
幹事長	柴田清	(石川島播磨重工業)	
委員	有田雅彦	(名村造船所)	井上伸二 (日立造船)
	井上正世	(住友重機械工業)	猪之鼻春己 (大阪造船所)
	入江良彦	(三菱重工業)	悦勝三次 (佐野安船渠)
	大倉清	(三菱重工業)	小黒英男 (船舶技術研究所)
	春日陽来	(函館ドック)	岸康太郎 (三井造船)
	笹路真三	(日本海事協会)	高橋晃清 (佐世保重工業)
	田淵一郎	(三井造船)	徳永昭典 (石川島播磨重工業)
	富田正男	(石川島播磨重工業)	中野有朋 (石川島播磨重工業)
	永野侃	(昭和海運)	橋本武幸 (三菱重工業)
	福沢清	(三菱重工業)	三浦和彦 (川崎重工業)
	三橋邦宏	(三井造船)	三谷哲夫 (神戸製鋼所)
	吉久英昭	(日立造船)	吉見一彦 (日本鋼管)

船体分科会ワーキンググループ1

リーダー	柴田清	(石川島播磨重工業)	
メンバー	井上正世	(住友重機械工業)	笹路真三 (日本海事協会)
	田淵一郎	(三井造船)	永野侃 (昭和海運)
	前田修介	(日本鋼管)	松永一夫 (函館ドック)

船体分科会ワーキンググループ2

リーダー	入江良彦	(三菱重工業)	
メンバー	高橋兎清	(佐世保重工業)	橋本武幸 (三菱重工業)
	三橋邦宏	(三井造船)	

船体分科会ワーキンググループ3

リーダー	井上伸二	(日立造船)	
メンバー	有田雅彦	(名村造船所)	猪之鼻春己 (大阪造船所)
	悦勝三次	(佐野安船渠)	大倉清 (三菱重工業)
	徳永昭典	(石川島播磨重工業)	三浦和彦 (川崎重工業)
	吉久英昭	(日立造船)	

機関分科会

分科会長	真田茂	(東京商船大学)	
幹事長	岡本善三	(三菱重工業)	
委員	赤松克児	(三菱重工業)	岩尾早 (佐世保重工業)
	瓜生三郎太	(佐世保重工業)	大隅三彦 (下田船渠)
	奥村克二	(名村造船所)	奥山孝志 (日本中型造船工業会)
	金井靖夫	(住友重機械工業)	川真田和雄 (石川島播磨重工業)
	菊池嘉嗣	(住友重機械工業)	佐川修一 (来島どっく)
	佐藤義一	(函館ドック)	塩木研二 (佐野安船渠)
	杉野進	(日本海事協会)	洲崎薫 (川崎重工業)
	勢力良美	(日立造船)	鳥井田達男 (大阪造船所)
	平田栄	(三井造船)	平山伝治 (赤阪鉄工所)
	松崎義一	(日本郵船)	水野一二 (日本鋼管)
	水ノ上和男	(尾道造船)	米田正春 (住友重機械工業)

機関分科会ワーキンググループ1

リーダー	川真田和雄	(石川島播磨重工業)	
メンバー	川畑憲治	(石川島播磨重工業)	駒宮秀雄 (函館ドック)
	浜田幸男	(住友重機械工業)	村上健 (三菱重工業)
	矢野昭利	(三井造船)	

機関分科会ワーキンググループ2

リーダー	菊池嘉嗣	(住友重機械工業) 51年1月まで	
	米田正春	(住友重機械工業) 51年2月より	
メンバー	池内峻隆	(日本鋼管)	越智義夫 (石川島播磨重工業)
	金井靖夫	(住友重機械工業)	大賀淳平 (住友重機械工業)
	日塔捷二	(三井造船)	服部一男 (日本鋼管)

メンバー 平山 伝治 (赤阪鉄工所) 松田 正康 (住友重機械工業)  
村上 健 (三菱重工業)

機関分科会ワーキンググループ 3

リーダー 洲崎 薫 (川崎重工業)  
メンバー 赤松 克児 (三菱重工業) 真田 政信 (日本鋼管)  
塩木 研二 (佐野安船渠) 田内 輝茂 (名村造船所)  
堀江 裕 (川崎重工業)

機関分科会ワーキンググループ 4

リーダー 勢力 良美 (日立造船)  
メンバー 岩尾 早 (佐世保重工業) 瓜生 三郎太 (佐世保重工業)  
鳥井田 達男 (大阪造船所) 前田 健一 (三菱重工業)

# 船内騒音に関する調査研究

## 目 次

1. まえがき	1
2. 文献などによる調査	2
2.1 騒音関係文献調査	2
2.2 防音材などの調査	2
2.2.1 遮音材	3
2.2.2 吸音材	4
2.2.3 制振材	5
2.2.4 防振材	6
2.3 特定文献の詳細検討	8
2.4 騒音対策例の調査	8
3. 船体部騒音源の研究	11
3.1 機器単体運転時の騒音計測（中間報告）	11
3.1.1 まえがき	11
3.1.2 調査対象	12
3.1.3 計測方法	13
3.1.4 計測結果	13
3.1.5 今後の予定	15
3.2 ダクティングの文献調査	25
3.2.1 船舶通風系の騒音対策	25
3.2.2 通風機の発生騒音	27
3.2.3 ダクト内発生騒音	30
3.2.4 騒音のダクト内減衰	33
3.2.5 吹出口の発生音	35
3.2.6 室内騒音レベル推定法	36
3.2.7 騒音計算例	36
3.3 実船データの再検討	39
3.3.1 騒音源室の騒音レベルの把握	39
3.3.2 騒音源室の影響調査	42
3.3.3 部屋面積と騒音レベルの影響調査	44
4. 船体関係固体伝搬音の研究	47
4.1 固体音の伝達損失の研究	48
4.1.1 単純な板構造モデルによる伝達損失推定法	48
4.1.2 音源寄与度の分離	72
4.2 固体音の遮断・減衰の研究	85
4.2.1 構造不連続部での振動エネルギーの伝達特性	85

4. 2. 2	減衰材貼付けによる振動低減特性	96
5.	船体関係空気伝搬音の研究	107
5. 1	各種防音構造の透過損失の測定	107
5. 1. 1	防音構造の透過損失の実測	107
5. 1. 2	既存透過損失データの整理	113
5. 2	各種吸音材の吸音特性の研究	117
5. 2. 1	各種内装材の吸音率の測定	117
5. 2. 2	その他の吸音材料のグレード別分類	122
5. 2. 3	素材の表面処理と吸音特性	134
5. 2. 4	各種材料と吸音特性	134
5. 3	固体振動による二次発生音の研究	136
5. 3. 1	放射効率の測定	136
5. 4	弾性壁の振動による放射室内騒音分布推定法	140
5. 4. 1	壁面の振動と室内騒音の関係の計算式	140
5. 4. 2	振動及び騒音計測要領	141
5. 4. 3	天井, 壁, 床面内での振動分布	142
5. 4. 4	実船計測結果の例	143
5. 4. 5	音響放射率の推定	147
5. 4. 6	居室騒音の実測値と計算値の比較	147
5. 5	空気伝搬音の模型実験と解析	152
5. 5. 1	空気音伝搬経路調査実験	152
5. 5. 2	戸開口閉鎖実験	157
5. 5. 3	空気音減衰量調査	157
5. 6	バス, トイレの防音対策	162
5. 6. 1	衛生器具から発生する騒音の実態	162
5. 6. 2	防音対策の効果	163
5. 6. 3	その他衛生器具よりの騒音について	163
6.	実船における騒音の実態調査	165
6. 1	まえがき	165
6. 1. 1	実態調査の目的	165
6. 1. 2	船内騒音実態調査のための実船計測方案	165
6. 1. 3	実態調査対象船の種類及び主要目	165
6. 2	計測値の整理と解析方法	166
6. 2. 1	検討方針	166
6. 2. 2	航行中及び機関部機器単体運転時における計測値の整理	166
6. 2. 3	スピーカテスト及びプロペラカットオフテストにおける計測値の整理	167
6. 2. 4	航行中及び機関部機器単体運転時の解析方法	167
6. 2. 5	スピーカテストの解析方法	168
6. 2. 6	プロペラカットオフテストの解析方法	168
6. 2. 7	その他	168

6.3	解析結果	168
6.3.1	航走中及び機関部機器単体運転時	168
6.3.2	スピーカテスト	177
6.3.3	プロペラカットオフテスト	182
7.	機関室内単体機器の固体音対策の研究	196
7.1	固体音計測方案について	196
7.1.1	船舶機関部低周波域振動計測方案	196
7.1.2	船舶機関部音響域振動計測方案	196
7.2	実船計測	196
7.2.1	供試船仕様及び計測状態	197
7.2.2	低周波域振動計測	202
7.2.3	音響域振動計測	214
7.2.4	騒音計測	220
7.3	まとめ	223
8.	機関室内単体機器の空気音対策の研究	224
8.1	まえがき	224
8.2	主機械の空気音減音対策	226
8.2.1	アンケート回答状況	226
8.2.2	船川主機械の騒音の現状	226
8.2.3	騒音対策の効果および費用	227
8.3	単体機器の空気音減音対策	232
8.3.1	各種機器騒音対策アンケート集約	232
8.3.2	機関部騒音に占める単体補機の割合	235
8.3.3	発電機ディーゼルの騒音対策について	236
8.3.4	ファンの騒音対策について	238
8.4	発電機関の排気音減音対策	240
8.4(A)	排気消音器のモデル実験	240
8.4(A)1	消音器モデルの選定	240
8.4(A)2	減音性能の計測	240
8.4(A)3	減音性能計測結果	242
8.4(A)4	圧力損失の実験と結果	245
8.4(A)5	まとめ	246
8.4(B)	排気音実船実験	246
8.4(B)1	実験供試船の概要	247
8.4(B)2	実験結果	247
8.4(B)3	実験計測時の状況	250
8.5	ファン吸排気音の減音対策	253
8.5.1	実船計測データの分析	253
8.5.2	艙装法による騒音差の分析	253
8.5.3	通風機とダクト(通風筒)の減音対策	255

8.6	空気音対策のための実態計測分析方案	262
8.6.1	解析の対象とするデータ	262
8.6.2	音源の特性把握	262
8.6.3	空気音の伝搬特性解析	263
8.6.4	各機器の影響度解析	264
9.	機関制御室及び工作室の減音対策の研究	267
9.1	機関制御室及び工作室の実測データの調査	267
9.2	防音(防熱)構造の調査	271
9.2.1	制御室の防音(防熱)対策アンケートまとめ	271
9.2.2	工作室の防音(防熱)対策アンケートまとめ	277
9.2.3	機関制御室の防音壁の防音効果	278
9.3	機関制御室及び工作室における規格,規則,船主要求値の調査	281
9.4	機関制御室の防音,防熱材料の調査	283
9.5	機関制御室の固体音と空気音の割合調査	286
9.6	機関制御室騒音,温度測定要領作成	289
10.	船内騒音伝搬予測法とその問題点	290
10.1	騒音伝搬予測法の研究例について	290
10.1.1	空気音の予測法	290
10.1.2	空気音及び固体音の予測法	291
10.2	船内固体伝搬音実船計測結果	301
10.2.1(A)	対象船の概要	301
10.2.2(A)	計測方法	302
10.2.3(A)	計測位置	302
10.2.4(A)	計測結果とその考察	303
10.2.1(B)	対象船の概要	311
10.2.2(B)	計測方法	311
10.2.3(B)	計測位置	311
10.2.4(B)	計測結果とその考察	312
10.3	船内空気伝搬音実船計測結果	316
10.3.1(A)	計測方法	316
10.3.2(A)	計測位置	316
10.3.3(A)	計測結果と考察	316
10.3.1(B)	計測方法	326
10.3.2(B)	計測位置	326
10.3.3(B)	計測結果と考察	326
10.4	船内騒音予測における問題点	330
10.4.1	固体伝搬音	330
10.4.2	空気伝搬音	333

付録1	船体部単体機器振動及び騒音計測方案 .....	334
付録2	SR 156-SC 3-WG 2-1 船舶機関部低周波域振動計測方案 .....	336
付録3	SR 156-SC 3-WG 2-2 船舶機関部音響域振動計測方案 .....	339
付録4	船用機器の騒音・防振対策アンケート 船用機器（単体）防振対策アンケート .....	344

# 1. ま え が き

本研究部会は、船舶の騒音に影響を及ぼすと考えられる諸因子について、実験的・理論的な検討を行い、船内騒音の性状を明らかにするとともに、将来は設計初期に新造船の騒音レベルを予測できるような方法を見出して騒音の少ない居住環境のすぐれた船を計画できるようにすることを研究の目的としている。

しかし船舶の騒音に影響を及ぼす因子には多くのものがあり、極めて複雑多岐に亘るので、これらを明らかにして上記の目的を達成するためには、組織的かつ総合的な調査研究をある期間に亘って実施することが必要である。本研究部会は、日本造船学会が造船設計委員会第2分科会内に設けた「船内居住区騒音に関する特別委員会（略称P37）」の約1年半にわたる研究成果を受け継いで発足したものであり、検討すべき諸問題をできるだけ短期間に効率よく解明するために、研究部会内に調査分科会、船体分科会及び機関分科会の三つを設けて研究を進めている。

本研究は昭和49年度から4カ年の計画で進められているが、昨年度の基礎的な調査が一応終了したので、本年度はその結果に基づいてより具体的な実験・研究を行っている。それらの詳細な内容については以下の各章に述べるとおりであるが、調査分科会では、最近における参考文献の調査や防音材料などに関する調査作業を、船体分科会では船体部騒音源や固体伝播音、空気伝播音などに関する実験的研究を、また機関分科会では機関室騒音の実態把握、固体音対策、空気音対策、機関制御室及び工作室の減音対策などについて実験的な検討をそれぞれ行っている。しかし何分にも難しい問題ばかりであるので、まだ十分な成果をあげているとはいえないが、本年度の研究成果を基にして、更に一層の成果があげられるよう努力したい考えである。以下に昭和50年度に実施した研究の結果について報告する。

## 2. 文献などによる調査

### 2.1 騒音関係文献調査

騒音に関する研究は古くから各所で行われており、したがってその研究成果をまとめた参考文献もおびただしい数にのぼっている。これらの参考文献は、本研究部会で研究を進めてゆく過程で、研究の効率化に極めて有効であると考えられたので、これらを利用しやすい形にとりまとめることが考えられた。

昭和49年度は過去10年間にどのような研究論文が発表されているかを調査する目的で、大学・造船所など各所が所有している騒音関係の文献資料を広く調査し、単行本・学会誌・技術誌毎にリストアップしたものを参考資料としてまとめた。特に、これらの内各国及び各船主により規定されている船舶騒音に関する規制及び要求については本研究の遂行のみならず、実際の新造船設計にも極めて有用であると考えられたので、これをとりまとめの上調査資料1号として関係者に配布している。

本年度は、これら調査済み文献リストをもっと利用しやすい形にまとめるために、その記載内容に従った分類作業を計画したが、上述リストの大部分が研究論文の標題だけであること、内容梗概のあるものでも、これだけから文献内容を判断整理して分類するには不十分であることがわかったので、過去10年間の参考文献リストについては、これ以上の分類作業を行うことは中止することにした。

文献調査の他の方法として、調査分科会WG1委員会が、昭和49年度からとりあげているものに、日本科学技術情報センター（略称 JICST）のスタンダード SDI というものがある。これは上記 JICST が入手する内外の技術情報から購入者の希望する項目についての技術情報を整理し、標題、著者、掲載誌名の他に、簡単な日本語の内容梗概をつけて購入者に配布するシステムで、月に1回報告が送られて来る。WG1委員会では、この JICST 検索報告を検討した結果、文献の種類が船舶以外の広い部門を含んでいて中々有用であること、ただし、毎月の検索報告書だけでも量がかなりぼう大であり、そのままでは利用しにくいことなどがわかったので、これを更に分類して利用しやすい形にまとめることを考えた。そのため分類すべき項目を

- 1) 固体伝播音に関するもの
- 2) 騒音と人体生理に関するもの
- 3) 単体機器のうち、エアコン、ディーゼル機関、コンプレッサー、ファンに関するもの
- 4) 上記 3) 以外の単体機器に関するもの
- 5) 吸音、遮音、消音などの防音技術に関するもの

と定め、上述した JICST 検索報告書を検討して分類作業を行った。その分類リストの1部は必要な部門に配布済みであるが、上述したように検索報告書は毎月送付されて来るため、分類作業は現在も続行されている。

### 2.2 防音材などの調査

防音を目的とする材料は、その対象が空気伝播音の場合は遮音または吸音の機能を、固体伝播音に対しては防振あるいは制振の機能を持ったものが要求される。防音対策を成功させる一つの要件は、各材料が持つ性能と役割りとを正確に理解して、使用場所に応じた適切な材料を選定して使用することである。

この調査は、適用場所の要求性能を満足させる防音材料を、数多くある市販材料の中から、容易に選定できるように、遮音材・吸音材・制振材及び防振材（防振ゴム）について、その防音特性・特徴及び使用上の注意点などを調査収録して次の資料を作成した。

調査資料第2号「船舶用防音材料（遮音材・吸音材）」昭和50年5月配布

“ 3 “ 「船舶用制振材」

“ 50年12月配布

以下に各材料の特徴などの概要を記す。

2.2.1 遮音材

遮音材はおもに船内造作用として使用する内装材を遮音の目的を兼ねて適用する機会が多く、パネルの形態によって、一体パネル・中空パネル・複合パネルの3種に分類できる。

(1) 一体パネル

一体パネルは、鋼板・ガラス・アスベストボード・合板・パーティクルボードなどのように断面が均質なもので、あるいは積層した各層の弾性の差が少なく一体のパネルとして重量・剛性・内部摩擦により遮音効果を得るもので、質量則にもとづき重量が2倍になる毎に TL（透過損失）が約 4.6 dB 増加する。しかしある周波数になると入射波と共振して急激に TL が低下する。この現象をコインシデンス効果と呼び、ヤング率の小さな材料ほど高音域に移動し、また抵抗の大きな材料ではその低下率が少なくなる傾向がある。図 2.2.1 は一体パネル（鋼板）の透過損失の一例であるが、スチフナーの有無は TL に余り影響を与えていないが、厚さが増加すると、 $f_c$ （限界周波数）の位置が低音域の方に移動している。

(2) 中空パネル

2枚の一体パネルの間に空気層を設けたもので、透過波は空気層内で多重反射を起し、両側板の振動を増幅あるいは制動するために、TL は低音域では片側板1枚の値近くまで低下するが、反面中・高音域では質量則を大幅に上廻る。（図 2.2.2 参照）

内装材を太鼓張りにした複合壁では、周辺の取合、根太・間柱などが構造の如何によっては両側板に連結部をつくり、著しく TL が減少する。

また、鋼壁に内装材を内張りした、中空構造壁は、構造的な短絡を生じ易く空気層の効果が得られない場合が多い。この場合の特性は鋼板に似た傾向をしめし、かつ内張材の分だけ TL が増加する。

(3) 複合パネル

中空パネルの空気層の代りに異種材料をそう入したパネルで、そう入したコア材によって、遮音効果が大幅に異なるが次の2種類が一般的なものである。

a. 多孔質材コア

一体パネルの間にロックウール、グラスウールなどの多孔質材をそう入した多孔質材コア複合パネルは、 $f_{rmd}$ （低音域共鳴透過周波数）と  $f_c$ （限界周波数）との中間域で、TL が中空パネルより上昇する。その上昇量はコア材の密度と厚さにより 3～10 dB 程度といわれている。また  $f_{rmd}$  の下方音域や  $f_c$  の上方音域で

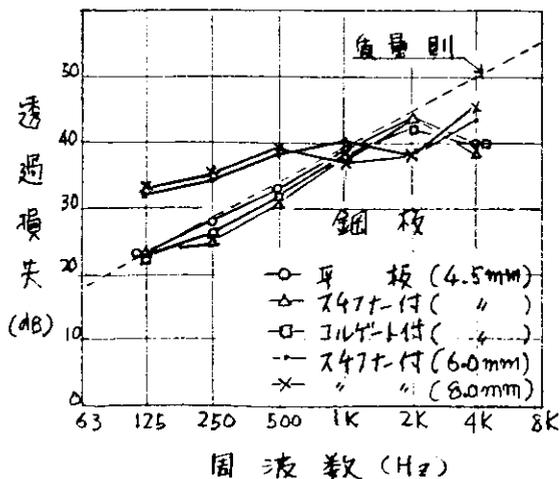


図 2.2.1 一体パネル（鋼板）の透過損失

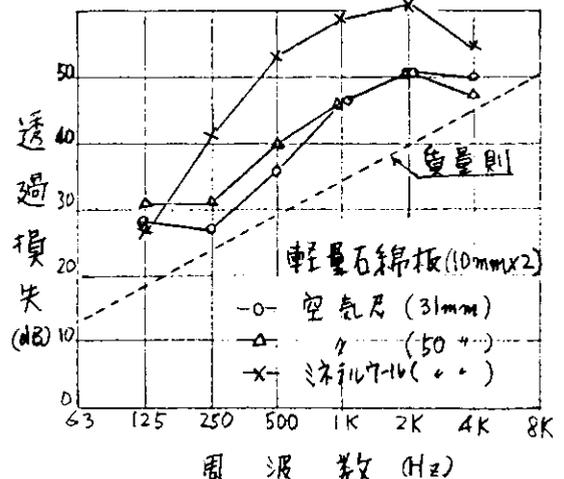


図 2.2.2 中空パネルと複合パネルの透過損失

はコア材の効果は余り期待できない。(図 2.2.2 参照)

#### b. 剛性材コア

珪酸カルシウム板など剛性の大きい材料をコアにして表面材を接着したものは、一体パネルとほぼ同様な周波数特性を表わすが、接着層によるダンピング効果のためコインシデンスによる TL の低下の度合いが少なくまたその幅が広くなる傾向があり、さらに表面材の剛性とコア材の質量によって  $f_c$  の位置が変化するといわれる。

### 2.2.2 吸音材

船内で使用される吸音材は、一般に防熱の目的と兼用して適用することが多く、吸音だけを目的とした使い方は少ない。前者の場合は多孔質材の吸音材が使用され、後者には吸音孔あき板が適用される。

#### (1) 多孔質材

グラスウール、ロックウール、連続気泡発泡材などを多孔質吸音材と呼びその吸音特性は中・高音域で大きく、吸音材の厚さを増すと中・低音域での吸音率が增加する。またかさ密度を増すことも吸音率を上昇させるが厚さの影響ほど顕著ではなく、その取付けに当っては板振動をさまたげないような構造にしないと吸音効果が減少する。

吸音材の表面は外観・強度あるいは保守の面から、塗装又は他の材料で被覆することが多いが通気をさまたげないような金網類・目の粗いグラスクロス、孔あき板などで被覆しないと吸音特性がかなり変化する。

発泡樹脂材は可燃性のためその使用場所が制限されるが通風筒などの気流中に適用する場合でもグラスウールなど多孔質材のように表面を保護するための処理を必要としない。その吸音率は材料の厚さによって決定されるよりも、通気性の如何によって左右されることの方が大きいといわれる。

#### (2) 孔あき板構造体

孔あき板構造体は貫通孔をあけた板とその背後の空気層とによって、ある周波数領域を中心にした山形の吸音特性を示す。その中心となる共鳴周波数は板厚・孔径・孔間隔及び空気層の厚さによって左右に移動する。この共鳴周波数 ( $f_0$ ) は次式によって計算される。

$$f_0 = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{P}{(t + 0.8d)L}} \dots\dots\dots (2.2.1)$$

C : 空気中の音速 (cm/sec), t : 孔あき板の板厚 (cm), P : 開口率, d : 孔径 (cm),

L : 空気層の厚さ (cm)

空気層の厚さが天井内張りのように 500 mm 以上になる場合は (2.2.1) 式の適用限界外となり  $f_0$  が計算値よりもかなり低音域に移ると共に中音域で吸音率が 10 ~ 30 % も低下し、双山形の吸音特性を示す。

吸音率は孔あき板の背後に多孔質材を吸音層として使用した場合に大幅に増加する。孔あき板と吸音層の距離は近い程吸音効果がよく、25 mm 厚の吸音層の場合には 50 mm 以上離れると全周波数域にわたって吸音率が低下する。

孔あき板の材料には石こうボード、石綿、セメント板のように厚みをもったものと、アルミ板、鋼板のように薄い材料とがある。前者の場合は少なくとも、 $P = 0.30$  に近い開口率を持ったものでないと吸音層の吸音効果に影響をあたえ、特に  $f_0$  より上方の音域においては吸音率が低下する。後者の金属板の場合は孔径 1 ~ 2 mm 程度であれば  $P = 0.20$  程度でも吸音特性をそこなうことはない。

特に低音域だけの吸音特性が必要な場合には、前記とは逆に開口率の小さな孔あき板を使用すると効果があがる。

図 2.2.4 は孔あき石綿板の吸音材の有無及び空気層の寸法の変化による影響を示したものである。

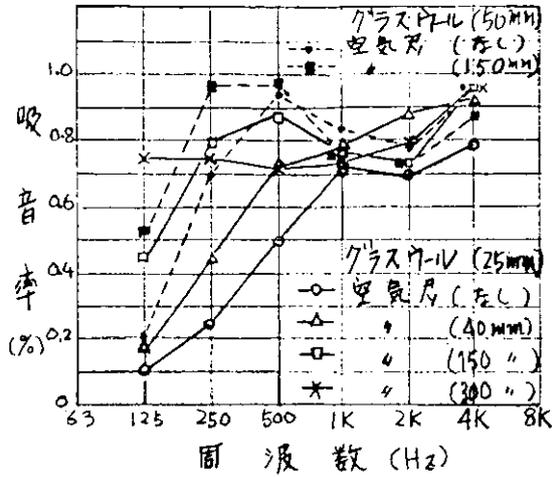


図 2.2.3 多孔質材 (グラスウール) の吸音率

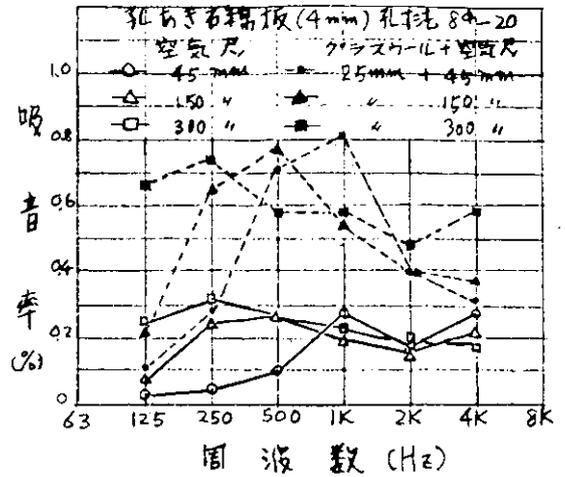


図 2.2.4 吸音孔あき板 (石綿) の吸音率

### 2.2.3 制振材

制振材とは、鉄・アルミ等の金属板や剛性の大きいプラスチック板が、機械的振動により騒音を発する場合、この振動エネルギーを摩擦による熱エネルギーに換えて消散させることにより、振動を減衰させて騒音の発生を抑えるものである。その振動減衰効果を表わす単位として、損失係数があり、制振材の性能は一般に、この損失係数で表示される。これが大きい程、振動の減衰したがって、振動による騒音の発生は小さい。

一般の材料の損失係数は

鋼	0.0001 以下
コンクリート, レンガ	0.0001 ~ 0.005
木, 合板, コルク	0.01 ~ 0.2

であるが、鋼板にその厚みと同程度の制振材を施工した場合には損失係数は 0.1 ~ 0.2 程度となり、その振動減衰は大きく改善される。損失係数の測定法は大別して減衰法と共振法に分けられるが、データをまとめるに際しては測定法の違いは無視した。

パネルを機械的に加振する場合と、空気加振する場合とでは振動及び音の発生状況に大きな違いがある。

機械的に加振されている場合には、振動減衰により放射音のパワーが減少するので損失係数の影響が大きい。空気加振の場合には、低次の共振ピークを除き振動減衰による効果はほとんどないので、機械的加振であることを確かめて対策をたてる必要がある。

制振材は発音体に直接貼付すると効果が大きく、周囲の構造体のカバー等が共振している場合にも有効である。共振状態で音が放射されている場合制振材を使用すると 10 ~ 20 dB も減音することがある。逆に剛性の非常に大きい骨材等には効果が少ない。

次に制振材の効果を左右するものに、厚み比・周囲温度・周波数がある。厚み比とは基板に対する制振材の厚みの比であり、これが 2 ~ 3 程度までは厚み比の増加に伴って損失係数も増加するが、それ以上になると損失係数の増加は鈍化する。一般に厚み比は 1 ~ 3 の範囲で使用される。

次に温度による性能の変化は大きく、ピークを示す温度を外れると性能が急激に低下するものが多いので注意を要する。

周波数の変化による損失係数の変化は一般に小さい。

施工法の面から見ると制振材にはシート状のものを貼り付ける貼付型、スプレーで吹付ける吹付型、ハケ、コテで塗布する塗布型がある。

図 2.2.5 は貼付型制振材のダンピング特性の一例を示す。

制振材の陸上での使用実績はかなりあり報告書にもそのうちの数例を収録したが、船舶での使用実績は極めて少ない。海上保安庁においては巡視船に対して、実船試験を行っているがデータは公表されていない。

資料としては現在制振材を生産していることが判明した4社の製品について、下記のものを収録した。

制振材物性表

損失係数の厚み比依存性 (鋼板及び制振材の複合体)

” 温度依存性 ( ” )

” 周波数依存性 ( ” )

” 温度依存性 (制振材単体)

動的弾性率の温度依存性 ( ” )

制振材の透過損失

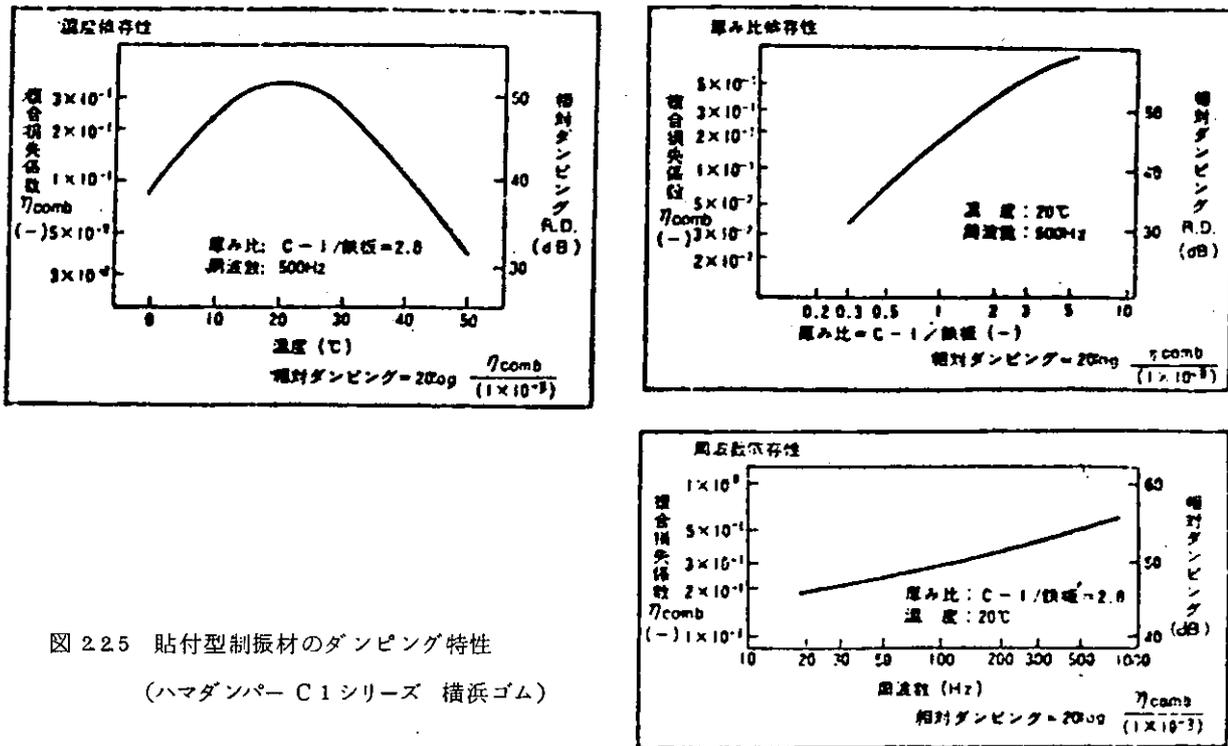


図 2.2.5 貼付型制振材のダンピング特性 (ハマダンパー C1 シリーズ 横浜ゴム)

2.2.4 防振材

防振材として一般に使用されているものとしては、防振ゴム、金属ばね、空気ばね、防振金属、防振プラスチック材等があるが、第1段階として、防振ゴムの調査を行った。その概要は下記のとおりである。

(1) 防振ゴム

防振ゴムの形状、寸法、ゴム硬度、ヤング率、ばね定数等は、その使用目的に合致するよう自由に選定でき、また比較的安価なるが故に、その都度設計するのが実状である。

(a) 防振ゴムの特徴

防振ゴムとはゴムの弾性を利用した一種の非金属ばねであるが、広く使われている金属ばねに比べて、次の特徴を持っている。

- (i) 通常金属ばねは1方向のばね作用しか利用できないが、防振ゴムは、その形状・寸法を適当に選べば、3方向のばね定数を希望の値に採ることが可能である。
- (ii) 防振ゴムの内部摩擦は金属のそれに比して大きいので、減衰が大きく、特に高周波の吸収に適している。またサージ現象も現われないので、防音の目的に有効である。

(iii) 金型で製作される型物製品で、量産すれば、単価は安くなる。

反面次のような短所もあるが、ゴムポリマーの選定で、ある程度避けられる。

(i) ゴム材料・接着剤とも耐高温性に限界がある。耐低温性にも限界があるが、これは実用上は余り問題にならない。

(ii) 加硫ゴムを油に浸漬すると、程度の差はあるが、膨潤して軟化する。しかし耐油性ゴムを使えば、石油系潤滑油の中でも、使用可能である。

(b) 防振ゴムの形状

防振ゴムはその形の上から、圧縮形、せん断形、複合形に分けられ、それぞれの特徴は概ね、次のとおりである。

(i) 圧縮形防振ゴム

単位受圧面積当りの荷重が大きくとれるので、大荷重の場合とか防振ゴム部空間の余裕の少ない場合に多く使われる。

(ii) せん断形防振ゴム

主方向のばね定数を特に低くしたい場合に用いられ、軽荷重の場合とか、低回転の機器の支持に多く使われる。

(iii) 複合形防振ゴム

前二者で不可能なばね定数比を要求する場合には、この形式を使用する。

(c) 防振ゴムの振動伝達率

防振ゴムで支持された系の振動伝達の基本式は下記のとおりである。

$$Tr = \frac{\text{伝達力}}{\text{起振力}} = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{2n}{P}\right)^2}{\left(1 - \frac{f^2}{fn^2}\right)^2 + \left(\frac{2n}{P}\right)^2}} \dots\dots\dots(2.2.2)$$

ここに Tr : 振動伝達率

f : 防振対象の振動数

fn : 防振材で支持された系の固有振動数

2n/P : 減衰係数

上式より判明するように、 $f/f_n$  の値が  $\sqrt{2}$  以上になった場合防振有効であり、実用上は  $\sqrt{3} \sim 2$  以上になるよう計画される。

(d) 船用防振ゴム

船内の環境は陸上に比較して、防振ゴム使用の上で極めて苛酷であるので、下記の点に十分留意の上防振ゴムの設計を行わなければならない。

- ① 対象とする機械の振動数・回転数
- ② 対象とする機械の重量、重心、慣性モーメント
- ③ 外部から伝わる振動数
- ④ 形状及び取付方法
- ⑤ 過大振幅を回避すべきストッパーの採用
- ⑥ 周囲温度
- ⑦ 油・薬品等の性状

## 参 考 文 献

- |                 |                   |            |
|-----------------|-------------------|------------|
| 1) JSDS-7 :     | 船舶居住区における防音設計指針   | 海 文 堂      |
| 2) 日本音響材料協会編 :  | 騒音対策ハンドブック        | 技 報 堂      |
| 3) 日本建築学会 :     | 建築資料集成(2)         | 丸 善        |
| 4) 日本鉄道車両工業会編 : | 防振ゴム              | 現代工学社      |
| 5) 昭和電線電纜 :     | 防振(防音・緩衝)材の選び方    |            |
| 6) 昭治ゴム化成 :     | 防振ゴムの理論と実際        |            |
| 7) 守田 栄 :       | 騒音と騒音防止           | オ ー ム 社    |
| 8) 山野・下郷 :      | 防振・緩衝器の設計         | オ ー ム 社    |
| 9) 福田・奥田 :      | 機械の騒音とその対策        | 共 立 出 版    |
| 10) 岩本・熊井 :     | 船内吸音構造の組合せ変化とその効果 | 西部造船会 S 42 |

### 2.3 特定文献の詳細検討

2.1 に述べた文献リストの作成に並行して、研究遂行上有用と考えられる特定の文献については原論文をとりよせて内容の詳細検討を行うことにしている。昭和 49 年度は過去に発表された騒音に関する研究論文の中から TNO Report 4 編を選んで抄訳を作成したが、本年度は次の 3 編について原論文をとりよせて検討した。

- 1) "Marine Diesel Engine Exhaust Noise (Part VII), Calculation of the Acoustical Performance of Diesel Engine Exhaust Systems" by J. Buiten, E. Gerretsen, and J. C. Villekoop. TNO Report No. 183 M, March 1974.
- 2) "Marine Diesel Engine Exhaust Noise (Part VIII), A Revised Mathematical Model for Calculating the Acoustical Source Strength of the Combination Diesel Exhaust Turbine," By P. J. Brandenburg, TNO Report No. 189 M april 1974.
- 3) 騒音・振動の許容基準に関する調査研究 : 海上労働科学研究所 (49 3)

なお、文献の詳細検討とは多少異なるが、騒音対策の研究に際して問題点を明確にすると共に、研究上の手落ちを防ぐために防音設計の Flow Chart を作って検討することが必要であると考えられた。そこで図 2.3.1 に示すような Flow Chart を作成したが、この Flow Chart の検討により第 156 研究部会の作業は、Flow Chart に示された各問題点を解明すべき方向に進んでいることが確認された。この Flow Chart を検討して一番問題と考えられた点は、いわゆる空気伝播音と固体伝播音との分離がどこまで可能であるかということであったが、この点については船体、機関両分科会でそれぞれ研究が行われている。

### 2.4 騒音対策例の調査

機関分科会では船舶騒音の現状を調べるため、国内各造船所にアンケート用紙を配布して騒音対策例について次のような調査を行っている。すなわち、調査対象を各機器及び場所別に分けて、主機械、減速歯車、発電機械、補機用タービン空気圧縮機、減圧弁、ボイラ送風機、機関室通風機、イナートガス送風機、排気管ダクト、イナートガス送風管、制御室、工作室、居住区及びその他の機器配管の 16 種類について ①騒音に関するトラブルの有無、②騒音対策の有無、③対策の概要、④対策の理由、⑤船の概要、⑥効果、⑦その他の項目について調査した。

このアンケート調査に対して各造船所から甚だ興味ある回答がよせられており、機関分科会ではこれらを総合整理して「船舶機関部騒音対策実施(予定も含む)例アンケートに関するとりまとめ報告書」(昭和 50 年 7 月)として報告しているが、これらの中から主要なものを示すと次のとおりである。



- 1) 主機械の騒音トラブルはタービンは皆無でディーゼルに限られる。そのトラブルはターボチャージャ、排ガスに限られる。前者に対しては吸音材防音カバーが、後者に対しては消音器を用いる対策が多い。
- 2) 発電機械もディーゼル駆動の場合のみが問題である。機関自体からの発生音に対しては、防音カバー、発電機室による遮音、吸音対策、排気に対しては消音器を用いる対策がなされている。
- 3) 空気圧縮機では始動時のドレン抜き、アンローディング時での圧縮空気のブローオフが問題となる。消音器を設け、また機械の据付に防振対策を施す。
- 4) ボイラー送風機は居住区の騒音に影響を及ぼすことが多い。従って音源側伝播経路及び受音側の全般に亘って色々の防音対策が行われている。
- 5) イナートガス送風機は居住区近傍に配置されているにも拘らずボイラー送風機、機関室通風機に較べて対策例が少ない。機器自身の防振、振動絶縁対策などがその主要なものである。
- 6) 制御室は船主の要求によりあるレベル以下に規制される場合が多く、したがって造船所標準の防音対策が行われるのが一般である。防音対策として室内機器の発生騒音低減と、外部発生音の伝播防止とがあるが、後者については壁構造の多重構造化などの遮音対策が行われている。

### 3. 船体部騒音源の研究

船体部における騒音源としてあげられるものには、エアコンユニット、冷凍機、各種通風機、カーゴポンプや油圧機械及び係船機械等の甲板機械、厨房機器、エレベータ並びにダムウエイタ等の機械類から、通風ダクト、吹出口ユニット等の器具類さらに隣室での人声、バス・トイレの排水音などいわゆる生活音に至るまで多種多様なものが含まれるが本章で、船内の騒音源としてとりあげられるものとしては、騒音レベルが高く、連続的に使用される機器からの騒音を対象として検討することにした。従って一時的に使用される機器（間欠音として発生するもの）及び生活音の類（但しバス、トイレの防音対策は5.6「バス、トイレの防音対策」で取扱う）は除くことにした。

ゆえに、本章で検討の対象とした音源機器を装備する部屋及び音源機器は、下記の7種類に限定した。

- (1) エアコンユニットルーム（冷凍機の自納形、分離形とも）
- (2) イナートガスファンルーム
- (3) 料食冷蔵用冷凍機室
- (4) 機関室通風機
- (5) ポンプルームエントランス
- (6) 通風系（ダクト、吹出口ユニット）
- (7) 油圧ユニットルーム

具体的な研究手法としては、主要音源室からの音の伝播を知るため、次の3項目に重点をおいて調査・研究した。

- (1) 単体騒音源としてエアコンユニットルーム等の音源室からの振動レベルと騒音レベルの強さと分布の状態を、実船で計測した。これは昭和50年及び51年の2年継続作業で、本年度中に5隻実施、51年度に3隻を予定している。
  - (2) ダクトや吹出口等の通風系に関する文献を収録整理して、これらの設計上のガイダンスを編集し、かつ出典リストを付ける。
  - (3) P.37巻及び本委員会で収集された実船データを、音源室単位にマクロ的に見た場合の傾向を再検討した。
- なお、(1)は中間報告とし、来51年度を完了報告とする。また、(2)、(3)は本報告をもって完了報告とする。

#### 3.1 機器単体運転時の騒音計測（中間報告）

##### 3.1.1 まえがき

船舶の居住区に影響を及ぼす騒音の主発生源としては一般に

- (イ) 機関室内の主機、補機、通風機、推進器及び室内にあるエアコン吹出口
- (ロ) 船体部に配置される単体機器（居住区用通風機）
- (ハ) エアコンユニット用通風機及び同用冷凍機、油圧ポンプ

などがあり、この内、上記(イ)、(ロ)については影響度が大きく従来よりその対策について云々されて来た。また、(ハ)についてはある程度の影響は当然あるものの(イ)及び(ロ)に比し小さいので具体的な対策の要、不必要についてはあまり検討されていないのが現状である。

本、船体分科会、WG1、SUBWG-1では上記(ハ)の船体部単体騒音源機器の影響度を確認するために、これら機器の騒音レベルと振動レベルの実船計測を計画した。この実船計測は昭和50年度及び51年度の2カ年にわたり計画されたもので本報告書では50年度分の実船計測結果について中間報告するものである。

3.1.2 調査対象

(1) 調査対象機器

船体部における騒音源としては種々のものが考えられるが、ここでは単体騒音源の騒音計測の対象として、居住区画内に配置され、また、その騒音が居住区に少なからず影響を及ぼしそうな機器のみを次のように選定した。

- (イ) エアコンユニット用通風機及び冷凍機
- (ロ) 通風機（居住区用のうち最大級のもの）
- (ハ) 油圧ポンプユニット

(2) 調査対象船

昭和50年度及び51年度にわたり次のように計画または実施されている。

- 50年度 5隻（実船計測終了、ただし内1隻は解析中）
- 51年度 3隻

(3) 調査対象船及び対象機器の要目は表3.1.1のとおりである。

表3.1.1 調査対象船及び対象機器の要目（昭和50年度の実船計測分）

実測船の符号		A	B	C	D	E
船種		オアバルクキャリア	バルクキャリア	プロダクトキャリア	タンカー	タンカー
L <sup>M</sup> ×B <sup>M</sup> ×D <sup>M</sup> ×d <sup>M</sup>		249×396×22.4×15.6	167×27.8×15	182×27.4×15.1×10.7	314×54.8×26.4×20.5	300×50.0×27.0×20.7
GT		63,200	18,642	21,000	133,000	117,500
DW		111,300	34,400	34,150	260,000	231,700
計測対象機器	エアコンセントラルユニット用ファン	据付場所 ユニットルーム 上甲板上	エアコン ユニットルーム 上甲板上3層目	エアコン ユニットルーム 上甲板上3層目	エアコン ユニットルーム 上甲板上	エアコン ユニットルーム 上甲板上
	タイプ	リミットロード	リミットロード	リミットロード	リミットロード	リミットロード
	風量 (m <sup>3</sup> /min)	216	150	216	200	160
	静圧 (mm Aq)	250	140	180	250	250
モーター (KW)	18.5	15	15	15	15/10	
防振ゴムの有無	有	有	有	有	無	
台数	2	2	2	2	2	
エアコン用冷凍機	据付場所	機関室	機関室	エアコン ユニットルーム 上甲板上3層目	エアコン ユニットルーム 上甲板上	エアコン ユニットルーム 上甲板上
タイプ	ロタスコ	据付場所が 機関室内の ため計測せ ず	開放型, 5H-60 Vベルト駆動	SMC-10-100 NIPPON SABROE	6HC-702L-FYE ナミレイ	
能力 (kcal/h)	162,600		174,180	225,000	128,000	
モーター (KW)	45		45	60	30	
防振ゴムの有無	無		有	有	無	
台数	1	2	1	2		
居住区用ファン	タイプ	軸流	騒音源として特に問題となるほどのものがないので計測せず	軸流	シロッコ	軸流
風量 (m <sup>3</sup> /min)		100		130	590	45
静圧 (mm Aq)		40		40	95	40
モーター (KW)		1.5		2.2	22	0.75
油圧ポンプ	タイプ	ペーン	無	無	ペーン	ペーン
オイル量	500ℓ				25ℓ/min	21.4ℓ/min
モーター (KW)	3.7		87	87×2		
用途	甲板機械		バルブリモコン	バルブリモコン		
備考					計測は終了したもののデータ未整理につき本中間報告には間に合わず次回の報告とする	

### 3.1.3 計測方法

船体部単体機器の騒音影響調査のための実船計測に先立ち、各所における各調査対象船の計測データのとり方に共通性をもたせ、後のデータ解析に便利になるような計測方案を作成し、可能な限りこれに沿って実船計測を行った。(巻末付録1を参照)

### 3.1.4 計測結果(中間報告)

昭和50年度に計測を終了した5隻の内4隻分の計測結果について報告する。(内1隻は計測は終了したもののデータ未整理につき次回の報告とする。)

なお、51年度にさらに3隻の実船計測を予定しているため今回の報告は計測結果の報告にとどめ、居住区への影響度などの解析は次回にて報告するものとする。

#### (1) 騒音計測結果

##### (a) エアコンユニットルームの騒音値

第3.1.2図に示すように75 dB(A) (B船)及び75.5 dB(A) (D船)であった。なお、この時のエアコンユニットルーム内に配置された騒音源機器は次のとおり

B 船：エアコンユニット用通風機	2台
D 船：エアコンユニット用通風機	2台
及び同用冷凍機	1台

##### (b) エアコンユニットルームと同一甲板上の隣接する区画の騒音値

図3.1.2に示すように約50～67 dB(A)程度であった。

##### (c) エアコンユニットルームより通路など隣接する区画をさらにへだてた区画の騒音値

図3.1.2に示すように約38～53 dB(A)程度であった。

##### (d) エアコンユニットルームの直上の区画の騒音値

図3.1.1に示すように51 dB(A) (B船)及び73 dB(A) (D船)であった。なお、この時のエアコンユニットルーム内に配置された騒音源機器は(a)に示したとおり。

##### (e) エアコンユニットルームの直上の区画に隣接する区画及びその外周の区画の騒音値

図3.1.1に示すように約40～55 dB(A)程度であった。

##### (f) エアコンユニットルームの直下の区画の騒音値

図3.1.3に示すように61.5 dB(A) (B船)及び71.0 dB(A) (C船)であった。なお、この時のエアコンユニットルーム内に配置された騒音源機器は次のとおり。

B 船：前述(a)のとおり	
C 船：エアコンユニット用通風機	1台
及び同用冷凍機	1台

##### (g) エアコンユニットルームの直下の区画に隣接する区画及びその外周の区画の騒音値

図3.1.3に示すように約37～58 dB(A)程度であった。

##### (h) エアコン単体機器の騒音とエアコン吹出口よりの騒音との比較

一般にエアコン装置の居室に及ぼす騒音の発生要因は次の二つが考えられる。

- (イ) エアコン単体機器によるもの
- (ロ) 居室内エアコン吹出口によるもの

上記の二つの要因の内両者の騒音の影響度を調査するため今回の実船計測において一部の供試船で次の二つの状態について居室の騒音計測を行った。

- (イ) エアコン単体機器は運転するが各居室の吹出口は全閉とする。

(二) 通常のエアコン装置運転の状態 (図 3.1.1 ~ 3.1.3) 中 ( ) 内の数値にて示す。

実測船の隻数が少なくデーター不足の感じもあるが両者の比較においては様にはっきりした傾向を示した。

(ホ) 単体機器のみの運転時 (吹出口閉) 37 ~ 52 dB(A)

(ヘ) 通常運転時 (吹出口開) 47 ~ 61 dB(A)

(i) 居住区用通風機の騒音値

今回の実測データーは軸流通風機 1 台のみであるが通風機の近接部 (暴露部) にて 75 dB(A), 直下部で 65 dB(A), 近接居室内で 42 dB(A) 程度であった。また, この通風機の要目は  $100 \text{ m}^3/\text{min} \times 40 \text{ mm Aq} \times 1.5 \text{ KW}$  であり, 一般船の居住区用通風機としては最大に近いものであった。

(j) 油圧ポンプユニットの騒音値

今回の実測データーは 1 台のみであるが油圧ポンプユニットの近接部で 64 dB(A), 油圧ポンプユニットルーム隣接の各室で 39 ~ 52 dB(A) 程度であった。

(2) 振動計測結果

船体部単体騒音源機器の周囲居室に及ぼす影響度を知るために, その振動伝搬経路と振動減衰量の変化を調査するべく振動の実船計測を試みた。

その結果, 振動レベルあるいは振動減衰量は, ただ, 単に振動源よりの距離に関係するばかりでなく, むしろその伝搬経路となる構造の相違によって複雑に変化しており, 今回の計測データーの中より各実測船に共通する定量的な振動減衰量, 又は変化の法則などを見出すことはできなかった。

したがって本報告書では

計測データーの中から各々のケースの特徴的なものを取り上げ以下のごとく報告する。

(a) 振動レベルの分布

振動源の近接部における振動レベルの分布は振動源よりの距離の多少によってではなく, その個所の構造の相異によって大きく変化する傾向が見られエアコンユニットルーム内程度の広さの範囲ではほとんど定量的な変化の予測ができないほどバラツキが発生していた。

また, 振動源よりある程度の距離 (実測データーの中でも各船によってまちまちであり一定ではないが約 5 ~ 8 m 程度) 以遠においては振動源よりの距離に比例して振動レベルが分布する傾向にあった。(図 3.1.4, 5, 6, 7 参照)

(b) ビーム上鋼板面とビーム間鋼板面の振動レベルの変化

ビーム上鋼板面とビーム間鋼板面とでは後者の方が大きな振動をしていた。(図 3.1.8, 9, 14 参照)

(c) 振動源よりの距離と振動減衰

振動源室の囲壁より遠ざかるにつれて振動レベルがなだらかに減衰する傾向が認められた。また, 鋼壁を隔てて減衰量の大きいことがわかった。(図 3.1.10, 11, 12, 13, 14 参照)

(d) デッキ間鋼壁上の振動レベルの変化

デッキ間の鋼壁は上, 下の鋼甲板によって強固に固着され, 構造が剛となっているため, 鋼壁上の振動レベルは下の点よりも中間部で大きい傾向が認められ, 必ずしも振動源よりの距離にのみ振動減衰量が比例しないことがわかった。(図 3.1.15 参照)

(e) 防振ゴムの効果

一般にエアコン機器 (エアコンユニット用ファン及び冷凍機) が居室に近接して配置される場合その据付部に防振ゴムを装備し, 振動の伝播を遮断する対策は従来よりよく行われている。今回の実船計測におけるこの防振ゴムの効果についての調査結果の 1 例は第 3.1.16 図に示すとおりであり, 冷凍機及びエアコンユニット用通風機の両者に対して約 30 dB 減であった。

### 3.1.5 今後の予定

本，船体分科会，WG-1，SUB WG-1では昭和50年度の実船計測分5隻に引き続き51年度においてさらに3隻の実船計測を予定している。

今回の中間報告では前述のごとく50年度の計測終了5隻分の内データ整理のなされた4隻分につきその結果を概略報告したが，次回の報告では51年度の計測予定分のデータを加え，船体部単体騒音源機器の周囲居住区に及ぼす影響度並びに騒音対策必要範囲などについて解析し報告する。

注：(図 3.1.1 ~ 3.1.3 に共通)

1. 図中の符号 A, B, C, D は実測船の符号を示す。  
実測船の要目と符号との対照は表 3.1.1 による。
2. 図中 ( ) 内の数値は通常のエアコン装置の運転状態 (吹出口開) である。
3. C 及び D 船はエアコンユニットルーム内に冷凍機が配置されている。
4. 本騒音値の分布図作成にあたっては、エアコンユニットルームを中心にエアコンユニットルーム内の騒音の影響範囲を知るに便なるようエアコンユニットルームをとりまく各室をとり上げた。したがって実船計測の対象各船の配置と一致しないものもあるが、実船の計測点の中で本配置図上の各ゾーニングにはば該当する点を適宜ピックアップし示したものである。

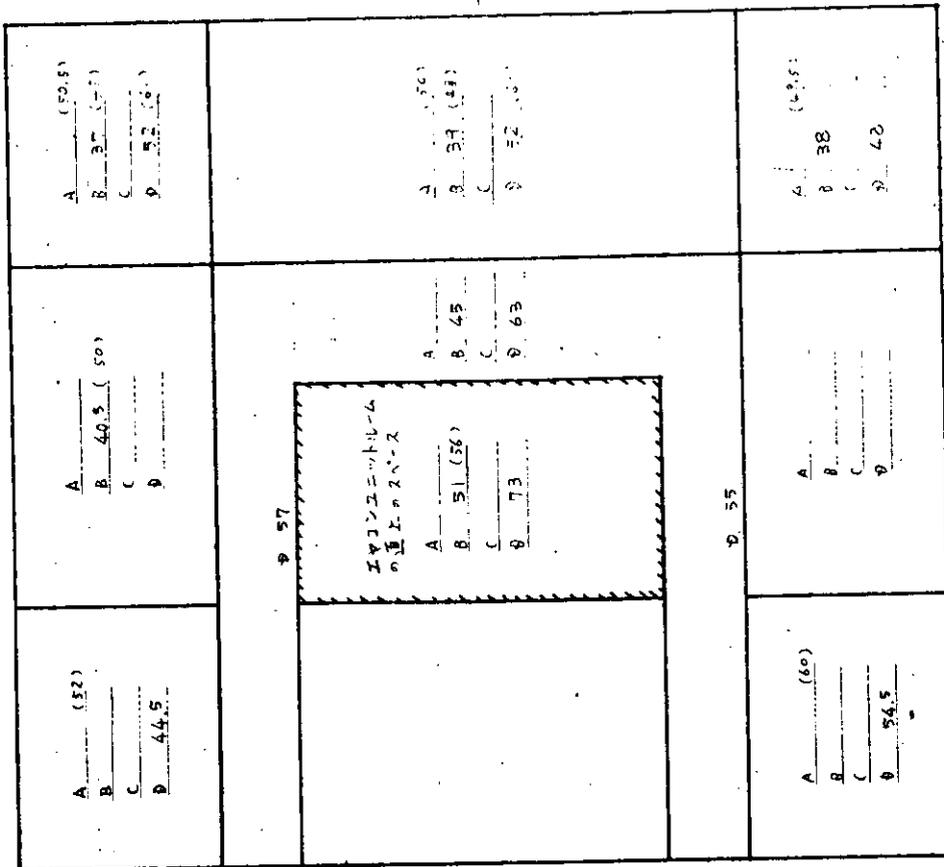


図 3.1.1 エアコンユニットルーム上第 1 層目の甲板上での騒音値の分布 dB(A)

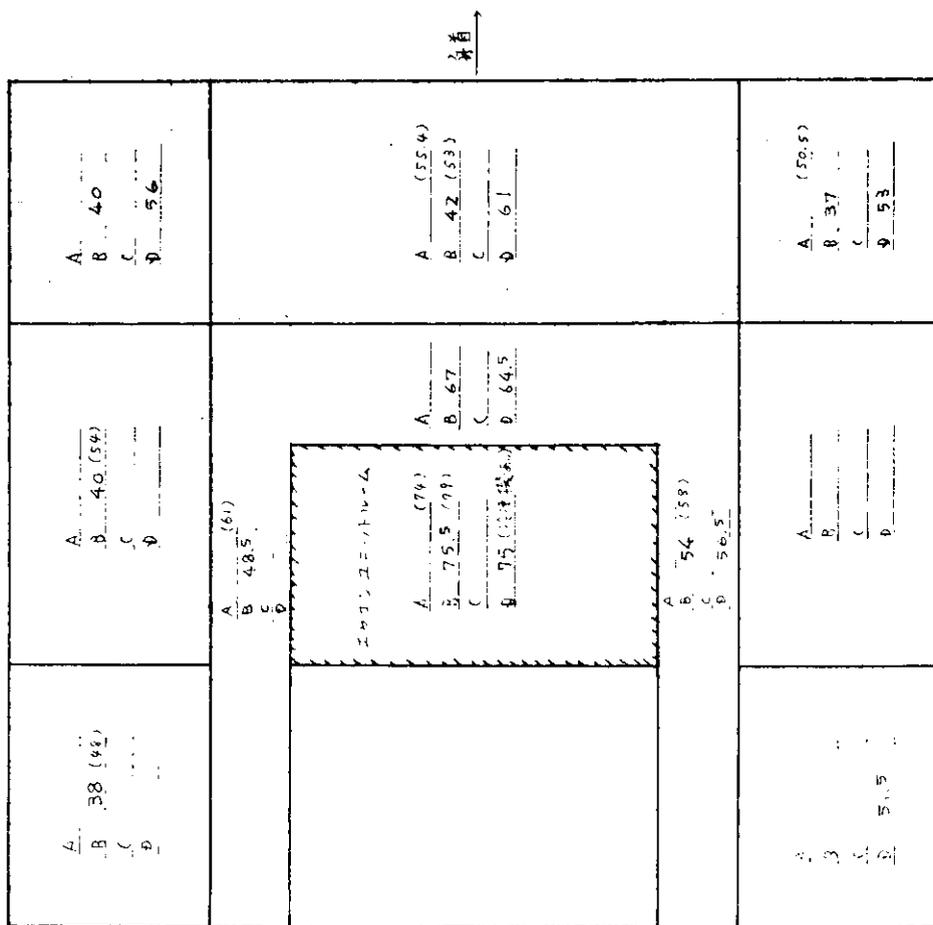


図 3.1.2 エアコネクティブルームと同一甲板上下での騒音値の分布 dB(A)

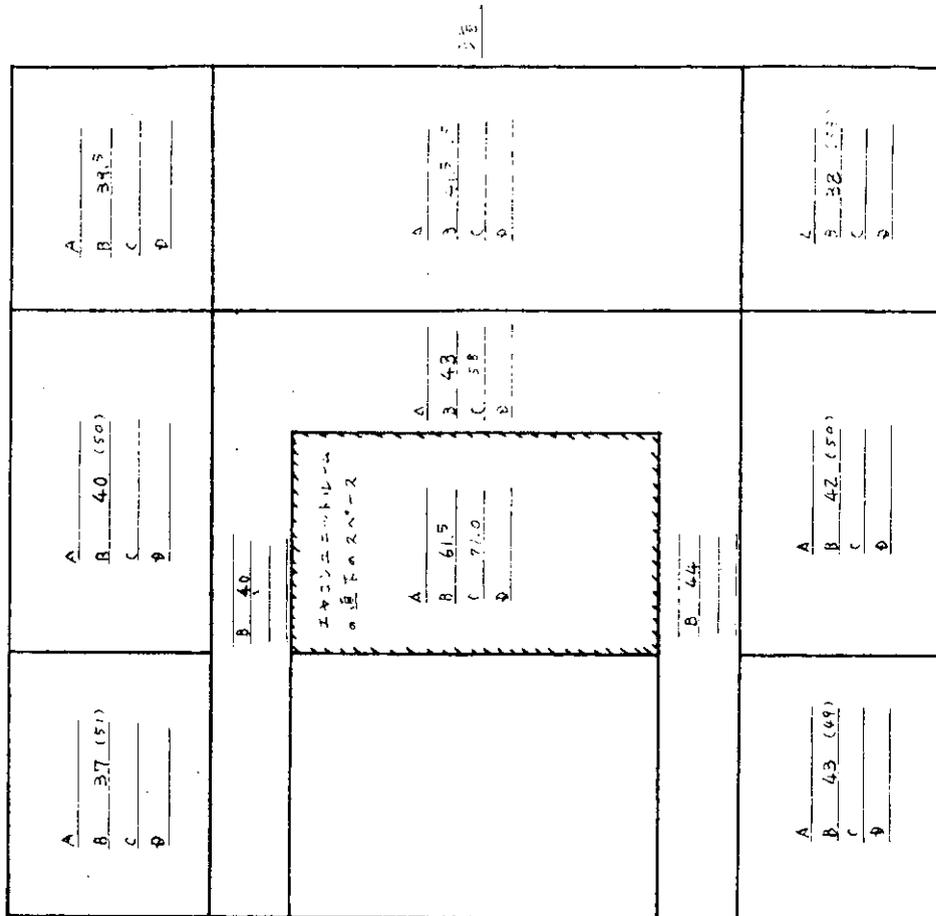


図 3.1.3 エアコネクティブルーム下第 1 層目の甲板上下での騒音値の分布 dB(A)

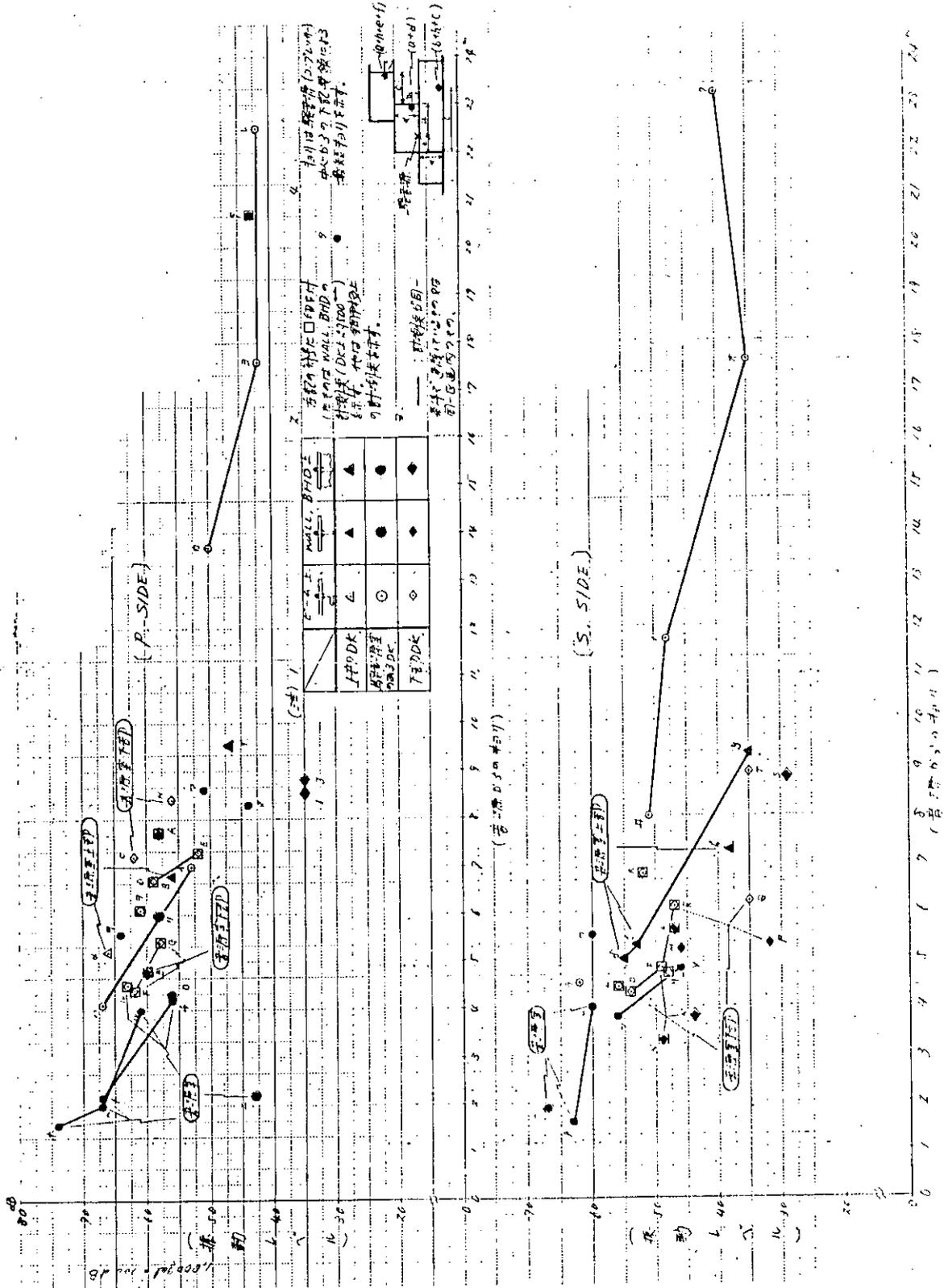


図 3.1.4 騒音源室からの振動レベルの減衰 (実測船) (計測点の配置は図 3.1.5, 6, 7 による)

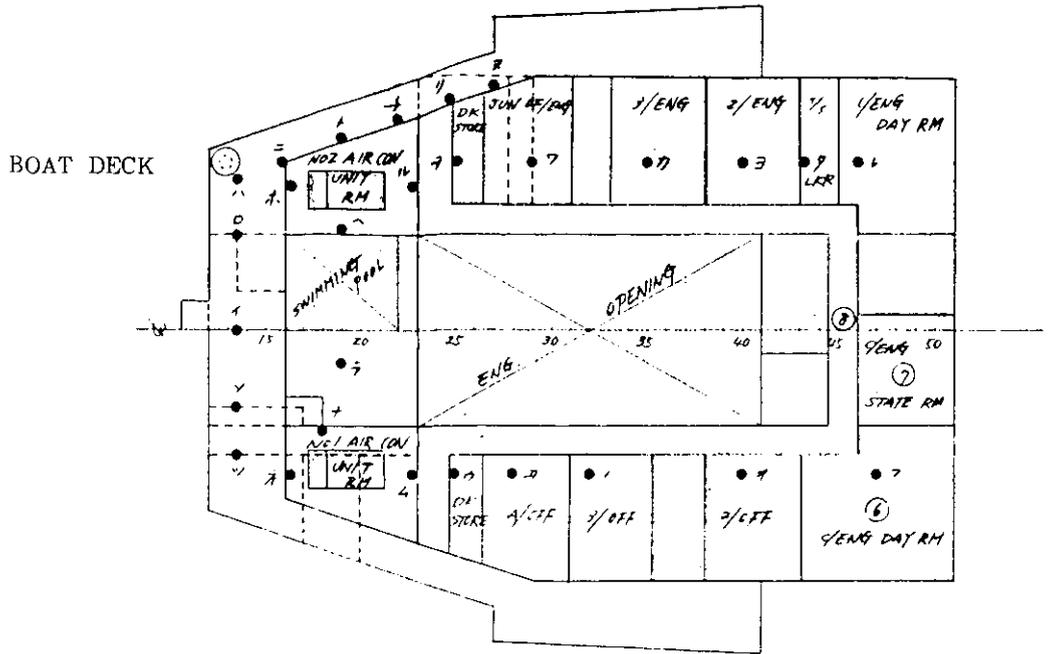


図 3.1.5 振動レベル計測点配置 (実測船©)

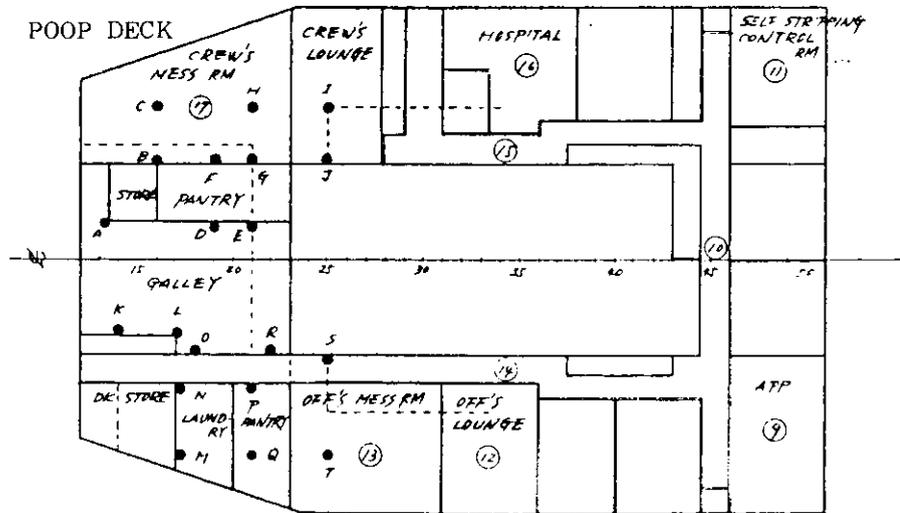


図 3.1.6 振動レベル計測点配置 (実測船©)

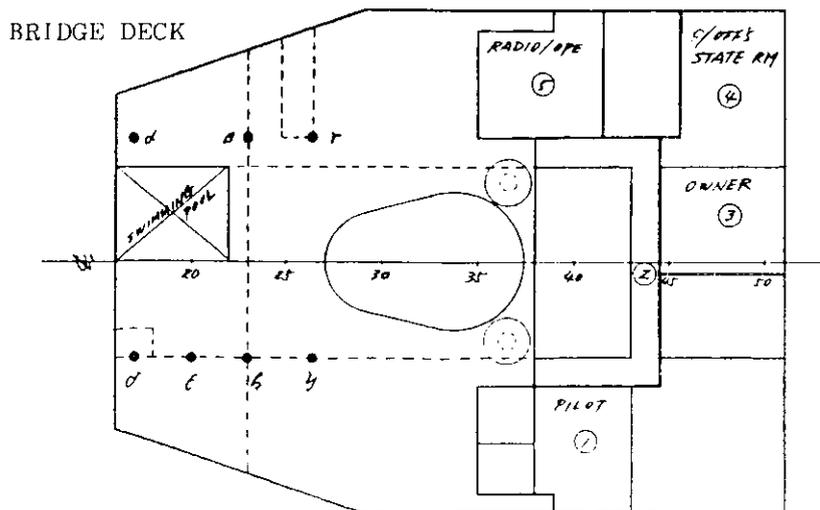


図 3.1.7 振動レベル計測点配置 (実測船©)

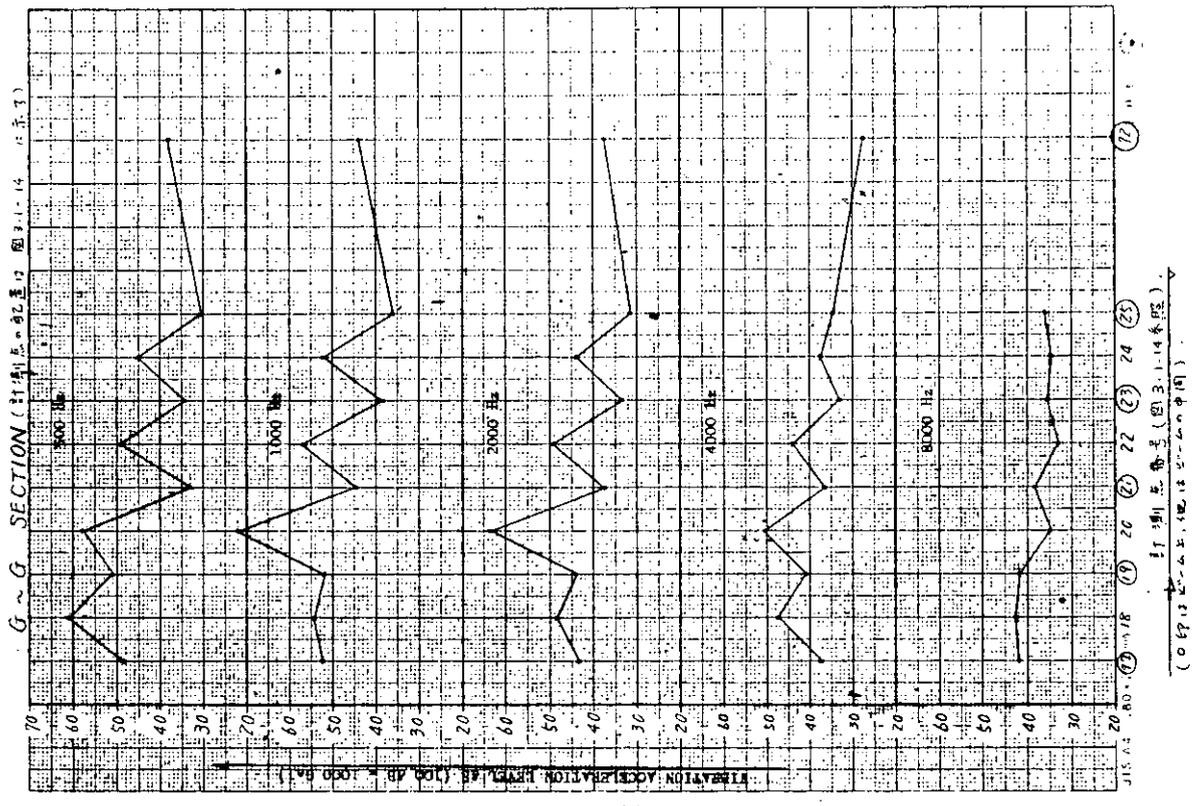


図 3.1.9 RESULT OF VIBRATION LEVEL MEASUREMENT (実測船⑥)

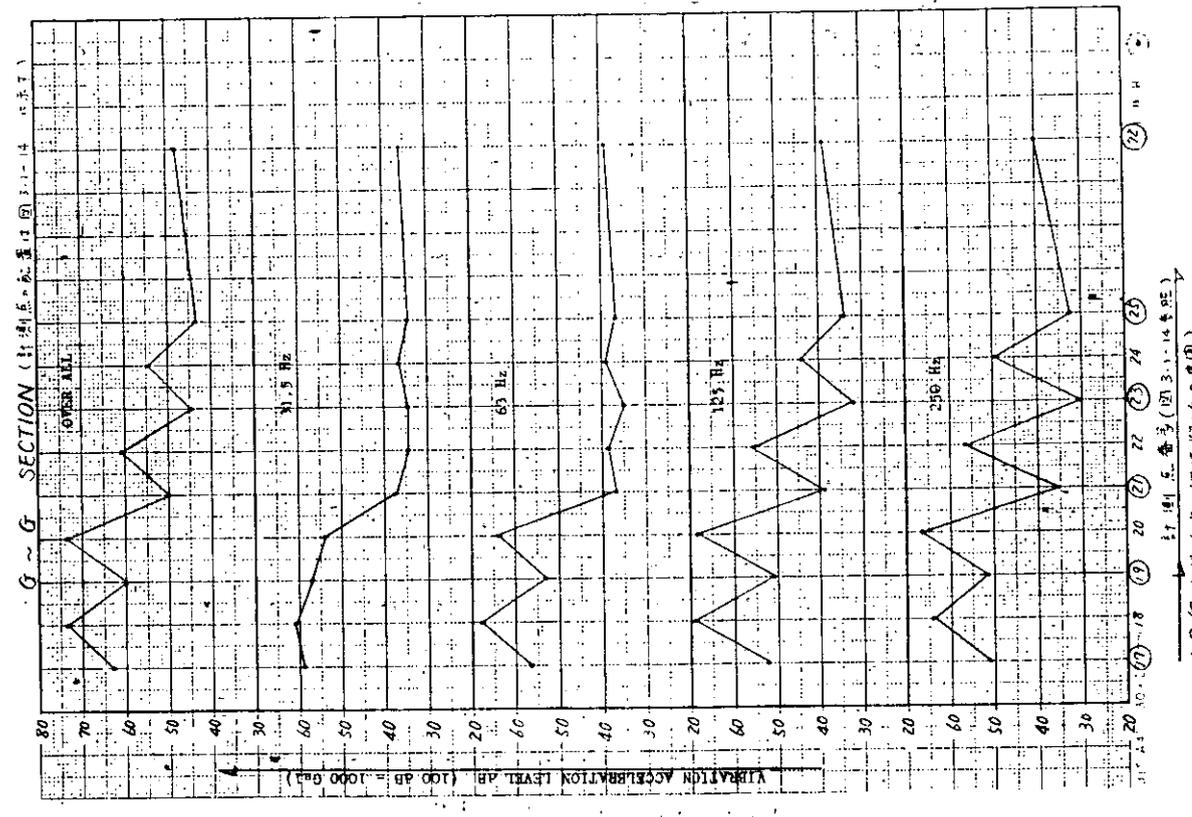


図 3.1.8 RESULT OF VIBRATION LEVEL MEASUREMENT (実測船⑥)

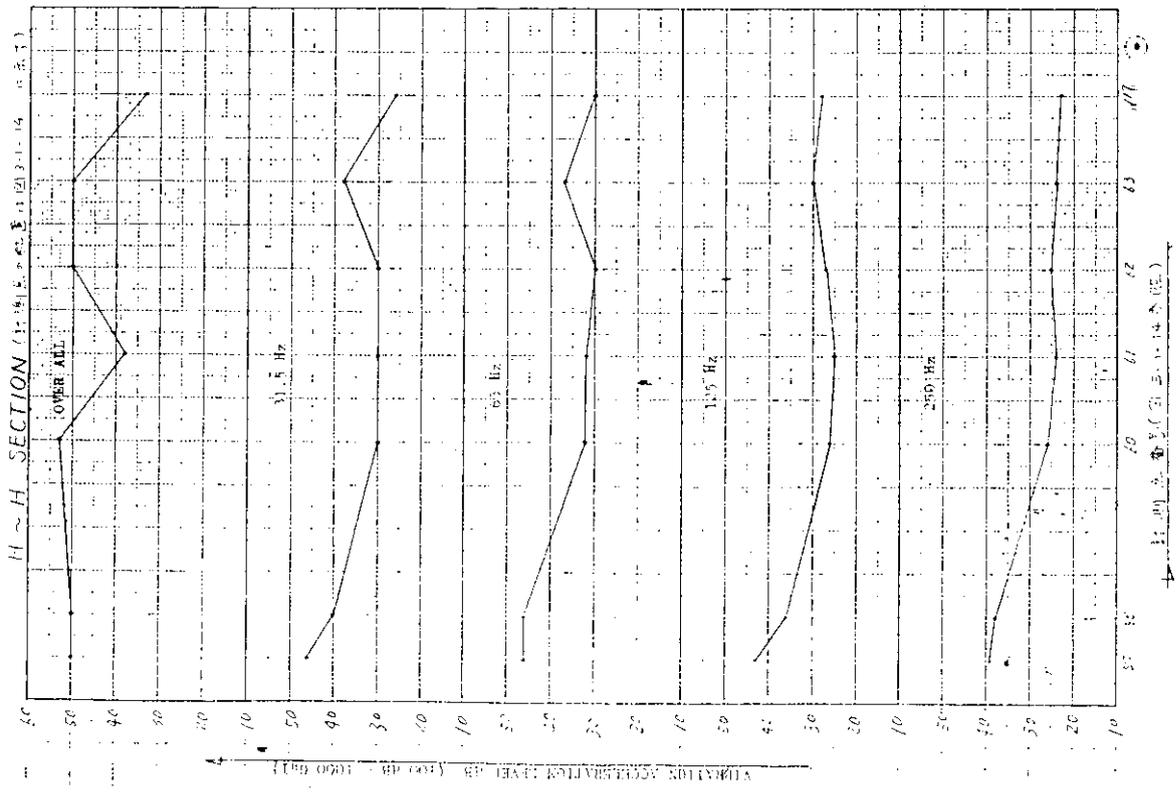


図 3.1.10 RESULT OF VIBRATION LEVEL MEASUREMENT (実測船⑩)

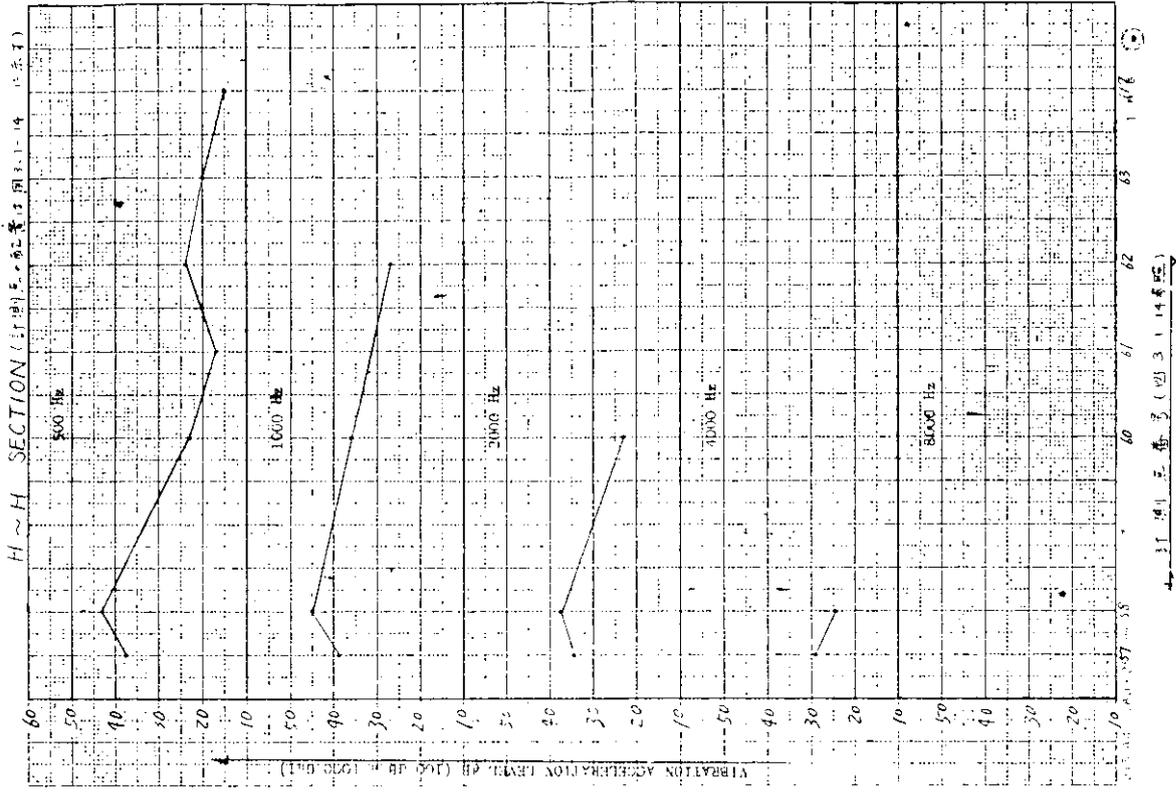


図 3.1.11 RESULT OF VIBRATION LEVEL MEASUREMENT (実測船⑩)

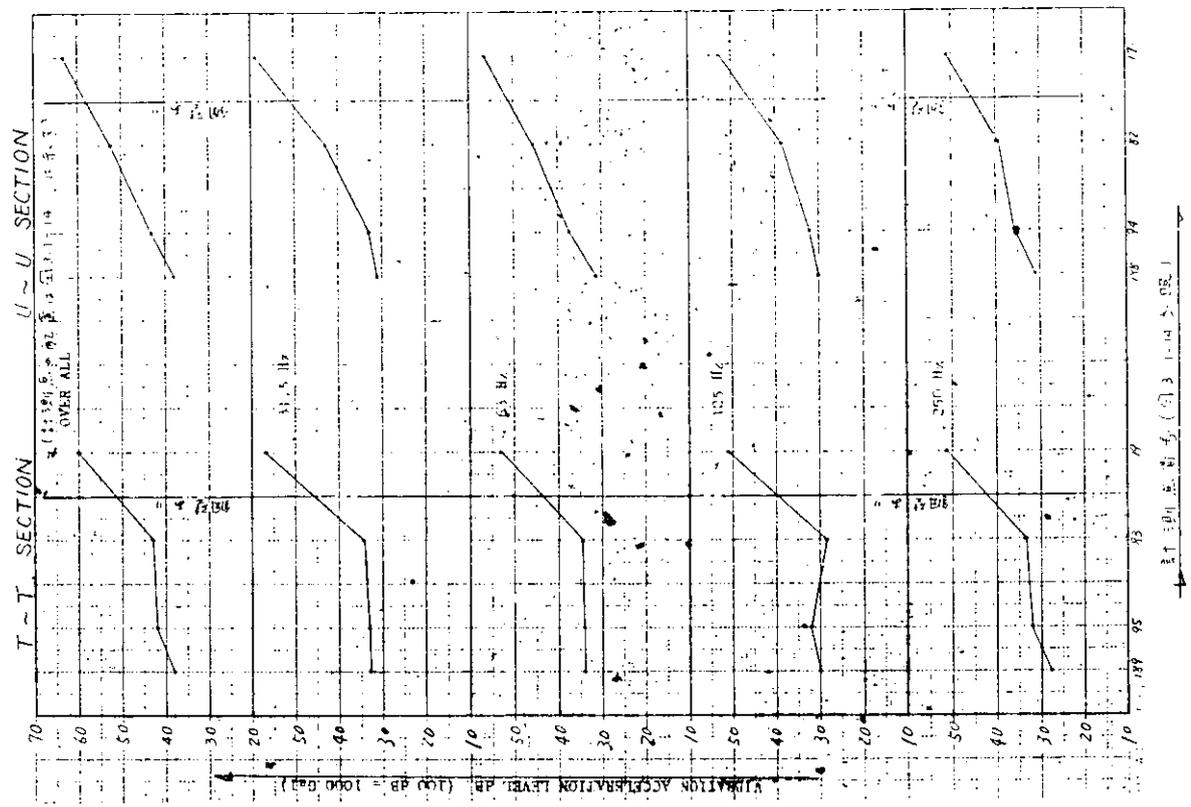


图 3.1.12 结果 of VIBRATION LEVEL MEASUREMENT (实际船②)

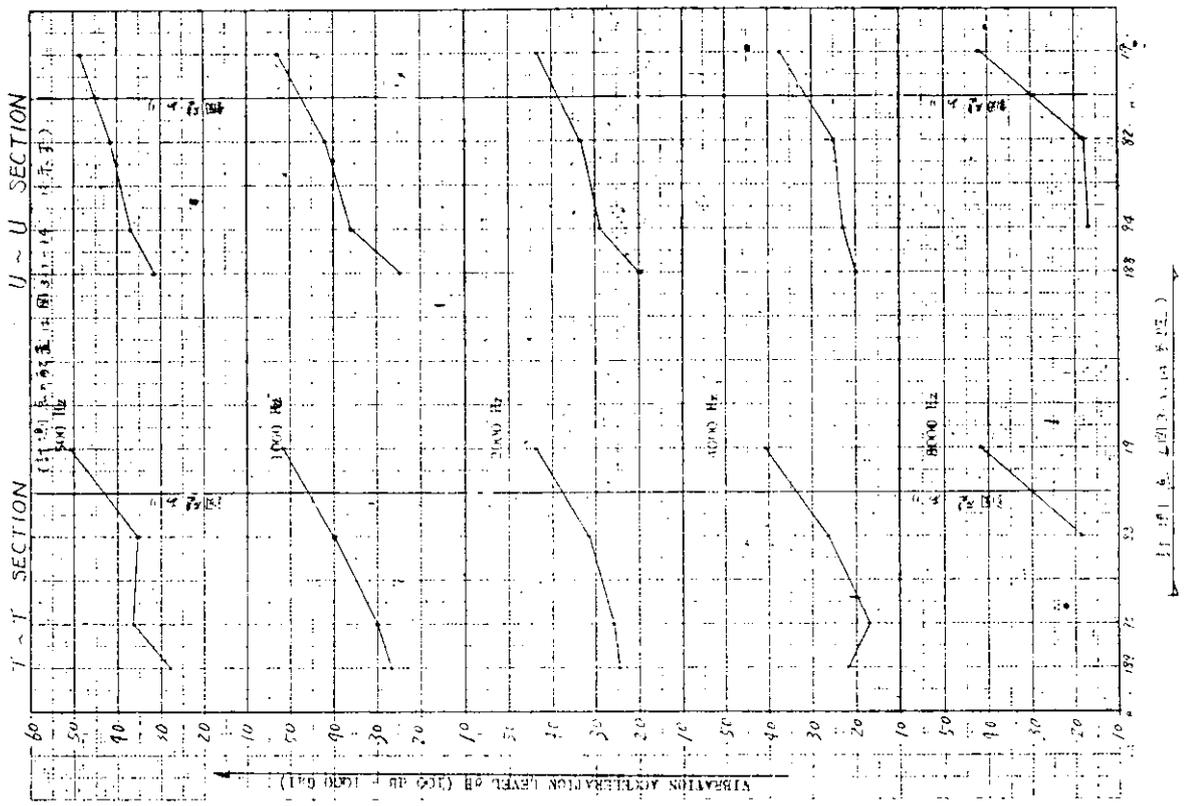


图 3.1.13 结果 of VIBRATION LEVEL MEASUREMENT (实际船③)

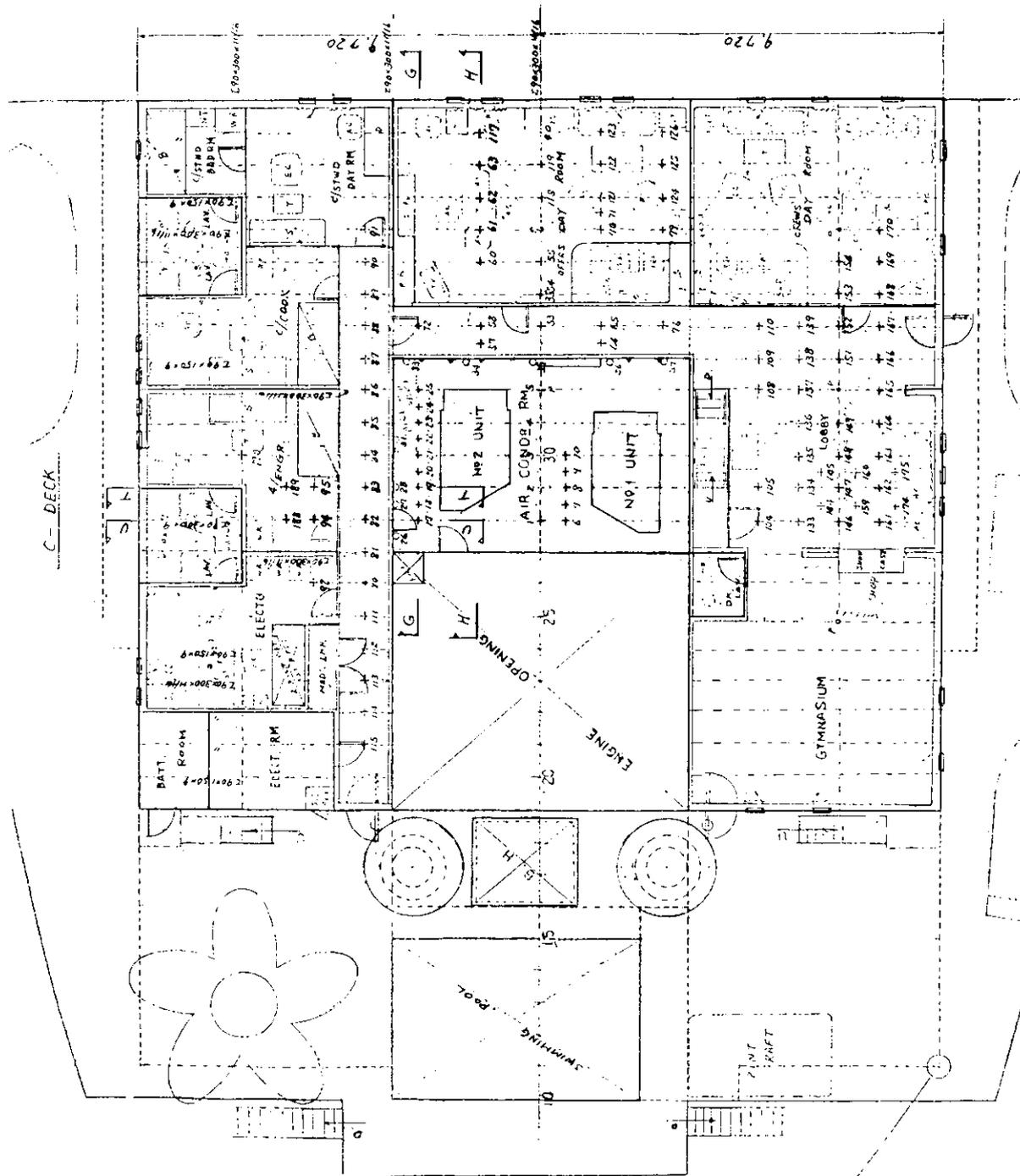


図 3.1.14 振動レベル計測点配置 (実測船中)

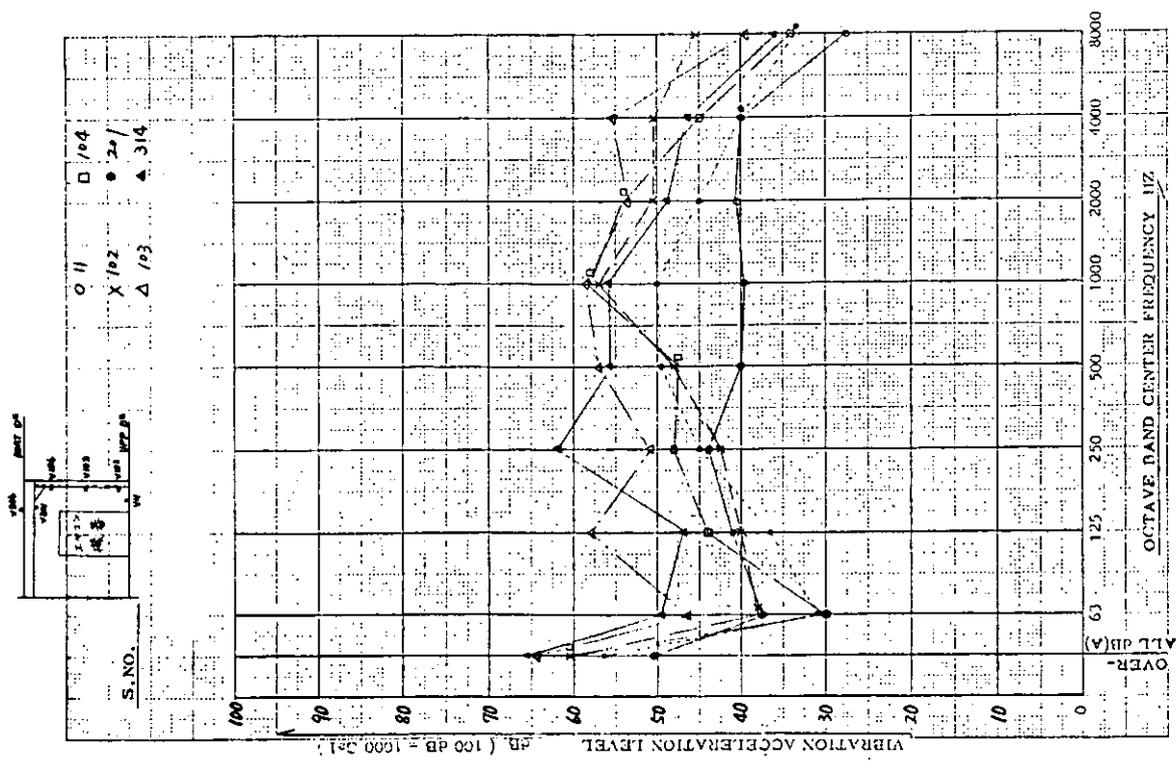


図 3.1.15 RESULT OF VIBRATION LEVEL MEASUREMENT (実測船⑩)

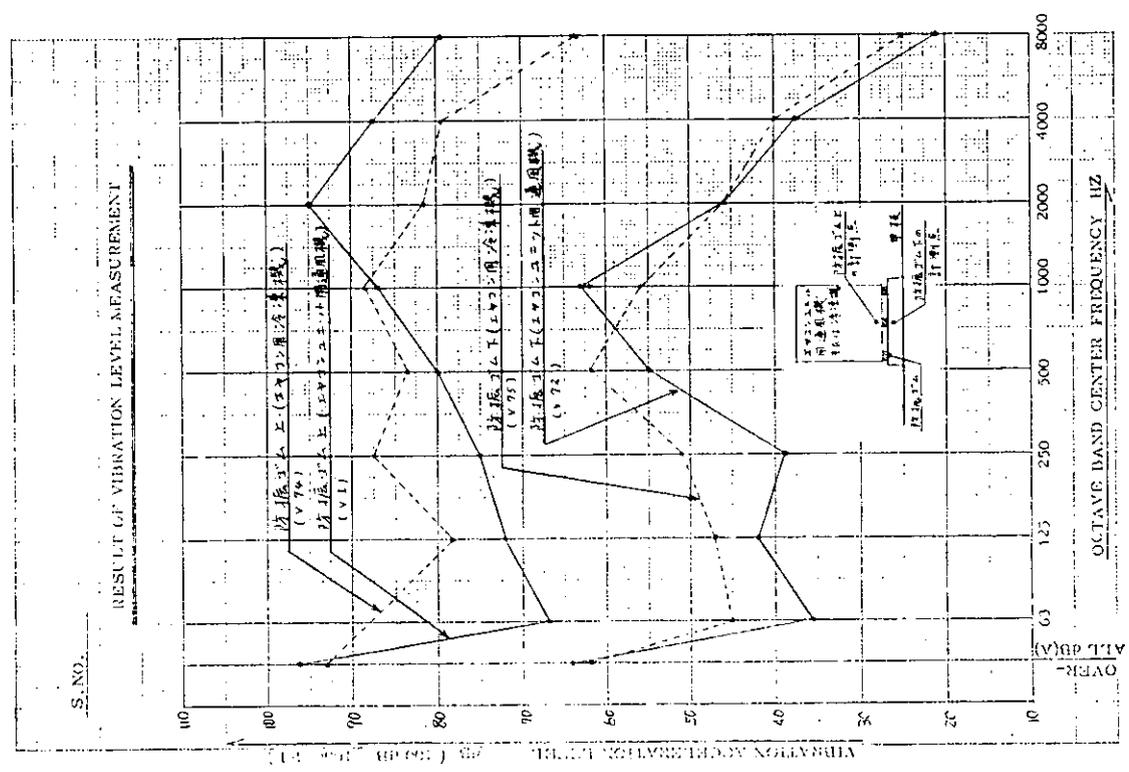


図 3.1.16 防振ゴムの効果 (実測船⑪)

### 3.2 ダクティングの文献調査

#### 3.2.1 船舶通風系の騒音対策

##### (1) 概説

居室のエアコンによる騒音は船舶の居室騒音の主原因の一つである。DW 6 万トン未満の中小型船にあっては通風、エアコン装置騒音の影響は機関室騒音の方が大きいので、ほとんど無視できる（ただし上甲板上 4～5 層の上層甲板に位置する居室に対しては考慮する必要有り）が DW 10 万トン以上の大型船にあっては通風エアコン装置に騒音対策をすることにより数 dB 下げ得ることが期待できる。<sup>1)</sup>

船舶の通風系の騒音対策を考える場合、他の騒音源（主機、補機等）からの騒音とのバランスを良く考え「適切な騒音レベル」を設定しなくてはならない。

騒音対策を考える時、騒音源に対策を施す方法と伝搬経路に対策を施す方法とがあり通常この二つを組み合わせるのが最も経済的である。

この報告書では、通風エアコン装置の騒音対策について述べる。

低騒音機器の開発や消音器については触れない。

通風エアコン装置の主な騒音源と伝搬経路を図 3.2.1 に示す。

(A)の場合、騒音が直接部屋に放射され、部屋の音響的性質は既に決まっているので、このタイプの騒音は適切な吹出口を選定し適切に取付ける事によってのみ制御できる。（3.2.5 参照）(B)、(C)の場合、伝搬経路がダクトと部屋の両方あるのでダクト配置（サイズを含めて）の選定、ダクト内ライニングの施工、消音器の施工等により騒音対策が可能である。なお、低速ダクトの場合は(B)のタイプの騒音は無視できることが多い。3.2.2 に通風機騒音、3.2.3 にダクト内発生騒音、3.2.4 に騒音のダクト内減衰を解説した。

(D)はいわゆる空気伝搬音、(E)はいわゆる固体伝搬音であり、このレポートには含まない。

なお、(D)に関連してであるが、船舶のエアコン循環空気取入口は通路にあり、取入口とエアコンユニットファンの距離が短い程通風機の騒音がダクトを通して伝搬し通路にその悪影響を及ぼしやすい。従ってエアコンユニットファンと同一甲板の循環空気取入口には消音対策をして置く方が望ましい<sup>1)</sup>（特に上層甲板にファンユニットがある場合）。

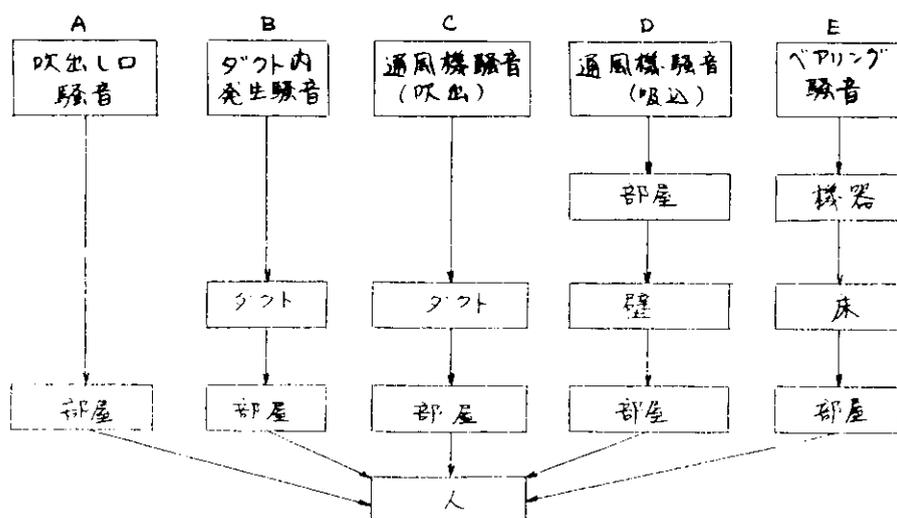


図 3.2.1 代表的通風系騒音源と伝搬経路

##### (2) 必要消音量の計算

次の手順で必要消音量を各オクターブバンド毎に求める。<sup>4)</sup>

- (a) 主な騒音源の一つ一つについて最も騒音の高くなる可能性のある吹出し口でのパワーレベルを計算する。  
(騒音源のパワーレベルから自然減音量(3.2.4)を差し引く。)
- (b) その吹出し口での許容パワーレベルとの差が求める必要消音量である。
- (c) 消音装置(消音器又は吸音ダクト)を仮定してその場合の吹出し口でのパワーレベルを騒音源の一つ一つについて計算し室内での騒音レベルを計算する(騒音源が複数あれば、表3.2.10により合成する)。  
これが許容値を下まわっていることを確認する。上まわった場合は、これを繰り返して必要にして十分な最小限の消音器(含吸音ダクト)とその位置を決定する。

なお、機関室騒音等からの影響を考慮基準値をさらに3~5 dB程度下げて考えるのがよい。<sup>3)</sup>

消音器の設計に関しては各種の文献<sup>3),4)</sup>を参照のこと。

なお、メーカーの発表する消音器の減音量は一樣な気流が入ってきた場合の値であるので、消音器前のダクティングに注意しないと所期の減音量が得られないばかりか、かえって騒音を増す原因にもなりかねない。また、一樣な気流が入ってきた場合でも消音器内の気流の乱れが騒音を発生するので、設計風量における発生騒音(メーカーのデータによる)を消音量計算の際には考慮に入れる(消音器前の騒音パワーレベルに消音器発生騒音のパワーレベルを対数的に加え(表3.2.10)、これから消音量(dB)を代数的に差し引いたものが、消音器後の騒音パワーレベルである)。

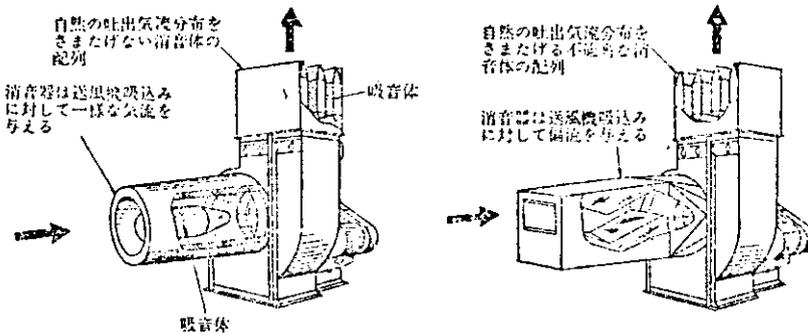


図3.2.2 通風機前後に消音器を使用する際の注意<sup>3)</sup>

### (3) 吸音ダクトの減音量

内側にライニングを施工したダクト内の減音量の計算には次のような式が使える。

$$Att = K \frac{P}{S} \quad (\text{dB/m}) \quad \dots \dots \dots (3.2.1)$$

P: 断面の周囲のうち吸音材を張った部分の長さ (cm)

S: 断面積 (自由断面) (cm<sup>2</sup>)

K: 材料の吸音率  $\alpha$  から図3.2.3で求める係数

但し、断面は円または長辺が短辺の2倍以下の矩形で直径または長辺が45 cm以下で250~2000 Hzの範囲で使用する。風速は20 m/sec以下とし、 $\alpha$ は求めるオクターブバンドに対するものとする。この範囲であれば、誤差は10%以内である。

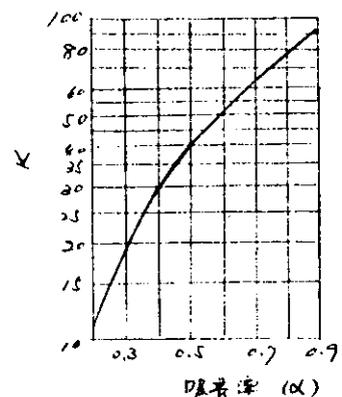


図3.2.3 K 値<sup>15)</sup>

### 3.2.2 通風機の発生騒音

#### (1) 概説

通風機がダクト内へ発する騒音には大きく分けて

##### (a) 通風機内の渦流による騒音

(この型の騒音は広い周波数域にわたり分布する)

##### (b) 羽根のインパルスによる騒音

(この型の騒音は、羽根数×回転数の周波数を持つ)

の2種類がある。

通風機発生騒音を低く抑えれば、ダクティングでの騒音対策費が低く抑えられるので、これに対する対策は重要である。この騒音は通風機の型、風量、圧力、効率で決まり、また設置状態に依っても大きく影響される。騒音設計に使用するためには広く認められた試験方法により求めた、各オクターブバンドにおけるパワーレベル(風量、圧力、効率に対して、チャートの形にしたもの)のデータが必要である。なお、確立した試験方法は未だないが Air Moving and Conditioning Association のものなどがある。<sup>10)</sup>

メーカーの提出する騒音値は設置状態が最良の時の値であるので、テスト結果を実際の設計に使用する場合は十分注意しなければならない。

なお、日本の通風機メーカーでは、パワーレベルのデータを持っていない所が多く、この方面への働きかけが必要である。

#### (2) 通風機騒音低減上の注意点

##### (a) 通風機を選択

(イ) 他の要件(風量、圧力等)を満足する通風機のうち、最も騒音の低いものを選ぶ。この際、比較的翼数の少ないもの(15以下)は羽根のインパルスによる純音を発する傾向があるので注意する。(周波数=羽根数×回転数)

(ロ) 所要風量と静圧を出している時が最大効率点近くになるようなサイズの通風機を選ぶ。(但し、異なる型式の送風機の効率を比較しても騒音に関しては意味がないので注意)。

音を発するのに必要なエネルギーは非常に小さいので効率が直接騒音にエネルギーベースで影響するわけではないが効率を下げるのと同じ要素が騒音を大きくするからである。大きすぎる通風機を使用したため効率が数%減少すると騒音のパワーレベルは約5dB又はそれ以上増加する。(翼に沿って気流が剥離するのが主な原因である。)小さすぎる通風機を使用すると回転速度が大きくなるため騒音がかなり増大する。

(風速が増大するため乱れや渦が増えるのが原因である。)但し、吹出し速度が低くてもかならずしも騒音が低いとは限らない。

##### (b) その他

(イ) 通風系は出来るだけ抵抗が少ないように設計する。どんな型式の通風機でも静圧が高くなれば、騒音が大きくなるからである。

(ロ) 通風機の吸入と吹出のダクトの取り付けは、気流ができるだけ真直で一様となるようにする。<sup>11)</sup>

取り付け方が悪いと他の性能を含めて、大幅に性能が落ちる。また、ダクトに振動が伝わらぬようフレキシブルダクトでつなぐ必要がある。

#### (3) 通風機騒音の推定法

##### (a) 相似通風機の騒音が既知の時

相似通風機の騒音がわかっている時には表3.2.1の通風機法則を使って騒音を推定することができる。

通風機法則は同一通風機または比例設計の行われている相似通風機間(即ち、幾何学的に相似な通風機)に

のみ適用可能で、種類の異なった通風機間に用いてはならない。また、この法則は特性曲線上の1点についてのみ適用可能で、特性上の1点から他の点を計算するのに用いてはならない。なお、この法則によって求めた騒音値は近似的なものであり、直径の変化、速度の変化及びガス比重の変化が50%の範囲内にあるときに使用すること。

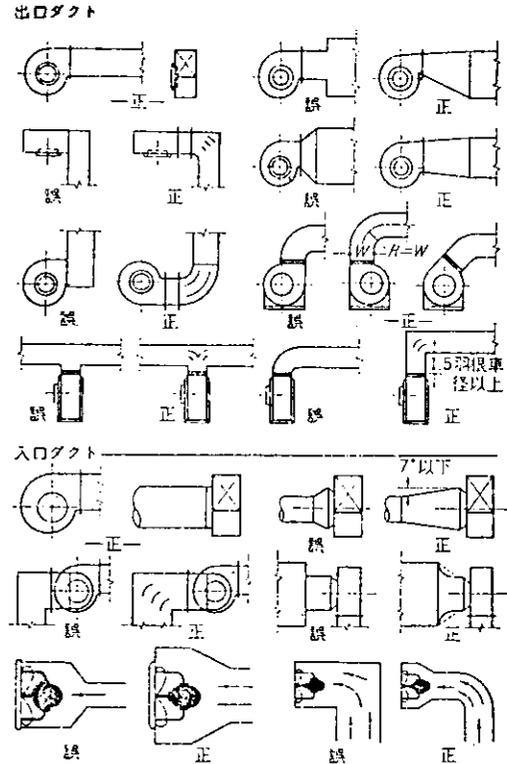


図 3.2.4 通風機前後のダクティング要領<sup>11)</sup>

表 3.2.1 通風機法則<sup>6)</sup>

法則	従属変数	独立変数
1	$Q_1 = Q_2 \times (D_1/D_2)^3 \times (n_1/n_2)^4 \times (1)$ $P_1 = P_2 \times (D_1/D_2)^2 \times (n_1/n_2)^2 \times (\rho_1/\rho_2)$ $HP_1 = HP_2 \times (D_1/D_2)^5 \times (n_1/n_2)^3 \times (\rho_1/\rho_2)$ $Lw_1 = Lw_2 + 70 \log(D_1/D_2) + 50 \log(n_1/n_2) + 20 \log(\rho_1/\rho_2)$	
2	$Q_1 = Q_2 \times (D_1/D_2)^2 \times (P_1/P_2)^{1/2} \times (\rho_2/\rho_1)^{1/2}$ $n_1 = n_2 \times (D_2/D_1)^1 \times (P_1/P_2)^{1/2} \times (\rho_2/\rho_1)^{1/2}$ $HP_1 = HP_2 \times (D_1/D_2)^2 \times (P_1/P_2)^{3/2} \times (\rho_2/\rho_1)^{1/2}$ $Lw_1 = Lw_2 + 20 \log(D_1/D_2) + 25 \log(P_1/P_2) - 5 \log(\rho_1/\rho_2)$	
3	$n_1 = n_2 \times (D_2/D_1)^3 \times (Q_1/Q_2)^1 \times (1)$ $P_1 = P_2 \times (D_2/D_1)^4 \times (Q_1/Q_2)^2 \times (\rho_1/\rho_2)$ $HP_1 = HP_2 \times (D_2/D_1)^4 \times (Q_1/Q_2)^3 \times (\rho_1/\rho_2)$ $Lw_1 = Lw_2 - 80 \log(D_1/D_2) + 50 \log(Q_1/Q_2) + 20 \log(\rho_1/\rho_2)$	

添字 1 は求める通風機のもの、添字 2 は既知の通風機のを示す。すべて効率は一のものとする。

- Q : 風量
- P : 圧力
- D : 通風機のサイズ (例えば羽根車直径)
- n : 回転速度
- Lw : 音のパワーレベル
- $\rho$  : ガスの比重
- HP : 馬力

法則 1 は サイズ、速度又はガス比重を変えた時の風量、圧力、駆動動力、音のパワーレベルに対する影響を示す。

法則 2 は サイズ、圧力又はガス比重を変えた時の風量、速度、駆動動力、音のパワーレベルに対する影響を示す。

法則 3 は サイズ、風量又はガス比重を変えた時の速度、圧力、駆動動力、音のパワーレベルに対する影響を示す。

(b) 相似通風機の騒音がわからない時

音のパワーレベルのデータがない場合、表 3.2.2 を使って通風機の騒音の推定ができる。表 3.2.2 の数値は色々な型式の通風機のパワーレベルの典型値であって実際の騒音とは異なる可能性がある（特に 63, 4000, 8000 Hz のバンドで）ので大体の騒音を見積る時にのみ使用する。

表 3.2.2 は比騒音パワーレベル kw と翼周波数増分 BFI (blade frequency increment) を示したものである。比騒音パワーレベル kw は  $1 \text{ feet}^3/\text{min} \times 1 \text{ inch W. G.}$  で運転中の騒音パワーレベルであり、翼周波数増分 BFI は羽根のインパルスによる騒音を表わす。

実際の運転状態での騒音パワーレベルは次のようにして求める。

$$L_w = K_w + 10 \log Q + 20 \log P \dots\dots\dots (3.2.2)$$

$L_w$  : 推定騒音パワーレベル (dB) (最大効率点より 10% の範囲内の値)

$K_w$  : 比騒音パワーレベル (表 3.2.2)

$Q$  : 風量 ( $\text{feet}^3/\text{min}$ )

表 3.2.2 代表的通風機の比騒音パワーレベルと BFI<sup>(1)</sup>

通風機形式	通風機略図	オクタブ"バンド"中心周波数 Hz								B.F.I.	備考
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
後曲羽根 遠心通風機		35	35	34	32	31	26	18	10	3	ターボファン ファンロード ファン騒音
翼形羽根 遠心通風機		35	35	34	32	31	26	18	10	3	
前曲羽根 遠心通風機		40	38	38	34	28	24	21	15	2	別名 シロココファン 多翼通風機
放射状羽根 遠心通風機		48	45	43	43	38	33	30	29	5~ 8	
プロペラ 軸流通風機		51	48	49	47	45	45	43	31	5~ 7	
有胴 軸流通風機		44	42	46	44	42	40	37	30	6~ 8	
ペーン 軸流通風機		42	39	41	42	40	37	35	25	6~ 8	
円筒 遠心送風機		46	43	43	38	37	32	28	25	4~ 6	

但し、翼周波数(羽根数×回転数)の含まれるオクターブバンドには、翼周波数増分BFIを加えること。

### 3.2.3 ダクト内発生騒音

#### (1) 概説

低速ダクトにおいてはあまり問題にならないが、高速ダクトにおいてはダクト直線部、曲り部、分岐部、断面変化部、ダンパー、案内羽根あるいは消音器等で気流及びダクト壁の振動による騒音がかなり発生する。

従って、騒音予測のためには、ダクト系のほとんど総ての構成要素について発生音のパワーレベルを知る必要がある。ところがこの方面のまとまった資料は非常に乏しく、わずかに角ダクトのエルボと分岐についてまとまった物があるに過ぎない。あらゆるフィッティングに適用できる法則は今の所発見されていないので、一つ一つのフィッティングに関するデータを積み重ねていくしかなく、これからの体系的実験研究が切に望まれる。

#### (2) ダクト内発生騒音低減上の注意点

(イ) ダクト内発生騒音を低減させるのに最も確実な方法は、ダクトサイズを大きくし、ダクト内流速を下げることである(ダクト内流速が2倍になると騒音は15 dB程度増大する)。しかし、船舶においてはスペース上の問題からダクトサイズが押えられるので、発生騒音は各種の消音器で低減させているのが現状である。

#### (ロ) フィッティングの配置

圧力損失の観点からも流れの方向や断面積が急激に変化しない様にして、ダクト内の気流をできるだけ滑らかにしなければならない(例、90°ロングエルボ内の流れは滑らかなので発生騒音は無視できる)。特にフィッティング間は十分離さない(ダクト径の5~10倍の長さの直ダクトが必要)、最初のフィッティングで乱れた気流が次のフィッティングに入り15~20 dB程度騒音が上昇することもままある。間隔が取れない時は気流ができるだけ滑らかになるように注意する。図 3.25 にエルボと主ダクトからの分岐の例を示す。いずれも右側のものの方が発生騒音は低い。(イ)(ロ)の形のエルボの消音機能は従来過大評価されており(実際は数 dB

である。) 圧力損失や低周波数の騒音発生のことの方をエルボの形式の選定条件にすべきであろう。表 3.27 と表 3.28 を比べて見ると分るように曲率のあるエルボよりマイタエルボの方が減音量はかなり多い。しかしある程度風速が速くなると、エルボでの発生音の影響の方が大きくなり発生音のより大きいマイタエルボの方が不利になるのである。

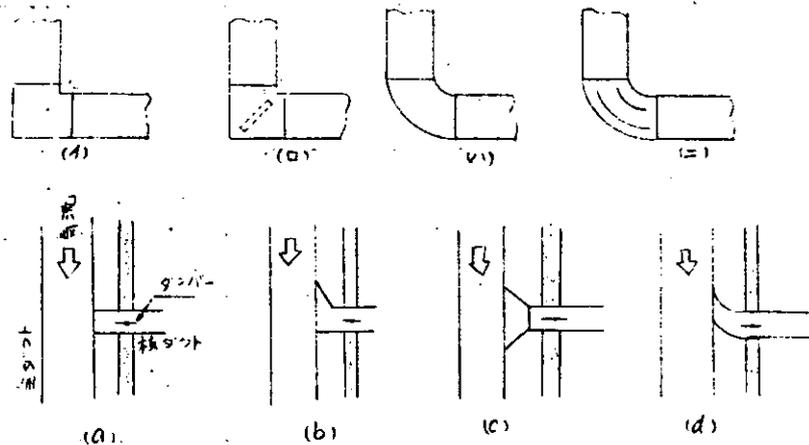


図 3.25 種々のエルボと分岐方法<sup>8)</sup>

主ダクトからの分岐も注意する必要がある。(a)は一般に使用されている形だが騒音を発生しやすい。特にダンパーが近くにあると気流の乱れが大きくなる。(b)(c)はかなり良く特に(c)は円形断面ダクトに(b)は矩形断面ダクトに適する。

#### (ハ) ボリュームダンパー

吹出し口近くに付けるダンパーは微調整用のみとし圧力損失が2.5 mm WG以下になるようにする。このダンパーにより乱れた気流が吹出し口の騒音を増大させるからである。(風量一定とした場合、ダンパー全開の時より半開にした場合の方が16 dB程度吹出し口の発生騒音が大きくなる) このボリュームダンパーは、高速ダ



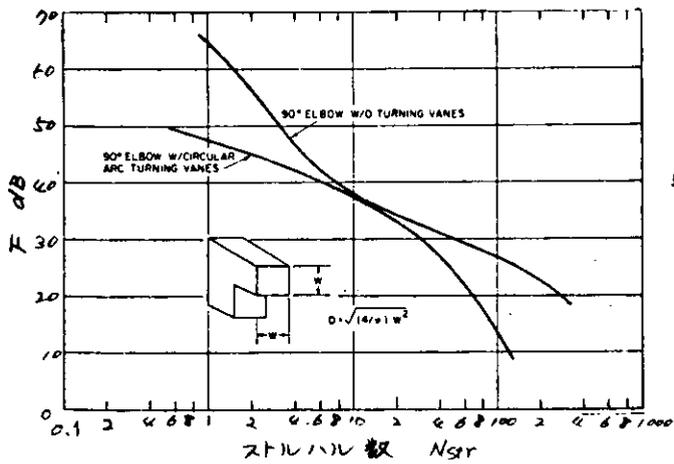


図 3.26 正方形断面 90°エルボの  $F^{4)}$

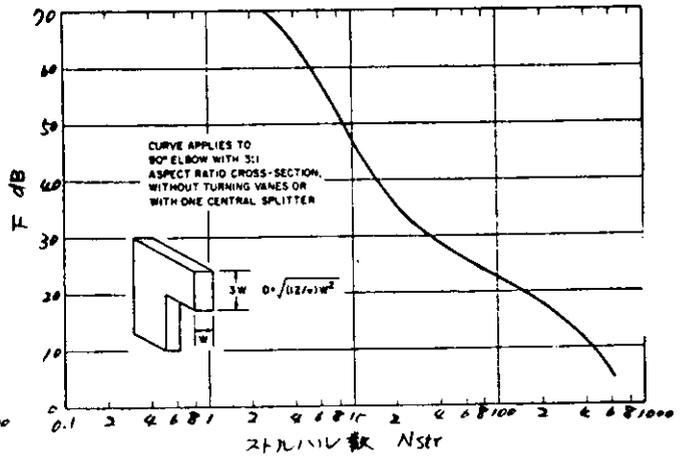


図 3.27 矩形断面 90°エルボの  $F^{4)}$

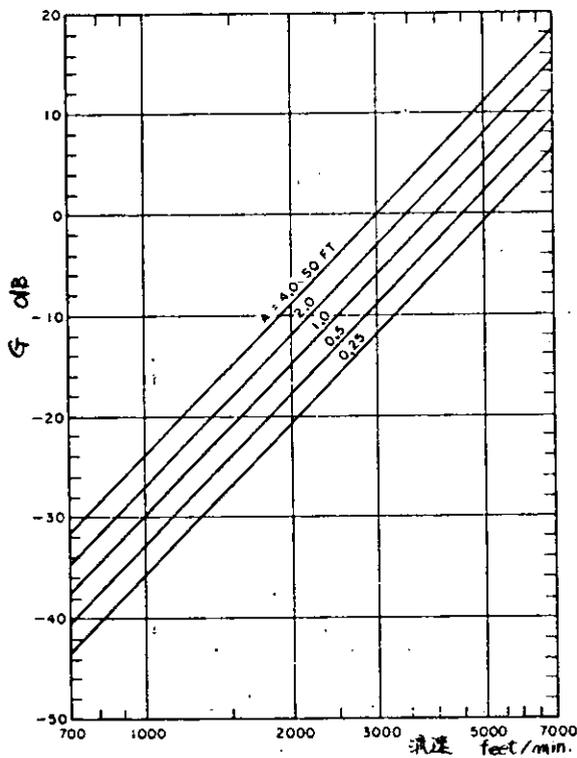


図 3.28 90°エルボの  $G^{4)}$

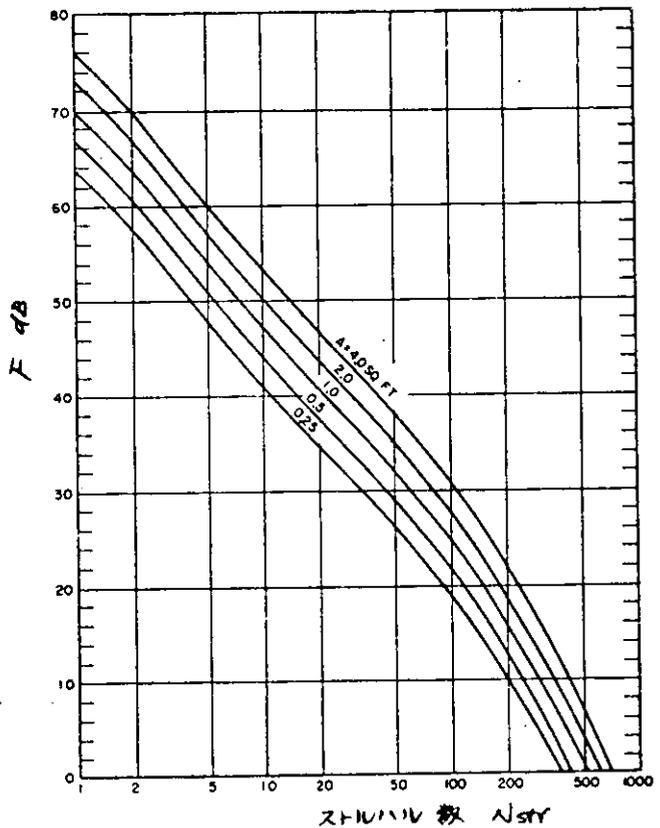


図 3.29 90°分岐管の  $F^{4)}$

表 3.25  $L_{wnom}$  (dB) <sup>12)</sup>

ダンパー角度	オクターブバンド中心周波数 (Hz)						
	125	250	500	1000	2000	4000	8000
24°	40	28	24	20	13	13	11
36°	45	36	32	28	24	24	22
48°	49	47	41	37	35	34	35
60°	54	51	48	46	45	43	42
72°	57	54	53	51	51	50	49
84°	60	57	57	55	55	55	54

表 3.2.6  $K_1$  (dB) <sup>12)</sup>

径 (mm)	76.1	88.9	101.6	133.0	152.4	203.2	254.0	304.8
$K_1$ dB	-3	-2	-2	-1	0	+1	+2	+3

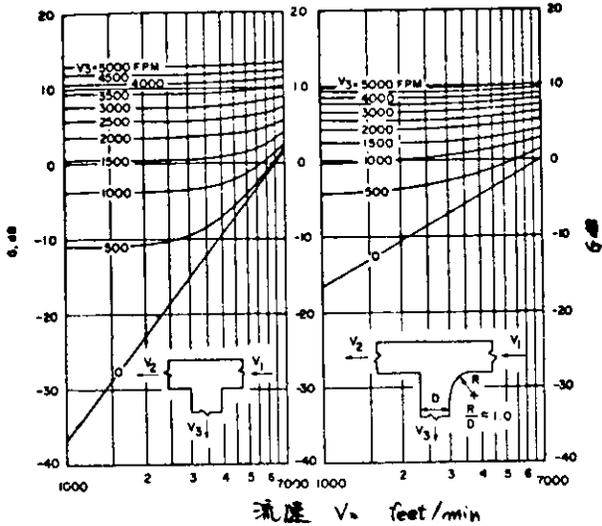


図 3.2.10 90°分岐管の  $G^{4)}$

### 3.2.4 騒音のダクト内減衰

#### (1) 概説

吸音ダクトや消音器のないダクト系においても分岐でのエネルギーの分割、ダクト壁の振動やエルボ等での音波の反射によるエネルギー損失等で騒音はダクト内で減衰する。ダクト出口での騒音パワーレベルの過大評価を避けるためにこれらの減衰を考慮に入れる必要がある。但し、高速ダクトについては、ダクト内発生騒音が明らかになっていない部分が多いので、ダクト内減衰だけを考慮して騒音の過小評価をしないように注意する。

#### (2) 未処理直管ダクトによる減衰

角ダクトでも丸ダクトでも、減衰量は小さく実際の設計の際には考慮に入れない方がよい（特に高速式や丸ダクト採用の際のダクト内発生騒音は文献も少なく明らかでない点が多い）。

#### (3) エルボによる減衰<sup>4)</sup>

表 3.2.7 曲率を有するエルボ又はベンを有する 90°エルボ減音量の概略値 (dB)<sup>1)</sup>

直径又は一辺長 (mm)	オクターブバンド中心周波数 (Hz)							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
125 ~ 250	0	0	0	0	1	2	3	3
250 ~ 500	0	0	0	1	2	3	3	3
500 ~ 1000	0	0	1	2	3	3	3	3
1000 ~ 2000	0	1	2	3	3	3	3	3

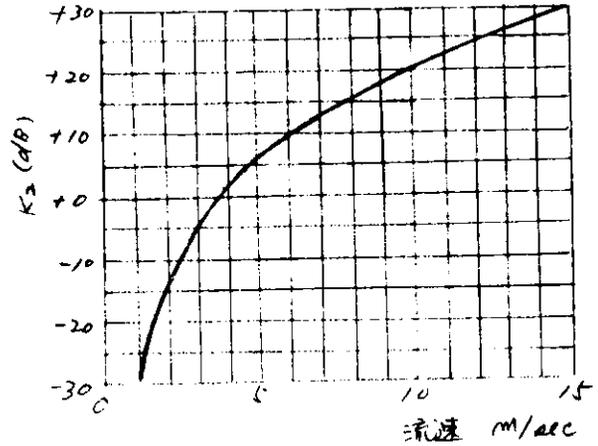


図 3.2.11  $K_2$  <sup>12)</sup>

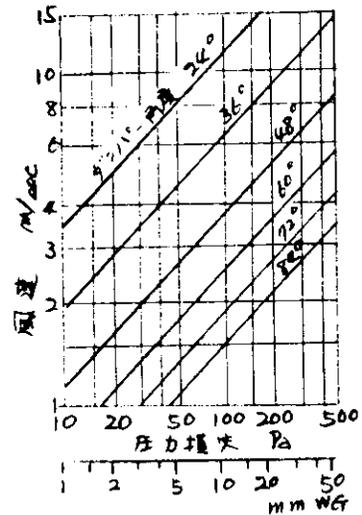


図 3.2.12 ダンパーの圧力損失<sup>12)</sup>

表 3.2.8 ベーン無しの 90°マイターエルボ (矩形ダクト) の減音概略値 (dB) <sup>4)</sup>

		オクターブバンド中心周波数 (Hz)							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
ライ ニ ン グ 無 し	幅 125 mm	0	0	0	1	5	7	5	3
	250	0	0	1	5	7	5	3	3
	500	0	1	5	7	5	3	3	3
	1000	1	5	7	5	3	3	3	3
エル ボ 前 に	幅 125 mm	0	0	0	1	5	8	6	8
	250	0	0	1	5	8	6	8	11
	500	0	1	5	8	6	8	11	11
	1000	1	5	8	6	8	11	11	11
エル ボ 後 に	幅 125 mm	0	0	0	1	6	11	10	10
	250	0	0	1	6	11	10	10	10
	500	0	1	6	11	10	10	10	10
	1000	1	6	11	10	10	10	10	10
エル ボ 前 後 に	幅 125 mm	0	0	0	1	6	12	14	16
	250	0	0	1	6	12	14	16	18
	500	0	1	6	12	14	16	18	18
	1000	1	6	12	14	16	18	18	18

注 1 ライニングはダクト幅の 2 倍以上の長さで、ダクト幅の 10% 以上の厚さとする。ライニングがこれより薄い場合はその割合でライニングの長さを増やすこと。

注 2 短いベーン付きマイターエルボについては表 3.2.7 と表 3.2.8 の平均を使用のこと。

注 3 ダクト幅はライニングの内法とする。図 3.2.13 参照

(4) 分岐による減衰<sup>3)</sup>

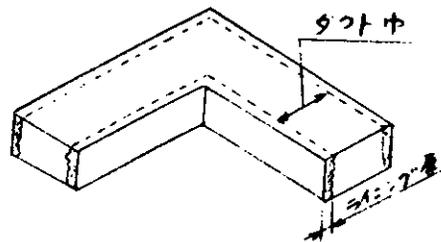
波長の長い所では複雑な反射現象等を起すはずであるが  
 実用上は音のエネルギーが分岐部においてその断面積に比  
 例して分配されるものとして取り扱う。室内送排風の時は  
 さらにその風量比により近似計算しても差しつかえない。

図 3.2.14 参照

(5) 開口端反射による減衰

ダクトが広い空間に開放されている時、波長の長い  
 音は開口端において大部分が反射して戻り開口から  
 外部に放射する量はわずかとなる。これによる減衰量  
 を表 3.2.9 に示す。

開口端にグリルやディフューザーが付いている場合  
 でもダクトの寸法をとるものとする。



(注) サイドのライニングのみがエルボの減音に関係する。

図 3.2.13 表 3.2.8 のダクト幅の定義<sup>4)</sup>

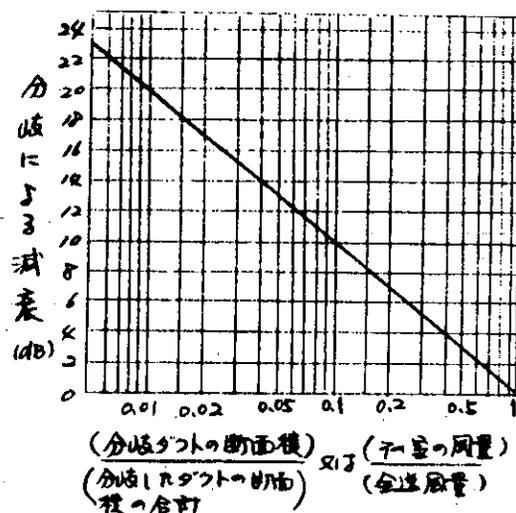


図 3.2.14 分岐による減衰<sup>3)</sup>

表 3 2 9 開口端反射による減衰<sup>4)</sup>

ダクト径 (inch)	ダクト 断面積 (inch <sup>2</sup> )	オクターブバンド中心周波数 (Hz)							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
		反 射 損 失 (dB)							
5	25	17	12	8	4	1	0	0	0
10	100	12	8	4	1	0	0	0	0
20	400	8	4	1	0	0	0	0	0
40	1600	4	1	0	0	0	0	0	0
80	6400	1	0	0	0	0	0	0	0

注 1. 壁と同一平面で開口していて他の面からダクト径の5～6倍以上離れているダクト開口に適用。他の面に近い時は一段サイズの大きなダクトに対する値を適用する。

### 3. 2. 5 吹出口の発生音

吹出口の発生騒音は、直接室内に放射されるため消音する方法がないので、発生騒音の十分低い物を使う必要がある。わが国のメーカーのものは騒音データさえないのが現状で、これからの実験・研究が望まれる。図 3 2 15 に吹出し速度と単位面積 (10<sup>-2</sup> m<sup>2</sup>) あたりのパワーレベルで代表的吹出し口の騒音パワーレベルを示した。任意の面積 A m<sup>2</sup> のパワーレベルは図 3 2 15 の縦軸の値に 10 log<sub>10</sub> (100 A) を加えて求められる。

図 3 2 16 にオーバーオール値を 0 とした時の代表的な周波数特性を示す。

但し、いずれも概略値であり騒音の規定値の厳しい部屋の吹出し口の選定には個々の吹出し口の実測値を使うべきである。なお、ベーンでの最大風速が 10 % 増加すると騒音は約 2 dB 増え、風速が 2 倍になると約 16 dB 増加する。従って風速を下げれば、十分低い騒音値を得ることができる。

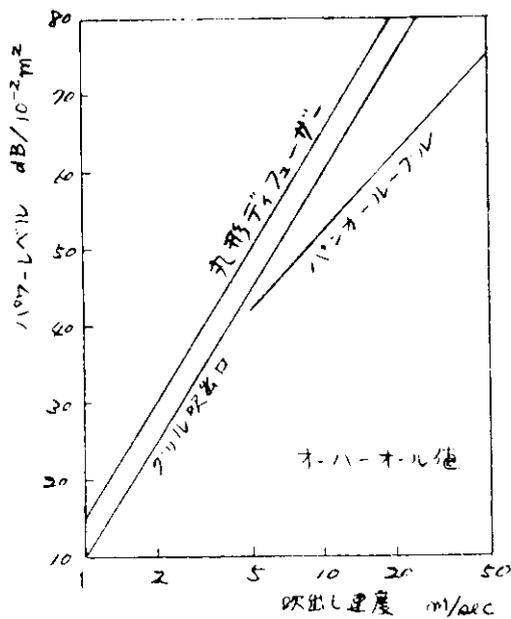


図 3 2 15 吹出し口の発生音<sup>9)</sup>  
(吹出面積 10<sup>2</sup> m<sup>2</sup> 当り)

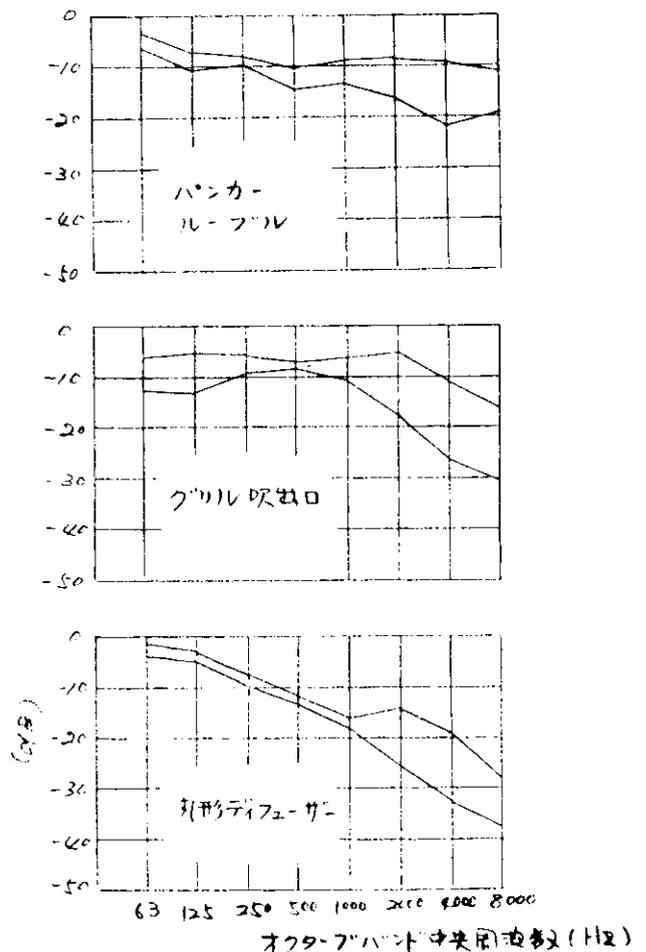


図 3 2 16 吹出口発生音の周波数特性<sup>9)</sup>

### 3.2.6 室内騒音レベル推定法

以上に述べた方法により、各吹出し口での騒音パワーレベルが推定できると、室内騒音レベルは次のようにして推定できる。

各吹出し口の直接的影響は無視でき、一様拡散音場になっているとすると、

$$\text{SPL} = \text{PWL} + 10 \log \left( \frac{4}{R} \right) \dots\dots\dots (3.2.6)$$

SPL : 受音点の音圧レベル

PWL : 音源のパワーレベル (吹出し口でのパワーレベル)

$R = \bar{\alpha} S / (1 - \bar{\alpha})$  : 室定数 ( $m^2$ )

$\bar{\alpha}$  : 室の平均吸音率 (普通 0.3 とする)

S : 室の総表面積 ( $m^2$ )

複数の騒音源がある場合は上式で求めた音圧レベルを表 3.2.10 を使って合成する。

表 3.2.10 二つの騒音レベルの合成<sup>5)</sup>

合成する二つのレベルの差	0	1	2	4	6	9
合成値を得るために高い方のレベルに加える値	3	2.5	2	1.5	1	0.5

なお、3.2.1の(2)で述べた吹出し口の許容パワーレベルは、上式から逆算して求める。複数の吹出し口がある時には、全部が同じパワーレベルの騒音を発していると仮定すれば、表 3.2.11 により求められる。

表 3.2.11<sup>4)</sup>

等パワーレベルの平均に分布した吹出し口の数	2	3	4	8	10
各吹き出し口のパワーレベルを求めるのに全パワーレベルから差し引く dB 数	3	5	6	9	10

### 3.2.7 騒音計算例

#### (1) 通風機騒音計算

##### (i) 通風機法則の使用例

直径 100 cm の翼が、700 rpm で回転し、300  $m^3/min$  の風量を出し、50 mm W. G. の静圧を生じ、4 PS の電力を消費し、かつ 90 dB の音を出しているとする。

この直径を 150 cm にし、回転数を 1000 rpm にあげた相似通風機の諸元を計算する。

第 1 法則を使って、風量は

$$Q = 300 \times \left( \frac{150}{100} \right)^3 \times \frac{1000}{700} = 1446 \text{ (} m^3/min \text{)}$$

圧力は

$$P = 50 \times \left( \frac{150}{100} \right)^2 \times \left( \frac{1000}{700} \right)^2 = 230 \text{ (} mm \text{ WG)}$$

所要馬力は

$$\text{HP} = 4 \times \left( \frac{150}{100} \right)^5 \times \left( \frac{1000}{700} \right)^3 = 88.6 \text{ (PS)}$$

騒音は

$$L_w = 90 + 70 \log \frac{150}{100} + 50 \log \frac{1000}{700} \approx 110 \text{ dB}$$

##### (ii) 表 3.2.2 を使用する例

45 翼のシロッコファンが、8800  $feet^3/min$   $\times$  1.5 inch W. G. の風量を出している。このとき 1200 rpm で運転しているとするところの通風機の出している騒音のパワーレベルを求める。

表 3 2 12

		オクターブバンド中心周波数							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	表 3 2 2	40	38	38	34	28	24	21	15
2	式	43	43	43	43	43	43	43	43
3	式	-	-	-	-	2	-	-	-
4		83	81	81	77	73	67	64	58

$$\begin{aligned}
 L_w &= K_w + 10 \log 8800 + 20 \log 1.5 \\
 &= K_w + 39.4 + 3.5 \\
 &= K_w + 43
 \end{aligned}$$

$$\text{翼周波数} = 1200 \times 45 / 60 = 900 \text{ Hz}$$

(2) ダクト内発生騒音計算

(i) 90°エルボ

図 3 2 17 に示す 30 inch 角の正方形断面エルボに 8800 feet<sup>3</sup>/min の風量が流れているとき

$$\begin{aligned}
 D &= \sqrt{4 / \pi \times 30^2} \\
 &= 33.9 \text{ inch} \\
 V &= 8800 / (30 \times 30 / 144) \\
 &= 1408 \text{ feet} / \text{min}
 \end{aligned}$$

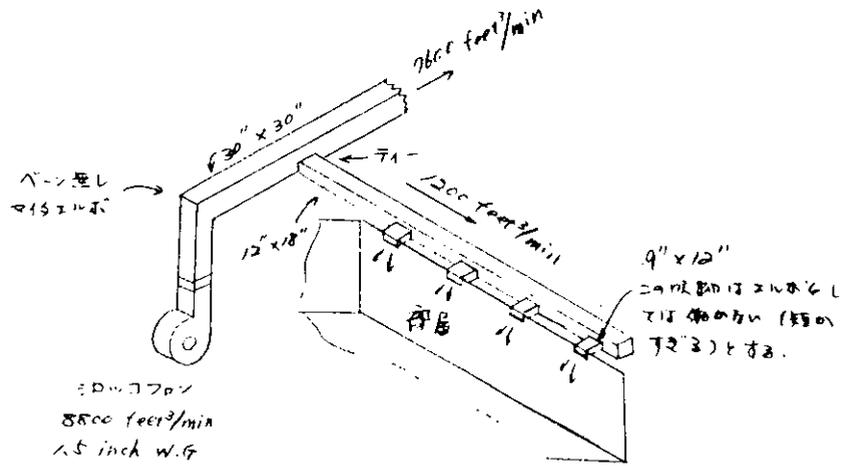


図 3 2 17 ダクティング例

表 3 2 13

		オクターブバンド中心周波数 Hz							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Nstr	式	7.6	15	30	60	120	240	480	960
F	図 3 2 6	40	35	33	28	25	20		
G	図 3 2 8	-15	-15	-15	-15	-15	-15		
H	表 3 2 3	16	19	22	25	28	31		
Lw	F + G + H	41	39	40	38	38	36		

(ii) 分岐

図 3 2 17 に示す分岐における発生騒音  
主ダクトの等価径 D は

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi}} \times 30^2 = 33.9 \text{ inch}$$

$$\text{上流の風速 } V_1 = 8800 / (30 \times 30 / 144) = 1408 \text{ feet} / \text{min}$$

$$\text{下流の風速 } V_2 = 7600 / (30 \times 30 / 144) = 1216 \text{ feet} / \text{min}$$

$$\text{ブランチの風速 } V_3 = 1200 / (12 \times 18 / 144) = 800 \text{ feet} / \text{min}$$

表 3 2 14

	オクターブバンド中心周波数 Hz							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Nstr	76	15	30	60	120	240	480	960
F A: ブランチダクト面積 (ブランチ)	52	45	39	32	25	15	3	-
G 図 3 2 10	-7	-7	-7	-7	-7	-7	-7	-7
H	16	19	22	25	28	31	34	37
Lw F + G + H (ブランチ)	61	57	54	50	46	39	30	-
F A: 下流主ダクト面積 (主ダクト)	60	53	48	39	32	22	10	0
G 図 3 2 10	-7	-7	-7	-7	-7	-7	-7	-7
H	16	19	22	25	28	31	34	37
Lw F + G + H (主ダクト下流)	69	65	63	57	53	46	37	30

## (3) 吹出し口での許容パワーレベル

図 3 2 17 の部屋 (6 M × 15 M × 2.7 M) の 4 つの吹出し口での許容パワーレベルを求める。なお、エアコンによる騒音の許容値は、63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Hz のバンドでそれぞれ 57, 48, 41, 35, 31, 29, 28, 27 dB とする。

但し、吸音率  $\alpha$  は総ての周波数域にわたり 0.3 とする。

表 3 2 15

	オクターブバンド中心周波数							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$-10 \log(4/R)$	15	15	15	15	15	15	15	15
許容騒音レベル (SPL)	57	48	41	35	31	29	28	27
許容パワーレベル (SPL - 10 log(4/R))	72	63	56	50	46	44	43	42
吹出し口数 (4) 補正	-6	-6	-6	-6	-6	-6	-6	-6
吹出し口 1 個当りの許容パワーレベル	66	57	50	44	40	38	37	36

$$R = \bar{\alpha} S / (1 - \bar{\alpha}) = 126 \text{ m}^2$$

$$\left[ \begin{array}{l} S = 6 \times 15 \times 2 + (6 + 15) \times 2.7 \times 2 \\ = 293 \text{ m}^2 \\ \bar{\alpha} = 0.3 \end{array} \right]$$

## (4) 必要消音量計算

図 3 2 17 の部屋騒音を例 3 にあげた許容レベル以下におさえるために必要な消音量を計算する。主要な騒音源はファンと分岐である。

表 3 2 16 ファン騒音消音必要量計算例

	オクターブバンド中心周波数 Hz							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
(a) 30° エルボの減音 (表 3 2 8)	0	3	6	6	4	3	3	3
(b) ブランチでの減音 (図 3 2 14)	6	6	6	6	6	6	6	6
(c) 吹出し口への分岐 (25%) での減音 (図 3 2 14)	6	6	6	6	6	6	6	6
(d) 開口端反射 (表 3 2 9)	12	8	4	1	0	0	0	0
(e) 自然減音総計 ((a)+(b)+(c)+(d))	24	23	22	19	16	15	15	15
(f) 通風機騒音 (例 (i)-(j))	83	81	81	77	73	67	64	58
(g) 各吹出し口当りの通風機騒音 ((f)-(e))	59	58	59	58	57	52	49	43
(h) 許容吹出し口騒音 例 (3)	66	57	50	44	40	38	37	36
通風機と吹出し口間に必要な消音量 ((g)-(h))	-	1	9	14	17	14	12	7

表 3.2.17 ブランチダクト消音計算例

	オクターブバンド中心周波数 Hz							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
(a) 吹出し口への分岐 (25%)での減音 (図 3.2.14)	6	6	6	6	6	6	6	6
(b) 開口端反射 (表 3.2.9)	12	8	4	1	0	0	0	0
(c) 自然減音総計 ((a)+(b))	18	14	10	7	6	6	6	6
(d) 分岐での発生騒音 (例(2)(ii))	69	65	63	57	53	46	37	30
(e) 各吹出し口当りの分岐発生騒音 ((d)-(c))	51	51	53	50	47	40	31	24
(f) 許容吹出し口騒音 (例 3)	66	57	50	44	40	38	37	36
(g) ブランチでの必要消音量 ((e)-(f))	-	-	3	6	7	2	-	-

参 考 文 献

- 1) P37 居住区騒音特別委員会研究報告書 日本造船学会
- 2) JSDS-7 船舶居住区における防音設計指針 (海文堂)
- 3) 騒音対策ハンドブック 日本音響材料協会 (技報堂)
- 4) ASHRAE HANDBOOK 1973 SYSTEMS
- 5) ASHRAE HANDBOOK OF FUNDAMENTALS 1972
- 6) ASHRAE GUIDE AND DATA BOOK EQUIPMENT 1972
- 7) L. L. Beranek: NOISE AND VIBRATION REDUCTION (McGraw-Hill)
- 8) V. V. Cerami and E. S. Bishop: CONTROL OF DUCT GENERATED NOISE  
(Air Conditioning, Heating and Ventilating, Sep '66)
- 9) 勝田高司, 板本守正: 空気調和設備の発生騒音とその制御 (機械学会誌第 69 巻第 570 号)
- 10) 鈴木昭次: 空気機械の騒音出力の測定
- 11) 空気調和・衛生工学便覧 (日本機械学会誌第 77 巻 668 号)
- 12) AB Svenska Fläktfabriken Catalogue
- 13) 実用空調技術便覧 コロナ社
- 14) 福田・奥田: 騒音対策と消音設計 共立出版
- 15) 守田: 騒音と騒音防止

3.3 実船データの再検討

先に P37 委員会でとりまとめられた研究報告書には、既存の各種実船計測データ (航走時, エアコン通風時及びタンカーの揚荷時の 3 状態) をもとに、主として居室、公室など受音側について検討されたものの、音源室自体については未検討であったので、今回それらのデータをもとに一部不足するデータを、本委員会で計測収集された新しいデータより加えて、種々検討してみることにした。

3.3.1 騒音源室の騒音レベルの把握

(1) 実船計測資料について

本委員会で取り上げた実船計測データは、騒音源室のうち居住区域に近接、あるいは居住区域内に設置され、かつ、居住区域に割合大きな影響をもたらす、タンカーにおける、イナートガス・ファンルーム及びポンプルーム・エントランス、タンカーを含む一般商船の料食冷蔵庫用冷凍機室、機関室用通風機付近及びエアコンユニットルームについての騒音レベルを実船計測したデータを集録した。

計測は航行中あるいは停泊時に行われたものであるが、それはすべて計測目的である騒音源室の機器を完全使用状態に作動させてその発生する騒音を計測してある。なお、騒音の聴感補正回路はすべて A 特性で表示してあ

る。これはP 37委員会において討議された結果決定されたものを、そのまま踏襲したものである。用語についても同委員会で採用したものをそのまま使用した。

騒音源室の防音対策については、データを収集した結果、イナートガス・ファンルームに防音工事を施工した船は皆無であり、冷蔵庫用冷凍機室及び機関室用通風機室に防音工事を施工した船は各1隻ある。しかし、エアコンルームには例外なく全船何等かの防音対策をしている、これは配置的にも使用目的から見ても居住区に密着したこの部屋の騒音対策を十分配慮していることをうかがい知ることができる。

防音材は壁、天井共に50mm厚グラスウールを主体とした防音構造としたものが圧倒的に多く、75mm厚グラスウール、50mm厚スプレッドアスベストを主体としたものは各1船だけである。床の防音については甲板上面に50mm厚セメント、50mm厚ハイヒートボード上10mm厚デッキコンポジション、甲板下面に50mm厚グラスウールなど特に注目する傾向はない。しかし、機関室に接する床には防音及び遮音工事を施工しない例もあった。

(2) イナートガス・ファンルームの騒音

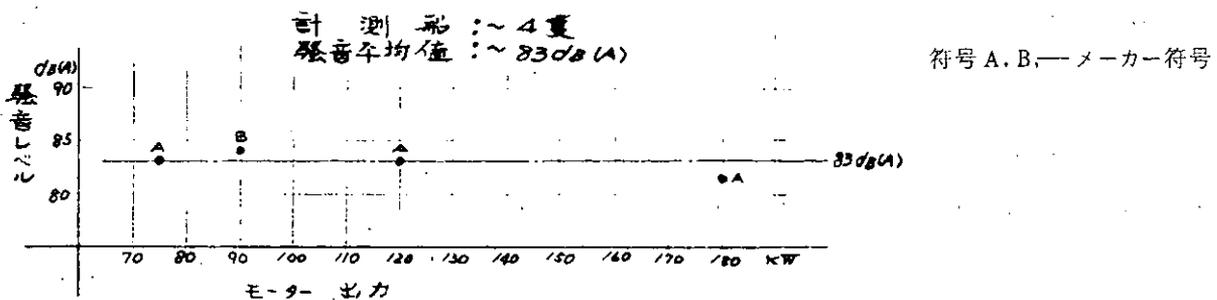


図 3.3.1

イナートガス・ファンルームの騒音は実船計測データが乏しくわずか4隻しか収集されていない。しかし本データを見た限りにおいては騒音レベルは82~84dB(A)平均値83dB(A)と、モーター出力とは無関係に騒音レベルはほぼ一定である。

なお、本報告書の騒音レベルは、すべて騒音源機器から1mの距離で計測してある。

(3) ポンプルーム・エントランスの騒音

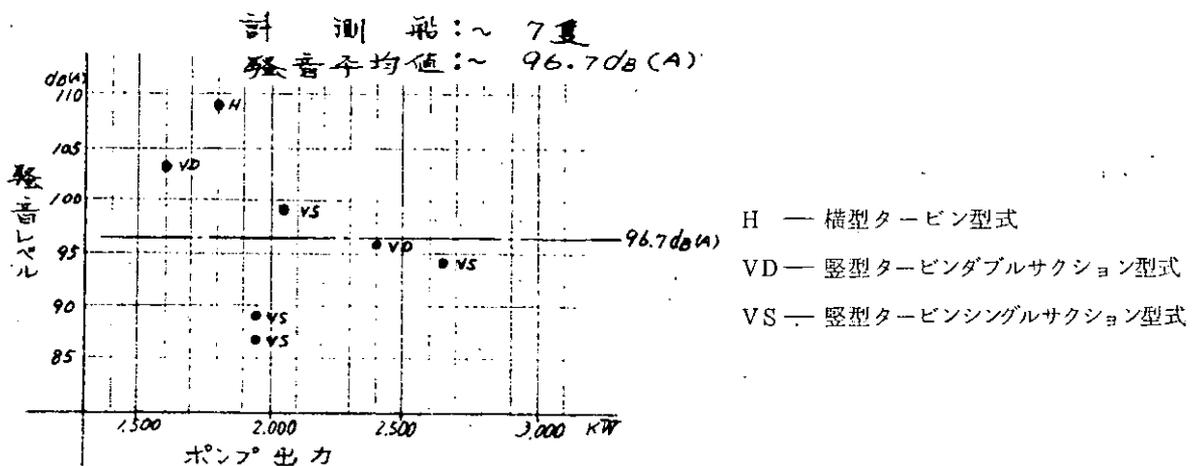


図 3.3.2

図 3.3.2 のポンプはすべてスチームタービン駆動である。また、ポンプ出力馬力はすべてワットに換算して記載した。なお、ポンプ出力は1台当りの出力であり、1隻当りの合計ではない。また、上記データはポンプの同時稼働台数の記録がないので稼働台数の変化による騒音レベルの増減は不明である。しかし、稼働台数に変化があったとしても振動レベルに影響がある程度で騒音レベルには大きな変化はないものと思われる。

実船計測による騒音レベルは87dB(A)~109dB(A)とバラツキが大きく、その原因は駆動方式及びサクシオン

方式の違いによるものと考えられる。即ち、横型タービン駆動方式は騒音レベルが最も大きく、次いで堅型タービンドブルサクシオン型そして堅型タービンシングルサクシオン型が騒音レベルが比較的小さいと考察される。

(4) 料食冷蔵庫用冷凍機室の騒音

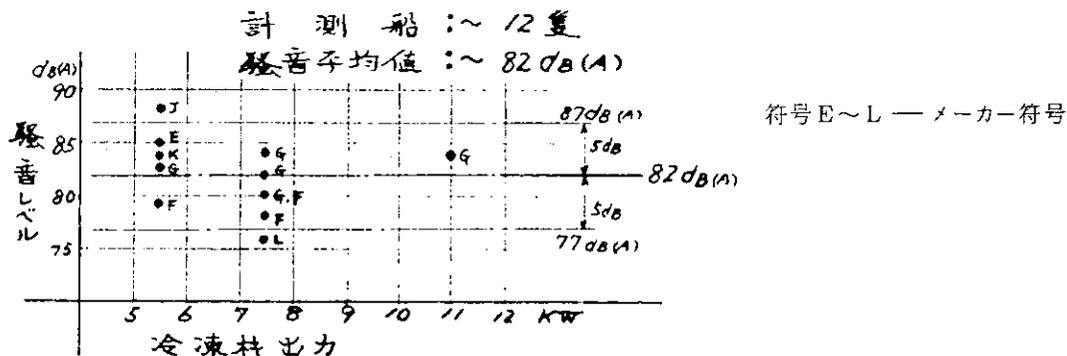


図 3.3.3

料食冷蔵庫用冷凍機室の騒音レベルは冷凍機の出力に関係なくほぼ同一である。実船計測データ 12 隻, 冷凍機メーカー 6 社の騒音レベル平均値は 82 dB(A) であるが、この上下に 5 dB のゾーンラインを引いて見ると 10 隻がこの中に入る。従って、このデータを見る限りにおいては大半の船舶では騒音レベルは 82 dB(A) プラスマイナス 5 dB の範囲内にあるといえる。

(5) 機関室用通風機付近の騒音

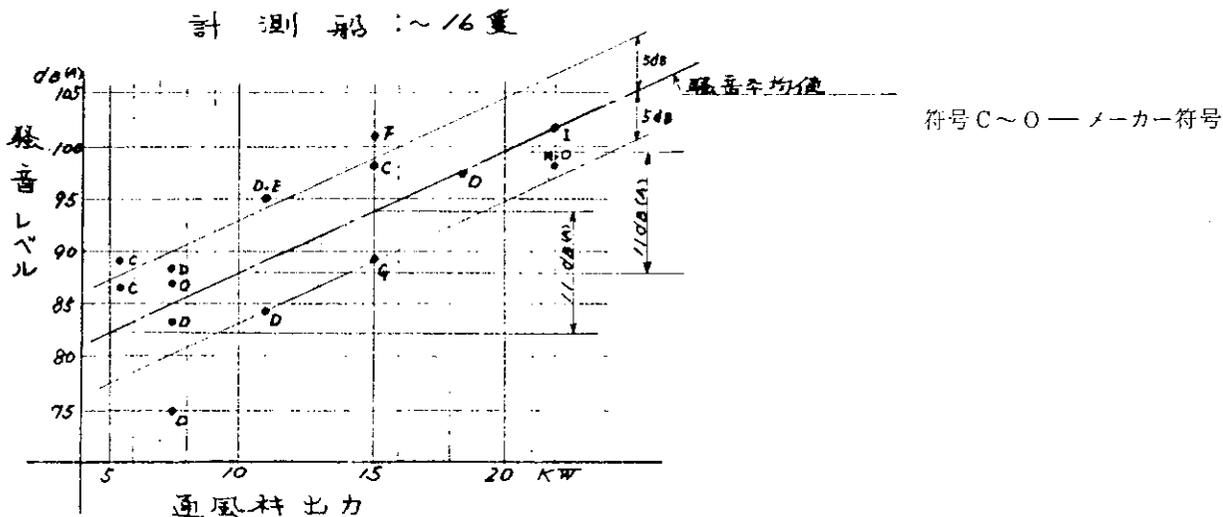


図 3.3.4

機関室用通風機の騒音は居住区域において騒音レベルの大きいグループに属し居住環境に悪影響をもたらす騒音源の一つに数えられる。

通風機出力と騒音レベルの関係について実船計測データを集録した結果騒音レベルは通風機出力と比例することが確認された。即ち、通風機の出力毎に騒音レベルの平均値をプロットし、これにわずかの修正を加え継いで見ると図 3.3.4 のごとく、尻上りの直線となり、通風機出力が 10 Kw 増す毎に騒音レベルの平均値は 11 dB(A) づつ上昇する。また、一見バラツキがあるように見える計測データも騒音レベル平均値の上下 5 dB にゾーンラインを引いて見ると計測船 16 隻、送風機メーカー 9 社のうち 12 隻がこのゾーンライン内に含まれる。従って通風機の出力と騒音レベルの関係は船の種類、大きさ、メーカーの別なく一定の割合を保っているものと考察される。

(6) エアコンユニットルームの騒音

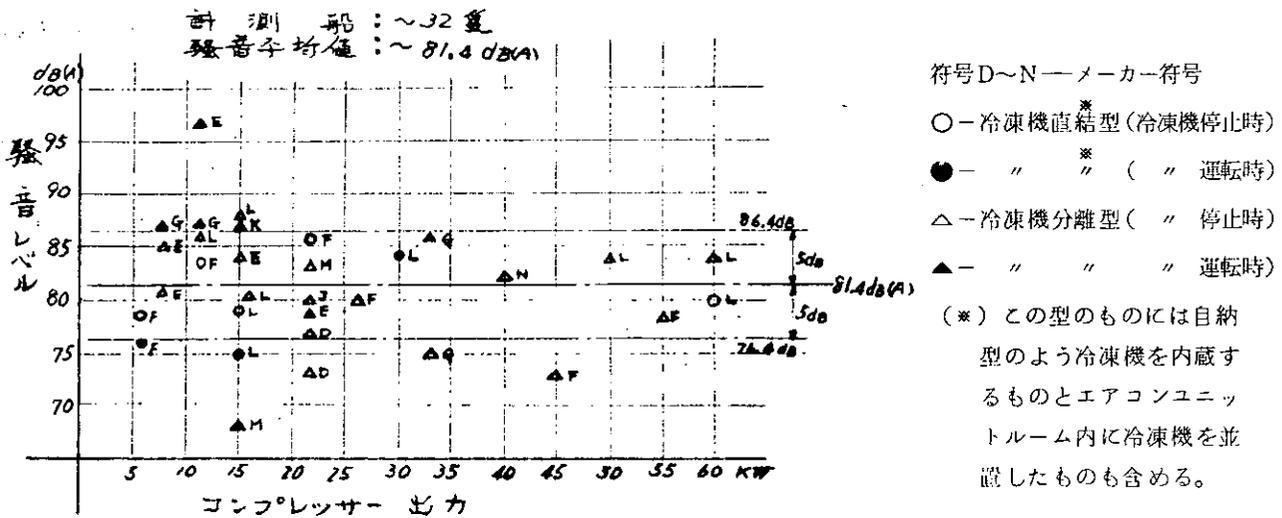


図 3. 3. 5

エアコンユニットルームは居住区域に配置されるので、この部屋から発生する騒音は即船舶の居住性の良否に大きく影響する。従って各船共にこの部屋には防音工事を施工し、かつ居室から少しでも離れた場所に配置するなど騒音、振動等の影響を軽減するための配慮がなされている。

実船計測データの騒音レベルの平均値は約 81.4 dB (A) となる。

しかし、この騒音レベルはコンプレッサー出力との相互関係は見当らない。更に冷凍機直結型と分離型の騒音レベルの比較は平均値より大きいものは直結型で 3 隻、分離型で 13 隻、小さいものは直結型で 5 隻、分離型で 11 隻となる。

また、冷凍機運転時と停止時との騒音レベルの比較は同一機械による比較試験のデータが入手できなかったで、正確な解答は得られないが、データを見た限りにおいては大差がないものと思われる。以上により、エアコンルームの騒音レベルはコンプレッサー出力、型式、冷凍機運転時及び冷凍機停止時でもあまり変わらないと解釈して良いと思う。

(7) まとめ

以上、必ずしも豊富とはいえないデータではあったが、騒音源機器の騒音レベルの大きさ、騒音レベルの傾向などを見出すことができたと思う。今後更に詳細データを積重ね研究、検討を必要と思うが現時点においても本報告書により、騒音源室の騒音レベルの概略が把握できたと考える。従って居住区の防音対策、防音及び遮音工事施工にひとつの曙光を見出したものと思う。

3. 3. 2 騒音源室の影響調査

居住区画内及び周辺の音源室で、代表的なものとしてエアコンユニットルーム（特記以外は、ファンと冷凍機が一体になった自納形の場合も含む）がある。第 3 章の冒頭で述べたその他の音源は、間欠音であるか、騒音レベルが低いとか、また定量的にとらえ難いなどの理由から、ここでは調査の対象から外し、エアコンユニットルームのみをとりあげた。

音源室周辺各室で十分の数のデータが入手されている船として、表 3. 3. 1 の 3 隻を選択し、これらの詳細な解析を行った。

これら 3 隻のデータは、各室におけるエアコン吹出口の擦過音が計測値に含まれていない純粋に機器そのものの影響による騒音レベルを求めたもので、これを解析して図 3. 3. 6～8 を得た。

図 3. 3. 6 は、音源室が上甲板上で船体中心区画の中央部から前部に位置している。図 3. 3. 7 の音源室は、上甲板 上 2 層目の船体中心区画の後部に位置する。さらに図 3. 3. 8 の音源室は、上甲板上 3 層目の左舷区画の 2 室に別れ

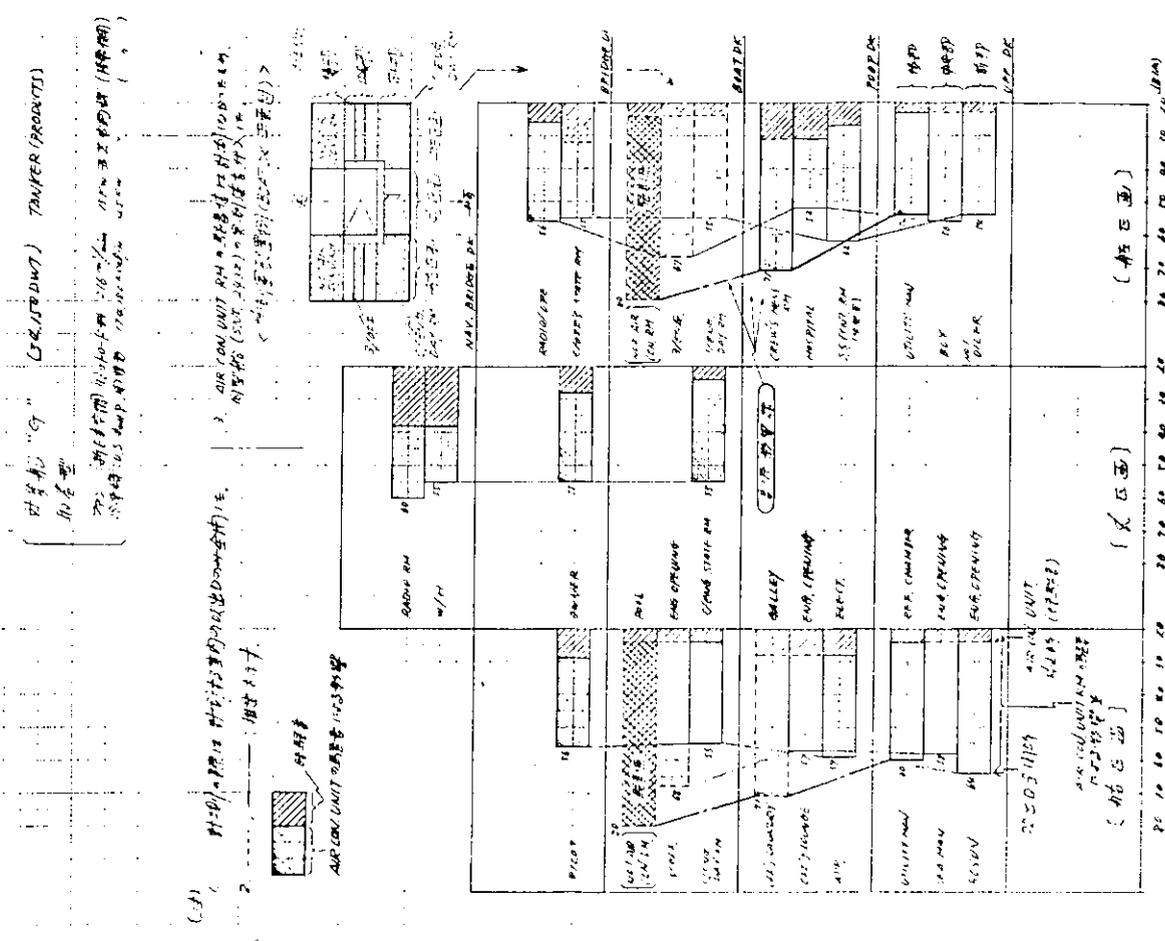


図 3.7 騒音源室の影響調査 (AIR CON. UNIT RM.)

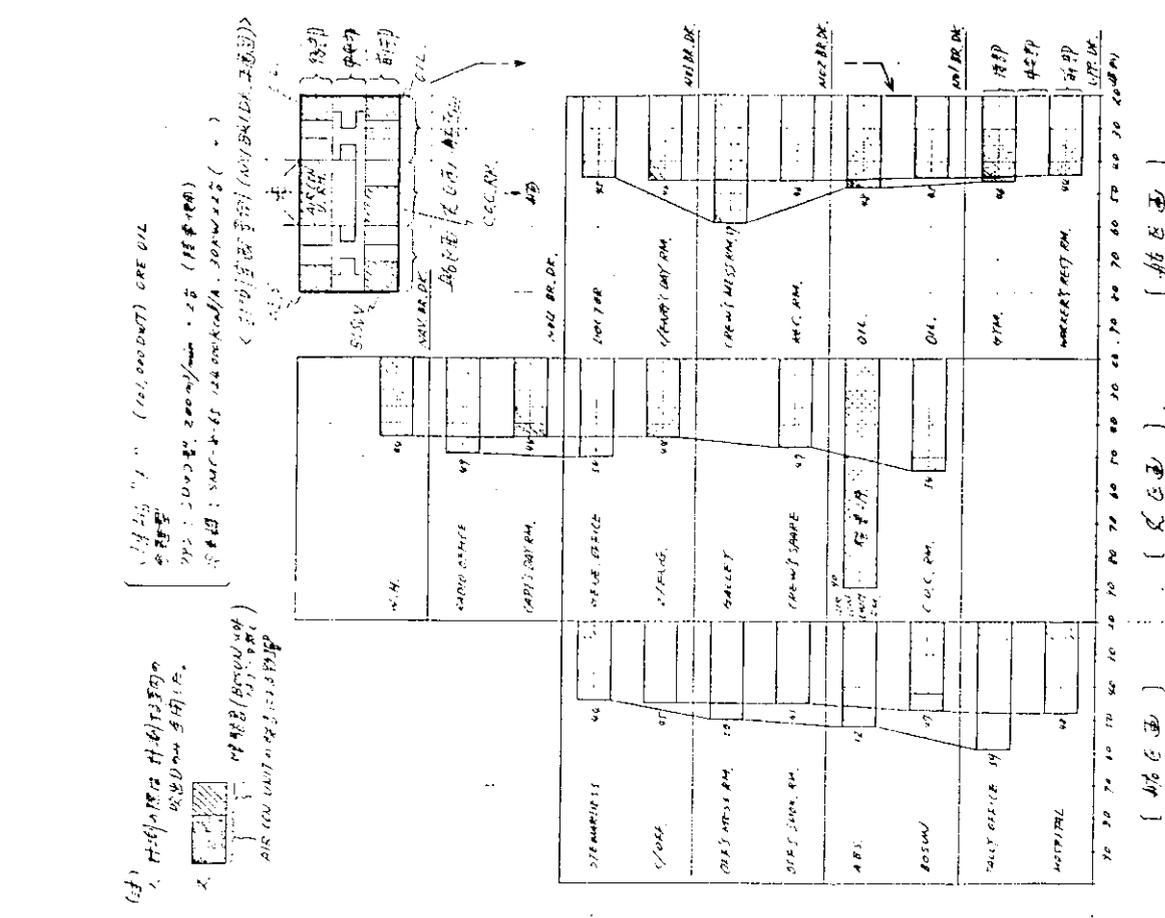


図 3.6 騒音源室の影響調査 (AIR CON. UNIT RM.)

表 3.3.1

図	対象船	船種	居住区型式	GT	DWT	主要寸法 (m)
						L×B×D
3.3.6	F	タンカー	船尾・分離型	77,351	138,800	258.00×44.00×22.90
3.3.7	G	オア/オイル キャリア	船尾・分離型	91,000	161,000	278.80×44.50×24.50
3.3.8	H	プロダクト キャリア	船尾・取巻型	21,000	34,150	182.00×27.40×15.10

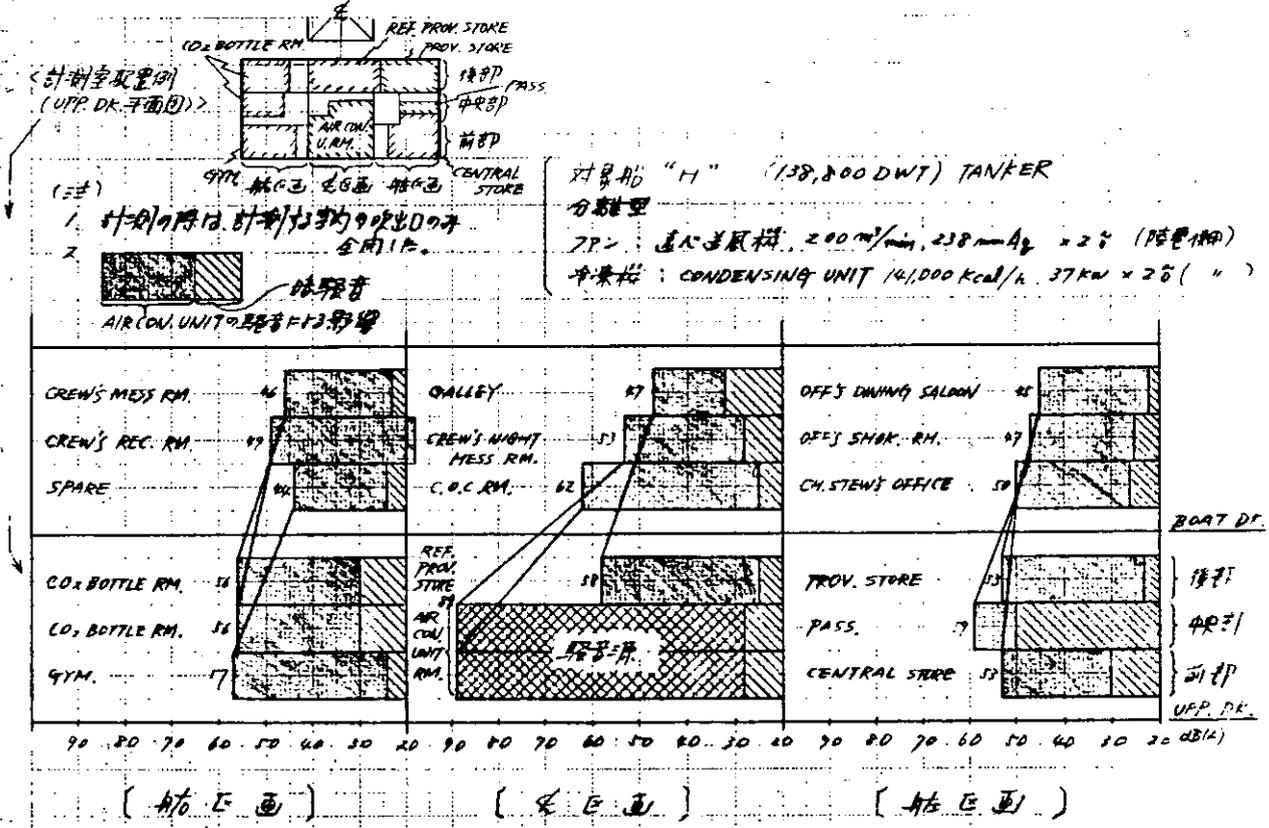


図 3.3.8 騒音源室の影響調査 (AIR CON. UNIT RM.)

それぞれ後部に位置する。

そのいずれにおいても、エアコンユニットが影響を及ぼすとみられる範囲は、上下方向では下層・上層の甲板とも、1層目までで、2層離れるとそれ以外の甲板室のレベルとはほぼ同一に均されてしまう。また、横方向では隣接する前後・左右の隣室までであって、1室または通路を隔てればほとんど大きな影響が及んでいないことが判る。

3.3.3 部屋面積と騒音レベル影響調査

一般に公室は周辺居室より騒音レベルが高いといわれ、P 37 委の報告書でも指摘されている。その原因として次の3点が考えられるので、これらについてP 37 委のデータをもとに検討してみた。

- (1) 居室は公室に比べて吸音率の高い家具、カーテン類が多いので騒音レベルが一般に低くなる。
- (2) 公室は部屋面積が広いので、エアコン吹出口ユニットの数が多い。
- (3) 公室は居室よりも一般に換気回数が多く、吹出空気量が多い。

まず(1)については、実船での計測データでは計測条件が悪いうえ、固体音(一次及び二次固体音)の影響が強いためか、各室の吸音率を逆算した結果では、0.05～0.5の間に雑然としていてまとまらず、公室と居室の差が明確に現われなかった。

また(2)及び(3)については、吹出口の型式とその通風量が関係するが、P 37 委のデータのうち「吹出口ユニット

型式」及び「供給風量（計画）」が明示されかつ、その吹出口の騒音特性が判明しているものが極めて少なく、わずかに表 3.3.2 に示す 2 隻が該当した。

表 3.3.2

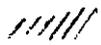
対象船	船型・船種	居住区型式	電 源	吹出口ユニット型式
I	118 型 タンカー	船尾・分離型	船内電源	MLB - 45
J	22 型 貨物船	船尾・取巻型	陸上電源	MLB - 45

（注）対象船 I は、船内電源を用いた時の計測で、下層甲板（1～3 層）は主発電機その他による影響がでているので、データとしては上層（4～5 層）のものを用いた。

表 3.3.2 のものから、図 3.3.9 を作成して下記の所見をえた。

- (1) エアコンユニットの停止した状態（ここでいう暗騒音）の騒音レベルは部屋の種別及び広さに関係なく、当然ながらほとんど同一レベル値を示している。
- (2) 吹出口ユニットより通風を始めると、部屋での騒音レベルは床面積の広い程高くなっている（吹出口の数は部屋が広い程多い）。
- (3) 吹出口ユニットから発生する騒音レベルを推定するに、本船船内機器から発生する騒音（暗騒音）より高く、かつその傾きは急である。

上記より、公室は居室と比べて一般に部屋が広く換気量が多く、従って吹出口が多数あるため、騒音レベルが高くなっているものとみられる。この吹出口の数が広い部屋での騒音レベルの差となっていることはその一因で、特に公室だから高いという理由はみられなかった。しかしながら、今回の資料だけでは十分その原因として決定づけるには対象船が少なく、今後データの積上げが必要である。

凡例  エアコンユニットの影響を及ぼす  居室  公室

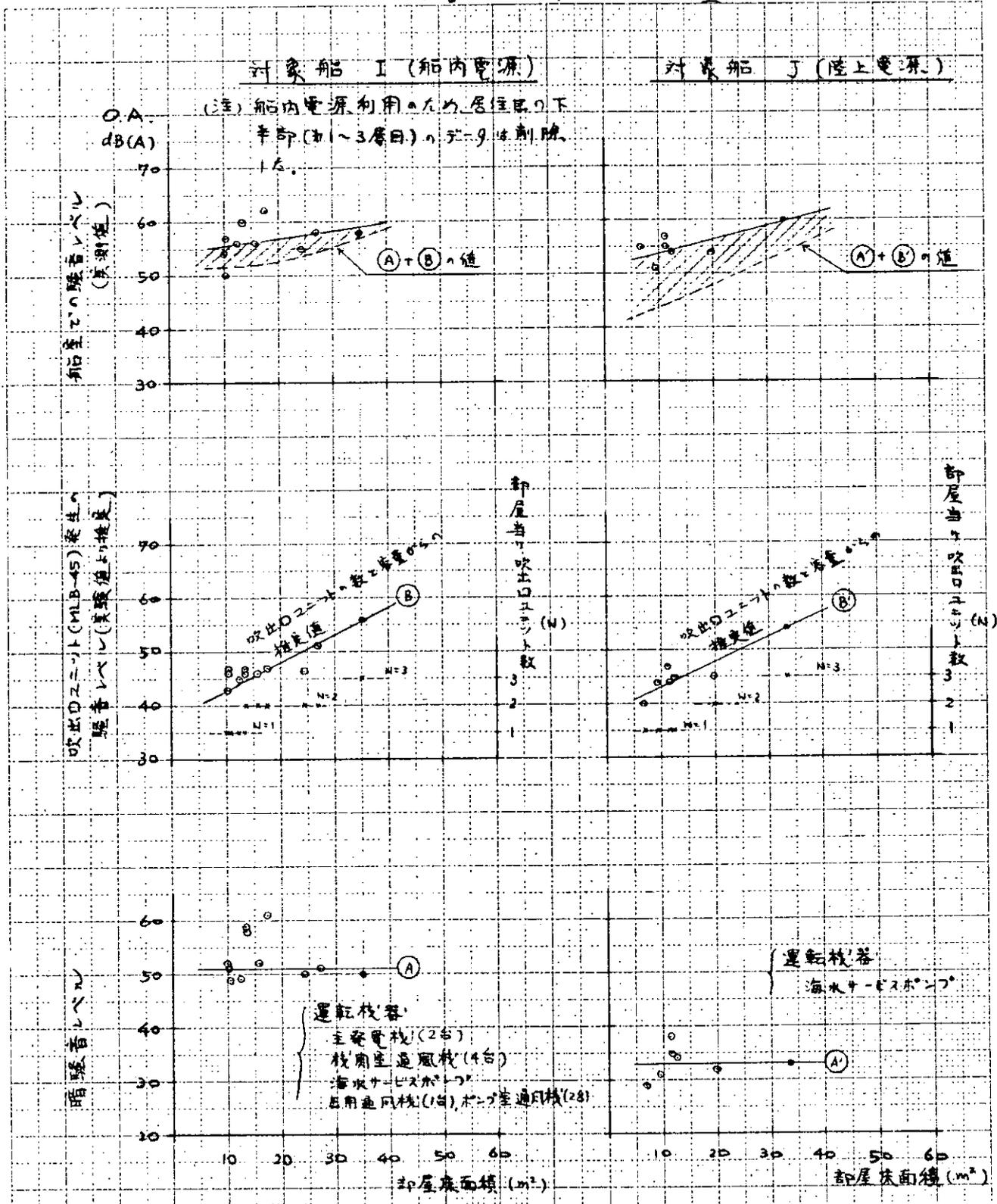


図 3.3.9 部屋面積と騒音レベルの関係  
 (エアコン機器単体運転時一係留中一の騒音)

## 4. 船体関係固体伝搬音の研究

船舶居住区の騒音に関しては、P 37<sup>1)</sup>による大規模な実船計測、単体機器運転時及びスピーカテストの結果、SR64<sup>2)</sup>による防音材特性試験及び実船の騒音並びに低周波域振動の計測結果、また、中野<sup>3)</sup>による船舶騒音の全般にわたる基礎的研究などが現在までの国内における主要な研究である。P37の実船計測によれば、居住区騒音には固体伝搬音<sup>※)</sup>の寄与度が大きく、今後の騒音規制とくに居室 55 dB A を満足するには、固体音の低減対策が重要となる。

固体音は、本来音源、振動源から、船体の外板、甲板、隔壁などで構成される複雑な構造を通して、居室周壁の振動により放射される騒音であるが、複雑な鋼板溶接構造であるために、固体音の解明が難しい。

船舶の固体音が問題となるのは、次の項目による。

- (1) 複雑な立体板構造であるため、伝達経路の確定が難しい。
- (2) 鋼板溶接構造のため、内部減衰が小さく、従って、距離による減衰が小さい。
- (3) 機関室、居住区の限られた空間内に、多数の機器が分散配置されている。
- (4) 船体の完成後、大幅な構造変更が難しい。

将来の騒音規制への対応及び船体完成後の対策を最少限に止めるには基本設計段階での騒音予測と対策が必要である。そのために必要な資料としては、次の項目があげられる。

- (a) 居住区における固体音（振動）の伝達損失に関する資料
- (b) 居住区における固体音（振動）の伝達経路推定に関する資料
- (c) 居住区構造における振動の減衰・遮断に関する資料
- (d) 固体音（振動）の伝搬予測手法に関する資料
- (e) 発生源としての各種機器の騒音・振動特性に関する資料
- (f) 居室周壁など壁体の振動による音響放射特性に関する資料

上述の固体音の問題に対して、欧州では、伝統的な基礎研究の蓄積及び実船計測データにより、J. H. Janssen (TNO)<sup>4)5)</sup>、AIMS (Sweden)<sup>6)</sup>などは、第一段階としての固体音を含めた船内騒音の予測計算法及び対策手法を既にもっている。この予測法が、現時点では、船種、トン数に対する適用限界及び予測に用いられる数値の定量性に疑問はあるにしても、国内の技術との差は認めざるをえない。

従って、船舶の固体音に関する系統的資料がない現状では、基礎的研究から積重ねて、居住区固体音の予測と対策法を目標に進める必要がある。この研究は、前述の必要資料(a)~(f)のうち、固体音解明の主要な部分である(a)~(d)の項目に関する資料を得るために、各種の基礎実験及び調査研究を行うものである。

その中で、昭和 50 年度に実施した項目と内容の概略は、次のとおりである。

### 1) 固体音の伝達損失の研究

単純な立体板構造モデルを用い、固体音伝搬の基礎的検討を行う。

#### (イ) 伝達損失の推定法

居住区構造での距離による伝達損失、及び伝搬経路の推定法を目標に、単純構造モデルによって、固体音伝搬の実験的把握並びに計算法を作成する。

#### (ロ) 音源寄与度分離法

ある居室における騒音・振動が複数個の発生源から伝達されている場合、各発生源のエネルギー寄与度を測定・分離する手法を作成する。この手法によって、最も対策が必要な発生源を検知できる。

※) 固体音と略称する。

## 2) 固体音の遮断・減衰の研究

各発生源から伝達される振動の居住区構造での遮断・減衰特性を検討する。

### (イ) 構造不連続部での振動エネルギー伝達特性

居住区の甲板・壁接合部を通して、振動エネルギーは伝達されるが、この接合部の構造条件とエネルギーの伝達・遮断特性の考え方及びデータを集約する。

### (ニ) 減衰材貼付による振動低減特性

甲板、壁体などの振動低減のため、減衰材を貼付するが、各種減衰材を貼付した場合の振動低減度、及び内部減衰増加の推定法を作成する。

なお、上記実施項目の中で、1) 固体音の伝達損失の研究は、昭和51年度も継続研究となるので、51年1月以降の次の実施項目については、51年度報告に記載する。

### (イ) 伝達損失の推定法：立体多層モデルの実験

モデル実験による伝達損失と計算の比較

51年度の居住区スケールモデルの実験的研究へ展開する。

### (ロ) 音源寄与度分離法：50年度の実験手法を、51年度の実験における適用化研究へ展開する。

## 4.1 固体音の伝達損失の研究

### 4.1.1 単純な板構造モデルによる伝達損失推定法

#### (1) 目的

居室内へ放射される固体音は、居室周壁へ伝達された曲げ振動によるものである。この周壁の曲げ振動は、発生源の振動が居住区の複雑な鋼板立体構造内の経路を伝搬してきたものである。

この固体音伝搬特性を解明するには、構造体の振動エネルギー伝搬を表わす方法が必要である。そのために、各壁体をそれぞれの特性に対応した振動モデルに置換し、各壁体間のエネルギー伝搬特性を用いて、固体音の伝達損失推定法を求めるために実施した。

#### (2) 固体音に関する基礎理論

##### (a) 壁体の振動による音響放射<sup>5)10)</sup>

壁体が振動速度  $v$  で振動しているとき、放射される音響パワー  $W$  は

$$W = \rho c S \sigma \langle v^2 \rangle \dots\dots\dots (4.1.1)$$

$\langle v^2 \rangle$  : 壁体の空間2乗平均速度,  $\sigma$  : 音響放射効率

$\rho, c$  : 空気の密度, 音速,  $S$  : 放射面の面積

また、壁体の振動エネルギー  $E$  と空間2乗平均速度  $\langle v^2 \rangle$  との関係は

$$E \equiv \iint_S m^* v^2(x, y) dx dy \quad \langle v^2 \rangle \equiv \frac{E}{m^* S} \dots\dots\dots (4.1.2)$$

$m^*, \bar{m}^*$  : 壁体の質量面密度及びその平均値

$S$  : 壁体の面積,  $v(x, y)$  : 壁体上の点  $(x, y)$  の振動速度

もし、 $m^*$  が一様な壁体ならば  $m^* = \bar{m}^*$  であるから

$$\langle v^2 \rangle = \frac{1}{S} \iint_S v^2(x, y) dx dy \dots\dots\dots (4.1.3)$$

すなわち、固体音の推定には、空間2乗平均速度  $\langle v^2 \rangle$  及び音響放射効率  $\sigma$  が必要であり、固体音の低減は

$\langle v^2 \rangle$  及び  $\sigma$  を低減させなければならない。

##### (b) 壁体間の振動エネルギー伝搬と壁体の振動特性パラメータ<sup>10)</sup>

複雑な構造体の固体音伝搬を解明することが難しいのは、発生源から伝達される振動に関して、各壁体の空間2乗平均速度  $\langle v^2 \rangle$  の推定である。ここでは、宇宙工学の分野での音響振動問題で展開された SEA 法<sup>\*)</sup>

を用いて、各壁体間のエネルギー伝搬の基本的考え方を示しておく。

(j) SEA法の基礎式<sup>7)</sup>

図 4.1.1 に示すように、振動系  $\alpha$ ,  $\beta$  が結合されて

いるとき、系  $\alpha$ ,  $\beta$  に対して、

$W_{o\alpha}, W_{o\beta}$  : 外部からの入力パワー

$W_{d\alpha}, W_{d\beta}$  : 内部損失パワー

$E_{\alpha}, E_{\beta}$  : 系のエネルギー

$W_{\alpha\beta}$  : 系  $\alpha$  から系  $\beta$  へ伝達されるパワー

$m_{\alpha}, m_{\beta}$  : 系の質量

$\langle v^2_{\alpha} \rangle, \langle v^2_{\beta} \rangle$  : 系の空間 2 乗平均速度

とすれば、定常状態でのエネルギー平衡条件として

$$W_{o\alpha} = W_{d\alpha} + W_{\alpha\beta} \quad , \quad W_{o\beta} = W_{d\beta} + W_{\beta\alpha} \quad \dots \quad (4.1.4)$$

$$W_{d\alpha} = \Omega \eta_{\alpha} E_{\alpha} \quad \quad W_{d\beta} = \Omega \eta_{\beta} E_{\beta} \quad \dots \quad (4.1.5)$$

$$E_{\alpha} = m_{\alpha} \langle v^2_{\alpha} \rangle \quad \quad E_{\beta} = m_{\beta} \langle v^2_{\beta} \rangle \quad \dots \quad (4.1.6)$$

$$W_{\alpha\beta} = \Omega \eta_{\alpha\beta} N_{\alpha} \left[ \frac{E_{\alpha}}{N_{\alpha}} - \frac{E_{\beta}}{N_{\beta}} \right], \quad W_{\beta\alpha} = \Omega \eta_{\beta\alpha} N_{\beta} \left[ \frac{E_{\beta}}{N_{\beta}} - \frac{E_{\alpha}}{N_{\alpha}} \right] \quad \dots \quad (4.1.7)$$

ここで、 $\eta_{\alpha}, \eta_{\beta}$  : 系  $\alpha, \beta$  の内部損失率

$\Omega$  : バンド幅  $\Delta\omega$  をもつ周波数バンドの中心角周波数

$N_{\alpha}, N_{\beta}$  : 周波数バンド ( $\Omega, \Delta\omega$ ) における系  $\alpha, \beta$  の固有モードの数

$\eta_{\alpha\beta}, \eta_{\beta\alpha}$  : 系  $\alpha$  と系  $\beta$  の結合損失率<sup>\*\*)</sup>  $\eta_{\alpha\beta} N_{\alpha} = \eta_{\beta\alpha} N_{\beta}$

系  $\alpha$  から系  $\beta$  へ伝達される単位時間当りの振動エネルギー、すなわち伝達パワーは  $W_{\alpha\beta}$  で表わされ、系のエネルギーの差  $E_{\alpha} - E_{\beta}$  及び結合損失率  $\eta_{\alpha\beta}$  に比例する。従って、構造系の全ての壁体について、(4.1.4) (4.1.5) (4.1.7) のエネルギー伝達の方程式を構成して、各壁体のエネルギー  $E$  を求めれば (4.1.6) から空間 2 乗平均速度  $\langle v^2 \rangle$  が得られる。

(ii) 壁体の振動特性パラメータ

振動エネルギー伝搬の基礎式 (4.1.4) ~ (4.1.7) に各壁体の振動特性を表わすパラメータ : 質量  $m$ , 内部損失率  $\eta$ , 固有モード数  $N$  の中で SEA法を適用する場合、最も重要な固有モード数  $N$  の推定法を述べる。

(イ) 板の曲げ波の伝搬速度及び波長<sup>8)9)</sup>

単純曲げ波の伝搬速度を  $C_{B0}$ , 波長を  $\lambda_0$  とすると、梁及び板の場合は表 4.1.1 となる。

板厚  $h$  が波長  $\lambda_0$  に比べて無視できなくなると、板のせん断変形及び回転慣性の影響を考慮しなければならない。この場合の近似式を表 4.1.2 に示す。

表 4.1.2 から波長  $\lambda$  と板厚  $h$  の関係が、 $\lambda \geq 6h$  ならば伝搬速度  $C_B$  に対するせん断変形・回転慣性の影響は 10% 以下となる。

図 4.1.2(a),(b) に鋼板に対する曲げ波の伝搬速度  $C_{B0}, C_B$  及び  $\lambda_0, \lambda$  を示す。明らかに  $\lambda < 6h$  となる振動数範囲では  $C_B$  及び  $\lambda$  と振動数の関係が変化する。しかし、板厚が 20 mm 以下ならば、可聴周波数域 (16000 Hz 以下) では、単純曲げ波として取扱ってよい。

\* ) SEA法 : Statistical Energy Analysis (統計的エネルギー解析) の略で、M. I. T. の R. H. Lyon と I. Dyer により名付けられた。<sup>10)</sup>

\*\* ) 系  $\alpha$  と系  $\beta$  の間のエネルギー伝達率を表わすもので系の結合条件で変る。

表 4.1.1 梁及び板の単純曲げ波の  $C_{B0}$ ,  $\lambda_0$

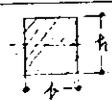
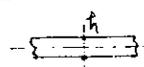
	梁		板		備考
曲げ剛性 $E$	$B = E \frac{bh^3}{12}$		$B' = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$		$\nu$ : ポアソン比 $E$ : ヤング率
分布質量 $m$	$m' = \rho b = \rho b h$		$m'' = \rho h$		$\rho$ : 密度
	一般式	steel のとき	一般式	steel のとき	
伝搬速度 $C_{B0}$ [cm/s]	$\sqrt[4]{\frac{Eh^2\omega^2}{12\rho}}$	$9.7 \times 10^2 \sqrt{h} f$	$\sqrt[4]{\frac{Eh^2\omega^2}{12(1-\nu^2)\rho}}$	$10^3 \sqrt{h} f$	$f$ : 振動数 [Hz] $\omega = 2\pi f$ steel のとき $\rho = 7.8 \times 10^{-6}$ [kg/cm <sup>3</sup> ] $E = 2.1 \times 10^6$ [kg/cm <sup>2</sup> ] $\nu = 0.31$
波長 $\lambda_0$ $\lambda_0 = \frac{2\pi}{k_0}$ [cm]	$\sqrt[4]{\frac{12\rho\omega^2}{Eh^2}}$	$6.47 \times 10^{-3} \sqrt{f/h}$	$\sqrt[4]{\frac{12(1-\nu^2)\rho\omega^2}{Eh^2}}$	$6.3 \times 10^{-3} \sqrt{f/h}$	

表 4.1.2 せん断変形・回転慣性を考慮したときの曲げ波の  $C_B$ ,  $\lambda$

	梁	板	備考
伝搬速度 $C_B$	$C_B \doteq \sqrt[4]{\frac{B\omega^2}{m'} \left[ 1 - 3.35 \left( \frac{h}{\lambda} \right)^2 \right]}$	$C_B \doteq \sqrt[4]{\frac{B'\omega^2}{m''} \left[ 1 - 3.6 \left( \frac{h}{\lambda} \right)^2 \right]}$	せん断剛性 $G$ を $G = G_0/\alpha$ とおくと
波数 $k$ $k = 2\pi/\lambda$	$\frac{E}{m'} k^4 - \omega^2 \{ 1 + 0.34 h^2 k^2 \} = 0$	$\frac{E'}{m''} k^4 - \omega^2 \{ 1 + 0.365 h^2 k^2 \} = 0$	せん断分布係数 $\alpha$ を $\alpha \doteq 1.2$ とした。

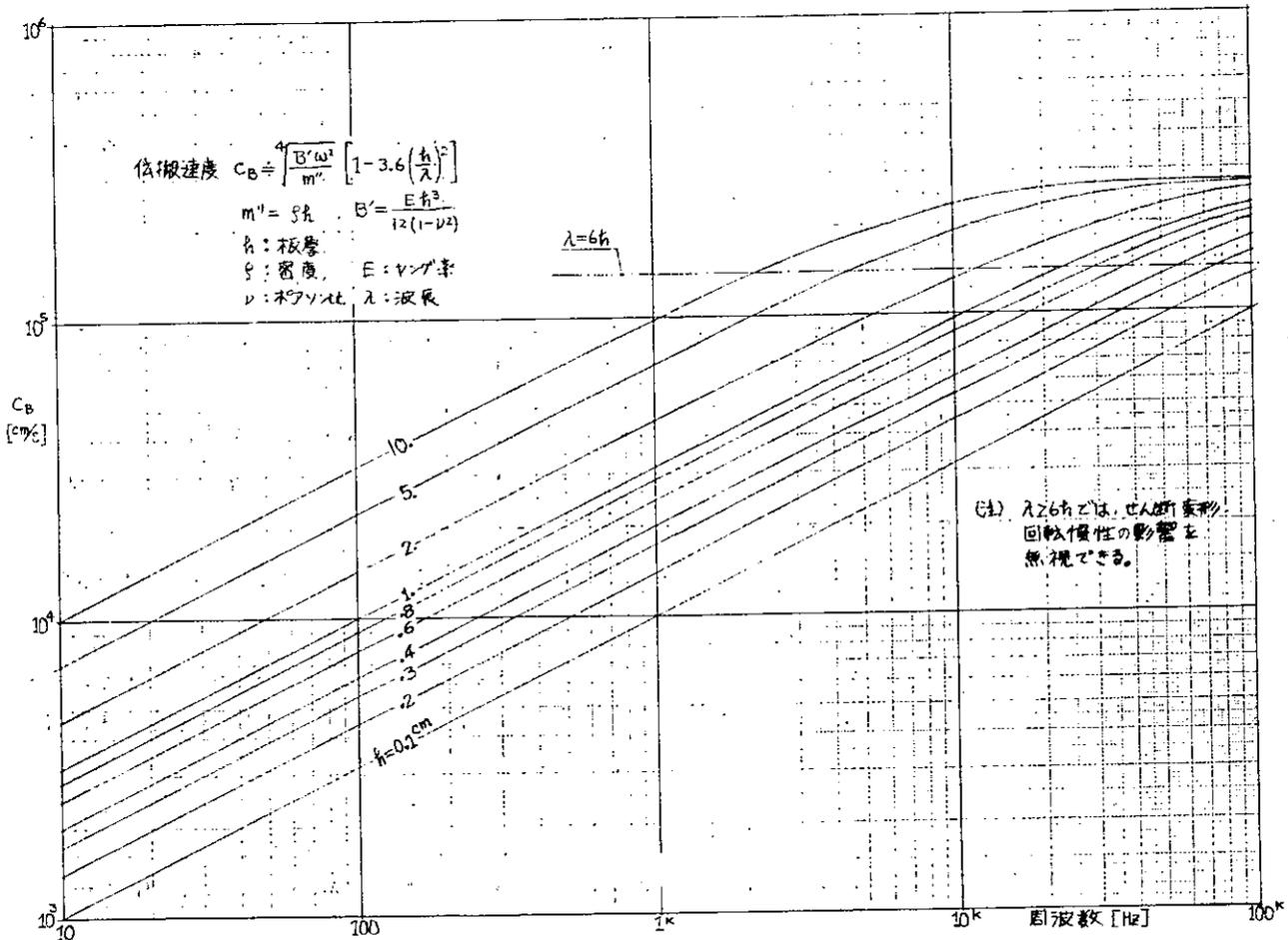


図 4.1.2 (a) 鋼板の曲げ波の伝搬速度

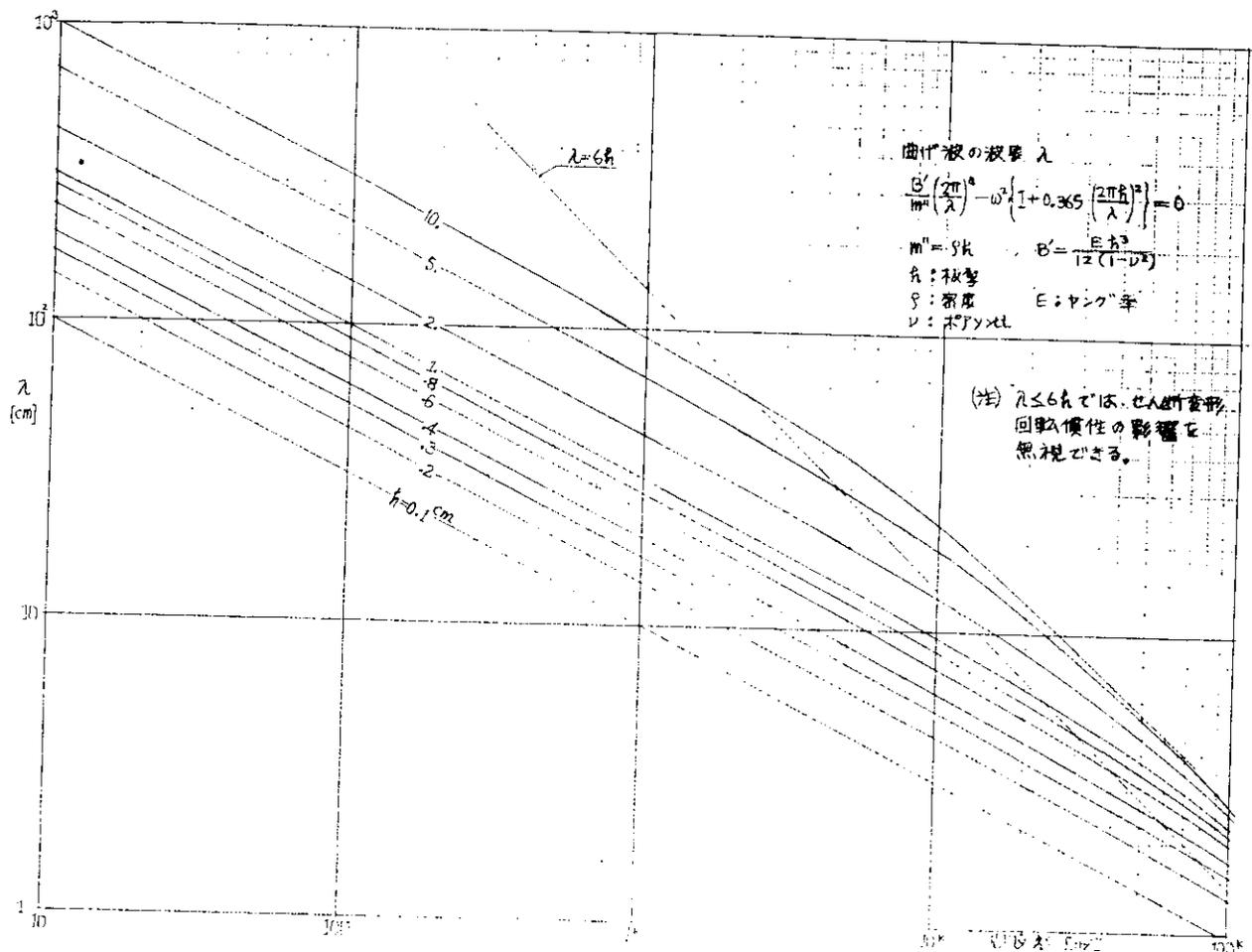


図 4. 1. 2 (b) 鋼板の曲げ波の波長

(ロ) 固有モード数  $N$ 、モーダル密度  $\Delta N / \Delta \omega$  及びバンド平均アドミタンス  $Y_d$  (10) (11)

固有モード数  $N$  は 4. 1. 1 (4) で示すように実験的には、周波数応答曲線の共振点を計数して求められるが理論的に推定することができる。

周波数バンド  $\Delta \omega = \omega_2 - \omega_1$  にわたるスペクトルをもつバンド加振力  $F_d$  が、壁体に分布して作用し、壁体の内部損失率  $\eta$  が小さい場合、 $F_d$  による壁体への入力パワー  $W_d$  は近似的に、次式で表わされる：

$$W_d \doteq \frac{\eta}{2S\bar{m}^2} |F_d|^2 \sum_n \frac{1}{\Delta \omega} \int_{\omega_1}^{\omega_2} \frac{\omega \omega_n^2 d\omega}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + \eta^2 \omega_n^4} \approx \frac{\eta}{2S\bar{m}^2} |F_d|^2 \frac{1}{\Delta \omega} \sum_{n=N_1}^{N_2} \frac{\pi}{2\eta} = \frac{|F_d|^2}{2} \frac{\pi}{2S\bar{m}^2} \frac{\Delta N}{\Delta \omega} \dots (4. 1. 8)$$

$\omega_n$  :  $n$  次の固有角振動数,  $N_1, N_2$  :  $\omega = \omega_1$  及び  $\omega = \omega_2$  までの固有モード数

(4. 1. 8) で  $\Delta N / \Delta \omega$  がモーダル密度と呼ばれ、平均的にみて 1 Hz 当りの固有モード数を表わす。また壁体を角振動数  $\omega$  の加振力で励振するとき、加振点からみた入力アドミタンスを  $Y(\omega)$  とすれば、周波数バンド  $\Delta \omega$  での平均入力アドミタンス  $Y_d(\Omega)$  は

$$Y_d(\Omega) = \frac{1}{\Delta \omega} \int_{\omega_1}^{\omega_2} Y(\omega) d\omega \quad \Omega : \text{バンド } \Delta \omega \text{ の中心角振動数} \dots (4. 1. 9)$$

(4. 1. 9) を用いれば、 $F_d$  による壁体へのバンド入力パワー  $W_d$  に対する別表現として

$$W_d = \frac{1}{2} |F_d|^2 \cdot \text{Re}\{Y_d(\Omega)\} \dots (4. 4. 10)$$

従って (4. 1. 8) と (4. 1. 9) から、バンド平均アドミタンス  $Y_d(\Omega)$  とモーダル密度の関係式が求まる。

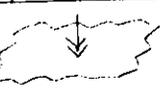
$$\text{Re}\{Y_d(\Omega)\} = \frac{\pi}{2S\bar{m}^2} \frac{\Delta N}{\Delta \omega} \dots (4. 1. 11)$$

$Y_d(\Omega)$  は、バンド平均をとっているため、壁体の境界条件と無関係となり、近似的には、無限系の入力アドミタンスと等しくなる。従って、無限系の入力アドミタンスの実数部と壁体の面積  $S$ 、面密度  $\bar{m}$  が与えられれば  $\Delta N / \Delta \omega$  が求まる。また、バンド  $\Delta \omega = \omega_2 - \omega_1$  での固有モード数  $N(\Omega)$  は、次式で算出できる：

$$N(\Omega) = \int_{\omega_1}^{\omega_2} \frac{\Delta N}{\Delta \omega} d\omega \quad \dots\dots\dots (4.1.12)$$

表 4.1.3 に、板のモーダル密度  $\Delta N / \Delta \omega$  及び無限、半無限系の入力アドミタンス  $Y_\infty$  を示す。

表 4.1.3 板の曲げ振動に対する  $\Delta N / \Delta \omega$  及び  $Y_\infty$

	無限系 	半無限系 	備考
モーダル密度 $\Delta N / \Delta \omega$	$\frac{S}{4\pi} \sqrt{\frac{m''}{B'}}$	$\frac{S}{1.7\pi} \sqrt{\frac{m''}{B'}}$	$S$ : 板の面積 $m''$ : 面密度 = $\rho h$ $B'$ : 曲げ剛性 = $\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ $\downarrow$ : 加力入力方向
入力アドミタンス $Y_\infty$	$\frac{1}{8\sqrt{B'm''}}$	$\frac{1}{3.5\sqrt{B'm''}}$	

(c) 周辺単純支持平板の固有モード数及びモーダル密度

居住区構造の各壁体は、壁体の結合部が周辺支持の境界条件をもつ平板とみなすことができる。周辺支持平板の場合は、容易にモーダル密度の計算式が求められる。

周辺支持板の  $n$  次モードの固有角振動数  $\omega_n$  は

$$\omega_n = \sqrt{\frac{B'}{m''}} [k_{nx}^2 + k_{ny}^2], \quad k_n^2 = k_{nx}^2 + k_{ny}^2 = \sqrt{\frac{m''}{B'}} \omega_n \quad \dots\dots\dots (4.1.13)$$

$k_{nx}, k_{ny}$  :  $n$  次モードに対する、 $x$  軸方向、 $y$  軸方向の波数

$l_x, l_y$  : 平板の  $x$  軸方向、 $y$  軸方向の辺の長さ

とすれば

$$k_{nx} = \frac{n_x \pi}{l_x}, \quad k_{ny} = \frac{n_y \pi}{l_y}, \quad (n_x, n_y = 0, 1, 2, \dots) \quad \dots\dots\dots (4.1.14)$$

従って、 $n$  次モードと  $(n+1)$  次モードの波数の差

$\Delta k_x, \Delta k_y$  は

$$\Delta k_x = \frac{\pi}{l_x}, \quad \Delta k_y = \frac{\pi}{l_y}$$

固有振動数を、波数  $k_x, k_y$  の 2 次元空間で表わすと

図 4.1.3 の格子点に対応する。

波数  $k, k + dk$  の間に含まれる固有モード数  $dN$  は

$$dN = \frac{\pi}{2} k dk / \Delta k_x \Delta k_y \\ = \frac{l_x l_y}{4\pi} \sqrt{\frac{m''}{B'}} d\omega \quad \dots\dots\dots (4.1.15)$$

(4.1.15) から、モーダル密度  $dN/d\omega$  は

$$\frac{dN}{d\omega} = \frac{S}{4\pi} \sqrt{\frac{m''}{B'}} \quad S: \text{平板の面積} = l_x l_y \quad \dots\dots\dots (4.1.16)$$

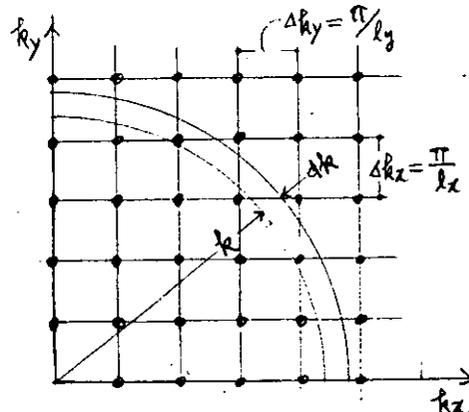


図 4.1.3 固有振動数の波数空間表現

(4.1.16) の結果は、表 4.1.3 に示した無限板の入力アドミタンス  $Y_\infty$  と (4.1.12) から求めたモーダル密度と一致する。従って、板厚が薄く、面積がかなり大きい平板ではモーダル密度の近似式として表 4.1.3 を利用

できる。

(4.1.6) から、角振動数  $\omega$  までの固有モード数  $N$  は次式で算出できる。

$$N = \int_0^{\omega} \frac{dN}{d\omega} d\omega = \frac{S\omega}{4\pi} \sqrt{\frac{m''}{B'}} \quad \dots\dots\dots (4.1.17)$$

ここで、鋼板の場合の  $dN/d\omega$ ,  $N$  を振動数  $f$  Hz と板厚  $h$  cm の関数として示しておく。

$$\frac{dN}{df} = 2\pi \frac{dN}{d\omega} = \frac{S}{2} \sqrt{\frac{m''}{B'}} = 3.167 \times 10^{-6} \frac{S}{h} \quad \dots\dots\dots (4.1.18)$$

$$N = 3.167 \times 10^{-6} S f / h$$

ただし、 $\rho = 7.8 \times 10^{-6} [ \text{kg s}^2 / \text{cm}^4 ]$ ,  $E = 2.1 \times 10^6 [ \text{kg} / \text{cm}^2 ]$ ,  $\nu = 0.3$

(3) SEA法による固体音伝搬及び伝達損失計算法

(2-b) で述べた SEA 法の基本式を用いて、固体音の伝搬及び伝達損失を算出する方法を示す。ここでは、壁体構造の場合の例にとって示すが、音場空間を含んでいてもよい。表 4.1.4 に要素の場の種類とエネルギー、モーダル密度を示す。

表 4.1.4 場の種類と要素のエネルギー、モーダル密度

要素	場の種類	場の表示量	エネルギー E	モーダル密度 $dN/d\omega$	備考
直方体空間	音場	$\langle p^2 \rangle$	$\frac{V}{\rho c^2} \langle p^2 \rangle$	$\frac{Q^2 V}{zn^2 c^3}$	V : 空間の体積, p : 音圧 $\eta, c$ : 空気の密度, 音速
平板	振動	$\langle v^2 \rangle$	$m \langle v^2 \rangle$	$\frac{S}{4\pi} \sqrt{\frac{m''}{B'}}$	$m'' = \rho h$ h : 板厚 $B' = \frac{E h^3}{12(1-\nu^2)}$ , S : 面積

(a) 振動エネルギー伝搬の回路網

図 4.1.4 に示すように壁体を  $\square$  で表わし、壁体相互の結合を  $\rightarrow$  で表わせば、エネルギー伝搬の回路網が構成される。

壁体の番号を  $i = 1, 2, \dots, N$

壁体間の結合点番号を  $\lambda = 1, 2, \dots, A$  とすれば  
 $\lambda$  番目の結合点を通り壁体  $i$  から  $j$  へのパワーフローは

$$W_\lambda = W_{ij} = \Omega \eta_{ij} N_i \left[ \frac{E_i}{N_i} = \frac{E_j}{N_j} \right]$$

$\eta_{ij} = \eta_\lambda$  :  $\lambda$  番目の結合点 (壁体  $i$  と  $j$ ) の結合損失率。従って、壁体のエネルギー  $E$ , 壁体へ出入するパワーフロー  $W_o, W_d, W_\lambda$  の関係をキルヒホフの節点方程式で記述できる。ベクトル表示を行えば

$$D \tilde{W}_A = \tilde{W}_o - \tilde{W}_d \quad \dots\dots\dots (4.1.19) *$$

$$\tilde{W}_A^t = [ W_1, W_2, \dots, W_\lambda, \dots, W_A ], \quad \tilde{W}_o^t = [ W_{o1}, W_{o2}, \dots, W_{oi}, \dots, W_{oN} ],$$

$$\tilde{W}_d^t = [ W_{d1}, W_{d2}, \dots, W_{di}, \dots, W_{dN} ]$$

$$D = [ d_{i\lambda} ]; \text{接続行列} \quad d_{i\lambda} = \begin{cases} +1 : \text{結合点 } \lambda \text{ が壁体 } i \text{ と出連結} \\ -1 : \text{ " " " " 入連結} \end{cases}$$

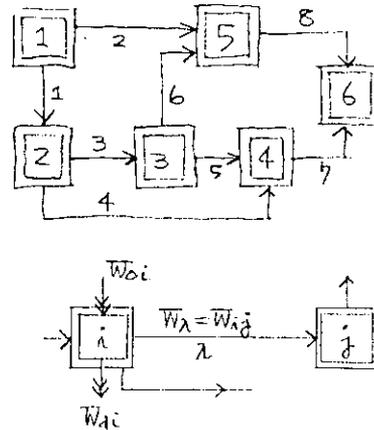


図 4.1.4 エネルギー伝搬の回路網

\*)  $\tilde{A}$  はベクトル  $A$  を表わす。  $\tilde{A}^t, D^t$  はベクトル  $\tilde{A}$  の転置, 行列  $D$  の転置を表わす。

$$\tilde{W}_d = \Omega Y_A D^t N \tilde{E} \quad \dots \quad (4.1.20)$$

$$Y_A = [\text{diag. } y_\lambda] \quad y_\lambda = \eta_\lambda N_i = \eta_\lambda di_\lambda^+ N_i, \quad di_\lambda^+ = \begin{cases} 1: \text{結合点 } \lambda \text{ と壁体 } i \text{ が出連結} \\ 0: \text{その他} \end{cases}$$

$$N = [\text{diag. } N_i], \quad \tilde{E}^t = [E_1, E_2, \dots, E_i, \dots, E_N]$$

$$\tilde{W}_d = \Omega Y_N \tilde{E} \quad Y_N = [\text{diag. } \eta_i], \quad \eta_i: \text{壁体 } i \text{ の内部損失率} \quad \dots \quad (4.1.21)$$

(4.1.19) に (4.1.20), (4.1.21) を代入すると, 壁体間のエネルギー伝搬の方程式をうる:

$$\Omega [D Y_A D^t N + Y_N] \tilde{E} = \tilde{W}_0 \quad \dots \quad (4.1.22)$$

(4.1.22) の  $\Omega$  は, 周波数バンド  $\Delta\omega$  を代表させる中心周波数である。従って, 必要な周波数バンドごとに (4.1.22) を構成することが必要で, これは,  $\tilde{W}_0, \eta_\lambda, N_i, \eta_i$ , などの周波数依存性を考慮することに対応する。

(b) 各壁体へのエネルギー伝搬, 壁体の空間2乗平均速度の計算法

各壁体の内部損失率  $\eta_i$ , 結合損失率  $\eta_\lambda$ , モーダル密度  $\Delta N/\Delta\omega$  及び外部からの入力パワー  $W_{oi}$  が与えられると (4.1.22) から壁体のエネルギー  $E_i$ , 空間2乗平均速度  $\langle v_i^2 \rangle$  が求まる。

$$\text{壁体のエネルギー } \tilde{E} = \frac{1}{\Omega} [D Y_A D^t N + Y_N]^{-1} \tilde{W}_0 \quad \dots \quad (4.1.23)$$

$$\text{壁体の空間2乗平均速度 } \langle \tilde{v}^2 \rangle = M^{-1} \tilde{E}, \quad M = [\text{diag. } m_i], \quad m_i: \text{壁体 } i \text{ の質量} \quad \dots \quad (4.1.24)$$

$\tilde{E}, \langle \tilde{v}^2 \rangle$  を求める場合, 発生源から壁体への入力パワー  $W_{oi}$  が必要であるが, 発生源の加振力  $F$  は一定でも, 構造体の特性によって,  $W_{oi}$  は変化するので,  $W_{oi}$  を一般的に与えることは難しい。このような場合は発生源機器が取り付けられている壁体の  $\langle v_i^2 \rangle$  すなわちエネルギー  $E_i$  を与えて, (4.1.22) で  $\tilde{W}_0 = 0$  として解くことになる。

(c) 伝達損失の計算法

壁体  $i$  から  $j$  への伝達損失 TL を次式で定義する:

$$TL = 10 \log_{10} \frac{\langle v_i^2 \rangle}{\langle v_j^2 \rangle} \quad \dots \quad (4.1.25)$$

(4.1.22) で  $\tilde{W}_0 = 0$  とした同次方程式

$$[D Y_A D^t N + Y_N] M \langle \tilde{v}^2 \rangle = 0, \quad \tilde{E} = M \langle \tilde{v}^2 \rangle \quad \dots \quad (4.1.26)$$

について,  $\langle v_i^2 \rangle = 1$  としたときの  $\langle v_j^2 \rangle$  を求め (4.1.25) から TL を算出する。

(d) 結合損失率について

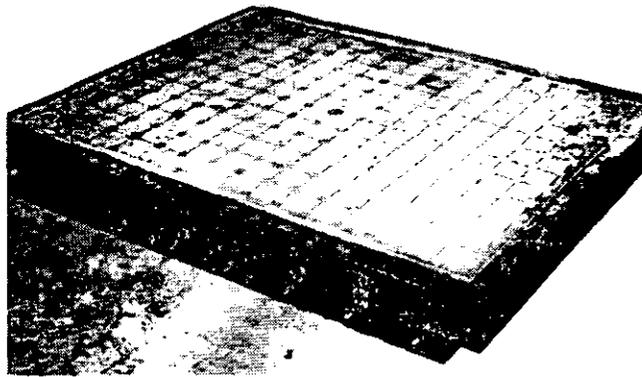
(b), (c) で述べた, エネルギー伝搬, 伝達損失を (4.1.23), (4.1.26) から算出するには結合損失率が必要である。現状で実験的に結合損失率を精度よく求めることはかなり難しい。従って, 基本的な結合構造について, 理論的な計算法と, 結果を 4.2.1 に示す。従って, 理論的な結合損失率を用いた (b), (c) のエネルギー伝搬と伝達損失の計算結果と, 実験結果の比較によって, 結合損失率の妥当性を検証することになる。

(4) 単純な板構造モデルによる基礎実験

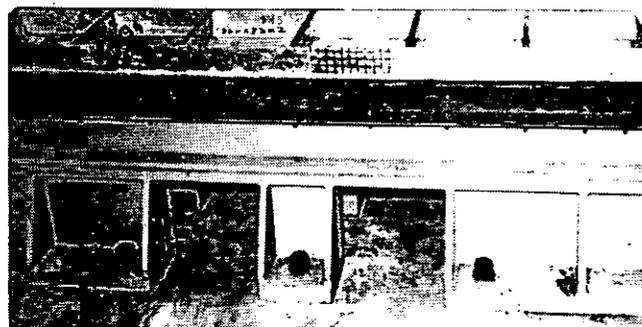
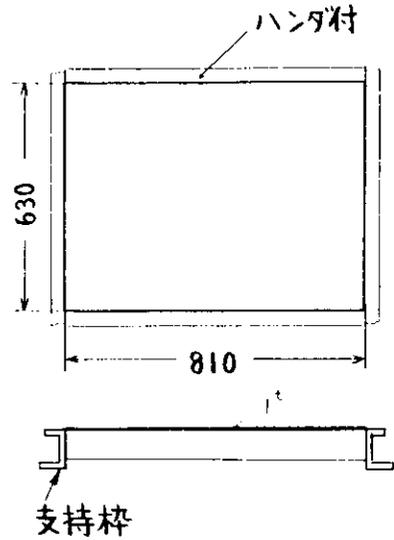
(2) 及び (3) で述べた固体音の基礎理論を検討するため単純な板構造モデルで実験を行った。

(a) 供試モデル

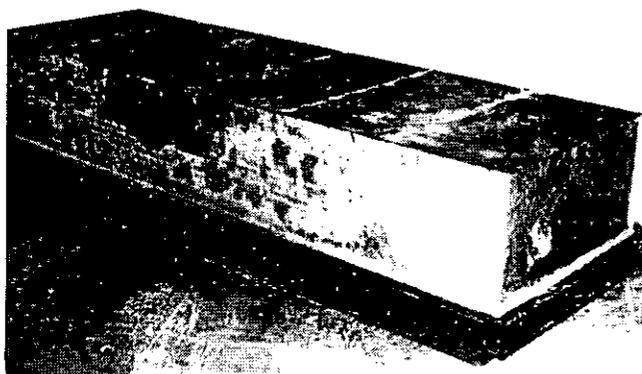
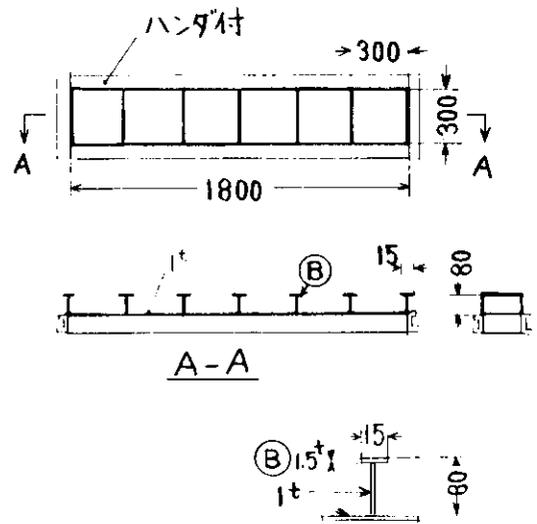
図 4.1.4 に実験に使用した供試モデルを示す。(a) は平板モデルで, (2-b, c) で述べた平板の基本的振動特性を検討するもの, (b) はスチフナー付モデル, (c) は仕切壁付モデルで, 居住区構造の一部を単純にモデル化したもので, スチフナー及び仕切壁による振動エネルギーの伝達損失を検討するものである。



(a) 平板モデル (P-1)



(b) スチフナー付モデル (B-1)



(c) 仕切壁モデル (B-2)

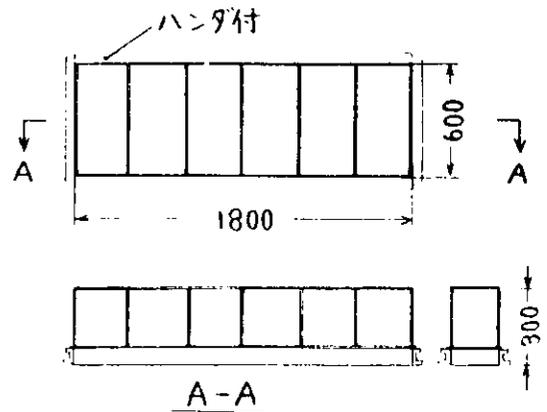
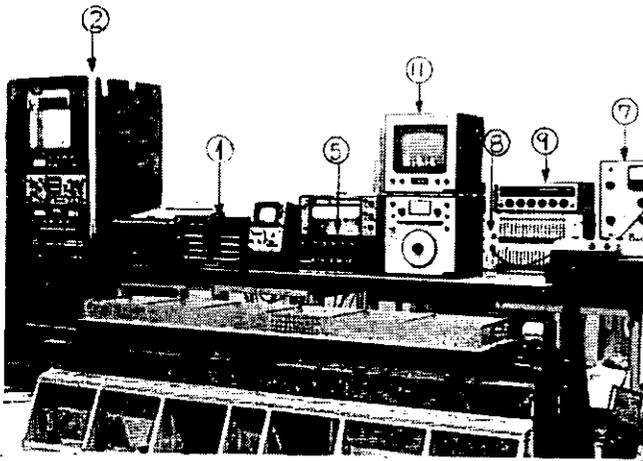
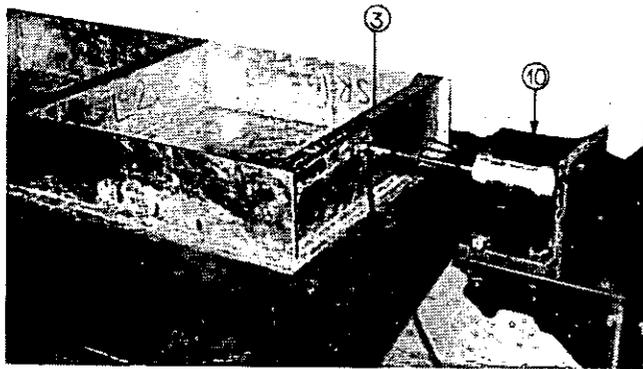


図 4.1.4 供試モデルとその概略寸法



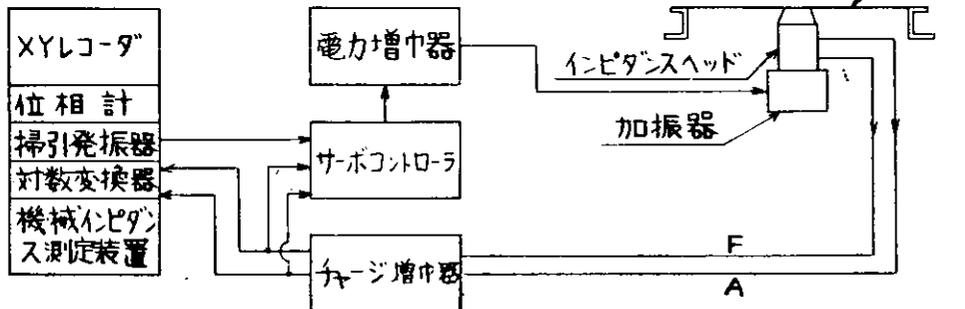
(a) 実験装置全景



(b) 加振器取付状態

	本実験で使用した計測器	メーカー
1	FFTアナライザ (SD-360)	SPECTRAL-DYNAMICS CORP.
2	機械インピダンス測定装置 (SD-1002E)	〃
3	インピダンスヘッド (8001)	Brüel & Kjaer
4	圧電型加速度ピックアップ (4344)	〃
5	チャージ増中器 (461)	ITHACO
6	リアルタイム積分器	ZOINC
7	ランダムノイズ発生器 (1402)	Brüel & Kjaer
8	スペクトラムシェーパ (5587)	〃
9	電カ増中器 (TA-60Z)	TOA
10	加振器 (NV-015S)	NAC電子
11	周波数分析器 (3347)	Brüel & Kjaer
12	〃 (2113)	〃

正弦波掃引加振



バンドランダム加振

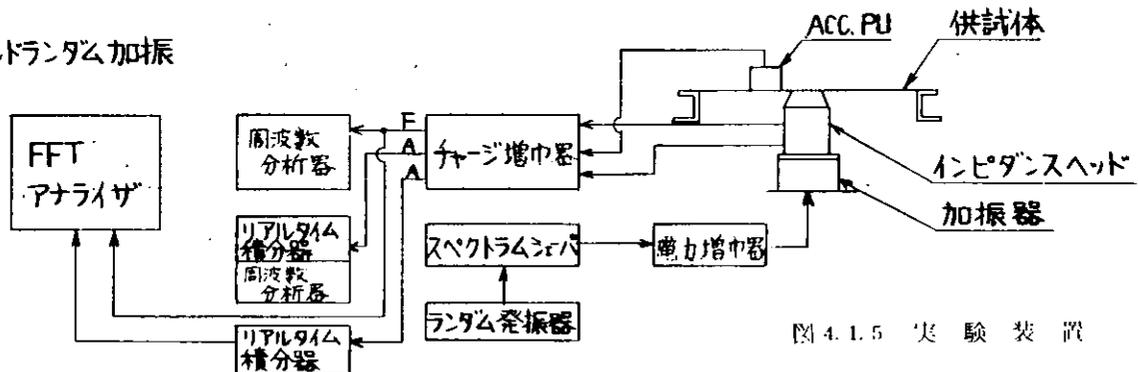


図 4.1.5 実験装置

(c) 計器ブロックダイヤグラム

モデルは、20 KHz以上まで単純曲げ波理論が適用でき、小型加振器でも十分加振できるように板厚1 mmの垂鉛メッキ鋼板で製作した。また、モデルB-1、B-2ではパネル加工時の歪が生じないように、パネル結合部をハンダ付けとした。図4.1.4に示したモデル以外に、立体多層モデルも製作したが、実験未着手のため割愛した。

(b) 振動検出器の応答特性の予備実験

パネル上の多数点の振動を測定する場合、計測点の全点に検出器を設置するとパネルの振動特性が変化する。従って、1個の検出器で移動計測することになるが、この場合、検出器が簡単に取付、取除できて、しかも、取付方による検出器の応答特性は変化しないようにする必要がある。

そのために、実験に使用する検出器を各種の両面接着テープで振動台に取付け、接着テープによる応答特性の予備実験を行った。その結果、両面接着テープ「スコッチ666」（エミルマイラーフィルムベース）を用いると14 KHzまで±1 dBの偏差という良好な応答特性をえたので、以後の実験では、計測点に接着テープ「スコッチ666」を貼付し、検出器を接着テープに圧着して計測することとした。

(c) 実験装置及び方法

図4.1.5に実験装置、加振装置及び計測ブロックダイアグラムを示す。

加振器は、できるだけ高周波域まで加振するため、加振力を犠牲して小型加振器を用いた。加振力は最大2.0 Kg、加振周波数域は1～13 KHzである。モデルは、図4.1.5(a)に示すように補強された架台にモデル支持棒をボルト締付した。加振実験で、正弦加振の場合は、機械インピダンス測定装置を使用し、バンドランダム波加振の場合は、ランダムホワイトノイズをバンドスペクトルシエイパーでバンドランダム波に成形した後加振器への入力とした。また、検出した振動は1/3オクターブスペクトル分析器及び高速フーリエ解析器(SD-360)を用いて分析した。

(d) 平板の振動特性の実験

平板モデルP-1を用いて固有モード数、バンド平均アドミタンス、内部損失率及びバンドランダム加振による振動分布の計測を行った。

図4.1.6に、平板モデルP-1の振動計測点を示す。縦・横それぞれ50 mm間隔のけい線の格子点を計測点とし、計測点番号は、例えば7-6のようにけい線の番号で表わす。

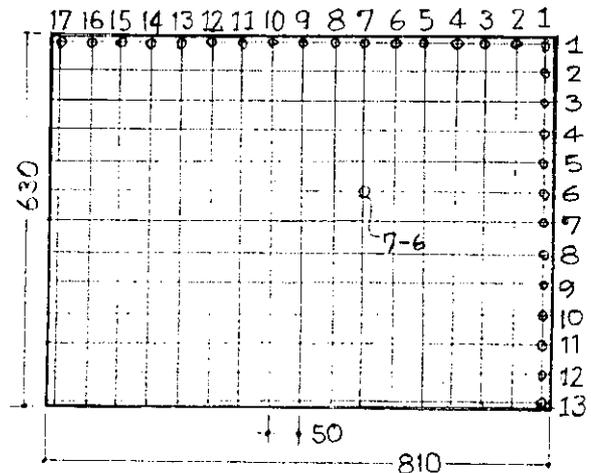


図4.1.6 平板モデルP-1の計測点

(i) 内部損失率の実験結果

図4.1.7に、モデルP-1の内部損失率 $\eta$ を残響時間法で測定した結果を示す。残響時間法は、加振力を停止した後の振動エ

ネルギーの減衰時間から内部損失率 $\eta$ を求める方法で、 $\eta$ が極めて小さい場合でも比較的精度よく求まる。

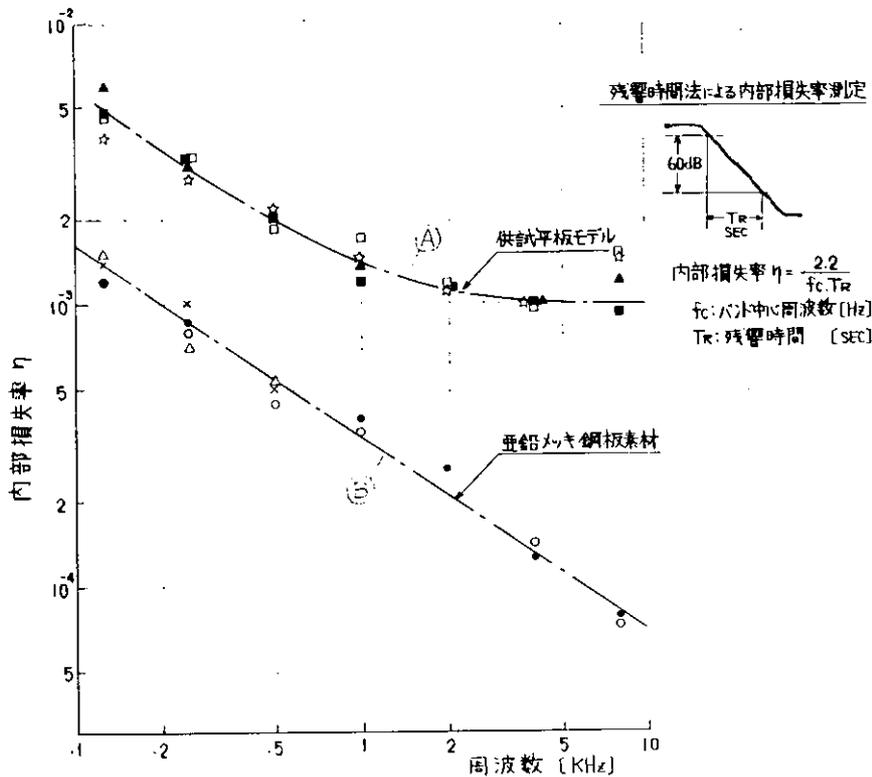
残響時間を $T_R$ 、振動数を $f$ とすると、内部損失率 $\eta$ は次式で与えられる。

$$\eta = 2.2 / f \cdot T_R \quad (4.1.27)$$

この実験では、1/3オクターブ及び1オクターブバンドでの振動エネルギーの減衰を測定しているため、振動数 $f$ には、バンド中心周波数 $f_c$ を用いている。

(イ) モデルP-1を実験用架台に固定した場合(図4.1.7 A)

モデルP-1を架台に固定し、加振器をモデルに取付けた状態で、パネルをハンマリングし、その衝撃



(A) 供試平板モデル(P-1)の測定条件

1. 平板寸法
2. 支持条件: 実験用架台に固定し加振器を取付
3. ハンマリングによる減衰応答測定
4. 周波数バンド中: 1/3 オクターブ

記号	測定点	加振器取付位置
□	(4) - 2	(8) - 7
☆	(7) - 9	(8) - 7
△	(4) - 2	(4) - 2
■	(7) - 9	(4) - 2

(B) 亜鉛メッキ鋼板素材の測定条件

1. 亜鉛メッキ鋼板寸法:  
1000 × 1000 × 1t  
300 × 300 × 1t
2. 支持条件: 鋼板別
3. 加振条件: ハンマリング
4. 周波数バンド中: 1/3 オクターブ  
1 オクターブ

記号	素材寸法	バンド中
●	1000 × 1000 × 1	1/3 オクターブ
○	300 × 300 × 1	1/3 オクターブ
△	300 × 300 × 1	1/3 オクターブ
×	300 × 300 × 1	1 オクターブ

図 4.1.7 平板モデル P-1 の内部損失率

振動の減衰から求めたものである。1 KHz までは振動数が増加すると  $\eta$  は低下するが、1 KHz 以上では  $\eta$  は次第に飽和していく。

加振器の位置を変更しても  $\eta$  はほとんど変わらないから加振器の影響はない。

(ロ) モデル素材を吊下げた場合 (図 4.1.7 B)

(イ)の結果で 1 KHz 以上で  $\eta$  の飽和現象がみられたので、モデルに用いた素材を吊下げてハンマリングによる減衰を調べた。この場合、素材の寸法は 1 m × 1 m、及び 0.3 m × 0.3 m の 2 種類で実験した。その結果、曲線 B に示すように、 $\eta$  は A の約程度となり、加えて、振動数が増加すると単調に減少する結果が得られた。また、素材の寸法、周波数バンドを変更してもよく一致している。

(ハ) 考察

平板の内部損失率としては、素材テストの結果が正しいと考えられる。

実験用架台に固定した場合は、固定部から架台へのエネルギー伝達が含まれているために  $\eta$  が見掛上大きい結果となった。

$\eta$  が振動数の増加と共に低下する傾向は、金属材料の曲げ振動に対する内部損失率の理論的傾向と一致する。

(ii) 固有モード数の実験結果

(4.1.18) の固有モード数  $N$ 、モーダル密度  $dN/df$  の理論式の妥当性を検証するために行った。図 4.1.8(a) に示すように、周波数応答を求め、この共振ピークを計数して固有モード数  $N$  を求めた。その結果を図 4.1.8(b) に示す。実験では計測点 2-2、及び 9-7 の応答曲線についてそれぞれ共振ピークを計数した。

(イ) 実験値と理論値の比較

実験値は、600 Hz までは理論とよく一致しているが、1 KHz 以上になると多少の差が現われる。表 4.1.5 に、500 Hz 及び 1 KHz のオクターブバンドでの固有モード数  $N$ 、及びモーダル密度  $dN/df$  の実

験値と理論値の比較を示す。

表 4.1.5 N及び dN/df の実験値と理論値の比較

オクターブバンド 中心周波数	モーダル密度 dN/df			固有モード数 $N = \frac{dN}{df} \Delta f$	
	理論値	実験値	誤差%	理論値	実験値
500	0.161	0.155	3.7	57	55
1000	0.161	0.148	8.0	114	104

表 4.1.5 の結果から、500 Hz までは、4%、1 KHz 以上では 8% 程度の精度で実験値と理論値は一致している。

(ロ) 考察

モーダル密度 dN/df, 及び固有モード数 N は、理論推定で十分であると考えられる。1 KHz 以上の高周波数域で、実験値が理論値よりも低くなる理由としては、共振幅によるマスキング、計器のフィルタ特性及び固有値の縮退が考えられる。

固有振動数の間隔振動数は、平均的に df/dN で与えられるから 6.2 Hz 程度である。使用した計器のフィルタ幅は 10 Hz であるから、高周波域では小さな共振ピークがマスキングされたものと考えられる。

(iii) 平均アドミタンスの実験結果

バンド平均入力アドミタンスの実数部  $\text{Re}\{Y_{\Delta}(\Omega)\}$  は、加振力が与えられたときの入力パワーの推定及びモーダル密度の近似算出に利用できる。また、(4.1.11) によって、近似的には無限境界をもつ系の入力アドミタンスの実数部で表わされる。従って、平板モデル P-1 について  $\text{Re}\{Y_{\Delta}(\Omega)\}$  を実験的に求め、無限系の入力インピーダンス  $Y_{\infty}$  (表 4.1.3) と比較した。

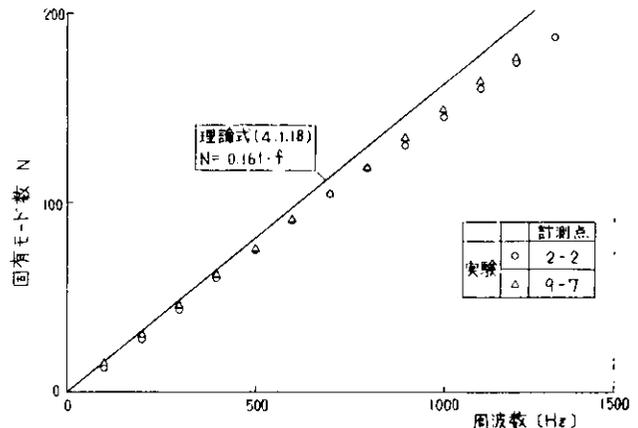
図 4.1.9 (a)~(c) に、中心周波数が 250 Hz, 500 Hz, 1 KHz の 1/3 オクターブバンドでのモデル P-1 の入力アドミタンスの計測結果を示す。図で  $|Y|$  はアドミタンスの絶対値、 $\angle Y$  はアドミタンスの位相角、 $\text{Re}\{Y\}$  はアドミタンスの実数部  $\text{Re}\{Y\} = |Y| \cos(\angle Y)$  である。

計測点 i に対するバンド平均アドミタンスの実数部  $\text{Re}\{Y_{i\Delta}(\Omega)\}$  は、次式で求める。

$$\text{Re}\{Y_{i\Delta}(\Omega)\} = \frac{1}{\Delta\omega} \int_{\omega_1}^{\omega_2} \text{Re}\{Y_i\} d\omega \dots\dots\dots (4.1.28)$$

表 4.1.6 に計測点 9-7 について、100 Hz ~ 1000 Hz の 1 オクターブバンドに対する  $\text{Re}\{Y_{i\Delta}(\Omega)\}$  と表 4.1.3 に示した無限系の入力アドミタンス  $Y_{\infty}$  を示す。

表 4.1.6 の結果は、計測点 9-7 に対するもので、周波数に対するバラツキが大きいため、異なる計測



(b) 平板モデル P-1 の固有モード数の実験と理論値の比較

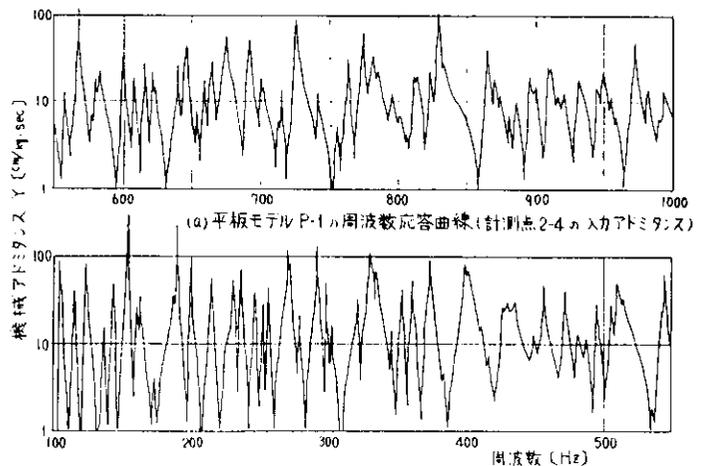


図 4.1.8 平板モデル P-1 の実験による固有モード数

表 4.1.6  $\text{Re}\{Y_{i\Delta}(\Omega)\}$  と  $Y_{\infty}$  の比較

オクターブバンド 中心周波数 Hz	実験によるバンド平均アドミタンス $\text{Re}\{Y_{i\Delta}(\Omega)\}$ [cm/Kgs]				無限系の入力アドミ タンスの理論値 $Y_{\infty}$
	125	250	500	1000	
アドミタンス	9.68	8.45	7.70	5.50	10.15

点について求めた  $\text{Re}\{Y_{i\Delta}(\Omega)\}$  の空間平均をとった。

空間平均されたバンド平均アドミタンスの実数部  $\text{Re}\{Y_{\Delta}(\Omega)\}$  は

$$\text{Re}\{Y_{\Delta}(\Omega)\} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \text{Re}\{Y_{i\Delta}(\Omega)\}, \quad n: \text{計測点数}$$

表 4.1.7 に、計測点 9-7, 4-7, 2-4, 7-9 の 4 点について空間平均をとった  $\text{Re}\{Y_{\Delta}(\Omega)\}$  と  $Y_{\infty}$  の比較、ならびに  $\text{Re}\{Y_{\Delta}(\Omega)\}$  を用いて (4.1.11) から求めたモーダル密度と (4.1.18) によるモーダル密度の理論値との比較を示す。

表 4.1.7  $\text{Re}\{Y_{\Delta}(\Omega)\}$  及び  $\text{Re}\{Y_{\Delta}(\Omega)\}$  から求めたモーダル密度

オクターブバンド 中心周波数	空間平均バンドアドミタンス $\text{Re}\{Y_{\Delta}(\Omega)\}$			無限系の入力アドミ タンスの理論値 $Y_{\infty}$	モーダル密度の 理論値 $dN/df$
	250	500	1000		
アドミタンス	8.43	8.80	8.73	10.15	—
モーダル密度	0.136	0.141	0.140	—	0.161

この結果、空間平均をとることによって、 $\text{Re}\{Y_{\Delta}(\Omega)\}$  は、周波数によらずほぼ一定値となり、無限系の入力アドミタンス  $Y_{\infty}$  に対し 15% 程度の誤差である。また  $\text{Re}\{Y_{\Delta}(\Omega)\}$  を用いて求めた  $dN/df$  は、(d-ii) で示したピーク計数法による実験結果よりも、8~10% 小さい値がえられており、モーダル密度は、ピーク計数法で求めることが望ましい。

#### (iv) バンドランダム加振に対する振動分布の実験

壁体からの固体音放射を考える場合、(4.1.1) に示すように壁体の空間 2 乗平均速度  $\langle v^2 \rangle$  が必要である。しかしながら、壁体全面にわたる振動分布を詳細に求めることは難しいので、壁面の代表点の 2 乗速度で  $\langle v^2 \rangle$  を代表させることが望ましい。

この場合、予め、壁体の振動分布が把握されている必要がある。従って、 $\langle v^2 \rangle$  と振動分布の関係を求めるために、バンドランダム被加振に対する平板モデル P-1 の振動分布を実験的に調べた。

以下に実験結果を述べる。

図 4.1.10, 図 4.1.11 に、オクターブバンドランダム加振による振動分布を示す。オクターブバンドは、250, 500, 1K, 2 KHz である。図 4.1.10, 4.1.11 について説明する。

#### (イ) 振動分布

図の(a)が点 9-4 を 0.5 N のオクターブバンドランダム被加振したときの振動分布であり、図 4.1.6 に示した全計測点について計測したものである。

250 Hz, 500 Hz バンドでは板の周辺で小さくなるが、1 KHz, 2 KHz では全点でほとんど一様である。図に示した  $\langle \alpha \rangle$  は全点の加速度の空間平均値である。

従って、壁体の速度、加速度などの空間平均値  $\langle v \rangle$ ,  $\langle v^2 \rangle$ ,  $\langle \alpha \rangle$ ,  $\langle \alpha^2 \rangle$  は、壁体中央部付近の数点の計測値の平均で代表できると考えてよい。計測上の都合で、さらに計測点が 1 点しか選べないときは壁体の中央部で代表させる。

#### (ロ) 振動スペクトル、及び加振力と応答加速度

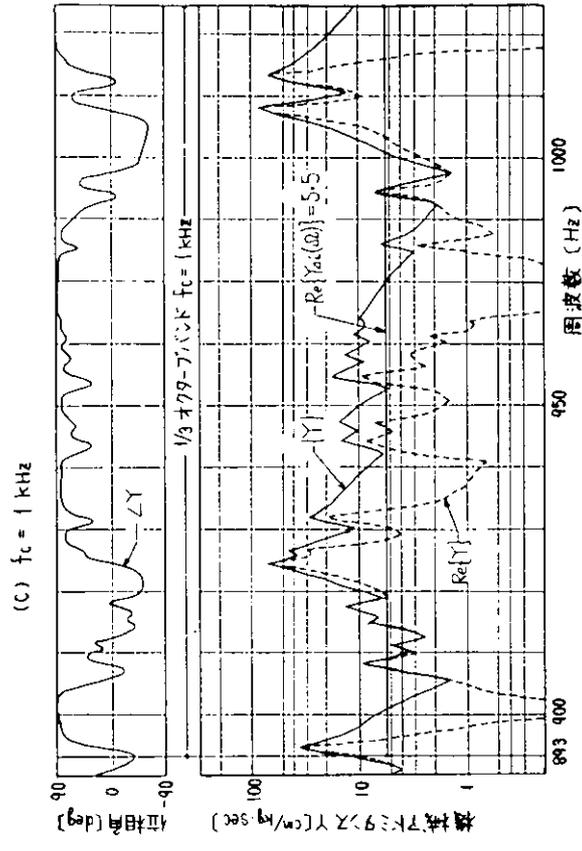
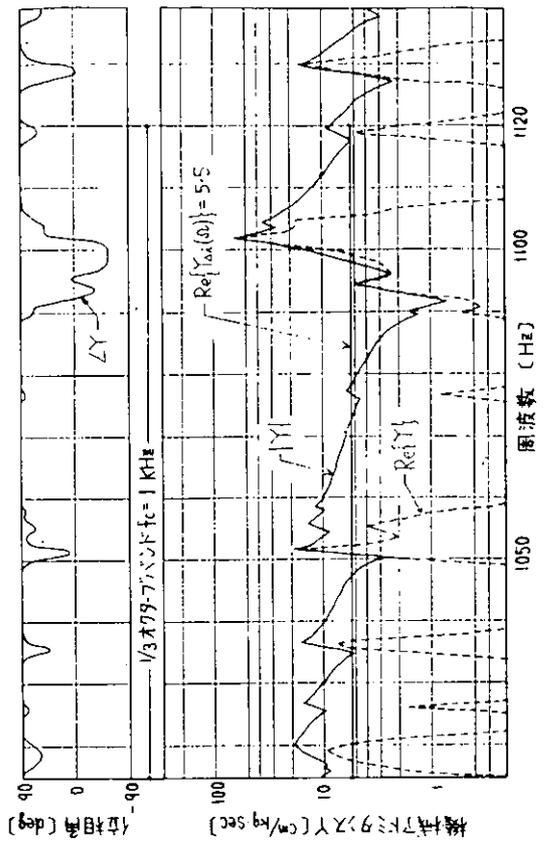
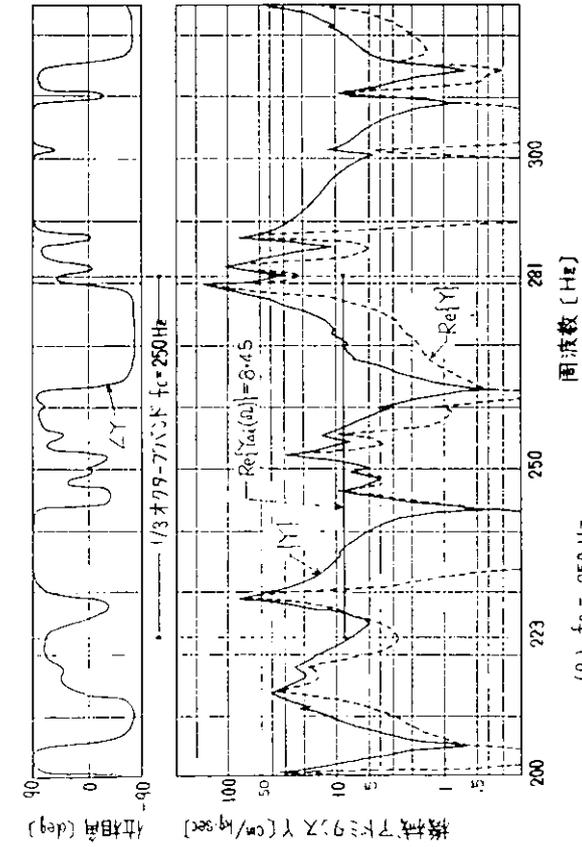
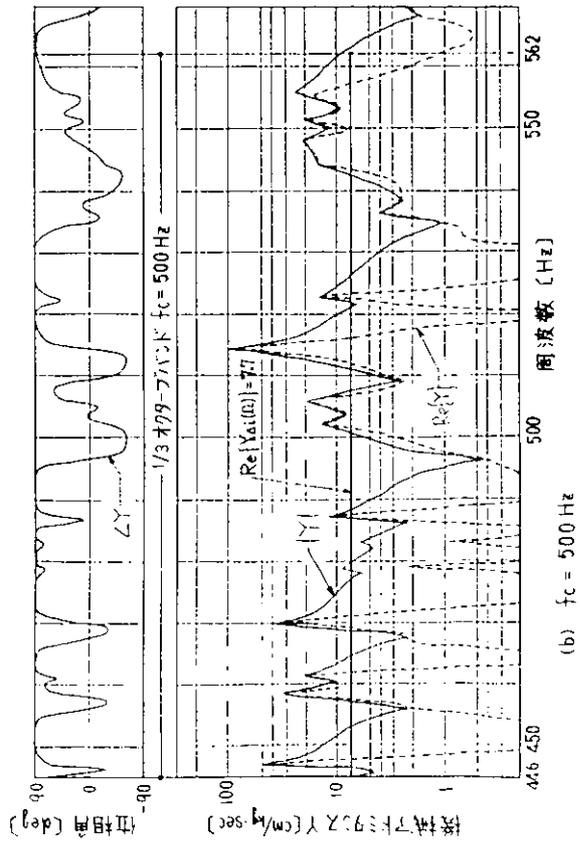
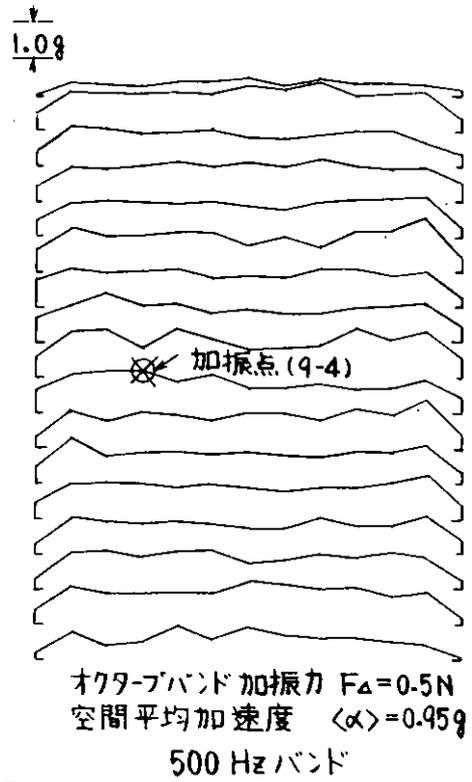
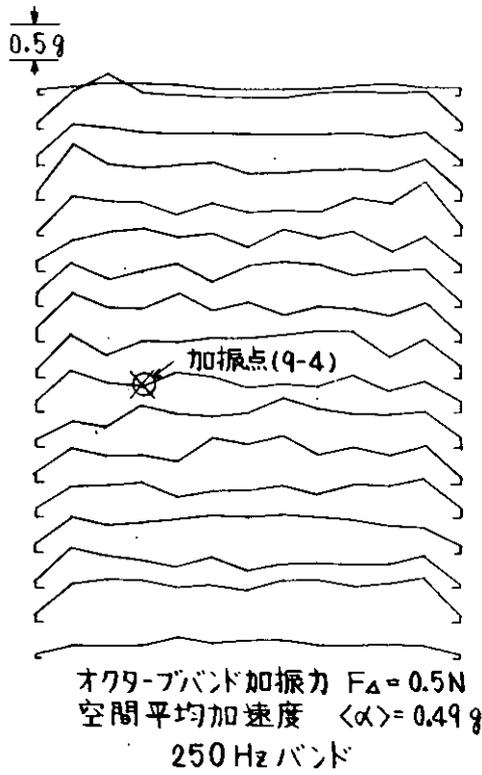
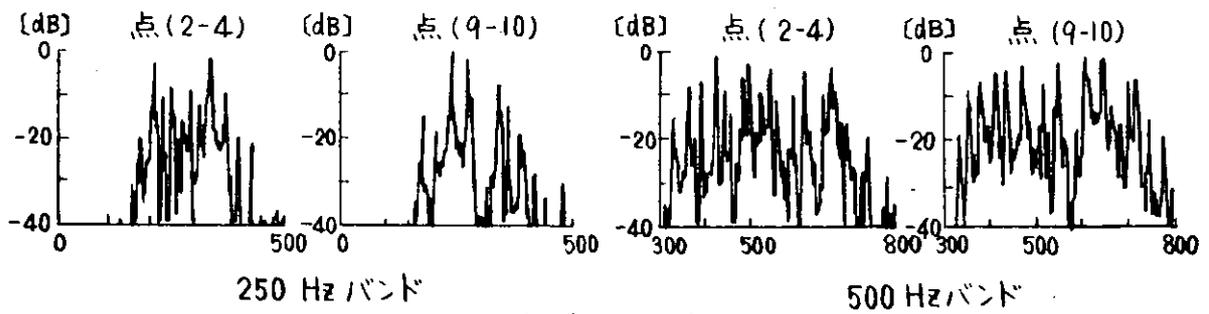


図 4.1.9 平板モデル P-1 の入力アドミタンス (計測点 9-7)

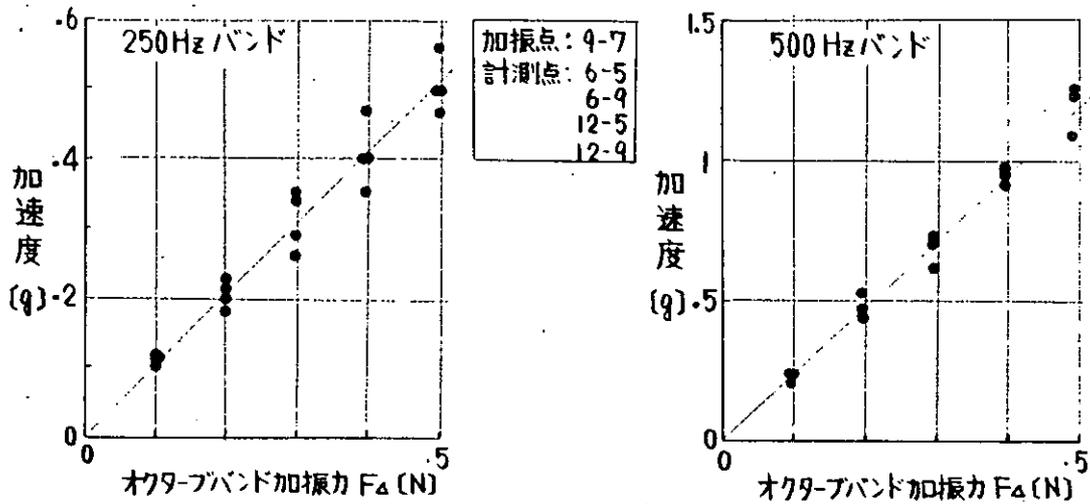
図 4.1.9 (c) 平板モデル P-1 の入力アドミタンス (計測点 9-7)



(a) 振動分布

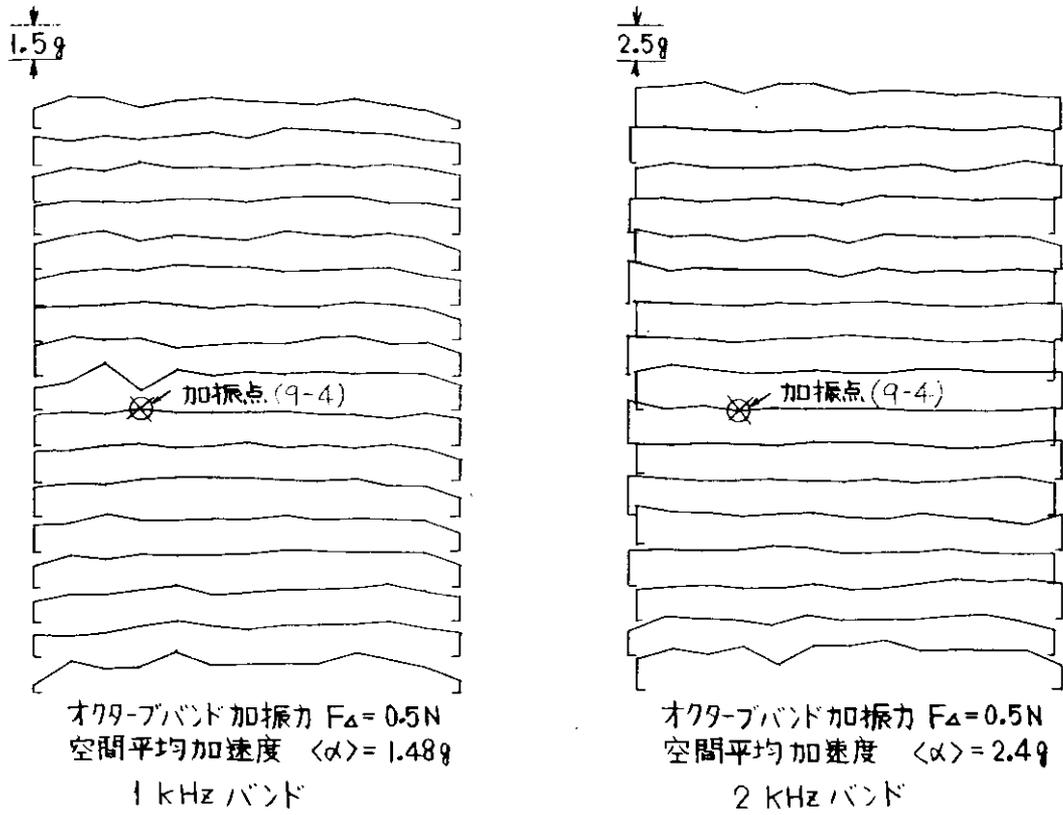


(b) 振動スペクトル

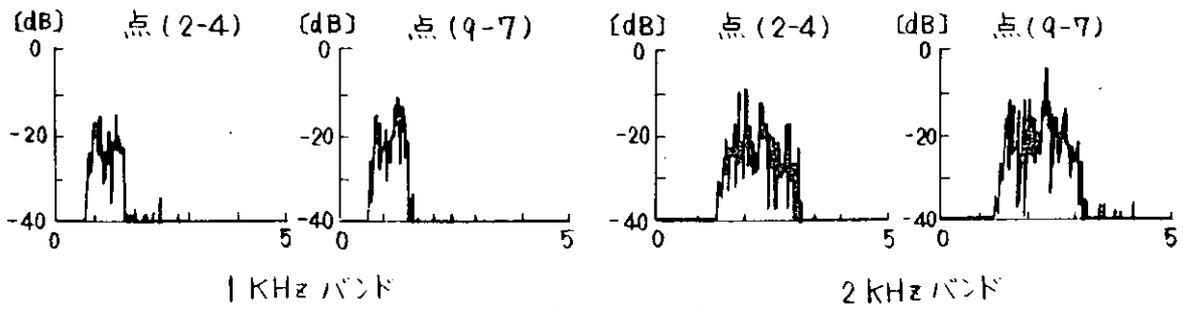


(c) 加振力と応答加速度

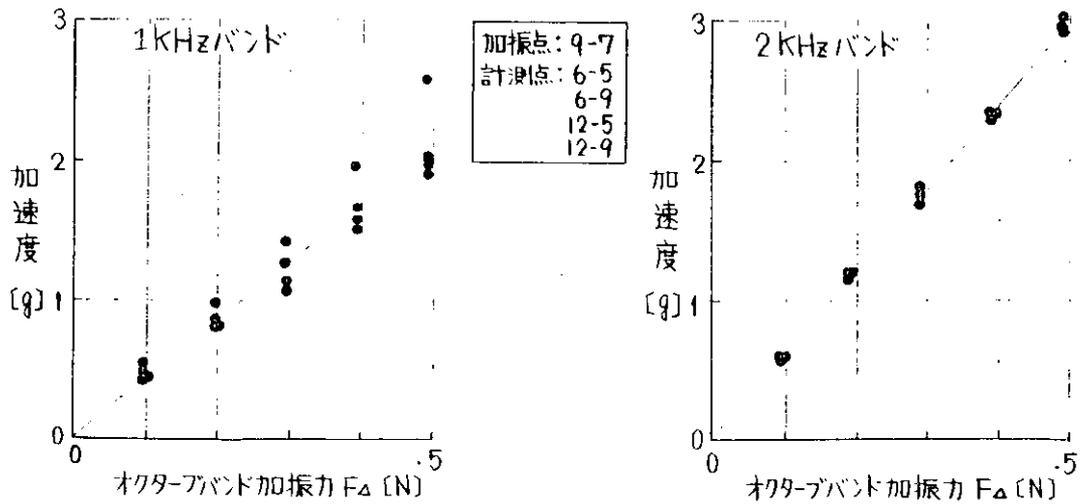
図 4.1.10 オクターブバンドランダム加振による振幅分布 (250 Hz, 500 Hz)



(a) 振動分布



(b) 振動スペクトル



(c) 加振力と応答加速度

図 4.1.11 オクターブバンドランダム加振による振幅分布 (1 kHz, 2 kHz)

図の(b)は、点9-4をオクターブバンド加振したときの、点2-4,および9-10の振動加速度のスペクトルである。スペクトルに表われているピークは、各バンドに含まれている固有振動数に対応するものと考えられる。高周波域のバンドになるに従ってバンド幅が広くなり、バンド内に含まれる固有モード数が多くなるために、(a)で示した振動分布が、壁面全体にわたり一様になるものと考えられる。図の(c)は、加振力の大きさを変化させたとき、計測点6-5, 6-9, 12-5, 12-9の振動加速度の変化を示す。各点の加速度は加振力に比例していることがわかる。また、計測点によるバラツキは10%程度である。

#### (d) 考察

この実験の結果、壁体の1点を集中加振した場合でも、加振力がランダム波であれば、振動をバンド応答で評価する限り、壁体の振動分布は、ほぼ一様と考えてよいことがわかった。

実際の複雑な居住区構造では、多数の発生源から種々のスペクトルをもった振動が伝達され、これらの振動は壁体に対して周囲の境界から加えられる。従って、ここで述べた実験に比べ、加振力が壁体に対して広く分布した場合に近いと考えられるので、壁体の振動分布は、より一様になると推定される。従って空間平均値のとり方は、モデル実験結果と同じ考え方を利用できる。

この実験結果は、均一な平板に対するものであり、スチフナーなど補強材がある場合は別途検討が必要である。

#### (e) 単純板構造モデルの伝達損失の実験

固体音の問題で最も解明されていないのは、構造体内での伝達損失である。

図4.1.6の供試モデルに示した、スチフナー付モデルB-1、仕切壁付モデルB-2について、スチフナー及び、仕切壁によって区切られた各壁体の振動レベルが、区画数と共にどのように変化するかを実験した。これらのモデルは、居住区構造の一部を単純モデル化したものであり、この実験結果により、居住区構造内での振動エネルギーの伝搬及び伝達損失の傾向を判定する資料をうるものである。

##### (i) スチフナー付モデルB-1の実験

###### ① 実験方法

モデルB-1の端面スチフナー S1 (図4.1.12参照)をモデルの長さ方向に $\frac{1}{3}$ オクターブバンドランダム波で加振し、各壁体の空間平均速度 $\langle v \rangle$ を計測した。振動速度は、加速度計の出力を積分器に入力し、速度を検出した。

加振力は、 $\frac{1}{3}$ オクターブバンド加振力で0.5 N (= 0.5 Kg)である。

###### ② 床面の振動レベル分布

図4.1.12(a)に、床パネル F1, F2, ~ F6の平均速度レベルを $\frac{1}{3}$ オクターブバンドレベルで示す。バンド中心周波数が100 Hz ~ 160 Hzのバンドでは、各パネルの振動レベルのバラツキが大きい、200 Hzバンド以上では、加振点からの距離に対する振動レベルの減少がほぼ同じ傾向である。

振動レベルの低下は、加振点 S1 とパネル F1 の間で最も大きく、加振点から離れるほど隣接パネル間の振動レベルの差は小さくなる。

各床パネル間の振動レベル差、伝達損失は1 ~ 2 dBである。

630 Hzバンドの振動レベルが大きいのは、スチフナーの高さ方向固有振動モードが現われたために、入力パワーが増加し、全体の振動エネルギーが大きくなったものとみられる。

###### ③ スチフナーの振動レベル分布

図4.1.12(b)にスチフナー S1, S2 ~ S7の平均速度レベルを示す。

100 Hz, 125 Hz, 160 Hzのバンドで、振動レベルの減衰が著しく大きいことを除くと、床パネルの傾向と類似している。

パネル間の伝達損失は S1 から S3 までに比べて S3 から S7 までは著しく小さくなっている。S1 から S3 までの伝達損失はスチフナー当り 3～5 dB, S3 から S7 まではスチフナー当り 1 dB 程度である。

㊦ 側面の振動レベル分布

図 4.1.13 に、左、右側壁パネル L1, L2～L6, 及び R1, R2～R6 の平均速度レベル分布を示す。

315 Hz 以下のバンドで、パネルの振動レベルのバラツキが大きいのが、400 Hz バンド以上では、加振点から離れるに従って振動レベルが低下する傾向を示している。この場合も、レベルの低減量は、加振パネル S1 と、L1 または R1 の間で最も大きく 5 dB 程度である。

側壁パネルだけでみると、パネル当り 1 dB 程度の伝達損失がある。

この傾向は、㊥ で述べたスチフナーの振動レベル分布とはほぼ同じである。

㊧ 考察

1. 床パネルの振動レベルは、加振パネルから離れるとほとんどレベルの差が現われない。これは、加振源から離れるに従って、振動エネルギーが拡散し、等分配されることを示している。  
また、高周波バンドほど、パネル間の振動レベル差が小さくなるのは、バンド幅が広がるために、バンドに含まれる固有モード数が多くなり、見掛け上、パネル間の結合が強くなって、振動エネルギーの分配が促進されるものと考えられる。
2. 630 Hz バンドの振動レベルが、他のバンドよりも高いのは、スチフナーの高さ方向の固有モード共振によって、加振点からみたアドミタンスが大きくなり、加振力一定のため系への入力パワーが増加して、全体の振動レベルが増加したものとする。
3. この実験によって、固体音の伝達損失が極めて小さいことが明らかとなり、固体音の伝達損失として期待できるのは、加振点近傍だけである。従って、実船の機関室からの振動が、居住区構造内ではほとんど減衰しないのは、振動エネルギーが拡散し、各壁体へ振動エネルギーが等分配されていることを示している。
4. 床パネルに比べて、側壁パネルの方が振動レベルの低減傾向が大きいのは、加振点パネルに対する側壁パネルの振動特性の差とみられる。振動エネルギーは、振動特性が加振点パネルに近い側壁パネルを主に流れている。

(ii) 仕切壁付モデル B-2 の実験

㊨ 実験方法

モデル B-2 の床パネル F1 (図 4.1.14 参照) を上下方向に 1/3 オクターブバンドランダム波で加振した。加振力は 1/3 オクターブバンド加振力で 0.01 N (0.001 Kg) である。各パネルの振動速度の計測はモデル B-1 と同じ方法である。

㊩ 天井パネルの振動分布

図 4.1.14(a) に、天井パネル C1, C2～C6 の平均速度レベルを 1/3 オクターブバンドレベルで示す。図から明らかなように、天井パネルの振動は、どのパネルもほぼ一定であり、パネル間の振動レベルの差は認められない。

㊪ 床パネルの振動分布

図 4.1.14(b) に床パネル F1, F2～F6 の平均速度レベルを示す。

天井パネルに比べて、パネル間の振動レベルの低減の傾向が現われているが、周波数が高くなるに従って、F3 から F6 の間の振動レベル差が小さくなる。加振パネル F1 と隣接パネル F2 の間の伝達損失

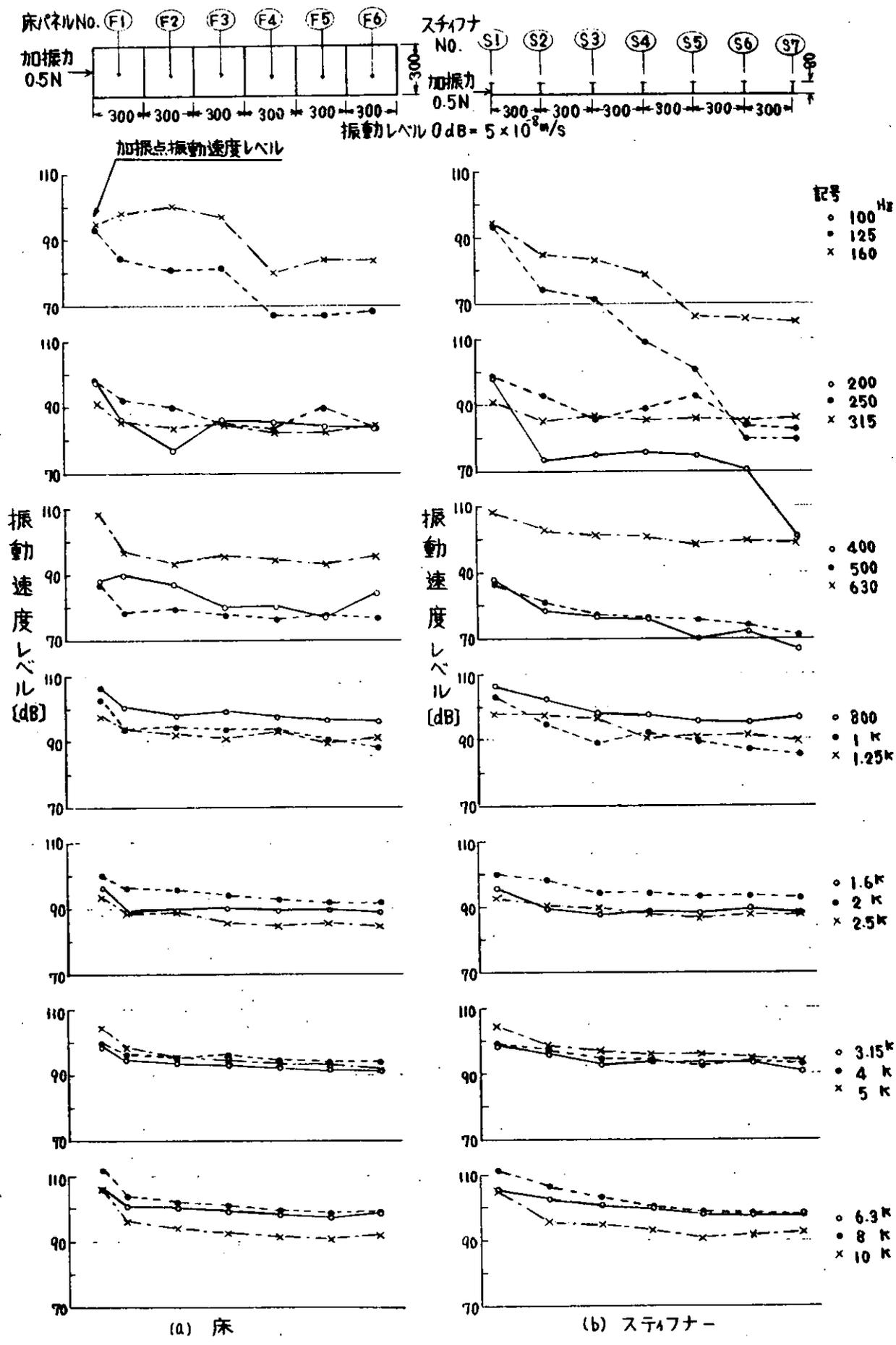
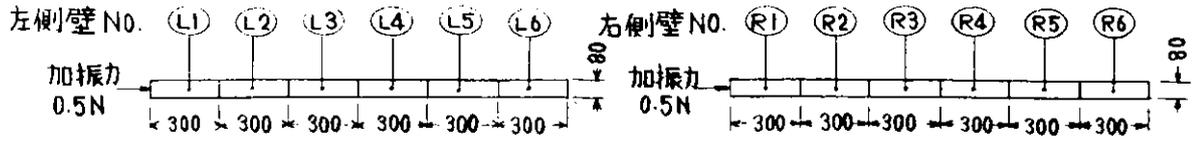


図 4.1.12 モデル B-1 の伝達損失 (1/3オクターブ)



振動レベル  $0\text{dB} = 5 \times 10^{-8} \text{m/s}$

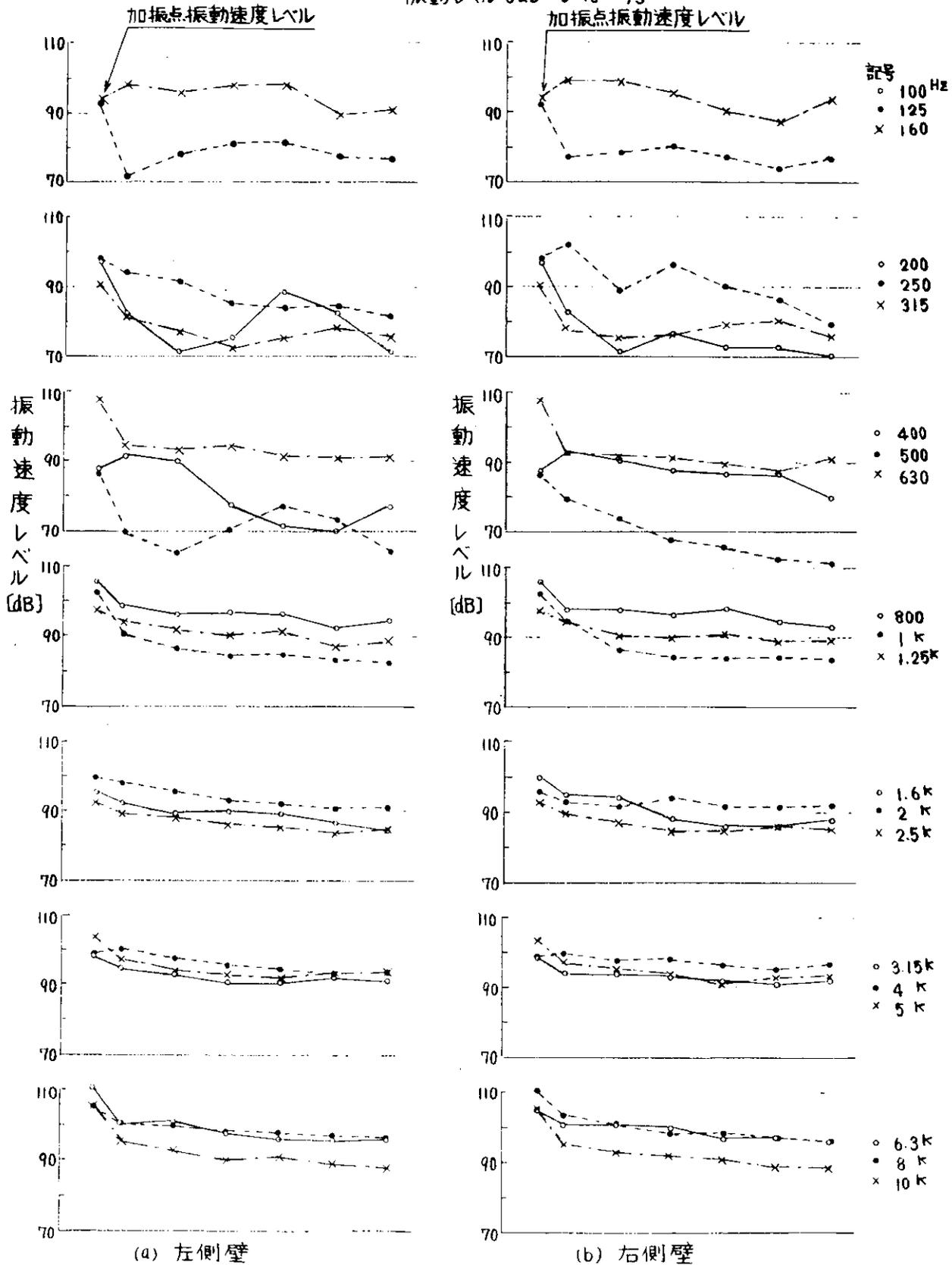


図 4.1.13 モデル B-1 の伝達損失 (1/3オクターブ)

は、周波数によらず2～3 dB程度、パネル F2 から F6 までは300 Hz 以下では2～3 dB 400 Hz～1.25 KHz では1～2 dB、1.6 KHz 以上では1 dB 以下である。

㊦ 側壁パネルの振動分布

図 4.1.15(a)に右側壁パネル R1, R2～R6, (b)に左側壁パネル L1, L2～L6 の平均速度レベルを示す。

160 Hz 以下のバンドを除くと、右側、左側ともに振動レベルの分布及び周波数バンドによる変化とも殆んど同じと考えてよい。

振動レベルの減衰は、加振パネル F1 と隣接パネル L1 R1 の間で大きく、L2, R2 から L6, R6 までの間では、大きな差はない。

側壁パネルだけでみると L1 と L2, R1 と R2 の間で最も低減し、伝達損失で2 dB 程度である。

㊧ 考察

(i)のステフナー付モデル B-1 の実験結果に対する考察で述べたことと、共通点は省略し、モデル B-2 の結果の特徴的な点だけを述べる。

1. 振動レベルの低減傾向は、加振点パネルが属する床パネルの系列で、最も大きく、天井パネルで最も小さい。

天井パネルの中で、加振パネル F1 に最も近いパネル C1 までは、少くとも直角結合境界を2回透過しなければならない。また、床パネルの伝達損失は F1～F3 までが大きく、F4～F6 は小さい。すなわち、結合境界を2回透過すると、振動エネルギーは各パネルにはほぼ等分配された状態に近くなっているものと考えられる。

従って、天井パネルの系列は、各パネルの振動エネルギーがほぼ等分配に近いために伝達損失がとくに小さいとみられる。

2. 加振パネル F1 との隣接パネル F2, L1, R1 の間の伝達損失は、図 4.1.15 によれば、L1, R1 が F2 よりも大きい。

これは、F1 に対する結合境界の長さの差によるものと考えられる。

3. モデル B-2 も単純な構造モデルであるが、このモデルの固体音の伝搬を解明する場合、実験データだけでは各パネルへの振動エネルギーの流れ及び経路を推定することは不可能である。

これは、加振パネルから結合境界を2回透過すると、パネルの振動エネルギーが、ほぼ等分配状態に近くなるためである。

従って、固体音伝搬を推定する何らかの予測計算法が必要となり、また実船の居住区構造で、計測データだけから固体音の伝搬を解明、並びに合理的な対策法を見出すことは、極めて難しいといえるだろう。

4. 実験結果によって、加振パネルからの距離に対する振動レベル低減量が、加振パネル近傍だけで大きいということは、固体音対策をできるだけ発生源の近傍で行う方が有効であることを示している。

(5) まとめ

4.1.1 の伝達損失推定法に関する、これまでの結果についてまとめておく。

(a) 基礎理論について

(i) 壁体から放射される固体音のパワーが、壁体の曲げ振動の空間2乗平均値と、放射効率によって結付けられるため、壁体の曲げ振動の空間2乗平均値の推定が必要となる。この理論計算法として、SEA法を適用することにした。

(ii) SEA法を適用するにあたって、壁体の振動特性を表わす各種のパラメータを理論計算及び平板の基礎実

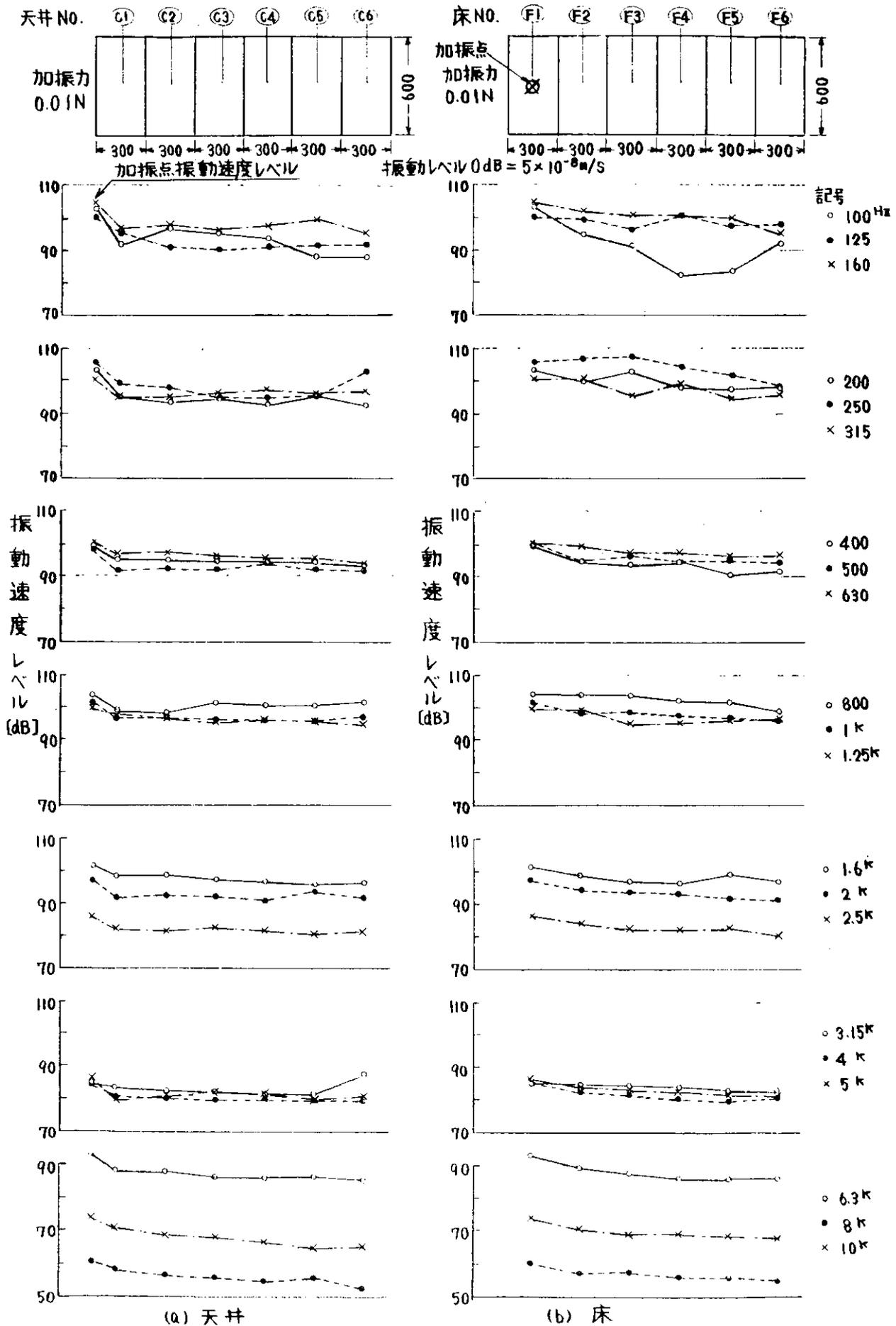
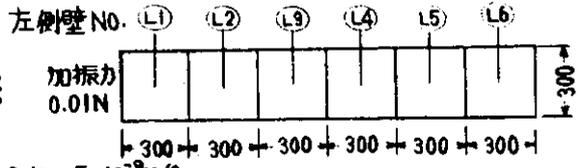
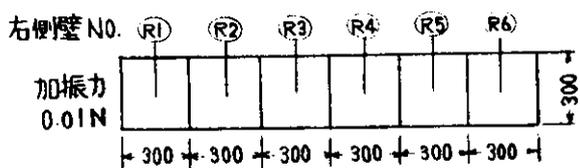


図 4.1.14 モデル B-2 の伝達損失 (1/2 オクターブ)



振動レベル 0 dB =  $5 \times 10^{-9}$  m/s

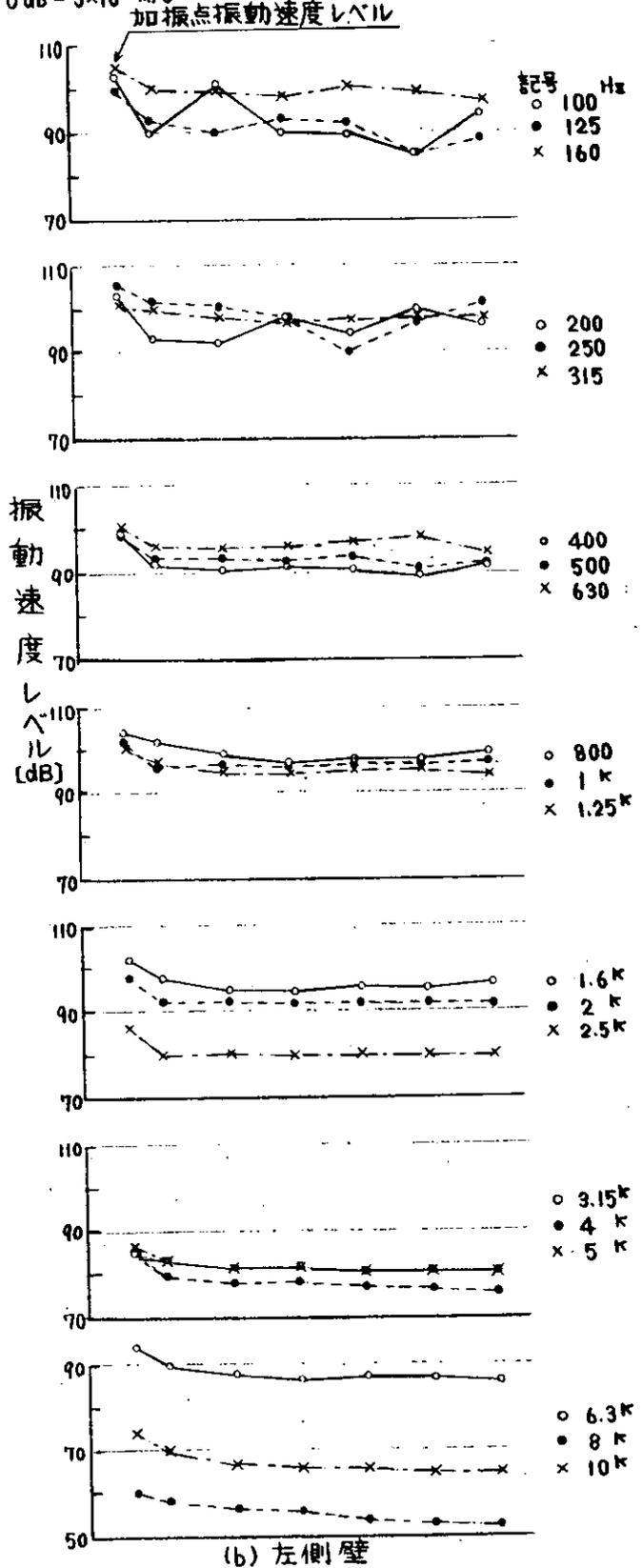
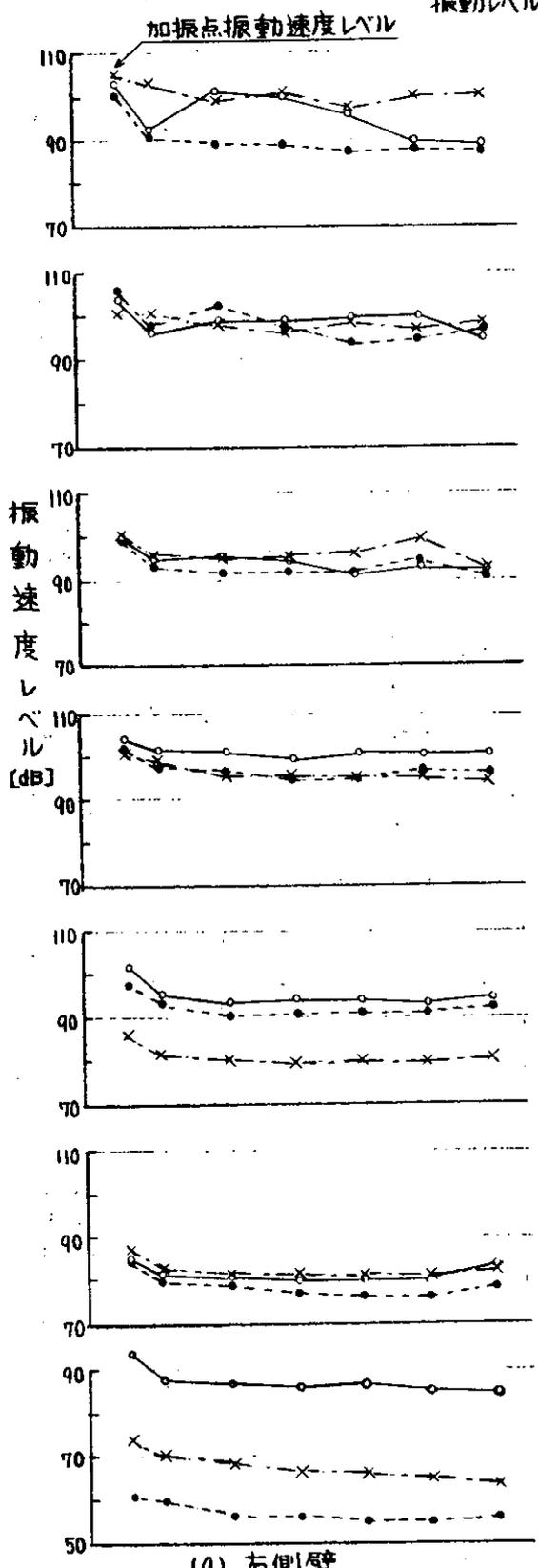


図 4.1.15 モデル B-2 の伝達損失 (1/3オクターブ)

験で求め両者を比較した。

① 平板の曲げ振動については、板厚が 20 mm 以下ならば、可聴周波数の範囲（15 KHz 以下）では、単純曲げ波と考えてよい。

② 平板のパラメータのうち最も重要なモーダル密度は、計算値と実験値は、8%以下の誤差であり、計算による推定で十分である。実験的には共振ピーク計数法が望ましい。

(b) 固体音の伝搬及び伝達損失計算法について

(i) SEA法を用いた固体音の伝搬、伝達損失の理論計算手法を示した。これは、各壁体及び壁体間の結合系として考えられる構造系を固体音のパワーフロー回路網に置換したものである。

(ii) この計算法は、構造系が薄板で構成されるものとして、曲げ振動だけを考慮したものである。

(c) 板構造モデルによる基礎実験について

(i) 平板モデル実験

① モーダル密度は、共振ピーク計数法、バンド平均アドミタンス法を用いた結果と計算値と比較した。その結果、共振ピーク計数法が精度がよいが、実験上は計器のフィルタ幅ができるだけ狭いものを用いることが望ましい。

② 平板の内部損失率は、残響法で求めたところ、曲げ振動については、振動数が高くなるに従い、損失率が小さくなり、理論的傾向と一致した。内部損失率の測定にあたっては、周辺を固定すると、固定端から周囲へのエネルギー伝搬が見掛け上の損失率に含まれるので、宙吊りで測定することが望ましい。

③ 平板の振動の空間2乗平均値を実験的に見出す目的で、オクターブバンドランダム加振に対する平板の振動加速度の空間分布を調べた。その結果、平板の境界近傍を除くと、250 Hz バンド以上では、ほぼ一様分布に近くなることが明らかとなった。従って、壁体中央近傍の数点の振動の平均値で、空間平均値を求めることが可能といえる。

(ii) 伝達損失の実験について

スチフナー付モデル（B-1）及び仕切壁付モデル（B-2）について、各壁体の平均速度を測定し、壁体間の固定音伝搬及び伝達損失の傾向を基礎的に把握した。

① 1/3オクターブバンドで、200 Hz バンド以下では、各壁体間の平均速度のパラッキが大きい、250 Hz バンド以上では一定の傾向を示している。

② 全体的な傾向として、加振パネルから結合境界を2回以上透過すると、壁体間の振動レベルの差が著しく小さくなり、見掛け上、殆んど伝達損失がなくなる。

これは、加振パネルからの距離が大きくなると、振動エネルギーが、全ての壁体に等分配されてしまうことを示している。

③ この伝達損失の実験結果は、伝達損失が加振点（すなわち実船での振動源）近傍だけで有効であり、振動が構造系全体に等分配されてしまうという、現在まで全く不明であった固体音伝搬の最も重要な基本的性質が把握されたことを示している。

④ 従って、実船における対策も、できるだけ発生源の近傍で実施しなければ効果が小さくなることを予想できる。

⑤ また、振動エネルギーが壁体に等分配されることから、モデル実験及び実船実験で、各壁体の振動計測データだけでは、振動エネルギーの流れ及び経路を推定することは不可能であり、何らかの予測計算法が必要であることを示している。

(d) 今後の方針

(i) SEA法による固体音伝搬及び伝達損失の計算手法を用いて、実験モデルの各壁体の振動レベルの予測計

算を行い、実験結果と比較する。

- (ii) スチフナー付モデル (B-1), 仕切壁付モデル (B-2) について、加振点を変更した場合の実験及び立体多層モデルについての伝達損失の実験を行う。
- (iii) 51年度研究では、50年度の研究成果をもとに、実船での固体音解明の基礎資料をうるため、居住スケールモデルの伝達損失実験へ進む予定である。

### 参 考 文 献

- 1) 日本造船学会 造船設計委員会第2分科会 P37 居住騒音特別委員会研究報告書 S49/11
- 2) 日本造船研究協会報告 第64号 船舶の居住性能及び防災に関する研究 S43/12
- 3) 中野 船の騒音について 造船協会論文集 [117] S40/6  
騒音と騒音対策 第2章 船舶の騒音とその対策, IHI技報 7 [38] S42/11
- 4) J. H. Janssen & J. Buiten : On Acoustical Designing in Naval Architecture, Inter Noise 73, E22 Y6.
- 5) J. H. Janssen : Some Acoustical Properties of Ships with respect to Noise Control (port I ~ M) Netherlands Research Center T. N. O. Report No. 44S ~ 45 S
- 6) P. A. Berg : BROSTROM MITSUI TT995/996 Noise on Recreation Deck and Navigation Decks, AIMS AKTIEBOLAG, 3302, 1974/3  
(S49/8/20, SR156 船内騒音講演会で三井造船(株)古川浩氏講演)
- 7) E. E. Ungar : Statistical Energy Analysis of Vibrating Systems, Trans. A. S. M. E., J. Eng. Ind., 1967/11
- 8) 大中 : 機械騒音の軽減について(その4), 日本船舶機関学会誌 4 [9], 1969/11
- 9) L. Cremer : Calculation of Sound Propagation in Structures, Acoustica, 3 [5], 1953.
- 10) R. H. Lyon : Analysis of Sound-Structural Interaction by Theory and Experiment,
- 11) E. J. Skudzyk : Vibrations of a system with a finite or Infinite Number of Resonances, J. A. S. A. 30 [12], 1958/12

#### 4.1.2 音源寄与度の分離

船の機関室及び居室の騒音問題で各種騒音源からの寄与度を知ることは、次の二つの理由により非常に重要である。まず第1は対策上の問題であり、船のように複数個の騒音源からの騒音は、表4.1.8に例示したように主騒音源に対策を行うと最も大きな防音効果が得られるということである。表4.1.8では主騒音源3に対策したケースCの効果が最も大きい。

ついで、第2の理由は騒音値の推定に関したものである。船の騒音値を設計段階で予測し、規制値以下になるよう防音設計するためには、各騒音源と受音室間の伝達特性を推定しなければならない。この騒音値の予測推定方法が実験式的方法である場合は、そのデータ収集として、もちろん理論解析法である場合にも、その確認として、伝達特性を実船において計測する必要がある。

この伝達特性の測定は騒音源の単独運転が可能な機器の場合簡単であるが、主機と、それに関連して同時に動く補機・プロペラ等による騒音は、その音源に関して特別な方法による分離手法を考えなければならない。また、もし、この分離が可能になれば単独運転による実船計測を行う必要がなくなる。

表 4.1.8 個々の音源からの騒音と合計値<sup>1)</sup>

騒音源	音 圧 (dB)			
	対策前	対策A	対策B	対策C
音源1	75	65	75	75
音源2	85	85	75	85
音源3	90	90	90	80
合計	91.3	91.2	90.3	86.5

(1) 船体内の騒音の伝搬

各種機器より発生した騒音は、船体内を空気音あるいは固体音として、対象とする部屋へ伝わってゆく。これを音源を入力、受音騒音を出力として、入、出力間の関係を表わしたのが図 4.1.16 である。図 4.1.16 における  $u_i$  は、検出信号  $x_i$  の成分のうち、

$$u_i(t) = \int_0^{\infty} h_i(\tau) f_i(t-\tau) d\tau \dots (4.1.29)$$

ここで、 $h_i(\tau)$  = インパルス応答関数、 $t$  = 時間の形に表わされる  $i$  番騒音源特有の起振力  $f_i(t)$  によって生じた成分である。このような系で騒音源として一定回転する機械のみを考えると、最も簡単な寄与度の分離方法として、出力  $y$  を周波数分析し、音源回転数の整数倍周波数成分を、その音源からの寄与とするものが考えられる。この方法は系が線形であれば正しい結果を与え、方法も非常に簡単であるが、残念なことに、船内騒音が高周波数成分まで存在するのに対して、船内騒音源の大部分は低回転数であるため、非常に分解能の高い周波数分析が必要となり、現実にはこの方法による分離は困難である。図 4.1.16 の系を直接解く方法として、検出信号  $x_i$  を時間領域において自己回帰モデルで表現し、 $y$  と  $u_i$  間の関係に変換して、出力  $y$  に対する  $u_i$  の寄与度を計算することができるが、入力  $x_i$  間に相関がない場合とか、小さい場合には、検出信号のパワースペクトル密度関数から音源寄与度の分離が可能である。

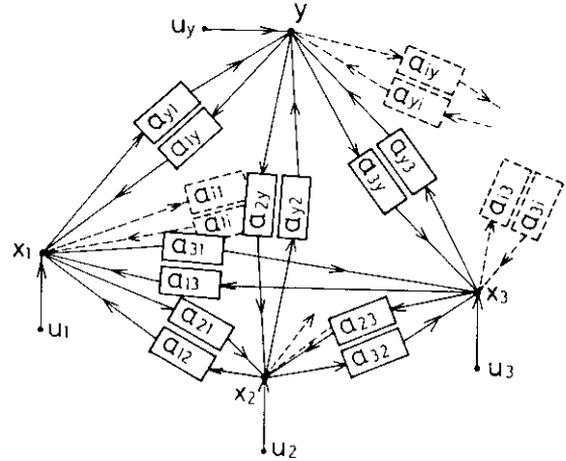


図 4.1.16 船内騒音伝達系  
 $y$  = 出力 (受音検出信号, 振動又は騒音)  
 $x_i$  = 入力 (音源検出信号, 振動又は騒音)  
 $a_{ij}, a_{ji}$  = 入力間, 入出力間のインパルス応答関数  
 $u_i, u_j$  = 入力  $x_i$  または出力  $y$  検出点における騒音源からの信号

(2) パワー・スペクトル密度関数による分離法

(a) 音源検出信号間に相関がない場合

検出信号  $x_i$  が (4.1.29) 式に示した  $u_i$  である場合、 $u_i$  は個々の騒音源独自のものであるから、検出信号間に相関はなくなる。このように、真に 1 個の騒音源だけの特性によって決まる振動なり騒音が計測可能な場合には、出力から入力へのフィード・バックもないので、騒音伝達系は図 4.1.17 のようになる。図 4.1.17 より、入力  $x_i(t)$  と出力  $y(t)$  の関係は次式のようになる。

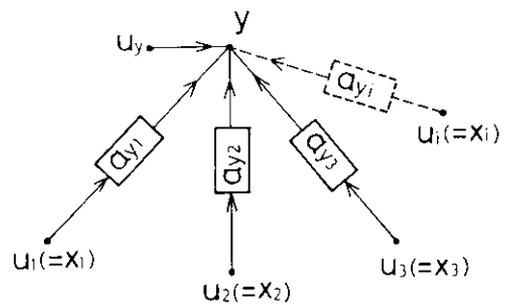


図 4.1.17  $u_i$  が検出可能な系 (記号は図 4.1.16 と同様)

$$y(t) = \sum_{i=1}^q \int_0^{\infty} a_{yi}(\tau) x_i(t-\tau) d\tau + u_y(t) \dots (4.1.30)$$

ここで、 $u_y(t)$  は  $x_i$  ( $i = 1, 2, \dots, q$ ) 以外の騒音源からの出力成分

(4.1.30) 式を周波数領域に変換すると、パワー・スペクトル密度関数を用いて

$$S_{yy}(f) = \sum_{i=1}^q |A_{yi}(f)|^2 S_{ii}(f) + S_{u_y u_y}(f) \dots (4.1.31)$$

ここで、 $S_{ii}(f)$ 、 $S_{yy}(f)$  = 入力  $x_i$  及び出力  $y$  の自己パワー・スペクトル密度関数、 $A_{yi}(f)$  = 周波数応答関数

数 =  $S_{yi}(f) / S_{ii}(f)$ ,  $S_{yi}(f)$  = 入力  $x_i$  と出力  $y$  の相互パワー・スペクトル密度関数,  $f$  = 周波数。

となる。(4.1.31) 式の右辺第 1 項の  $|A_{yi}(f)|^2 S_{ii}(f)$  は, 出力のパワー・スペクトル密度関数  $S_{yy}$  への音源  $x_i$  からの寄与成分を表わしており,

$$r_{yi}^2(f) = \frac{|A_{yi}(f)|^2 S_{ii}(f)}{S_{yy}(f)} = \frac{|S_{yi}(f)|^2}{S_{ii}(f) S_{yy}(f)} \quad \dots\dots\dots (4.1.32)$$

なる通常コヒーレンス関数<sup>2)</sup> (ordinary coherence function) が騒音源の寄与度を示す。この通常コヒーレンス関数の計算は, (4.1.32) 式の第 3 辺が示すように入, 出力の自己及び相互パワー・スペクトル密度関数から求められるため, 入力  $x_i$  と出力  $y$  の 2 信号だけを同時計測すればよく, 計測, 計算とも簡単である。しかし, この方法を入力検出信号間にわずかな相関があるような系に適用する際には, 入力検出点をできるだけ騒音源の局部に選ぶことが必要である。

(b) 音源検出信号間の相関が小さい場合<sup>3), 4)</sup>

入力に相関がある場合の (4.1.30) 式の周波数領域における式は,  $x_i$  と  $u_y$  の無相関を仮定すると,

$$S_{yy}(f) = \sum_{i=1}^q \sum_{j=1}^q A_{yi}(f) A_{yj}(f)^* + S_{uy} u_y(f) \quad \dots\dots\dots (4.1.33)$$

ここで,  $A_{yi}(f)^* = A_{yi}(f)$  の共役複素数

(4.1.33) 式の右辺第 1 項の中で,

$$|A_{yi}(f)|^2 S_{ii} + A_{yi}(f) A_{yj}(f)^* S_{ij}(f) + A_{yj}(f) A_{yi}(f)^* S_{ji}(f) \quad \dots\dots\dots (4.1.34)$$

で表わせる成分は, それぞれ, 出力のパワー・スペクトル密度関数への, 入力  $x_i$  と, 入力  $x_i$  と  $x_j$  の相関成分からの寄与成分を表わしている。ここでは, (4.1.34) 式を回帰解析 (regression analysis) と呼ぶことにする。この回帰解析は, 入, 出力間のパワー・スペクトル密度関数に関するマトリックス

$$\begin{bmatrix} S_{yy}(f) & S_{y1}(f) & S_{y2}(f) & \dots\dots\dots & S_{yq}(f) \\ S_{1y}(f) & S_{11}(f) & S_{12}(f) & \dots\dots\dots & S_{1q}(f) \\ S_{2y}(f) & S_{21}(f) & S_{22}(f) & \dots\dots\dots & S_{2q}(f) \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots \\ S_{qy}(f) & S_{q1}(f) & S_{q2}(f) & \dots\dots\dots & S_{qq}(f) \end{bmatrix}$$

の小行列式を用いて, 周波数応答関数  $A_{yi}(f)$  が

$$A_{yi}(f) = \frac{-\text{cof}\{S_{yi}(f)\}}{\text{cof}\{S_{yy}(f)\}} \quad \dots\dots\dots (4.1.35)$$

となり, これを (4.1.34) 式に代入して求まる。また検出入力信号全体からの出力への寄与度は, 複合コヒーレンス関数 (multiple coherence function)

$$r_{yx}^2(f) = \frac{\sum_{i=1}^q \sum_{j=1}^q A_{yi}(f) A_{yj}(f)^* S_{ij}(f)}{S_{yy}(f)} \quad \dots\dots\dots (4.1.36)$$

によって表わされる。さらに, 入力信号間の複合コヒーレンス関数がマトリックス

$$\begin{bmatrix} S_{11}(f) & S_{12}(f) & \dots\dots\dots & S_{1q}(f) \\ S_{21}(f) & S_{22}(f) & \dots\dots\dots & S_{2q}(f) \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ S_{q1}(f) & S_{q2}(f) & \dots\dots\dots & S_{qq}(f) \end{bmatrix}$$

の小行列式を用いて

$$\gamma_{ix}^2(f) = 1 - \frac{|S_{xx}(f)|}{S_{ii}(f) \operatorname{cof}\{S_{ii}(f)\}} \quad \dots\dots\dots (4.1.37)$$

と計算できる。この入力間の複合コヒーレンス関数は、その周波数成分の入力信号の自己パワー・スペクトル密度関数  $S_{ii}(f)$  への他の入力信号からの寄与度を表わす。これらの諸関数を用いて

- (i) 出力の、ある周波数成分に対しては1個の音源が対応する。
- (ii) 検出入力信号間の相関は小さい。(図 4.1.16 における周波数応答関数  $|A_{ij}| < 1$ )

の仮定が成立する場合、音源寄与度の分離が以下のような論理によって可能になる。

- (i) 出力の複合コヒーレンス関数  $\gamma_{yx}^2$  が小さい場合には、その出力信号は入力検出信号  $x_i$  ( $i = 1, 2, \dots, q$ ) からの寄与ではない。
- (ii) 回帰解析 (4.1.34) 式の  $|A_{yi}(f)|^2 S_{ii}(f)$  が最大値を示すとき、 $i$  検出点は：その周波数成分の音源であると判断する。
- (iii) (ii)で音源であると判断した  $i$  検出信号の入力の複合コヒーレンス関数 (4.1.37) 式が小さい場合は、 $i$  点を音源として正しい。
- (iv) (ii)で音源と判別され(iii)の入力の複合コヒーレンス関数が大きい値を示した場合、その周波数における音源検出信号の自己パワー・スペクトル密度関数  $S_{jj}(f)$  が最大値を示す  $j$  点を音源とする。

この判別が成立するための前記二つの仮定は、音源検出点をできるだけ局部に選ぶことと、パワー・スペクトル密度関数の計算で周波数分解能を上げることによって実現できる。

(c) 信号検出と分離計算

(4), (5)のモデルによる分離実験のため、作成したパワー・スペクトル密度関数による分離計算法の概要を述べる。

(i) 信号の録音

対象とする受音室の出力及び騒音源の信号を、加速度または音圧として計測し、これをデータ・レコーダに録音する。この録音方式は、全点同時録音、または2信号同時録音のくり返しとする。

(ii) パワー・スペクトル密度関数の計算

ここでは2入力のスペクトル計算機を用い、パワー・スペクトル密度関数はFFT方式 (fast fourier transform) によって計算する。検出信号は  $q$  チャンネルであるが、スペクトル計算機は2チャンネルであるから、検出信号全ての自己及び、相互パワー・スペクトル密度関数を計算するためには、スペクトル計算機への結線を図 4.1.18 に示すような方式により、くり返し行い結果を記憶しておく。また、この計算において、検出信号間の相関性を正しく捕えるために、パワー・スペクトル密度関数を平均化することが絶対条件になる。スペクトルの平均化は、異なる時間における検出信号のスペクトルを、算術平均することによって得られる。

(iii) 音源寄与度の分離計算

パワー・スペクトル密度関数の計算結果を用いて、各周波数ごとに分離計算を行う。分離計算の流れを、図 4.1.19 に示す。

(iv) 作図

分離計算結果を用いて、音源寄与度をパワー・スペクトル密度関数の形で作図する。また、さらにオクターブ分析、オーバーオールについてデシベル表示し、寄与度を作図する。これらの表示結果は(4)のモデル実験において示す。

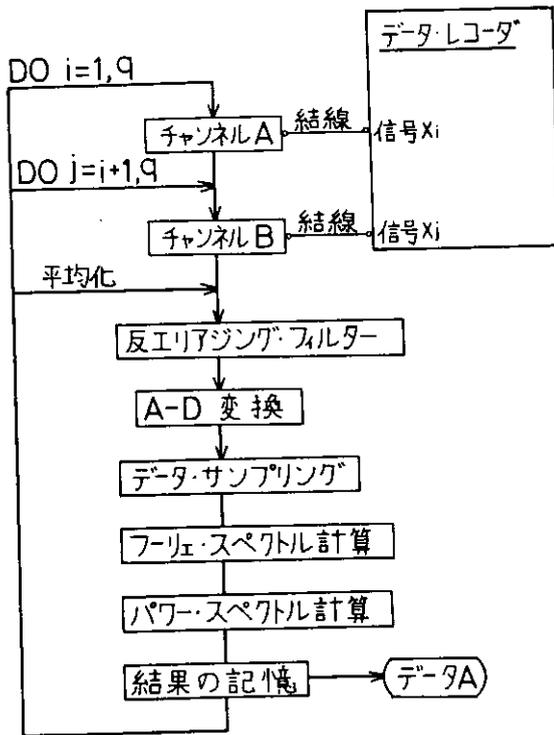


図 4.1.18 パワー・スペクトル密度関数の計算

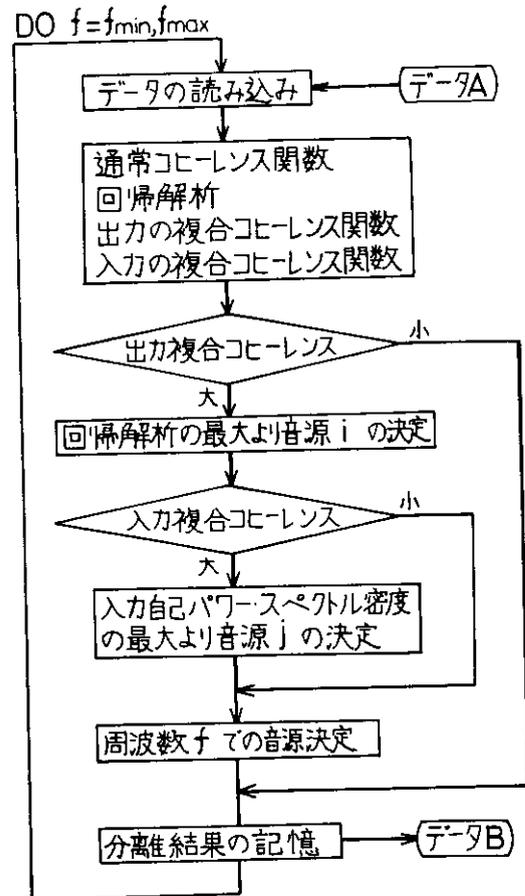


図 4.1.19 音源寄与度の分離計算

(3) 自己回帰モデルによる分離法<sup>5)</sup>

図 4.1.16 の系を多次元自己回帰モデルにあてはめ、騒音源の寄与度の分離を行う方法について述べる。図 4.1.16 では、入、出力は対等の関係にあるので、出力  $y$  も一つの検出信号  $x_i$  とみなすと、(4.1.30)式に対応する関係として

$$x_i(S) = \sum_{j=1}^K \sum_{m=1}^M a_{ij}(m) x_j(S-m) + u_i(S) \quad (4.1.38)$$

(  $i=1, 2, \dots, K$ ,  $K=1+q$  )

ここで、 $a_{ij}(m) = a_{ij}(m \Delta t)$  = インパルス応答関数

$\Delta t$  = サンプル間隔

が得られる。(4.1.38)式に  $u_i(S)$  を白色化する演算

$$u_i(S) = \sum_{\ell=1}^L C_i(\ell) u_i(S-\ell) + \epsilon_i(S) \quad (4.1.39)$$

を行う。すなわち、 $u_i(S)$  なる騒音源独自の信号自体を自己回帰モデルで表現し、これを(4.1.38)式の両辺に適用すると、

$$x_i(S) = \sum_{\ell=1}^L C_i(\ell) x_i(S-\ell) + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^K \sum_{m=1}^{M+L} A_{ij}(m) x_j(S-m) + \epsilon_i(S) \quad (4.1.40)$$

(  $i=1, 2, \dots, K$  )

ここで、 $a_{ij}(1) = A_{ij}(1)$

$$a_{ij}(m) = A_{ij}(m) + \sum_{\ell=1}^{m-1} C_i(\ell) a_{ij}(m-\ell) \quad (m=2, 3, \dots)$$

なる形になる。さて、この(4.1.40)式は  $x_i(S)$  の自己回帰モデル表現

$$X_i(S) = \sum_{m=1}^M \sum_{j=1}^K A_{ij}(m) X_j(S-m) + \epsilon_i(S) \quad (i=1, 2, \dots, K) \quad (4.1.41)$$

の特殊な場合になっていることがわかる。ただし(4.1.41)式のMは(4.1.40)式のM+Lに対応している。すなわち、最初の表現(4.1.38)式が(4.1.41)式に対応する。(4.1.41)式で  $A_{ii}(0) = -1$ ,  $A_{ij}(0) = 0$  と定義しておけば、 $\epsilon_i$ の相互共分散関数  $\sigma_{ij}$ は

$$\sigma_{ij} = \sum_{r=1}^K \sum_{s=1}^K \text{Air}(f) S_{rs}(f) A_{js}^*(f) \quad (4.1.42)$$

ここで、

$$\text{Air}(f) = \sum_{m=0}^M A_{ij}(m) \exp(-j2\pi f m)$$

$S_{rs}(f) = X_r$ と $X_s$ の相互パワー・スペクトル密度関数

(4.1.42)式をマトリックス表現すると

$$\Sigma = A(f) S(f) A^*(f)^T \quad (4.1.43)$$

ここで、 $\Sigma$  = i, j 要素が  $\sigma_{ij}$  のマトリックス  
 $A(f)$  = i, j 要素が  $A_{ij}(f)$  のマトリックス  
 $S(f)$  = i, j 要素が  $S_{ij}(f)$  のマトリックス

したがって

$$S(f) = (A(f))^{-1} \Sigma (A^*(f)^T)^{-1} \quad (4.1.44)$$

ところで、騒音源の信号  $u_i$ は無相関であるから、 $\epsilon_i$ も無相関となり、(4.1.44)式から、i出力の自己パワー・スペクトル密度関数は

$$S_{ii}(f) = \sum_{j=1}^K |A_{ij}(f)^{-1}|^2 \sigma_{jj}^2 \quad (4.1.45)$$

となり、出力  $X_i$ に対する入力  $u_j$ からの寄与度が

$$|A_{ij}(f)^{-1}|^2 \sigma_{jj}^2 \quad (4.1.46)$$

として分離できる。この方法は入力検出信号間の相関が大きい場合にも分離が可能であるが、計算が複雑でしかも大型計算機を必要とすること、時間データのサンプリング等問題が多い。自己回帰モデルによる方法を変動周期の非常に長い問題に適用して成功した例があるが、船内騒音のように非常に広い周波数帯の問題に適用するためには、解決すべき各種の問題がある。本研究においても、この方法により、音源寄与度の分離を試みたが、良い結果が得られるまでには至らなかった。

#### (4) 3区画平板モデルによる分離実験

音源寄与度を分離するための最も簡単なモデルとして、図4.1.20のような3区画平板モデルを製作し、パワー・スペクトル密度関数による音源寄与度の分離を試みた。このモデルで入、出力間に3枚のリブを取付けているが、これは入力検出信号間の相関性を小さくするためのものである。なお音源  $X_1$ の加振器の入力としては、実船ディーゼル発電機の台板振動の録音データを用いた。

検出信号の自己パワー・スペクトル密度関数を図4.1.21に示した。パワー・スペクトル密度関数の計算にはFFT方式を用い、

サンプリング数 = 1024点、

平均化 = 200回

周波数分解能  $\Delta f = 5$  Hz

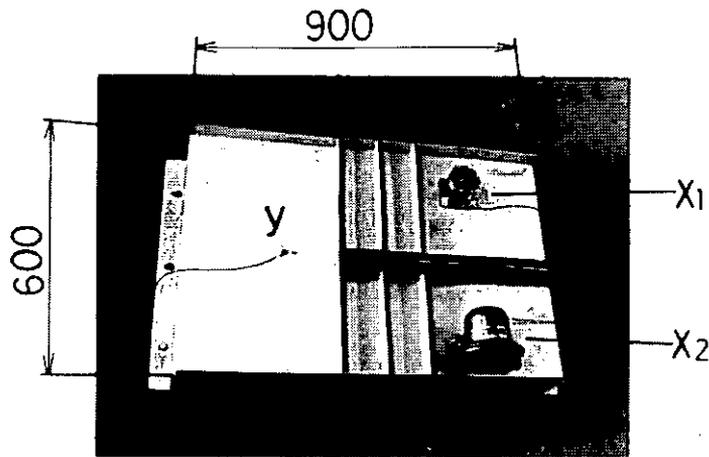


図 4.1.20 3区画平板モデル

$y$  = 出力 (加速度),  $x_1$  = 加振機入力 (加速度)  
 $x_2$  = 小型ファン入力 (加速度)

反エイリアジングフィルタ = 2500

Hz (48 dB/octave),

ウィンドウ = レクタングュラーとして計算した。図 4.1.21 の(a) は出力パワー・スペクトル密度関数であるが、図中の四つの大きなピークに注目し、これらのピーク成分の音源寄与度がどのように分離されたかを表 4.1.9 に示す。ただしピーク 4 は、三つの周波数成分に及んでいる。

図 4.1.21(d) は出力の複合コヒーレンスであり、出力のパワー・スペクトル密度関係のピークでは大きな値となっている。これは、入力検出信号が音源であることを証明している。本実験では 2 入力しか存在せず、これを検出しているわけであるから、出力の複合コヒーレンスは全周波数で 1.0 とならなければならないが、データのサンプリング及び、パワー・スペクトル計算における誤差のため、1.0 より小さくなっている。殊に、この誤差は信号の小さい周波数で大きくなる。

図 4.1.22 は回帰解析、図 4.1.23 は通常コヒーレンスと入力複合コヒーレンスである。図 4.1.23 の(c), (d) に示すように 2 入力の場合、入力複合コヒーレンスは定義より等しくなる。

図 4.1.24 は、音源の単独運転による真の寄与度と、分離計算による寄与度を比較したものであるが、両者は非常に良く一致しており、本実験では音源寄与度の分離がほぼ完全に行われたと言える。ただし、出力複合コヒーレンスの大小判別に 0.2, 入力複合コヒーレンスの大小判別に 0.4 を用いた。図 4.1.25 は分離結果をオクターブ分析して表示したものである。なお表 4.1.9 より、通常コヒーレンスによる分離は、本実験では正しくないことがわかる。

表 4.1.9 3区画平板モデルにおける音源寄与度の分離 (判別は左から右へ)

ピーク	周波数 Hz	出力の複合 コヒーレンス	回帰解析 の大きき入力	入力の複合 コヒーレンス	入力のスペクトル の大きき入力	寄与音源	通常コヒーレンス の大きき入力
1	195	大	$X_1$	小	( $X_1$ )	$X_1$	$X_1$
2	290	大	$X_2$	大	$X_1$	$X_1$	$X_2$
3	410	大	$X_2$	小	( $X_1$ )	$X_2$	$X_2$
4	585	大	$X_2$	小	( $X_1$ )	$X_2$	$X_2$
	590	大	$X_2$	大	$X_1$	$X_1$	$X_2$
	595	大	$X_1$	小	( $X_1$ )	$X_1$	$X_1$

(5) 6 室部屋モデルによる分離実験

モデルを図 4.1.26 に示す。このモデルは実船に近い形を目標としており、3 音源とし、また出力も第 6 室の騒

音をマイクロホンで検出した。図 4.1.27 は実験計測器である。テープ・レコーダ 1 からは自動車エンジン音を出し、これをパワー・アンプ 1 で増幅し加振器 1 に、テープ・レコーダ 2 からはディーゼル発電機台板振動音をパワー・アンプ 2 で増幅し、加振器 2 に入力している。入力検出点の加速度はチャージ・アンプにより、出力の音圧は騒音計で増幅し、これらをデータ・レコーダに同時録音した。データ・レコーダは、FM方式で録音可能周波数は DC - 10 KHz とした。

検出信号のパワー・スペクトル密度関数を図 4.1.28 に示す。パワー・スペクトル密度関数は、

サンプリング数 = 1024 点, 平均化 = 200 回, 周波数分解能  $\Delta f = 10 \text{ Hz}$ , 反エイリアシング・フィルター = 5000 Hz (48 dB/octave), ウィンドウ = レクタンギュラー

として計算した。

図 4.1.29 は寄与度の分離計算結果であり、図 4.1.30 は音源単独運転による真の寄与度である。両図を比較すると、寄与度の分離計算は、ほぼ成功していることがわかる。ただし、この分離計算では、3 区画平板モデルの場合に比べて、周波数分解能を 10 Hz にしたこと、及び音源が増加したことによりコヒーレンスが全体に小さくなったため、出力複合コヒーレンスの大小判別に 0.1、入力複合コヒーレンスの大小判別に 0.2 を用いた。

## (6) 考察

船の居室内の騒音対策を行う際には、その居室内の騒音に最も大きな寄与を持つ音源（主音源）に対策を行うのが最も効果的である。本研究では騒音源と考えられる機器の振動計測データと受音点でのデータのパワー・スペクトル密度関数を基に、各音源の受音点への寄与を計算して、主音源を見出す方法について検討した。研究の結果、音源間の相関が小さい場合分離計算が可能であることがわかりモデル実験によって確認された。実船の場合には、距離減衰により相関が小さくなり、本手法による分離の成功が期待できる。

### (a) 分離計算法について

多入力系に対するパワー・スペクトル密度関数による分離手法は理論的に未だ完全ではない。これは計測データが音源独自の信号でなく他の音源からの信号をも含んでおり、真の音源信号を知ることができないためである。従って、多入力系においては音源独自の信号をいかに推定するかが重要な問題になる。本報のパワー・スペクトル密度関数による分離手法において、入出力の複合コヒーレンス関数を判別したことは、この推定法の一つと解釈することができる。この問題を直接解析する方法として、時間領域あるいは周波数領域でデータの改良を行い音源独自のパワー・スペクトル関数を求める方法が考えられ、(3)で述べた自己回帰モデルによる分離方法は時間領域でのデータ改良方法の一つである。

### (b) 適用上の注意点

本報で述べた方法は解析が簡単で実用的であるが、適用にあたっては以下の点に注意しなければならない。

- (i) 音源検出点は、できるだけ他の音源との相関の少ない、音源独自の信号が検出できる局部とする。
- (ii) パワー・スペクトル密度関数の計算にあたっては、時系列データのサンプリング、周波数分解能、計算精度に留意して正確な値を出さなければならない。周波数分解能の値としては 1 ~ 5 Hz が望ましい。
- (iii) 入・出力の複合コヒーレンスの判別値は全周波数における平均値、及び全騒音源に対する検出信号数の比の関係として与える。

### (c) 今後の予定

入力信号間の相関の大小に無関係に分離可能な手法として自己回帰モデルによる方法を現在研究中であるので、良い結果が得られしだい報告する予定である。また実船において、各種機器からの寄与度の分離を試み、騒音解析における一つの新しい技術として、確立させてゆく予定である。

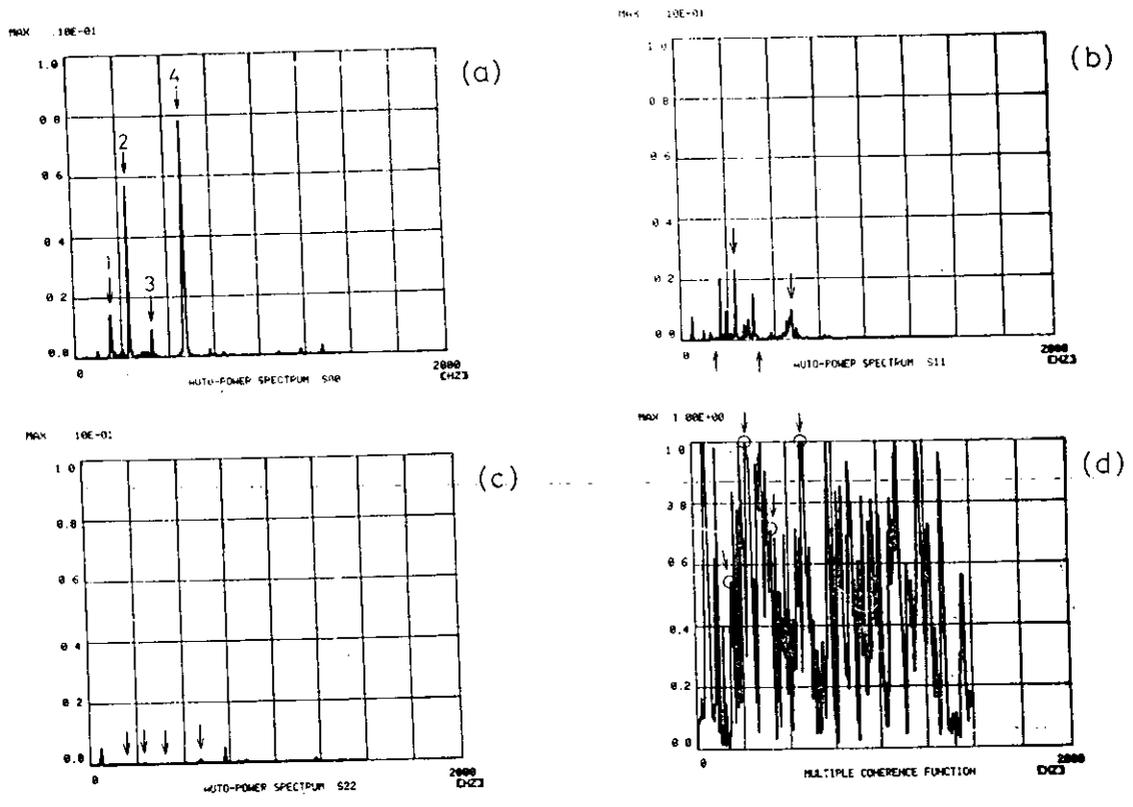


図 4. 1. 21 3 区画平板モデルにおける検出信号の自己パワー・スペクトル密度関数と出力の複合コヒーレンス関数  
 (a) 出力  $y$  の自己パワースペクトル密度関数 (b) 入力  $x_1$  の自己パワー・スペクトル密度関数  
 (c) 入力  $x_2$  の自己パワー・スペクトル密度関数 (d) 出力  $y$  の複合コヒーレンス関数

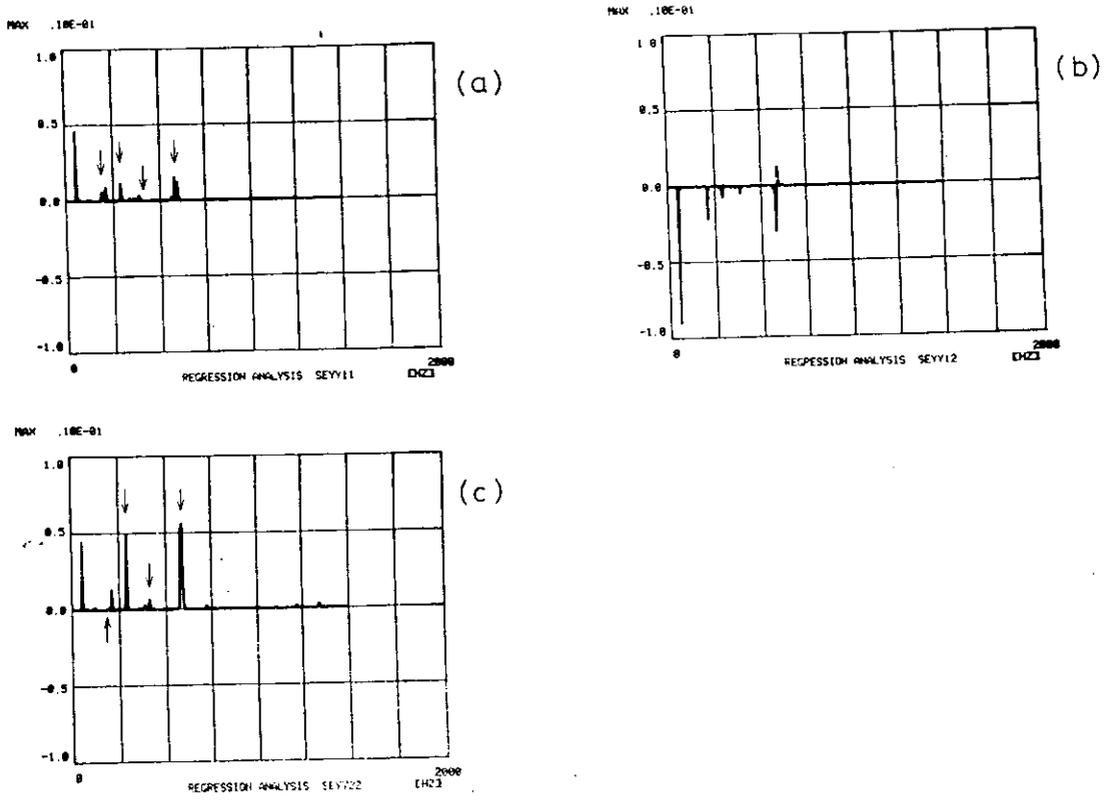


図 4. 1. 22 3 区画平板モデルにおける回帰解析  
 (a)  $x_1$  からの成分  $|A_{y_1}(f)|^2 S_{11}(f)$  (c)  $x_2$  からの成分  $|A_{y_2}(f)|^2 S_{22}(f)$   
 (b)  $x_1, x_2$  の相関からの成分  $A_{y_1}^*(f) A_{y_2}(f) S_{12}(f) + A_{y_2}^*(f) A_{y_1}(f) S_{21}(f)$

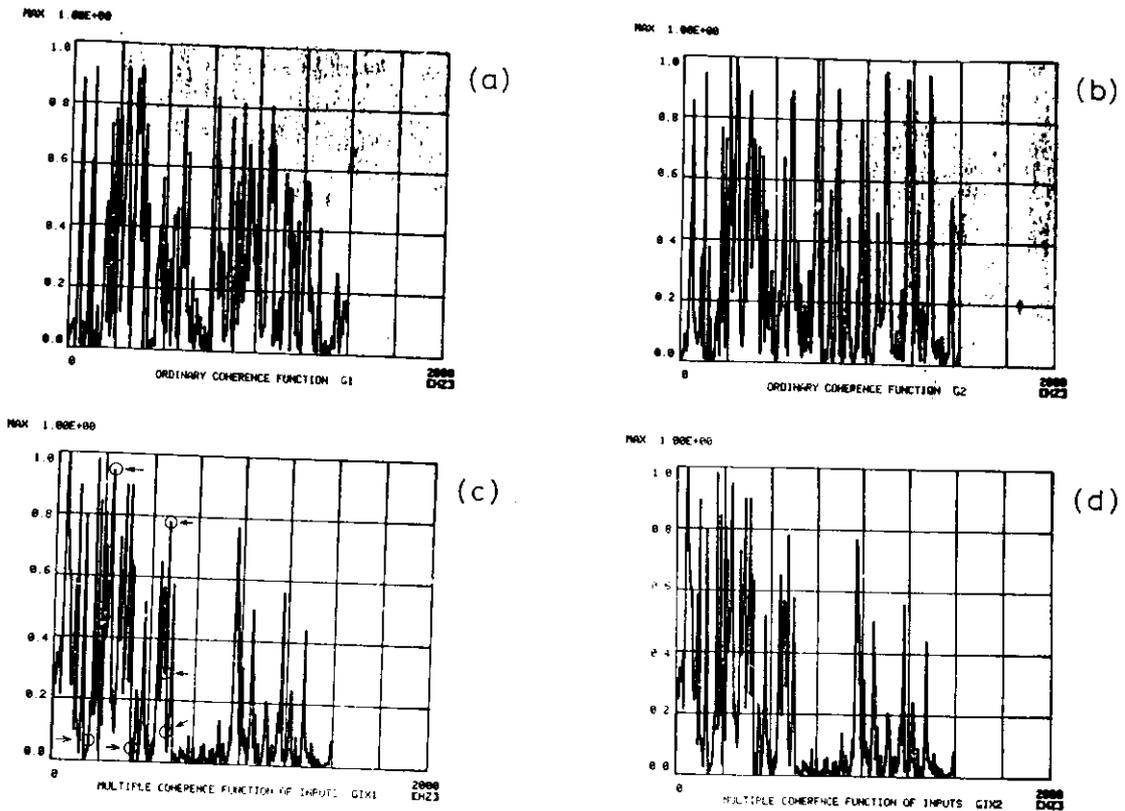


図 4.1.23 3区画平板モデルにおける通常コヒーレンス関数と入力の複合コヒーレンス関数  
 (a) 出力  $y$  と入力  $x_1$  の通常コヒーレンス関数 (b) 出力  $y$  と入力  $x_2$  の通常コヒーレンス関数  
 (c)  $x_1$  の入力複合コヒーレンス関数 (d)  $x_2$  の入力複合コヒーレンス関数

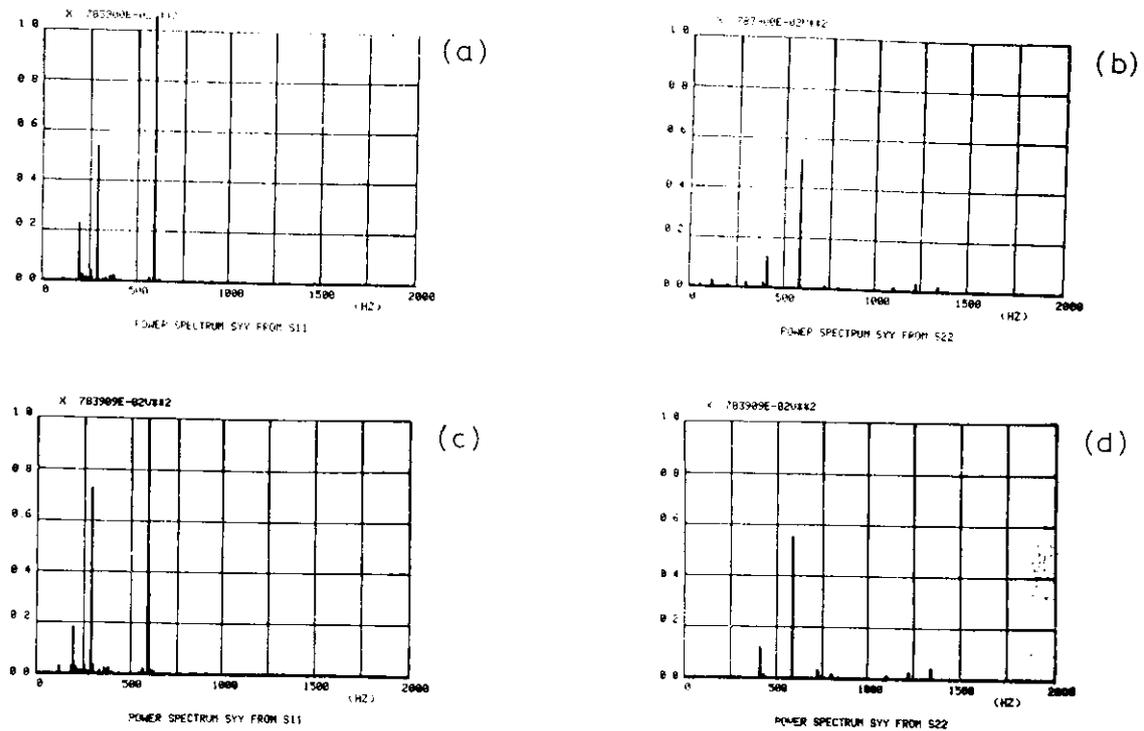


図 4.1.24 3区画平板モデルにおける音源寄与度  
 (a) 加振器  $x_1$  単独運転時の出力  $y$  の自己パワー・スペクトル密度関数  
 (b) ファン  $x_2$  単独運転時の出力  $y$  の自己パワー・スペクトル密度関数  
 (c) 分離計算による  $x_1$  からの出力  $y$  への寄与 (d) 分離計算による  $x_2$  からの出力  $y$  への寄与

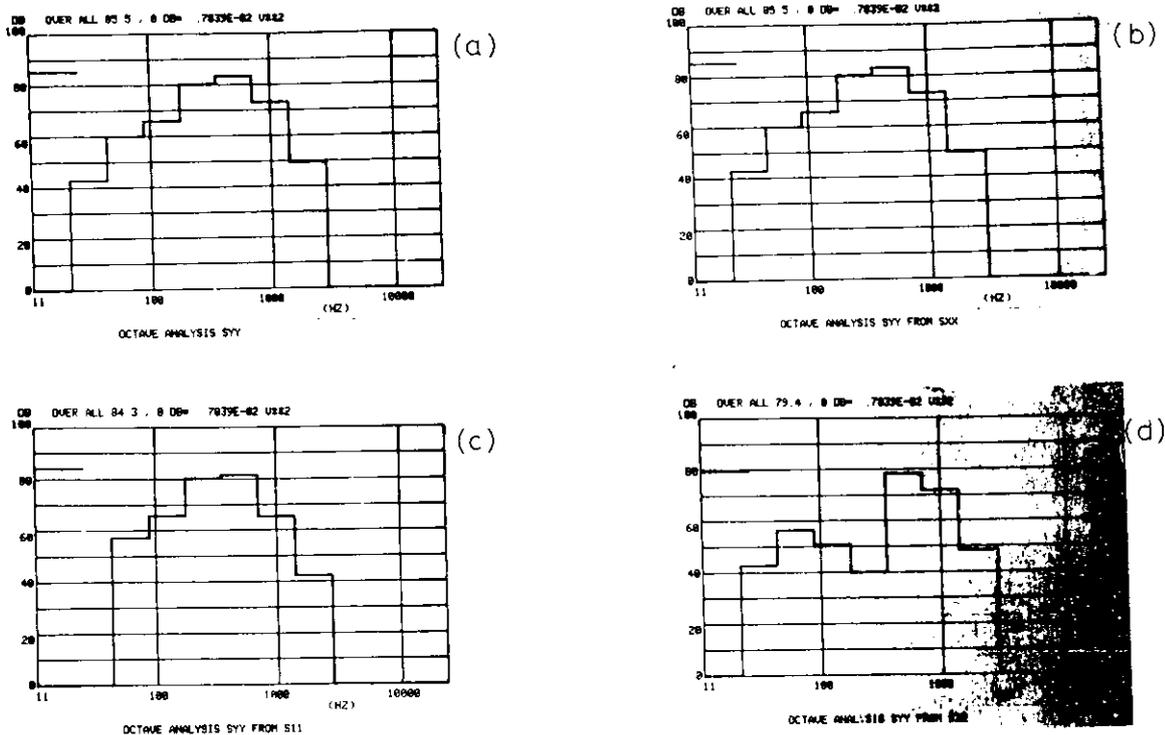


図 4.1.25 3区画平板モデルにおける音源寄与度のオクターブ分析表示  
 (a) 出力  $y$  のオクターブ分析 (b) 出力  $y$  への  $x_1, x_2$  からの寄与 (オクターブ分析)  
 (c) 出力  $y$  への  $x_1$  からの寄与 (オクターブ分析) (d) 出力  $y$  への  $x_2$  からの寄与 (オクターブ分析)

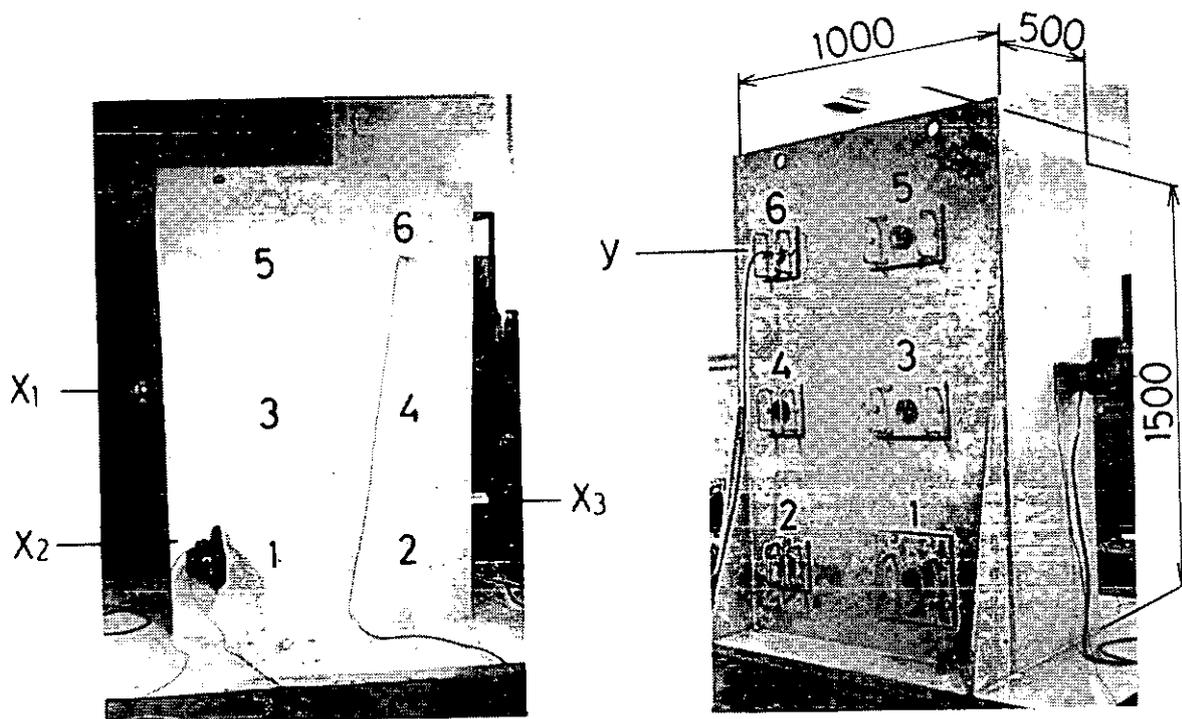


図 4.1.26 6 室部屋モデル  
 $y$  = マイク出力 (音圧) - 6 室  
 $x_1$  = 加振器 1 入力 (加速度) - 3 室  
 $x_2$  = ファン入力 (加速度) - 1 室  
 $x_3$  = 加振器 2 入力 (加速度) - 2 室

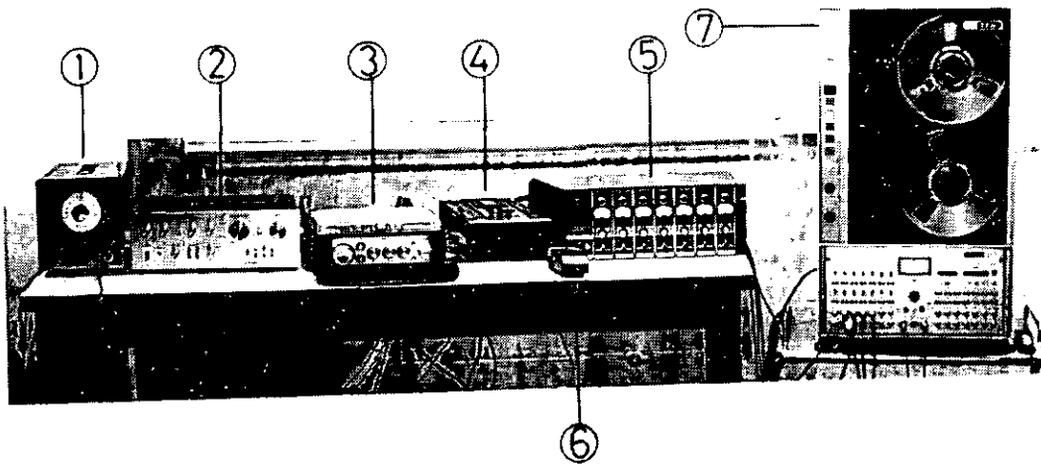


図 4.1.27 実験計測器

- |              |             |              |
|--------------|-------------|--------------|
| ① パワー・アンプ 1  | ② パワー・アンプ 2 | ③ テープ・レコーダ 1 |
| ④ テープ・レコーダ 2 | ⑤ チャージ・アンプ  | ⑥ 騒音計        |
| ⑦ データ・レコーダ   |             |              |

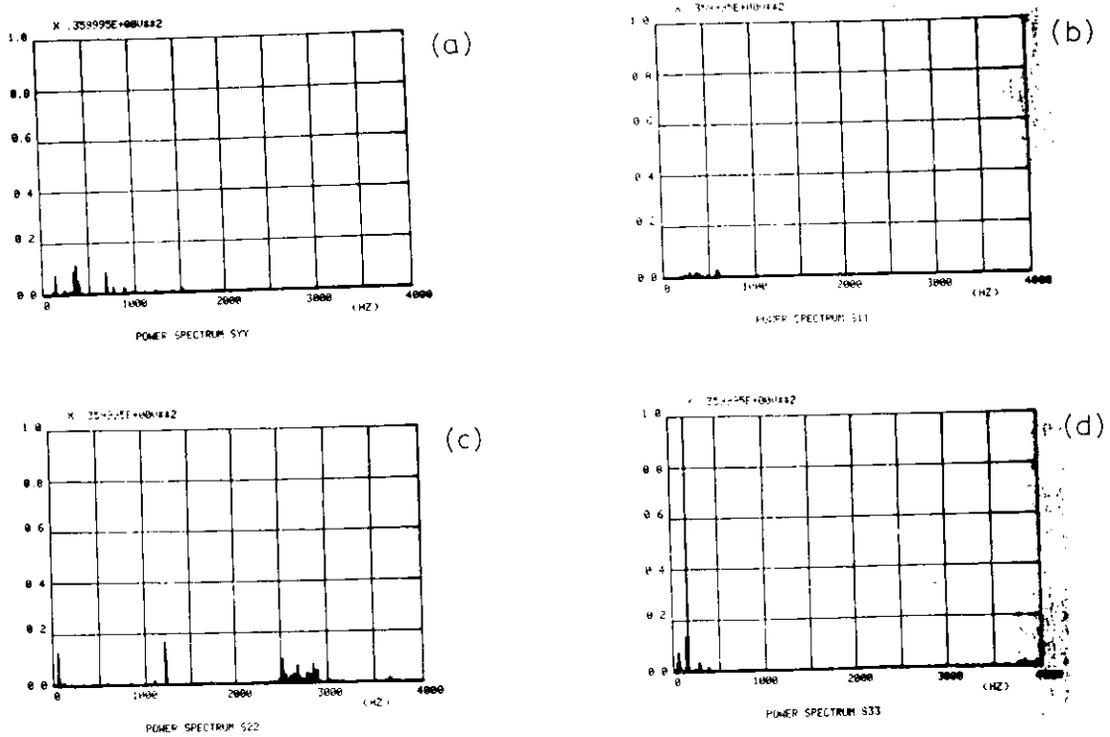


図 4.1.28 6 室部屋モデルにおける検出信号の自己パワー・スペクトル密度関数

- (a) 出力  $y$  の自己パワー・スペクトル密度関数
- (b) 入力  $x_1$  の自己パワー・スペクトル密度関数
- (c) 入力  $x_2$  の自己パワー・スペクトル密度関数
- (d) 入力  $x_3$  の自己パワー・スペクトル密度関数

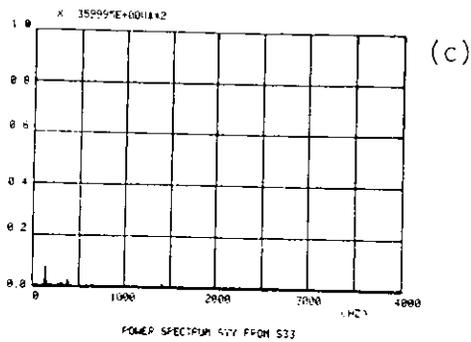
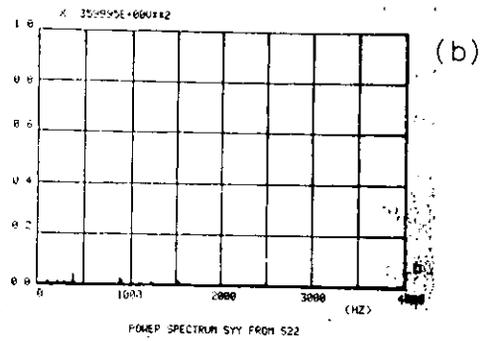
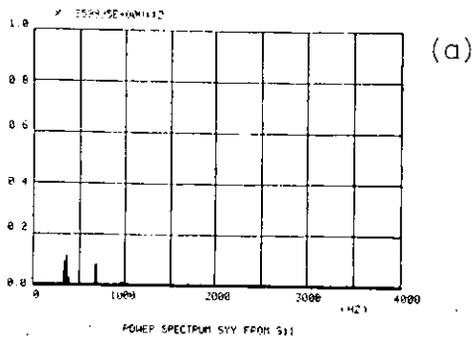


図 4. 1. 29 6室部屋モデルにおける分離計算による音源寄与度

(a) 出力  $y$  への入力  $x_1$  の寄与      (b) 出力  $y$  への入力  $x_2$  の寄与      (c) 出力  $y$  への入力  $x_3$  の寄与

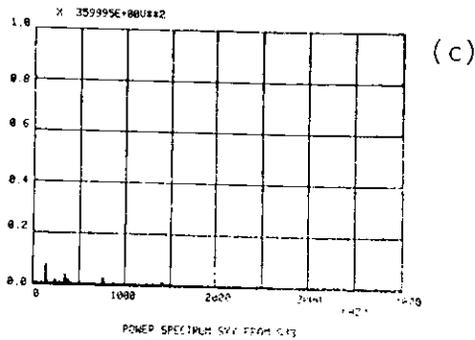
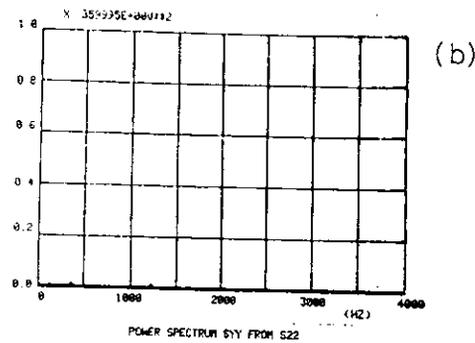
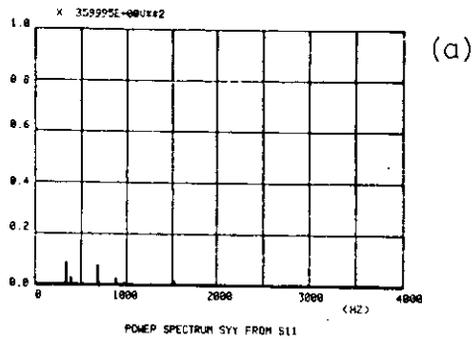


図 4. 1. 30 6室部屋モデルにおける単独運転音源寄与度

(a) 加振器 1 ( $x_1$ ) 単独運転時の出力  $y$  の自己パワー・スペクトル密度関数  
 (b) ファン ( $x_2$ ) 単独運転時の出力  $y$  の自己パワー・スペクトル密度関数  
 (c) 加振器 2 ( $x_3$ ) 単独運転時の出力  $y$  の自己パワー・スペクトル密度関数

## 参 考 文 献

- 1) David R. Tree : The Use of Frequency Analysis to Identify Major Sound Sources of Machinery, Noise-Con 73 Proceedings (October 1973)
- 2) D. L. Brown and W. G. Halvonsen : Application of the Coherence Function to Acoustic Noise Measurements, Inter-Noise 72 Proceedings (October 1972)
- 3) L. L. Koss and R. J. Alfredson : Identification of Transient Sound Sources on a Punch Press, Journal of Sound and Vibration, 34 (1) (1974)
- 4) J. S. Bendat and A. G. Piensof : Random Data-Analysis and Measurement Procedures, Wiley Interscience Inc. (1971)
- 5) 赤池弘次, 中川東一郎 : ダイナミックシステムの統計的解析と制御, サイエンス社 (1972)

### 4.2 固体音の遮断・減衰の研究

#### 4.2.1 構造不連続部での振動エネルギーの伝達特性

##### (1) 目的

構造体内を振動エネルギーが伝播する場合, 居住区のように鋼板の溶接構造では, 材料の内部減衰が著しく小さいため, 振動エネルギーの遮断には, 構造の不連続部での反射による遮断を考えねばならない。また, 振動エネルギーの伝播及び伝達損失の予測計算を行う場合, 壁体の結合部など構造不連続部での伝達特性が必要である。

そのために, 各種構造不連続部でのエネルギー伝達特性の資料をうるために実施した。

##### (2) 曲げ波に対する平板の境界における結合損失率の推定法 ①~③

構造体内の固体音エネルギー伝搬を SEA 法で予測する場合, 構成要素境界での結合損失率が必要であるが, 板構造のような場合, これを求めることは実験的にも難しい。ここで, 曲げ振動に対する平板の結合損失率の推定計算法を述べる。

##### (a) 仮定

- (i) 平板は均質で, 板厚は一定である。
- (ii) 図 4.2.1 に示すように, 曲げ波は直線境界へ入射する。
- (iii) 振動エネルギーは, 加振点から全ての方向へ伝搬し, 板の単位面積当たりのエネルギーすなわちエネルギー密度  $E^*$  は全方向へ一様に分布する。

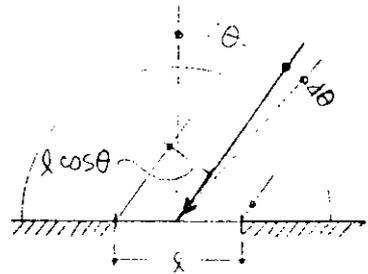


図 4.2.1 境界へのエネルギー入射

##### (b) 境界への斜入射に対する平均透過率

境界へ角度  $\theta$  で入射するエネルギーが, 長さ  $l$  の境界を通過して透過するパワー  $W$  は

$$W = \frac{C_g E^* l}{2\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \tau(\theta) \cos \theta \, d\theta = \frac{C_g E^* l}{2\pi} \int_{-1}^1 \tau(\theta) \, d(\sin \theta) \quad \dots\dots (4.2.1)$$

$C_g = 2 C_B$  : 曲げ波の群速度,  $\tau(\theta)$  : 角度  $\theta$  で入射するときの透過率

である。透過率  $\tau$  は次式で定義されている :

$$\text{透過率 } \tau \equiv \frac{\text{透過パワー}}{\text{入射パワー}} = 1 - \rho \quad \rho : \text{反射率} \quad \dots\dots (4.2.2)$$

平均透過率は, 角度  $\theta$  に対する透過率  $\tau(\theta)$  を, 可能な入射角の範囲にわたり平均したもので  $\tau_m$  で表わせば

$$\tau_m = \frac{\int_0^1 \tau(\theta) d(\sin\theta)}{\int_0^1 d(\sin\theta)} = \int_0^1 \tau(\theta) d(\sin\theta) \dots\dots\dots (4.2.3)$$

(c) 結合損失率と平均透過率の関係式

エネルギー密度  $E_0^*$  の定常状態にある面積  $S$  の平板に、エネルギー供給を停止したとき、板の内部損失がないとすれば、板のエネルギー密度  $E^*$  の時間変化は境界から透過するパワーに等しい。すなわち、エネルギー平衡方程式として、

$$S \frac{dE^*}{dt} = - \frac{C_g E^*}{\pi} \ell \tau_m \dots\dots\dots (4.2.4)$$

時刻  $t$  におけるエネルギー密度  $E^*$  は (4.2.4) を解いて

$$E^* = E_0^* \exp \left[ - \frac{C_g \ell \tau_m}{\pi S} t \right] \dots\dots\dots (4.2.5)$$

残響時間  $T_R$  は、 $E^* = 10^{-6} E_0^*$  となる時間であるから

$$T_R = 6 \left[ \ln 10 \right] \frac{\pi S}{C_g \ell \tau_m} = \frac{13.8 \pi S}{C_g \ell \tau_m} \dots\dots\dots (4.2.6)$$

損失率  $\eta$  と残響時間の関係式  $\eta = 2.2 / T_R f$  に (4.2.6) を代入すれば、結合損失率  $\eta$  と平均透過率  $\tau_m$  の関係式が得られる。

$$\eta = \frac{C_g \ell \tau_m}{\omega \pi S} \quad \omega : \text{角振動数} \dots\dots\dots (4.2.7)$$

すなわち、壁体  $i$  と壁体  $j$  の結合損失率を  $\eta_{ij}$  とすれば

$$\eta_{ij} = \frac{C_{gi} \tau_{ij} L_c}{\omega \pi S_i} \dots\dots\dots (4.2.8)$$

$C_{gi}$  : 壁体  $i$  の曲げ波の群速度       $S_i$  : 壁体  $i$  の面積  
 $\tau_{ij}$  : 壁体  $i$  から  $j$  への平均透過率       $L_c$  : 境界の結合部長さ

従って、結合損失率は、結合境界における平均透過率が与えられれば、近似的に推定することができる。

(d) 考察

- (i) 壁体間のエネルギー伝達は 4.1.1 (2-b) の (4.1.7) で示したように結合損失率  $\eta_{ij}$  に比例するから、 $\eta_{ij}$  を小さくすることが振動エネルギー遮断になる。
- (ii)  $\eta_{ij}$  を小さくするには (4.2.8) から入射側壁体  $i$  の面積  $S_i$  に対して、結合境界の長さ  $L_c$  を小さくすること、結合境界を点結合に近づけることが必要である。
- (iii) また、平均透過率  $\tau_{ij}$  を小さくすることは、透過率の定義 (4.2.2) から反射率を大きくすること、すなわち、境界で材質特性、板厚を変化させることになる。
- (iv) 平均透過率  $\tau_{ij}$  は小さくても、境界の結合長さ  $L_c$  が大きいと結合損失率  $\eta_{ij}$  は大きくなることに注意する必要がある。

(3) 直角結合境界での平均透過率の計算<sup>1)</sup>

板構造体の結合としては、直線境界で直角に結合した場合が多い。ここでは、2枚の壁体が直角に結合した場合について、入射角  $\theta$  に対する透過係数の一般式を導き、さらに、同一壁体が L 型、T 型、+ 型結合したときの平均透過率を算出する。

(a) 平板の L 型結合の斜入射透過率

図 4.2.2 に示すような L 型結合平板で、平板 I から平板 II

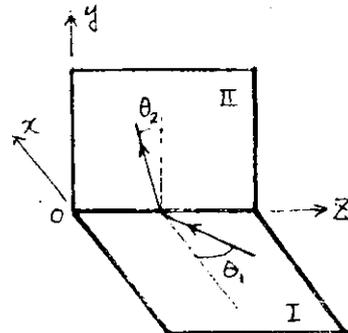


図 4.2.2 L 型結合板

の境界へ入射角  $\theta_1$  で入射する曲げ振動の透過率  $\tau(\theta_1)$  の計算式を求める。

(i) 記号

$\theta_1$  : 平板 I での入射角       $\theta_2$  : 平板 II での透過角 <sup>\*</sup>)

$v_{y_1}, v_{x_2}$  : 平板 I 及び II での曲げ振動の速度       $w_{z_1}, w_{z_2}$  : 平板 I 及び II での Z 軸回りの角速度 <sup>\*\*\*)</sup>

$M'_{xz_1}, M'_{yz_2}$  : 平板 I 及び II での単位幅当りの曲げモーメント <sup>\*\*\*\*)</sup>

$k$  : 曲げ波の波数       $C_B$  : 曲げ波の伝播速度       $B'$  : 平板の曲げ剛性

$m'$  : 平板の質量面密度       $r$  : 反射係数       $t$  : 透過係数

$$q = \frac{k_2}{k_1} = \frac{C_{B1}}{C_{B2}} = \sqrt{\frac{m'^2_2 B'_1}{m'^2_1 B'_2}}, \quad \Psi = \frac{k^2_2 B'_2}{k^2_1 B'_1} = \sqrt{\frac{m'^2_2 B'_2}{m'^2_1 B'_1}} \dots\dots\dots (4.2.9)$$

(ii) 平板の振動速度

平板 I, II の振動速度は平板 I の入射波の速度振幅を  $v_{1+}$  とすると、

$$\left. \begin{aligned} v_{y_1}(x) &= v_{1+} \left[ e^{-jk_1 x \cos \theta_1} + r e^{jk_1 x \cos \theta_1} + r_j e^{k_1 x \sqrt{1+\sin^2 \theta_1}} \right] \\ v_{x_2}(x) &= v_{1+} \left[ t e^{-jk_1 y \sqrt{q^2 - \sin^2 \theta_1}} + t_j e^{-k_1 y \sqrt{q^2 + \sin^2 \theta_1}} \right] \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4.2.10)$$

$v_{x_2}(x)$  は、入射波  $v_{1+} e^{-jk_1 x \cos \theta_1}$  による平板 II への透過波である。  $r_j, t_j$  を含む項は、境界の存在によって生じる境界近接場を表わす付加項である。

(iii) 平板の結合点の境界条件

波長  $\lambda$  に比べて板厚  $h$  が  $\lambda \gg h$  ならば境界条件として

結合点で変位が 0 の条件 :  $x=0$  で  $v_{y_1} = 0, y=0$  で  $v_{x_2} = 0 \dots\dots\dots (4.2.11)$

結合点での回転角及びモーメントの連続条件 :

$$w_{z_1} \Big|_{x=0} = w_{z_2} \Big|_{y=0}, \quad M'_{xz_1} \Big|_{x=0} = M'_{yz_2} \Big|_{y=0} \dots\dots (4.2.12)$$

(4.2.11), (4.2.12) に (4.2.10) を代入すると,  $r, r_j, t, t_j$  の関係式が求まる。

$$\left. \begin{aligned} r + r_j &= 1, \quad t + t_j = 0 \\ (j \cos \theta_1 - \sqrt{1+\sin^2 \theta_1}) r + (-j \sqrt{q^2 - \sin^2 \theta_1} + \sqrt{q^2 + \sin^2 \theta_1}) t \\ &= j \cos \theta_1 + \sqrt{1+\sin^2 \theta_1} - r - \Psi t = 1 \end{aligned} \right\} \dots\dots (4.2.13)$$

(iv) 入射角  $\theta_1$  に対する透過率  $\tau(\theta_1)$

(4.2.13) から反射係数  $r$ , 透過係数  $t$  を求めると,

$$\left. \begin{aligned} r &= \frac{-\sqrt{q^2 + s^2} - \Psi \sqrt{1+s^2} + j(\sqrt{q^2 - s^2} - \Psi c)}{\sqrt{q^2 + s^2} + \Psi \sqrt{1+s^2} - j(\sqrt{q^2 - s^2} + \Psi c)} \\ t &= \frac{2jc}{\sqrt{q^2 + s^2} + \Psi \sqrt{1+s^2} - j(\sqrt{q^2 - s^2} + \Psi c)} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4.2.14)$$

$s \equiv \sin \theta_1, \quad c \equiv \cos \theta_1$

\* ) 入射角  $\theta_1$  と、透過角  $\theta_2$  とはスネルの法則が成立する。

$\lambda_1 / \sin \theta_1 = \lambda_2 / \sin \theta_2, \quad \lambda$  : 波長       $\therefore \sin \theta_2 = k_1 / k_2 \cdot \sin \theta_1$

\*\* )  $w_{z_1} = \partial v_{y_1} / \partial x, \quad w_{z_2} = -\partial v_{x_2} / \partial x$

\*\*\* )  $M'_{xz_1} = -\frac{B'_1}{j\omega} \left( \frac{\partial^2 v_{y_1}}{\partial x^2} + \nu_1 \frac{\partial^2 v_{y_1}}{\partial z^2} \right) = -\frac{B'_1}{j\omega} \left( \frac{\partial^2 v_{y_1}}{\partial x^2} - \nu_1 k_1^2 \sin^2 \theta_1 v_{y_1} \right)$

$M'_{yz_2} = -\frac{B'_2}{j\omega} \left( \frac{\partial^2 v_{x_2}}{\partial y^2} + \nu_2 \frac{\partial^2 v_{x_2}}{\partial z^2} \right) = -\frac{B'_2}{j\omega} \left( \frac{\partial^2 v_{x_2}}{\partial y^2} - \nu_2 k_2^2 \sin^2 \theta_2 v_{x_2} \right)$

入射角  $\theta_1$  に対する透過率  $\tau(\theta_1)$  は (4.2.14) から次式のように求まる。

$$\tau(\theta_1) = 1 - |r|^2 = \frac{\Psi \sqrt{q^2 - s^2}}{c} |t|^2 = \frac{2\Psi \cos\theta_1 \sqrt{q^2 - \sin^2\theta_1}}{\Psi^2 + \Psi \left[ \sqrt{(q^2 + \sin^2\theta_1)(1 + \sin^2\theta_1)} + \cos\theta_1 \sqrt{q^2 - \sin^2\theta_1} \right] + q^2} \dots\dots (4.2.15)$$

この式は、平板 I 及び II の材料及び板厚が任意の場合に使用できる。また、 $q$  及び  $\Psi$  は周波数を含まないから、 $\tau(\theta_1)$  は周波数については一定となっている。これは平板 I, II が境界を介して半無限であることによる。

平均透過率  $\tau_m$  は (4.2.3) から

$$\tau_m = \int_0^1 \tau(\theta_1) d(\sin\theta_1)$$

で算出できるが (4.2.15) については、数値積分が必要となり簡単には求まらない。

(v) 平板 I, II の材質が同一の場合

このときは、 $q, \Psi$  とも板厚  $h_1$  および  $h_2$  だけの関数となり、 $\Psi/q = (h_2/h_1)^{5/2}$  である。

板厚比を  $\sigma \equiv h_2/h_1$  と定義すれば、(4.2.15) は、

$$\tau(\theta_1) = \frac{2\sigma^{3/2} \cos\theta_1 \sqrt{1 - \sigma \sin^2\theta_1}}{1 + \sigma^2 + \sigma^{3/2} \left[ \sqrt{(1 + \sigma \sin^2\theta_1)(1 + \sin^2\theta_1)} + \cos\theta_1 \sqrt{1 - \sigma \sin^2\theta_1} \right]} \dots\dots (4.2.16)$$

(b) 同一平板結合の場合の平均透過率

(a) で L 型結合平板の透過率の計算法を一般的に示したが、L 型、T 型、+ 型など居住区構造で頻度が高い結合形式について、平均透過率の近似値を求めておく。ただし、結合された平板の材質、板厚が任意の場合は簡単に求められないので、結合平板が全て同一平板の場合に限定する。

(i) L 型結合

(4.2.15) または (4.2.16) で  $q = \Psi = 1$ ,

$\sigma = 1$  に相当する。

$$\tau(\theta_1) = \tau(0) \cos^2\theta_1, \quad \tau(0) = \frac{1}{2} \dots\dots (4.2.17)$$

$$\tau_m = \int_0^1 \tau(\theta_1) d(\sin\theta_1) = \frac{2}{3} \tau(0) = \frac{1}{3} \dots\dots (4.2.18)$$

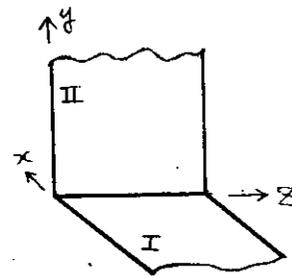


図 4.2.3 L 型結合

(ii) T 型結合

$$\text{境界条件} \begin{cases} v_{y1} = v_{x2} = v_{y3} = 0 \\ w_{z1} = w_{z2} = w_{z3} \\ M'x_1 = M'y_2 + M'x_3 = 2M'y_2 \end{cases}$$

$r, r_j, t, t_j$  の関係式は (4.2.13) で  $\Psi = 2\Psi$  とおけばよい。 $\tau(\theta_1)$  は (4.2.15) で、 $q = 1, \Psi = 2$  によって

$$\tau(\theta_1) = \tau(0) \cos^2\theta_1, \quad \tau(0) = \frac{4}{9} \dots\dots (4.2.19)$$

$\tau(\theta_1)$  は、平板 I からみた透過率であるから、各平板 II,

III への透過率  $\tau_{12}(\theta_1), \tau_{13}(\theta_1)$  は  $\tau(\theta_1) = \tau_{12}(\theta_1) + \tau_{13}(\theta_1) = 2\tau_{12}(\theta_1) = 2\tau_{13}(\theta_1)$

$$\tau_{12}(\theta_1) = \tau_{13}(\theta_1) = \frac{2}{9} \cos^2\theta_1 \dots\dots (4.2.20)$$

$$\text{平均透過率} \quad \tau_{m12} = \tau_{m13} = \frac{4}{27} \dots\dots (4.2.21)$$

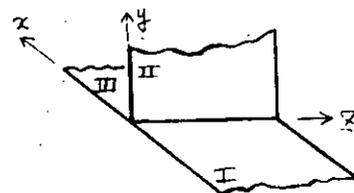


図 4.2.4 T 型結合

(iii) +型結合

$$\text{境界条件} \begin{cases} v_{y_1} = v_{x_2} = v_{y_3} = v_{x_4} = 0 \\ w_{z_1} = w_{z_2} = w_{z_3} = w_{z_4} \\ M'x_{z_1} = M'y_{z_2} + M'x_{z_3} + M'y_{z_4} = 3M'y_{z_2} \end{cases}$$

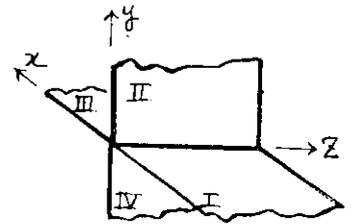


図 4.2.5 +型結合

$r, r_j, t, t_j$  の関係式は (4.2.13) で  $\Psi = 3\psi$  とおけばよい。  $\tau(\theta_1)$  は (4.2.15) で、  $q=1, \Psi=3$  によって

$$\tau(\theta_1) = \tau(0) \cos^2 \theta_1, \quad \tau(0) = \frac{6}{16} \dots (4.2.22)$$

$\tau(\theta_1)$  は、平板 I からみた透過率であるから、各平板 II, III, IV への透過率  $\tau_{12}(\theta_1), \tau_{13}(\theta_1), \tau_{14}(\theta_1)$  は  $\tau(\theta_1) = \tau_{12}(\theta_1) + \tau_{13}(\theta_1) + \tau_{14}(\theta_1) = 3\tau_{12}(\theta_1) = 3\tau_{13}(\theta_1) = 3\tau_{14}(\theta_1)$

$$\tau_{12}(\theta_1) = \tau_{13}(\theta_1) = \tau_{14}(\theta_1) = \frac{1}{8} \cos^2 \theta_1 \dots (4.2.23)$$

$$\text{平均透過率} \quad \tau_{m_{12}} = \tau_{m_{13}} = \tau_{m_{14}} = \frac{1}{12} \dots (4.2.24)$$

(iv) 考察

結合形式による透過率の変化を調べるために、入射角  $\theta_1 = 0$  の場合の各形式の透過率の比較を表 4.2.1 に示す。ここで、平板 I からみた全体の透過率を  $\tau(0)$ 、平板 I から各平板への透過率を  $\tau_{12}(0)$  で表している。

表 4.2.1 結合形式による透過率の比較

結合形式	$\tau(0)$	$\tau_{12}(0)$	$\tau_{\sigma}(0)$	備 考
L型	0.5	0.5	0.5	$\sigma = 1$
T型	0.444	0.222	0.255	$\sigma = 2$
+型	0.375	0.125	0.113	$\sigma = 3$

$\tau_{\sigma}(0)$  は、平板 I からみた透過側を単に板厚だけが変化した L型結合と考えて、(4.2.16) から算出したものである。従って、入射側と透過側の板厚比  $\sigma$  を、L型では  $\sigma = 1$ 、T型では  $\sigma = 2$ 、+型では  $\sigma = 3$  としたものである。

表 4.2.1 の結果、平板 I から透過側の各平板への透過率  $\tau_{12}(0)$  は、板厚比の変化で近似した  $\tau_{\sigma}(0)$  とほぼ同じ値になっている。

また、 $\tau_{\sigma}(0)$  は  $\tau(0)$  と同じく平板 I からみた全体の透過率であるが、 $\tau(0) > \tau_{\sigma}(0)$  であることに注意すべきである。すなわち、L型、T型、+型の結合方式では、平板 I から伝達されるエネルギーは全体として、あまり減少しないことを示している。

(4) 種々の結合構造の透過率<sup>5)6)</sup>

(3)で、L型、T型、+型結合の平板に対して平均透過率の求め方を示したが、平板の場合、斜入射に対する各種の結合構造について、平均透過率を求めることは極めて煩雑であり、これまでの研究においても、平板の透過率に関する資料は殆んどない。

従って、透過率を小さくする結合形式をうる定性的判定の資料とするため梁構造の結合形式について、透過率の資料を調査した。

(a) 曲げ波に対する梁結合構造の透過率計算式

居住区構造は鋼板構造が主体であるので、伝搬する振動の形態は、曲げ振動波が主成分と考えてよい。従って、結合境界に対し、入射側の曲げ振動エネルギーに対する透過率に限定し、透過波には縦波、振り波は含まれないとする。

(i) 記号

$$\begin{array}{l} f : \text{周波数 (Hz)} \\ h : \text{板厚} \end{array} \quad \left| \begin{array}{l} C_L = \sqrt{E/\rho} : \text{縦波の伝搬速度} \\ C_B = \sqrt{B\omega^2/m'} : \text{曲げ波の伝搬速度} \end{array} \right.$$

S : 断面積  
 I : 断面 2 次モーメント  
 M : 集中質量  
 $\rho$  : 密度  
 $m' = \rho s$  単位長さ当りの質量  
 E : ヤング率, G : 横弾性率  
 B : 曲げ剛性  
 J : 集中質量慣性モーメント

$k_L$  : 縦波の波数  
 $k_B$  : 曲げ波の波数  
 $\sigma$  : 板厚比 =  $h_2/h_1$   
 r : 反射係数  
 t : 透過係数  
 $\rho$  : 反射率  
 $\tau$  : 透過率 =  $1 - |r^2|$   
 TL : 透過損失 =  $10 \log_{10}(1/\tau)$

(ii) 透過率計算式図表

表 4. 2. 2 (a)(b)(c) に梁結合構造の透過率計算式を示す。

図 4. 2. 6 に表 4. 2. 2 の結合形式③, ④, ⑥について, 図 4. 2. 7 には結合形式①, ⑤について, それぞれ部材板厚と透過損失の関係を示す。

図 4. 2. 8 には結合形式⑦, ⑧の透過損失について具体例を示す。

(b) 考察

表 4. 2. 2 及び図 4. 2. 6, 図 4. 2. 7, 図 4. 2. 8 の結果について 2, 3 の考察を行う。

(i) 入射曲げ波に対する透過波について

(a - ii) で示した各種結合形式に対する透過率は, 入射曲げ波に対する曲げ波の透過率である。これは入射波が曲げ波のとき, 実際の透過波も曲げ波だけということ意味するものではない。部材の板厚が小さいときは, 透過波も曲げ波だけと考えてよいが, 一般的には, 透過波は曲げ波の他に縦波, 横波が発生する。この 2 次発生波の中では, とくに縦波が重要である。

表 4. 2. 2 の結合形式の中で, 形式①, ②, ⑦では, 曲げ入射波に対して, 透過波も曲げ波だけであるが, 他の形式③, ④, ⑥, ⑧では, 透過波は曲げ波と縦波が共存する。

曲げ入射波に対し, 透過波に曲げ波, 縦波が共存するとき, 反射率, 透過率をそれぞれ  $\rho_{BB}, \rho_{BL}, \tau_{BB}, \tau_{BL}$  とすれば, 次式が成立する。

$$\rho_{BB} + \rho_{BL} + \tau_{BB} + \tau_{BL} = 1 \quad (4. 2. 25)$$

従って, 一般的には, 入射曲げ波のエネルギーに対する境界からの透過率  $\tau$  は

$$\tau = \tau_{BB} + \tau_{BL} \quad (4. 2. 26)$$

すなわち, 透過波に縦波が発生すると,  $\tau_{BL}$  だけエネルギーが余分に伝達されることになる。表 4. 2. 2, 図 4. 2. 6 ~ 8 では  $\tau_{BL}$  として, 縦波の 2 次発生はないと仮定している。従って, 実際の構造での, 縦波の 2 次発生のみだけ, 透過エネルギーを過少評価することになる。この影響は高周波域ほど大きい。

(ii) 結合形式⑤について

この形式は透過側部材 2 が単純支持結合であるから, 入射側の曲げモーメントが伝達されないために, 透過波は全て縦波だけとなる。

図 4. 2. 7 から透過損失 TL は  $\beta_2$  が小さくなるほど大きくなるから, 透過側部材 2 のヤング率を大きくし, 断面積を小さくすると遮断効果が大きくなる。

この結合形式⑤の実施例として, 最近西独 G + H 社が開発した, 分離居住区構造がある。G + H 社の構造は, 結合形式⑤と⑧を組合せた形式と考えられる。結合形式⑤だけで, 居住区構造の遮断を考えるとすれば, 甲板上にレールを設置し, 居住区をこのレールに多点・単純支持構造をとる他はない。

(iii) 結合形式③, ④, ⑥について

実際の居住区構造の壁体結合形式としては, 最も多い形式である。

表 4.2.2(a) 梁の結合形式による透過率

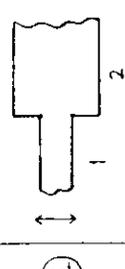
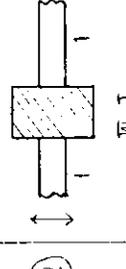
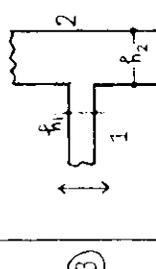
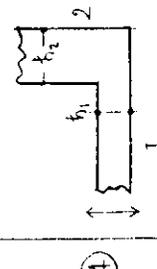
結合構造形式	反射係数 $r$ 透過係数 $t$	反射率 $R$ , 透過率 $T$	備 考
① 	$r_{BB} = \frac{2\psi(1-\sigma^2) - j\psi(1-\psi)^2}{\psi(1+\psi)^2 + 2\psi(1+\sigma^2)}$ $t_{BB} = \frac{2(1+\psi)(1+\psi)}{\psi(1+\psi)^2 + 2\psi(1+\sigma^2)}$	$\mathcal{R}_{BB} = \left[ \frac{2\sqrt{\psi}(1+\psi)(1+\psi)}{\psi(1+\psi)^2 + 2\psi(1+\sigma^2)} \right]^2$ <p>部材 1, 2 が同じ材質のとき</p> $\mathcal{T}_{BB} = \left[ \frac{2\sqrt{\sigma^2}(1+\sqrt{\sigma^2})(1+\sigma^2)}{(1+\sigma^2)^2 + 2\sqrt{\sigma^2}(1+\sigma^2)} \right]^2$	$Q \equiv \frac{CE_1}{CE_2} = \sqrt{\frac{m_2 B_1}{m_1 B_2}}$ $\psi \equiv \frac{m_2 B_2}{m_1 B_1} \quad \sigma \equiv \frac{h_2}{h_1}$
② 	$r_{BB} = \frac{2\alpha k_{B1}^3 - 2P k_{B1} + Q P k_{B1}^4}{R - jX}$ $t_{BB} = \frac{-j2(4 + P k_{B1} - Q k_{B1}^3)}{R - jX}$ $R \equiv 2(P k_{B1} + Q k_{B1}^3)$ $X \equiv 8 + 2P k_{B1} - 2Q k_{B1}^3 - P Q k_{B1}^4$	$\mathcal{R}_{BB} = \frac{4(4 + P k_{B1} - Q k_{B1}^3)^2}{R^2 + X^2}$	$P \equiv \frac{M}{\rho S} \quad Q \equiv \frac{J}{\rho S}$
③ 	$r_{BB} = \frac{\psi + 2\psi - j(1-2\psi)}{\psi + 2\psi - j(1+2\psi)}$ $t_{BB} = \frac{2j}{\psi + 2\psi - j(1+2\psi)}$	$\mathcal{R}_{BB} = \frac{4\psi^2}{(\psi + 2\psi)^2}$ <p>部材 1, 2 が同じ材質のとき</p> $\mathcal{T}_{BB} = \frac{4\sqrt{\sigma^5}}{(1 + 2\sqrt{\sigma^5})^2}$	$\psi, \sigma$ は 構造 ① を参照
④ 	$r_{BB} = \frac{\psi + \psi + j(\psi - 1)}{-(\psi + 1) + j(\psi + 1)}$ $t_{BB} = \frac{-2j}{-(\psi + 1) + j(\psi + 1)}$	$\mathcal{R}_{BB} = \frac{2\psi^2}{(\psi + 1)^2}$ <p>部材 1, 2 が同じ材質のとき</p> $\mathcal{T}_{BB} = \frac{2\sqrt{\sigma^5}}{(1 + \sqrt{\sigma^5})^2}$	$\psi, \sigma$ は 構造 ① を参照

表 4.2.2(b) 梁の結合形式による透過率

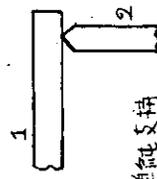
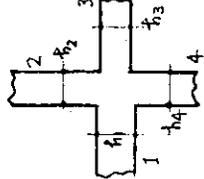
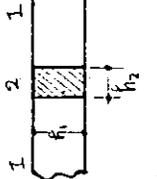
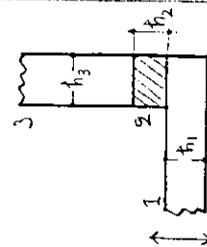
結合構造形式	反係係数 透過係数	反射率 $\rho$ 透過損失 TL	備考
<p>⑤</p>  <p>単端支持</p>	$r_{BB} = \frac{2 - \beta_2 + j\beta_2}{-2 - \beta_2 - j\beta_2}$ $t_{BB} = 0$	$\rho_{BB} = \frac{2 - 2\beta_2 + \beta_2^2}{2 + 2\beta_2 + \beta_2^2}$ $\tau_{BL} = 1 - \rho_{BB} = \frac{4\beta_2}{2 + 2\beta_2 + \beta_2^2}$	$\rho_2 = \frac{B_1 k_{B1}}{E_2 S_2 k_{L2}} = \frac{C_{B1} m_1^2}{C_{L2} m_1}$ <p>単純支那結合のため却材 Z=1 は曲り波は発生しない。</p>
<p>⑥</p> 	$r_{BB} = \frac{-1 - jX}{1 + X}$ $X = \frac{C_{B1}}{B_1} \left( \frac{B_2}{C_{B2}} + \frac{B_3}{C_{B3}} + \frac{B_4}{C_{B4}} \right)$	$\tau_{BB} = \frac{2X}{(1+X)^2}$ <p>高材 1, 2, 3, 4 加同一材質 Z=1, 加 2, 1 &lt; 3, 2, 2 &lt; 4 加同一断面のとき</p> $X = 1 + 2\sqrt{q} = 1 + 2\sqrt{0.5}$ $Z_{13} = \frac{0.5}{(1 + \sqrt{0.5})^2}$ $Z_{12} = Z_{14} = \frac{0.5\sqrt{0.5}}{(1 + \sqrt{0.5})^2}$	<p>* 部材 1, 2, 3, 4 の板厚 <math>h_1, h_2, h_3, h_4</math> (→) 1, 2, <math>h_1 = h_3, h_2 = h_4</math> のとき</p> <p>** の係数式は曲り振動に"けの透過"を考慮ときは L 型, T 型に適用できる。</p>
<p>⑦</p>  <p>遮断材挿入</p>	$r_{BB} = \frac{-A + D^2 A^3 + 0.5 D^2 A^4}{Y - jZ}$ $t_{BB} = \frac{-j(4 + A - D^2 A^3)}{Y - jZ}$ $Y = A + D^2 A^3$ $Z = 4 + A - D^2 A^3 - 0.5 D^2 A^4$	$\tau_{BB} = \frac{(4 + A - D^2 A^3)^2}{Y^2 + Z^2}$ <p>(1) <math>AD \ll 1</math> のとき 固有数 <math>f_0 = \frac{C_{B1}}{\pi} \sqrt{\frac{E_2}{E_1 h_1 h_2}}</math> Z" TL=0</p> <p>(2) <math>A \gg 4, AD \ll 1</math> のとき TL <math>\propto 30 \log \frac{1}{f}</math> f: 固有波数 [Hz]</p>	$A = h_2 \frac{E_1 k_{B1}}{E_2}$ $D = \frac{1}{2} \frac{E_2 h_1}{E_1 h_2}$ $AD = \frac{1}{2} h_1 k_{B1}$

表 4.2.2(c) 梁の結合形式による透過率

結合構造形式	反射係数 $r$ 透過係数 $t$	反射率 $R$ 透過率 $T$ 透過損失 TL	備考
 <p>②</p>	$r_{BE} = \frac{-2\delta(\delta_1 - \delta)(\delta_3 - \delta)}{U}$ $U \equiv \psi [1 + \delta_1 + 2\delta_3 + \delta_1\delta_3 + \delta(\delta_1\delta_3 - 1)]$ $+ \psi [1 + 2\delta_1 + \delta_3 + \delta_1\delta_3 + \delta(\delta_1\delta_3 - 1)]$ $+ A\psi [2 + (1+\delta)(\delta_1 + \delta_3) + \delta\delta_1\delta_3]$ $\delta_1 \equiv \beta_1 \left(1 + j\omega \frac{C_{L1} m_1'}{K}\right)$ $\delta_3 \equiv \beta_2 \left(1 + j\omega \frac{C_{L3} m_3'}{3K}\right)$	$R_{BE} = \frac{4(1 + \delta^2)(1 + \delta_3^2)}{ U ^2}$ <p>(1) 周波数 <math>f \rightarrow 0</math> ならば <math>A \rightarrow 0</math> のとき</p> $TL = 20 \log_{10} (9 + \psi) - 3$ <p>(2) 周波数 <math>f \rightarrow \infty</math> のとき</p> $TL = 20 \log_{10} A - 6$	$k \equiv \frac{h_3}{h_2} \div \frac{E_3 h_3}{3 h_2}$ $q \equiv \frac{CB_1}{CB_3} = \sqrt[4]{\frac{m_3 B_1}{m_1 B_3}}$ $\psi \equiv \sqrt{\frac{m_3 B_3}{m_1 B_1}}$ $A \equiv \frac{E_1}{h_2} \frac{E_1}{E_2} k B_1$

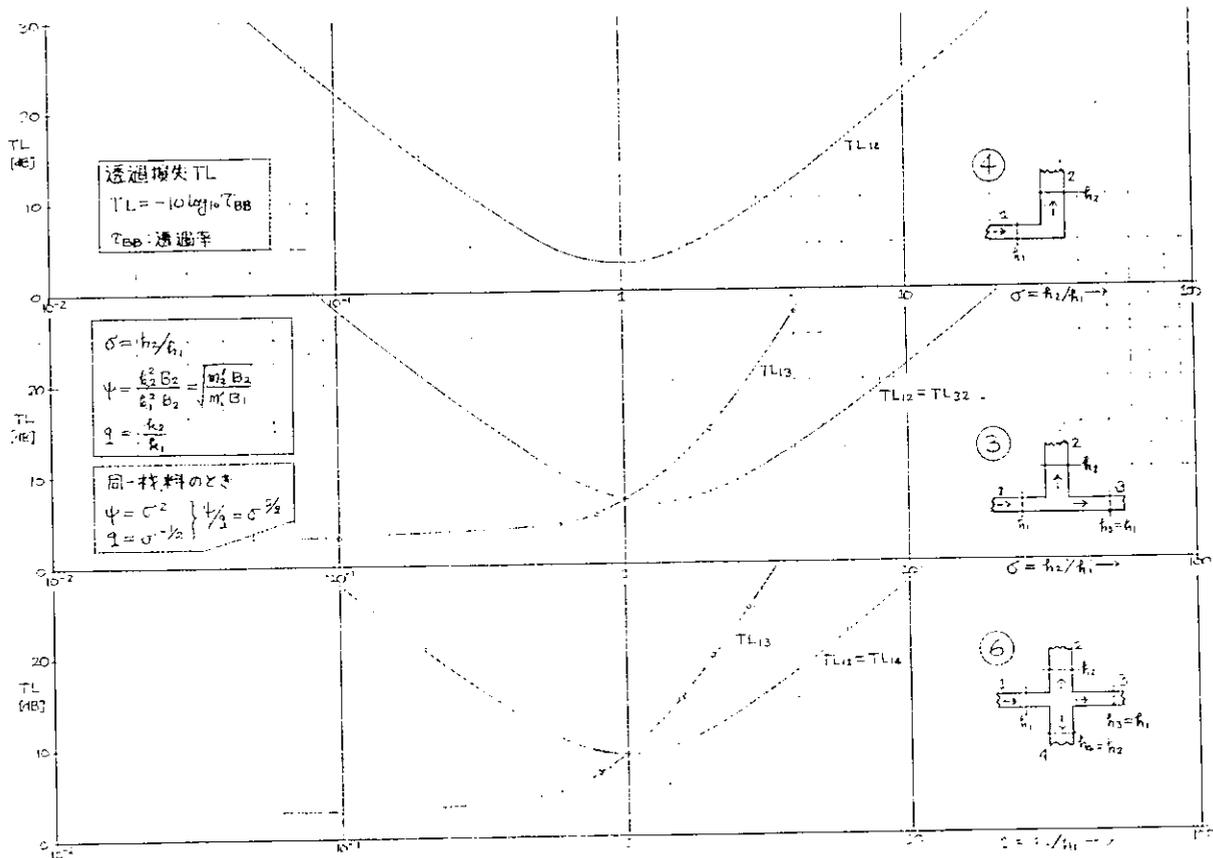


図 4.2.6 結合形式③④⑥の透過損失 (梁構造, 曲げ波, 同一材料)

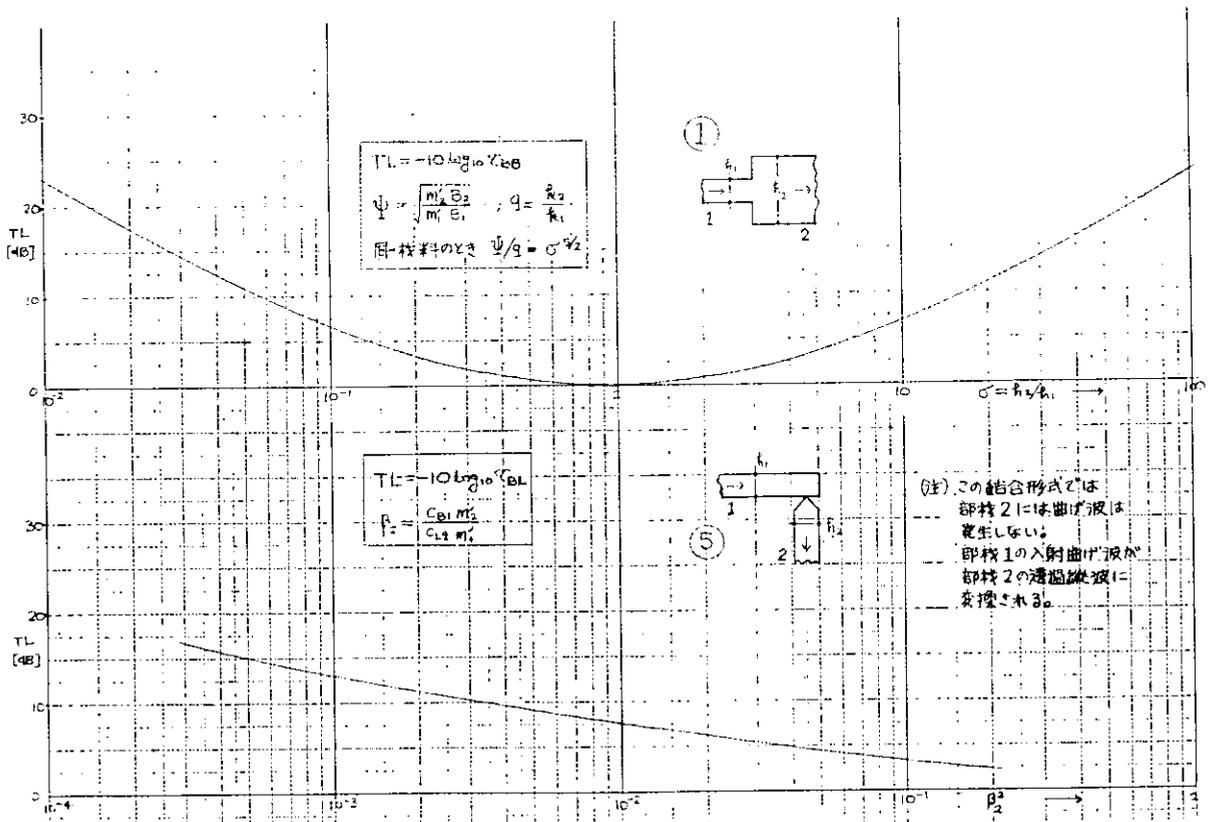


図 4.2.7 結合形式①⑤の透過損失 (梁構造, 曲げ波, 同一材料)

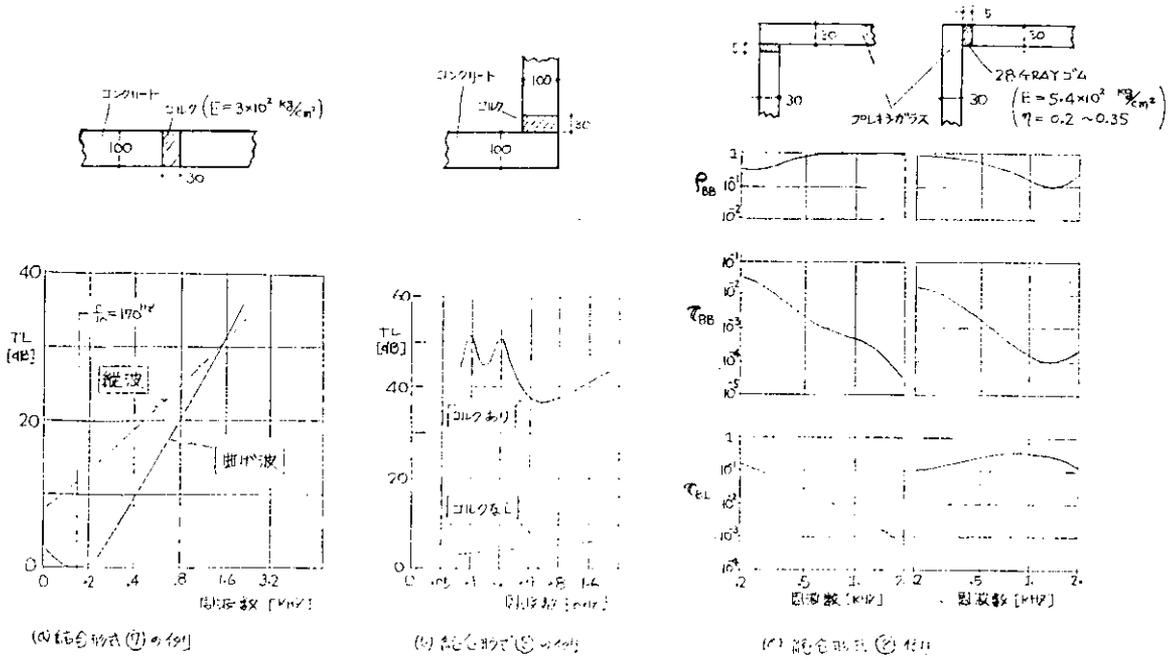


図 4.2.8 結合形式⑦⑧の透過損失の実例

図 4.2.6 からわかるように、入射側部材 1 に対して、直角に結合された透過側部材 2 または 4 への透過損失  $R_{21}$ ,  $R_{41}$  は、両者の板厚比  $\sigma$  が 1 よりずれるほど大きくなる。しかしながら、部材 1 と同じ平面内にある透過側部材 3 に対しては、板厚比  $\sigma = h_2 / h_1$  が大きい程、透過損失が大きくなる。

従って、入射側からみて、透過側の全ての部材に対して透過損失を大きくするには、板厚比  $\sigma$  を  $\sigma > 1$  とする必要がある。

また、結合形式①と③, ④, ⑥を比較すると、①の断面変化による遮断効果に比べて、③, ④, ⑥の分岐構造形式の方が効果が大きいことがわかる。

(iv) 結合形式⑦, ⑧について

この形式は、防振ゴムなどを挿入したときの遮断効果を与えるものと考えてよい。

図 4.2.8 の(a), (b)はコンクリート梁部材にコルクを挿入した例である。

(a)の例では、低周波に  $TL = 0$  となる周波数  $f_0$  が存在し、 $f > f_0$  では、透過損失は  $f^2$  で増加する。

(b)の例は、コルクの挿入による遮断効果を示しており、防振材の有効性が理解できる。

図 4.2.8 (c)は、L型結合形式で、防振材を結合部の入射側と透過側に挿入した場合の遮断効果を比較している。

防振材を入射側に挿入した場合は、 $\tau_{BB}$ ,  $\tau_{BL}$  ともに周波数が高くなるほど単調に減少し、曲げ波の遮断及び縦波発生防止に効果が大きいことを示している。

防振材を透過側に挿入した場合、 $\tau_{BB}$  は周波数が高くなるほど減少するが、透過側で縦波の 2 次発生が大きいことを示している。従って、L型結合の場合、防振材は入射側に挿入する方が効果が大きくなる。これは、居室の天井などを周壁で支える場合の対策として利用できる。

(5) まとめ

4.2.1 の構造不連続部でのエネルギー伝達特性の結果についてまとめておく。

(a) 結合損失率の計算法について

SEA法を用いて、固体音のエネルギー伝搬、及び伝達損失を推定計算する場合に、構造要素結合部の結合損失率が必要であるが、実験的に求めることも難しい。従って、近似的に理論計算法を調査した。

- (i) 残響理論を用いて平板の結合損失率と透過率の関係を導いた。結合損失率は結合境界の長さ  $L_c$ 、板の面積  $S$ 、平均透過率  $\tau_m$  とすると、 $L_c/S$  及び  $\tau_m$  に比例するから、伝達損失を大きくするには、境界の結合長さ  $L_c$  を小さくすることが有効である。
  - (ii) 結合損失率の算出に必要な平均透過率  $\tau_m$  を、L型、T型、+型結合境界について求めた。
  - (iii) 今後この結果を、4.1.1に示したSEA法によるエネルギー伝搬計算法に適用し、実験モデルのエネルギー伝搬、伝達損失の推定計算を行い、実験結果と比較する予定である。
- (b) 各種結合形式の透過率の計算図表について
- (a)で述べた、平均透過率を平板の各種結合形式について算出することは極めて難しい。従って、結合形式によるエネルギー伝達特性を定性的に判定する資料とするため、梁構造の結合形式について、資料を集約した。
- (i) 防振材挿入を含む8種の結合形式について、透過率の計算式を集約した。
  - (ii) 各結合形式について、同一材質で構成される場合、入射側部材と透過側部材の板厚比に対する透過損失を求める図を作成した。
  - (iii) T型、+型結合の場合透過損失を大きくするには、入射側に直角に結合された部材の板厚を大きくするのが有効である。
- (c) 今後の方針
- (i) L型、T型、+型結合形式について、結合部材の板厚が異なる場合について、平均透過率の数値計算を実施する。

## 参 考 文 献

- 1) A. J. Price & M. J. Crocker : Sound Transmission through Double Panels Using Statistical Energy Analysis, J. A. S. A., 47 [ 3 ], 1969.
- 2) 日本音響材料協会：建築音響工学ハンドブック，技報堂，1963.
- 3) 前川 : 建築音響，共立出版，S48/11
- 4) L. Cremer : Structure - borne Sound, Springer Verlag, 1973.
- 5) 大中 : 機械騒音の低減について(その4)，日本船用機関学会誌，4 [9]，1969/11
- 6) L. Cremer : Calculation of Sound Propagation in Structures, Acoustica, 3 [5]，1953

### 4.2.2. 減衰材貼付けによる振動低減特性

振動振幅を減少させる一つの方法として、材料の内部減衰によりエネルギーを散逸させる方法がある。船体は鋼板パネルの集合体と考えることができるため、パネルに減衰材を貼付けて減衰力を増加させ固体伝搬音を減少させることを考える。減衰の大きさは、その使用目的によって各種表示されるが、ここでは損失係数  $\eta$  によって表示し、この大きさと振動低減特性及び減衰材貼付けによる損失係数の増大について検討する。なお他の表示と  $\eta$  との関係は(4.2.27)式のようになる。

$$\eta = \frac{\psi}{2\pi} = 2\zeta = 2 \frac{C}{C_c} = \frac{2 \cdot 20}{f_n T_{60}} = \frac{\Delta t}{27.3 f_n} = \frac{\delta}{\pi} = b = \frac{1}{Q} \dots\dots\dots (4.2.27)$$

- |                                       |                                     |
|---------------------------------------|-------------------------------------|
| ここで、 $\eta$ = 損失係数 (無次元)              | $\psi$ = 減衰容量 (無次元)                 |
| $\zeta$ = 減衰比 (無次元)                   | $C$ = 粘性減衰係数 ( $Kg \text{ sec/m}$ ) |
| $C_c$ = 臨界減衰係数 ( $Kg \text{ sec/m}$ ) | $f_n$ = 固有振動数 (Hz)                  |
| $T_{60}$ = 残響時間 (sec)                 | $\Delta t$ = 減衰度 (dB/sec)           |

$\delta$  = 対数減衰率 (無次元)

$b$  = 半値幅 (無次元)

$Q$  = 共振倍率 (無次元)

(1) 損失係数とパネルの振動低減効果<sup>1)</sup>

(a) 共振振幅と応力の減少

一樣、等方性のパネルにおける最大応力振幅  $\sigma_{max}$  は

$$\frac{\sigma_{max}}{E} \approx \sqrt{3} \frac{V}{C_L}$$

ここで、 $E$  = 弾性係数、 $C_L = \sqrt{E/\rho}$  = 縦波速度、 $\rho$  = 密度、 $V$  = パネルの最大速度振幅  
例として、パネルを単純支持された  $a \times b$  の長方形とし、これが  $P(x, y, t) = P_0 \cos \omega t$  なる圧力によって起振され、 $m, n$  モードで共振している場合

$$\sigma_{max} = \frac{96}{\pi^4} \frac{P_0}{\eta h^2 m n \left( \frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right)} \quad \dots \dots \dots (4.2.28)$$

ここで、 $h$  = 板厚、 $t$  = 時間、 $x, y$  = 座標。

(4.2.28) 式によるとパネルの応力は損失係数  $\eta$  に逆比例して小さくなるのがわかる。

(b) 伝搬波の減衰

自由進行波に対する減衰の影響を説明するため、便宜的に  $x$  方向への 1 次元曲げ波を考える。減衰がない場合パネルの面外振動速度は

$$v(x, y, t) = v_0 \operatorname{Re} \left\{ e^{j(\omega t - Kbx)} \right\} \quad \dots \dots \dots (4.2.29)$$

$Kb$  は波数で

$$Kb = \left( \frac{\omega^2 \rho h}{B} \right)^{1/4} = \left[ 12 (1 - \nu^2) \frac{\rho \omega^2}{E h^2} \right]^{1/4} \approx \frac{\sqrt{12} \omega}{h C_L}$$

ここで、 $B$  = 曲げ剛性、 $\nu$  = ポアソン比。

第 3 辺からは等方性板の場合を示す。さて損失係数  $\eta$  を弾性係数の中に導入して  $\bar{E} = E(1 + j\eta)$  とすると、複素波数  $kb \approx Kb(1 - j\eta/4)$  となり、これを (4.2.29) 式に代入すると

$$v(x, y, t) = v_0 e^{-Kb\eta x/4} \cos(\omega t - Kbx)$$

これを 1 波長に対する減衰として表わすと、

$$\Delta \lambda \text{ (dB/波長)} = 13.6 \eta \quad \dots \dots \dots (4.2.30)$$

となり、損失係数に比例して減衰する。

(c) 自由振動の減衰

自由振動の減衰度  $\Delta t$  は (4.2.27) 式より

$$\Delta t \text{ (dB/sec)} = 27.3 \eta f n$$

となり、これも損失係数に比例して減衰する。

(d) 透過損失の増加

パネルが片面側にある音によって加振されて振動し、この振動が反対面側に音を放射する割合を示す透過損失は、限界周波数の 60% までの周波数では減衰力に関係しないが、これ以上の周波数では減衰力が関係し、限界周波数の 1.5 倍以上では、損失係数が 10 倍になることによって 10 dB 増加する。

(2) 船体における減衰材貼付け効果と貼付け位置

(1) では損失係数とパネル自体の振動特性について考察したが、ここでは船体内の固体音の伝搬に対する減衰力

の効果と有効な減衰材貼付け位置について、SEA法（統計的エネルギー解析法）を用いて簡単な系で検討する。

(a) 固体音の伝搬に対する減衰力の効果

船体の居住区モデルとして図 4.2.9 のような3つのデッキを考え、デッキ1に騒音源があり、これがデッキ2、デッキ3へ伝わってゆくものとする。ここでは簡単のため各デッキは1枚の同一寸法パネルとする。図 4.2.10 はSEA法における図 4.2.9 のパワー流線図であり、パワー流の関係式が

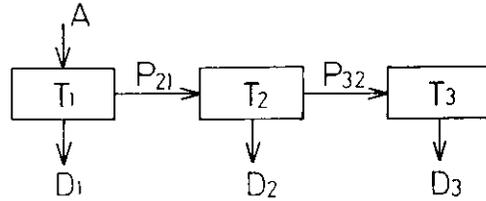


図 4.2.10 居住区モデルのパワー流

- A = デッキ1に供給される騒音源からのパワー
- T<sub>i</sub> = デッキ i の時間平均運動エネルギー・モード平均値
- P<sub>ij</sub> = デッキ j からデッキ i へのパワー流
- D<sub>i</sub> = デッキ i で減衰により消散する時間平均パワー

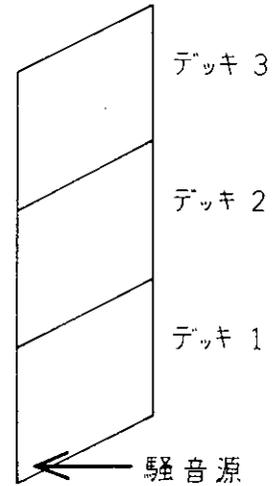


図 4.2.9 居住区モデル

$$\left. \begin{aligned} A &= P_{21} + D_1 = \phi_{21} (T_1 - T_2) + D_1 \\ P_{21} &= P_{32} + D_2 = \phi_{32} (T_2 - T_3) + D_2 \\ P_{32} &= D_3 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4.2.31)$$

となる。 $\phi_{ij}$  はパワー流係数で

$$\phi_{ij} = 2\omega_0 N_i \eta_{ij} = 2\omega_0 N_j \eta_{ji} \dots\dots\dots (4.2.32)$$

ここで、 $\omega_0$  = 騒音源の周波数帯 ( $\omega_1 \sim \omega_2$ ) の中心周波数

$N_i$  = デッキ i における  $\omega_1 \sim \omega_2$  間の固有モード数

$\eta_{ij}$  = 結合損失率

また、

$$D_i = 2\omega_0 \eta_i N_i T_i = \beta_i T_i \dots\dots\dots (4.2.33)$$

最初の仮定により、もしパワー流係数  $\phi_{ij}$  は減衰材を貼付けることによって変化しないとすれば、各デッキは同一寸法の1枚パネルであるから  $\phi_{21} = \phi_{31} = \phi$  となる。(4.2.31) 式より

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= \{ (2\phi + \beta_2) (\phi + \beta_3) - \phi^2 \} A / I \\ T_2 &= \phi (\phi + \beta_3) A / I \\ T_3 &= \phi^2 A / I \\ I &= (\phi + \beta_1) \{ (2\phi + \beta_2) (\phi + \beta_3) - \phi^2 \} - \phi^2 (\phi + \beta_3) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4.2.34)$$

ここで各デッキの損失係数が等しい、すなわち  $\beta = \beta_1 = \beta_2 = \beta_3$  とすると、

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= \frac{\phi}{\beta (3\phi + \beta)} \left( \frac{\phi + \beta}{\phi} + \frac{\beta}{\phi + \beta} \right) A \\ T_2 &= \frac{\phi}{\beta (3\phi + \beta)} A \\ T_3 &= \frac{\phi}{\beta (3\phi + \beta)} \frac{\phi}{\phi + \beta} A \end{aligned} \right\}$$

上式で  $T_1$  の第2項目を省略して考えると

$$T_{n+1} = \frac{\phi}{\phi + \beta} T_n = \frac{1}{1 + \eta_i / \eta_{ij}} T_n \quad \dots \dots \dots (4.2.35)$$

となっており、デッキ間の結合損失率だけでなく、デッキの損失係数が固体音の伝搬に重要な役割を果していることがわかる。

(b) 減衰材貼付け位置とその効果

まず最初に図 4.2.9 の居住区モデルにおいて、i 番目のデッキだけに減衰材を貼付けて、どのデッキに減衰材を貼付けたのが最も効果が大きいのかについて検討する。簡単のため減衰材を貼付けないデッキにおいては減衰力はないとする。(4.2.34) 式に  $\beta_i = \beta$ ,  $\beta_j = 0$  ( $j \neq i$ ),  $i = 1, 2, 3$  を順次代入し、運動エネルギーレベル  $T_i$  を計算すると、図 4.2.11 の結果を得る。同図より減衰材は騒音源に近い場所に貼付けると効果が大きいことがわかる。

次いで、図 4.2.12 に示すような分岐のある系について検討する。例

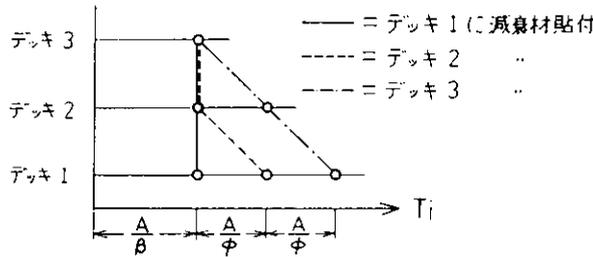


図 4.2.11 居住区モデルにおけるデッキの運動エネルギー

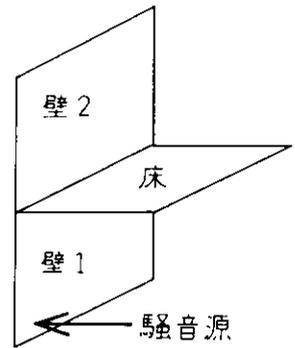


図 4.2.12 分岐モデル

えば、この分岐を壁 1 と壁 2 との間の床と考え、壁 1 に騒音源があり壁 2 の振動レベルを下げたいとする。この場合にも各壁と床は同一寸法の 1 枚パネルであると考え、パワー流係数は等しくなり、前と同様の計算によって図 4.2.13 の結果を得る。同図は分岐した床に減衰材を貼付けても効果が小さいことを示している。以上の結果、減衰材は騒音源にできるだけ近く、伝搬経路を切断する形で貼付けると効果が大きいことが明らかになった。

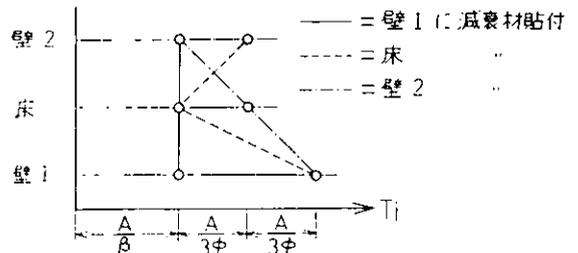


図 4.2.13 分岐モデルにおける運動エネルギー

(3) 減衰材貼付けによるパネルの損失係数の増加

船体の大部分は鋼板である。この損失係数は非常に小さいため減衰力を増大させるためには損失係数の大きい材料を貼付けなければならない。このような異質材料の複合体における全体の損失係数は

$$\eta = \sum \bar{\rho}_i W_i / \sum W_i \quad \dots \dots \dots (4.2.36)$$

となる。ここで、 $\bar{\rho}_i$  = 材料 i の損失係数、 $W_i$  = 材料 i に生じる音エネルギー

(a) 自由減衰材層

図 4.2.14 に示すように基板パネルに減衰材を貼付けた場合、減衰材は伸び変形が主になる。Oberst<sup>2)</sup> によると複合損失係数は

$$\eta = \frac{\bar{\rho}_2}{1 + \frac{k^2 (1 + \bar{\rho}_2^2) + (\gamma_1 / H_{12})^2 \{ (1+k)^2 + (\bar{\rho}_2 k)^2 \}}{k \{ 1 + (\gamma_2 / H_{12})^2 \{ (1+k)^2 + (\bar{\rho}_2 k)^2 \} \}}} \quad \dots \dots \dots (4.2.37)$$

ここで、 $\bar{\rho}_2$  = 減衰材の損失係数、 $k = K_2 / K_1 = E_2 H_2 / E_1 H_1$  = 伸び剛性比

$$\gamma_1 = H_1 / \sqrt{12}, \quad \gamma_2 = H_2 / \sqrt{12}, \quad H_{12} = (H_1 + H_2) / 2$$

$E_i = i$  層の弾性係数 ,  $H_i = i$  層の厚さ  
 ただし  $\beta_1 \ll \beta_2$  を仮定している。図 4.2.14 は (4.2.37) 式を作図したものであるが、 $\eta/\beta_2 \leq 0.5$  では (4.2.37) 式の右辺分母の  $\beta_2 = 0$  としたもので近似できることがわかる。

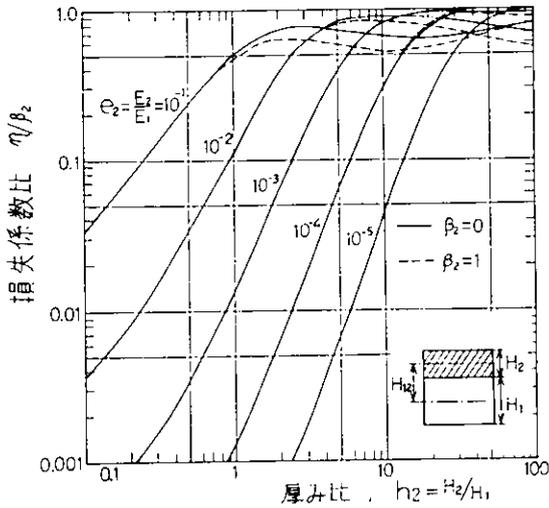


図 4.2.14 自由減衰層による損失係数の増加

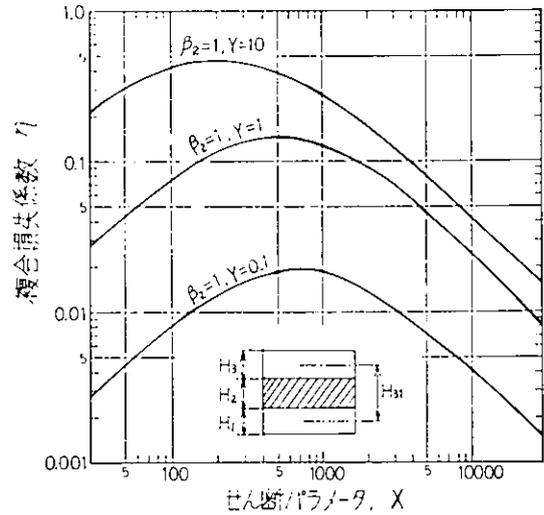


図 4.2.15 拘束減衰層のせん断パラメータと損失係数

(b) 拘束減衰材層

図 4.2.15 に示すように基板パネルに減衰材を貼付け、さらにその上に拘束層を貼付けた場合、減衰材はせん断変形が主になる。この複合損失係数は<sup>3)</sup>

$$\eta = \frac{\beta_2 Y X}{1 + (2+Y) X + (1+Y)(1+\beta_2^2) X^2} \quad \dots\dots\dots (4.2.38)$$

$$\frac{1}{Y} = \frac{E_1 H_1^3 + E_3 H_3^3}{12 H_{31}^2} \left( \frac{1}{E_1 H_1} + \frac{1}{E_3 H_3} \right) \quad \dots\dots\dots (4.2.39)$$

$$X = \frac{G_2}{P^2 H_2} \left( \frac{1}{E_1 H_1} + \frac{1}{E_3 H_3} \right) \quad \dots\dots\dots (4.2.40)$$

$$\frac{1}{P^2} = \frac{1}{\omega} \sqrt{\frac{B}{\mu}} \quad \dots\dots\dots (4.2.41)$$

$$\bar{B} = (B_1 + B_3) \left( 1 + \frac{\bar{X} Y}{1 + \bar{X}} \right) \quad \dots\dots\dots (4.2.42)$$

ここで、 $H_{31} = H_2 + (H_1 + H_3)/2$                        $X =$  せん断パラメータ  
 $P = 2\pi/\lambda =$  波数,  $\lambda =$  波長                       $\bar{B} =$  複素曲げ剛性  
 $\mu =$  単位面積あたりの質量                       $G =$  せん断弾性係数

ただ、(4.2.40) 式の  $X$  を求めるためには  $B$  が必要であり、 $B$  を求めるには  $X$  が必要になる。そこで、(4.2.40) 式に (4.2.41)、(4.2.42) 式を代入して  $B$  を消去すると  $X$  の 3 次式になるため、実用には次のようなくり返し計算によって  $X$  を求める。

- (i)  $X_{opt} = 1/\sqrt{(1+Y)(1+\beta_2^2)}$  を計算する。
- (ii)  $\bar{X} = X_{opt}$  として (4.2.42) 式より  $B$  を求める。
- (iii) (4.2.40) 式より  $X$  を求める。
- (iv)  $X$  が収束するまで (ii)~(iv) の計算をくり返す。

図 4.2.15 は (4.2.38) 式を  $\beta$ ,  $Y$  及び  $X$  をパラメータとして作図したものであるが、せん断パラメータ  $X =$

$X_{opt}$ において最大値をとる。これはたとえ減衰材の損失係数が周波数に関係なく一定であったとしても、拘束層を持つことによって周波数依存性が生じることを示している。

(4) パネルの損失係数の測定

固体伝搬音を減少させるため船体パネルに減衰材を貼付けようとした場合、現状の船における損失係数の値と新しく減衰材を貼付けたときの値を知る必要がある。そこで、ここでは現状での値として実船にしばしば使用されているデッキコンポジション3例の損失係数と市販の減衰材2例の損失係数を測定し、それらの特性を明らかにした。測定した材料と各層の厚みを表4.2.3に示した。

表4.2.3. 試験減衰材

	減衰材	自由減衰層 (1層)		2層 (拘束層)
デッキ・コンポジション	セメント	$H_1 = 4.5$ $H_2 = 27.5$ $H_2/H_1 = 6.1$	$H_1 = 3.2$ $H_2 = 22.8$ $H_2/H_1 = 7.1$	$H_1 = 3.2$ $H_2 = 24.8$ $H_3 = 3.0$ (モザイクタイル)
	セムテックス	$H_1 = 4.5$ $H_2 = 9.5$ $H_2/H_1 = 2.1$	$H_1 = 3.2$ $H_2 = 11.0$ $H_2/H_1 = 3.4$	$H_1 = 3.2$ $H_2 = 7.3$ $H_3 = 2.0$ (ビニルシート)
	ハイヒートボード			$H_1 = 4.5$ $H_2 = 25.0$ $H_3 = 7.5$ (セムテックス)
市販減衰材	ハマダンパー C-1 (横法ゴム)	$H_1 = 4.5$ $H_2 = 6.0$ $H_2/H_1 = 1.3$		$H_1 = 3.2$ $H_2 = 3.5$ $H_3 = 1.6$ (鋼板)
	イーディケル 2500 (日本特殊塗料)	$H_1 = 3.2$ $H_2 = 2.0$ $H_2/H_1 = 0.6$		

(a) 実験装置と実験方法

試験パネルの寸法を図4.2.16に示す。パネルは周辺を30mm折り曲げているが、これは固定条件を単純支持に近くするためのものであり、パネル寸法は10Hz以下の固有振動数が存在するよう決定した。図4.2.17は試験パネル及び加速度ピックアップの取付け状態を示す。損失係数の測定は、パネルをハンマーにより打撃し、生じた振動の自由減衰により減衰度  $d_t$  を計測して、(4.2.27)式より損失係数を計算した。一般に減衰度の測定には、レベルレコーダーが用いられているが高損失係数、高周波数では残響時間が非常に短かく ( $\eta = 0.1$ ,  $f_n = 16000$  Hz では  $T_{60} = 1.4 / 1000$  sec) レベルレコーダーが追従できなかったため、図4.2.18に示すような高速A-D変換器によりデータをサンプリングしミニ・コンピュータによって減衰度を計算する方式を用いた。

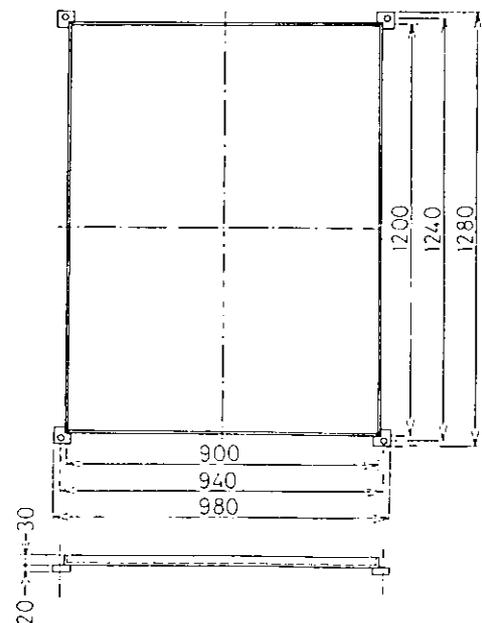


図4.2.16 試験パネル寸法

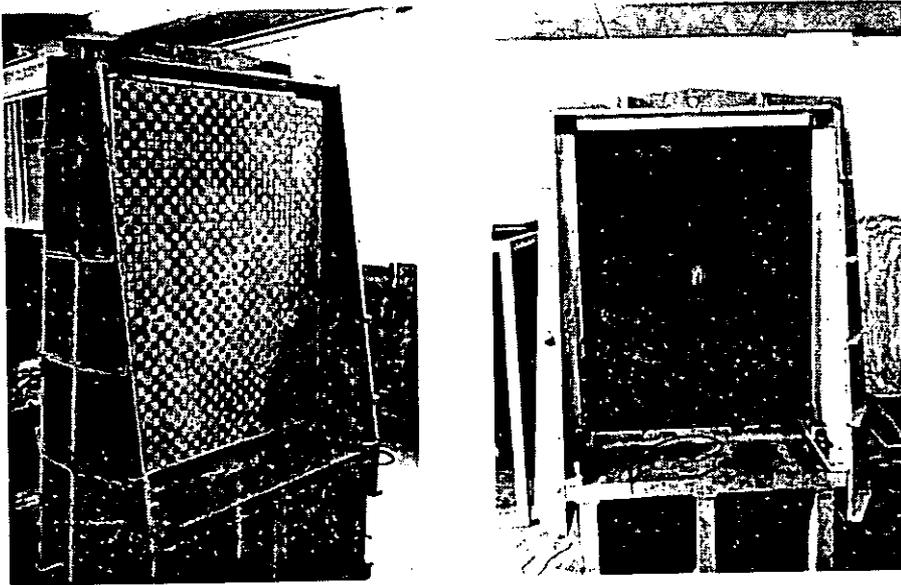


図 4. 2. 17 試験パネル取付け状態

(b) 実験結果

まず減衰材を貼付けない状態でのパネルの損失係数を測定し図 4. 2. 19 に示した。この結果は鋼板の損失係数として妥当なもので測定方法に問題のないことを証明している。

図 4. 2. 20 はセメント関係の複合損失係数である。同図(a), (b) は厚み比  $h_2$  の効果を調べようとしたものであるが、結果はほぼ同一値を示している。これは  $E_2 = 2.1 \times 10^5 \text{ Kg/cm}^2$  とすると  $l_2 = 0.1$  となり、図 4. 2. 14 において  $h_2 \geq 3$  で  $\eta/\beta_2$  がほぼ一定値になることと一致している。実験では  $h_2 = 6.1$  と  $7.1$  であるから鋼板が  $10 \text{ mm}$  程度になっても図 4. 2. 20 (a), (b) と同様の結果が得られることが予想でき、同図の複合損失係数値は実船にそのまま適用できる。このセメント貼付けによる複合損失係数は鋼板だけの場合に比べて  $10 \sim 30$  倍大きく特に低周波数において効果が大きい。なお、この実験で大きな厚み比しか選べなかったのは、セメントの割れと貼付けの問題からパネルが製作できなかったためである。図 4. 2. 20

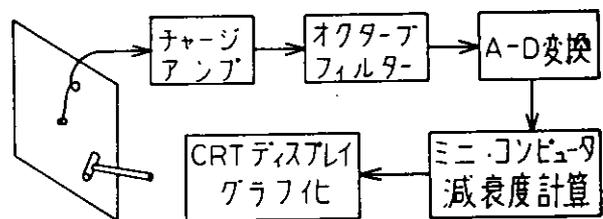


図 4. 2. 18 損失係数測定方法

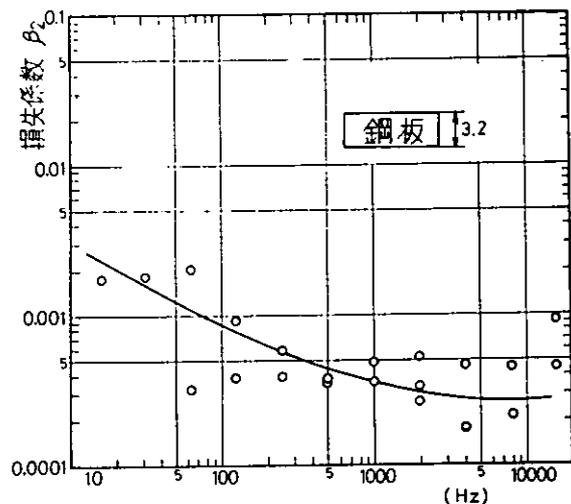
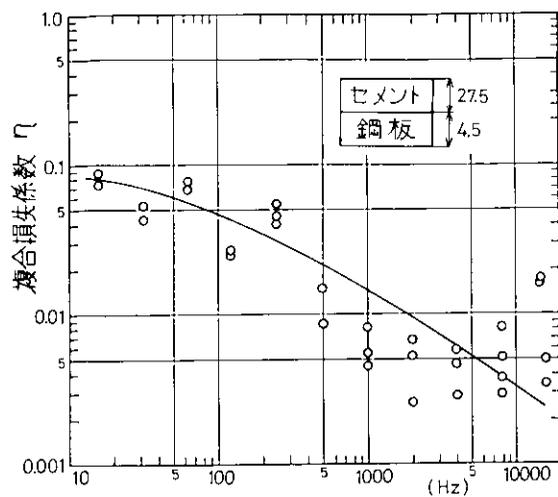


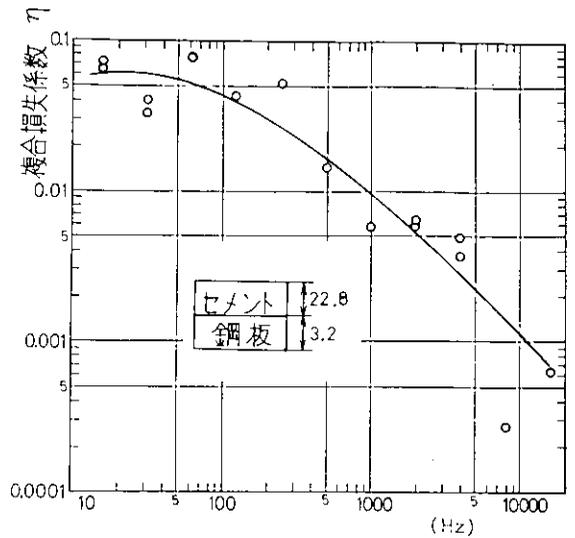
図 4. 2. 19 鋼板パネルの損失係数

(c) は同図(b)と同じ厚みのセメントの上に、さらにモザイク・タイルを貼付けたものであるが、これによって損失係数は2倍程度大きくなっている。図 4. 2. 20 (d) は (4. 2. 37) 式によりセメント独自の損失係数を逆算したものである。

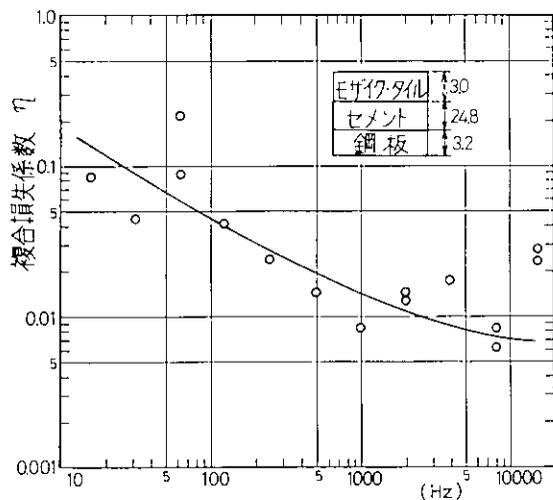
図 4. 2. 21 はセムテックスを貼付けたものをセメントと同様に表示したものである。同図の(a), (b) は厚み比の影響を調べたものであるが、この場合には厚み比によって変化している。図 4. 2. 21 (c) はセムテックスの上にさらにビニール・シートを貼付けたものであるが、これによって高周波数での効果がやや改善されている。



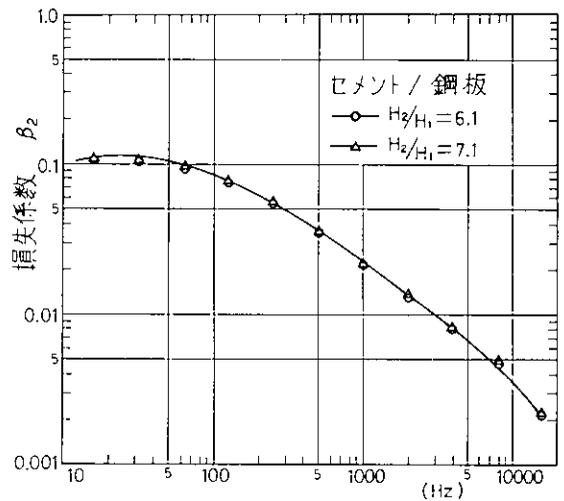
(a)



(b)



(c)



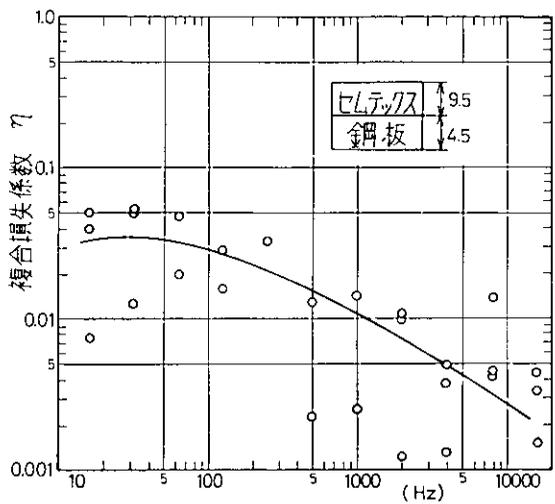
(d)

図 4.2.20 セメントの損失係数

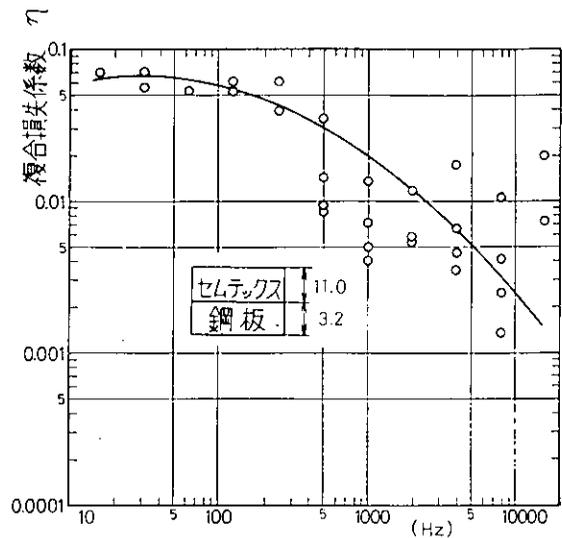
セムテックス独自の損失係数を(4.2.37)式により逆算したものを図4.2.21(d)に示したが、これとセメントの損失係数図4.2.20(d)を比較すると、セメントとセムテックスの損失係数値がほぼ等しいことがわかる。

図4.2.22はハイヒート・ボードの上にセムテックスを貼付けたものであるが、これも低周波数で大きく高周波数で小さい。また、その大きさはセメントの複合損失係数図4.2.20(a)とほぼ等しい。以上、従来のデッキコンポジションを貼付けた床は、鋼板だけのものに比較して損失係数は10～30倍大きく、特に低周波数においてその効果が大きい。

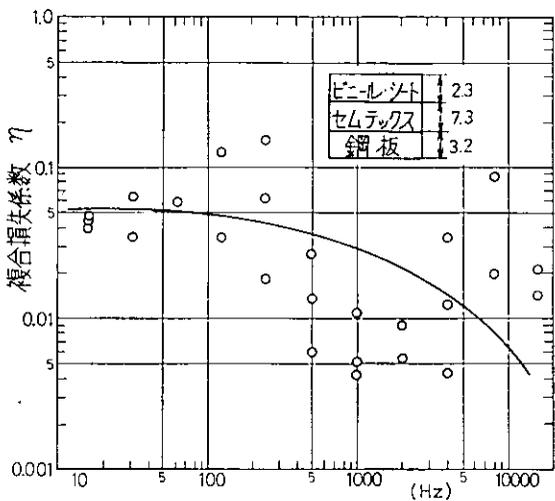
次に市販の減衰材についての測定結果を図4.2.23に示したが、自由減衰層の(a),(b)では両者とも周波数に関してはほぼ平坦な特性を有している。同図(c)はハマダンパーC-1の上に拘束層を設けた場合であるが、高周波数では逆に効果が小さくなっている。これは拘束減衰層の計算式(4.2.38)においても説明したように、拘束層によって損失係数に周波数依存性が新たに生じたためで、同図(d)に(4.2.38)式による同パネルでの計算値を示したが良く一致している。以上のように、ここで実験した市販の減衰材はデッキコンポジションと比較して、材料自体の損失係数が大きく、しかも高周波数においても下がらないことがわかった。また、拘束層を設けることによって損失係数を上げようとする場合には、新たに生じる周波数特性に注意しなければならないことがわかる。



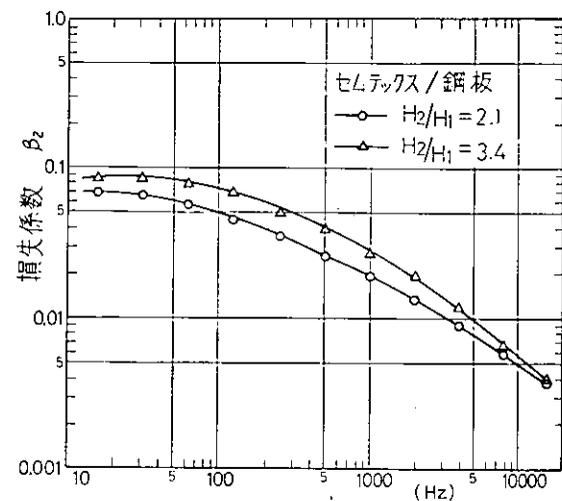
(a)



(b)



(c)



(d)

図 4. 2. 21 セムテックスの損失係数

## (5) 考察

(a) 船体全体の空間平均の振動レベルを考えると、これは損失係数值に逆比例する。もし船体が鋼板だけで構成されていたとすると 1000 Hz で  $\eta = 0.0004$  であるが、船体パネルの全てにセメントを 10 mm 鋼板に 30 mm、ハマダンパー C-1 なら鋼板 10 mm に対して 2 mm の割合で貼付けると  $\eta = 0.01$  になり、これによって固体音は 28 dB 減衰する。しかし実船の損失係数はもともとかなり大きいため、船体全体の平均レベルとしては上記の対策によって 5 ~ 10 dB の減少しか期待できないであろう。

(b) 船体全体の固体音レベルを下げるというのではなく、船体内の一部のレベルを下げようとする場合これは音源からその部分までの伝達特性によ

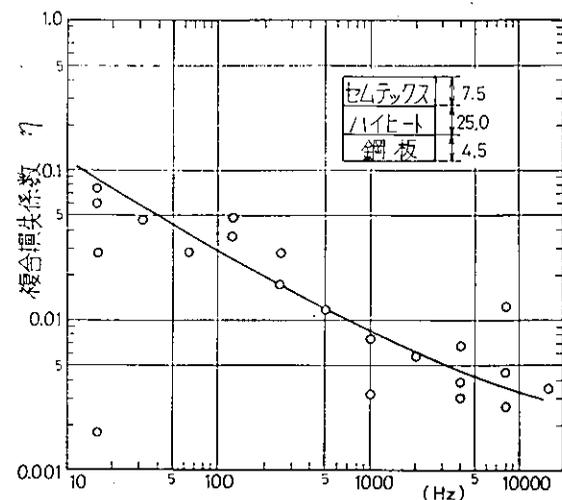
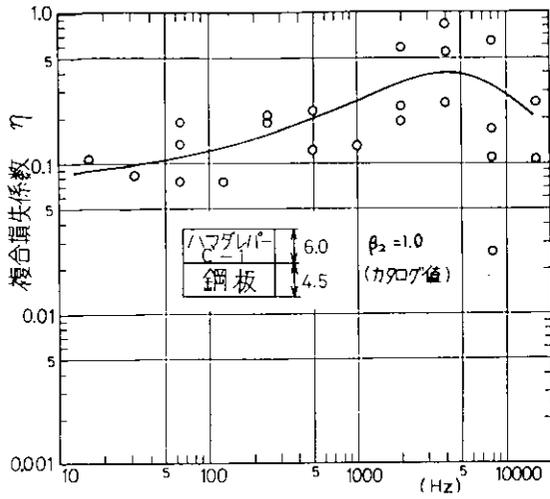
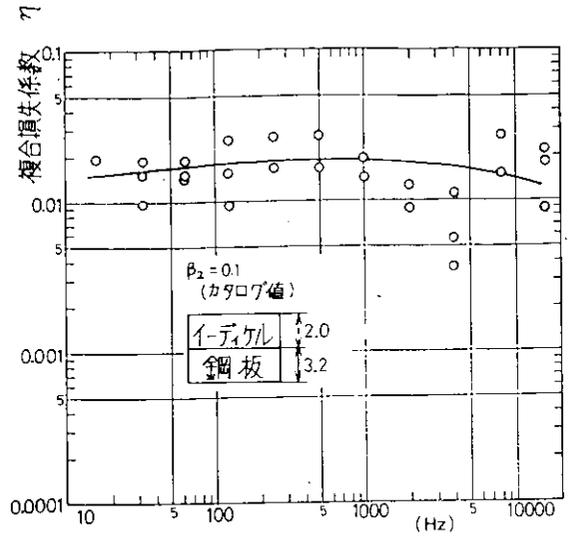


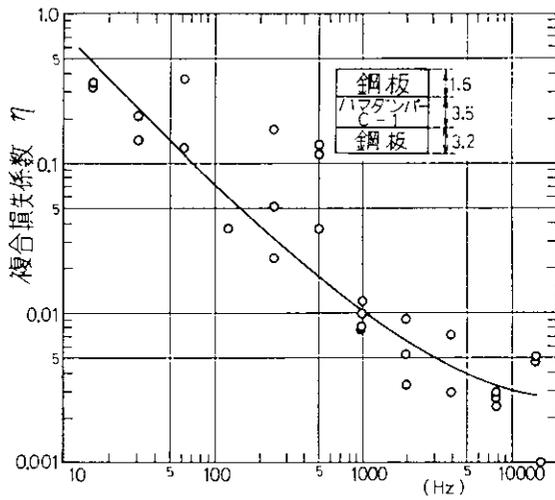
図 4. 2. 22 ハイヒートボード・セムテックス組合せの損失係数



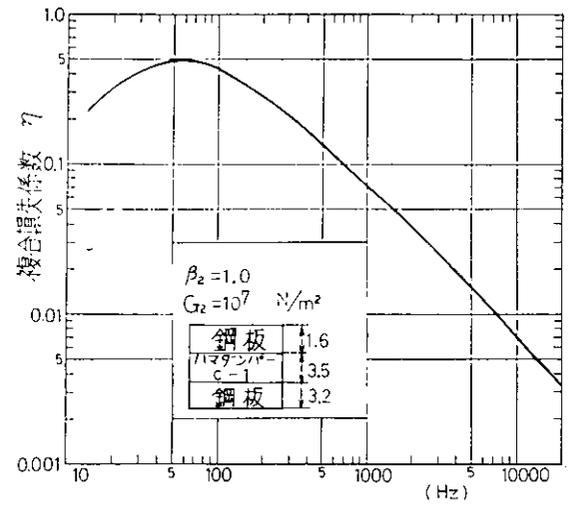
(a)



(b)



(c)



(d)

図 4.2.23 市販減衰材の損失係数

で決る。この伝達率は (4.2.35) 式より  $1 / (1 + \eta_i / \eta_{ij})$  と表わされる。すなわち  $\eta_i$  = 損失係数と  $\eta_{ij}$  = 結合損失率の比を大きくすれば固体音の伝搬は小さくなる。具体的に  $\eta_i$  を大きくすることは減衰材を貼付けることであり、 $\eta_{ij}$  を小さくすることは遮断を良くすることである。本報の実験により、 $\eta_i$  は減衰材を貼付けることによって 0.1 程度まで大きくできることがわかったが、数値として固体音レベルを評価するためには S E A 法に  $\eta_i$ ,  $\eta_{ij}$  を代入して計算するといった方法をとらなければならない。

- (c) 有効な減衰材貼付け位置は音源に近く、伝搬経路を切断する形であることがわかったが、これは具体的には騒音源の機器取付け床パネルに減衰材を貼付けるのが効果的であることを示している。
- (d) 従来のセメント、セムテックス、ハイヒートボード等のデッキコンポジションは 1000 Hz 以下において効果があり、低周波騒音に有効である。その場合の厚み比は 3 以上が望ましく、 $\eta = 0.01 \sim 0.1$  が期待できる。
- (e) 市販減衰材には高周波数においても損失係数が下がらないものがあり、対策として非常に有効である。ただ減衰材の選択にあたっては、メーカー資料に高周波数での特性を表示していないものが多いため、メーカーに十分問い合わせ必要がある。

### 参 考 文 献

- 1) Leo L. Beranek, Noise and Vibration Control, Mc-Graw Hill, 1971.
- 2) Von Vermann Dberst, Über Die Dämpfung Der Biegeschwingungen Dunner Bleche Durch Fest Haftende Beläge , ACUSTICA Heft4, 1952.
- 3) Edward M. Kerwin, Damping of Flexural Waves by a Constrained Viscoelastic Layer, The Journal of The Acoustical Society of America , Volume 31 Number 7, July 1959.

## 5. 船体関係空気伝搬音の研究

本章では船舶居住区における空気伝搬音についての研究成果について述べるが、その内容としては

- (1) 空気音（2次固体音を含む）の伝搬経路と減衰の程度
- (2) 空気音を遮音するための実用的で有効な防音構造とその透過損失
- (3) 固体音、空気音（2次固体音）が室内で音として放射される場合の効率
- (4) 室内の騒音を低減するための実用的で有効な吸音構造とその吸音率
- (5) 居住区内のバス・トイレの防音対策

の5項を含んでおり(1)に関して、5.5 空気伝搬音の模型実験と解析の所で空気音伝搬経路調査実験、戸開口閉鎖実験、空気音減衰量調査について述べ、(2)に関しては5.1 各種防音構造の透過損失の測定の所で防音構造の透過損失の実測、既存透過損失データの整理について述べ、(3)に関しては5.4 弾性壁の振動による放射室内騒音分布推定法の所で航行中の船舶居室の周壁の振動レベルと室内騒音の関係から周壁（天井・床を含む）の音響放射効率を求めており、また5.3 固体振動による2次発生音の研究の所で防音構造の透過損失計測時に受音室側のパネルの振動レベルを計測することによりそのパネルの音響放射効率を求めている。(4)に関しては5.2 各種内装材の吸音特性の研究の所で各種内装材の吸音率の測定、吸音材及び吸音構造のグレード別分類について述べ、(5)に関しては5.6 バス・トイレの防音対策について述べている。

### 5.1 各種防音構造の透過損失の測定

本節では有効で実用的な居住区用防音構造を選定し、その透過損失実測結果を示すのが目的であるが、S50年度用実験パネル選定時には未だ本委員会の研究も進展していなかったため、とりあえず現在各造船所で使用されている内装構造の中で有効と考えられ、かつ透過損失の不明な構造10種を選んで、これらの透過損失を測定すると共に、既存の透過損失データを使い易いようにグレード別に分類整理した。

#### 5.1.1 防音構造の透過損失の実測

##### (1) 供試パネル

供試パネル10種類の構造を図5.1.1に示す。この中、今回報告するのは試料No.7, 8, 9の3種類であり、残り7パネルの測定結果については51年度に報告の予定である。また、各パネルの取付け方法を図5.1.2に示す。

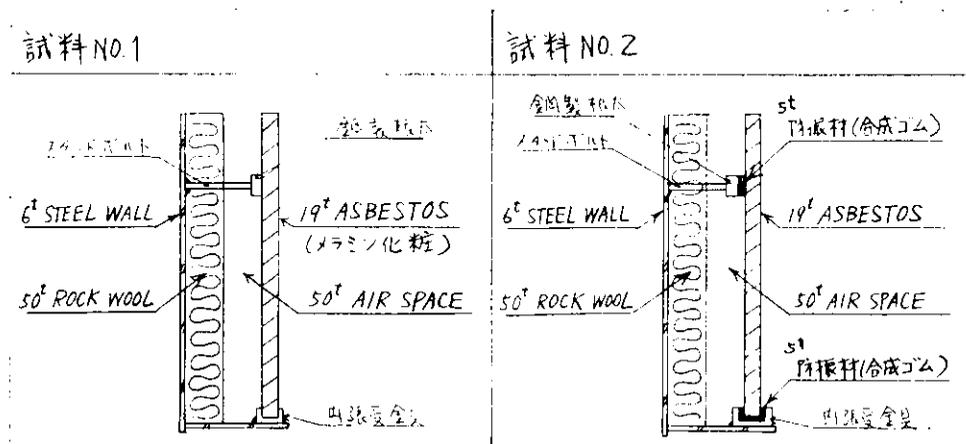


図 5.1.1 供試パネル構造 (1/2)

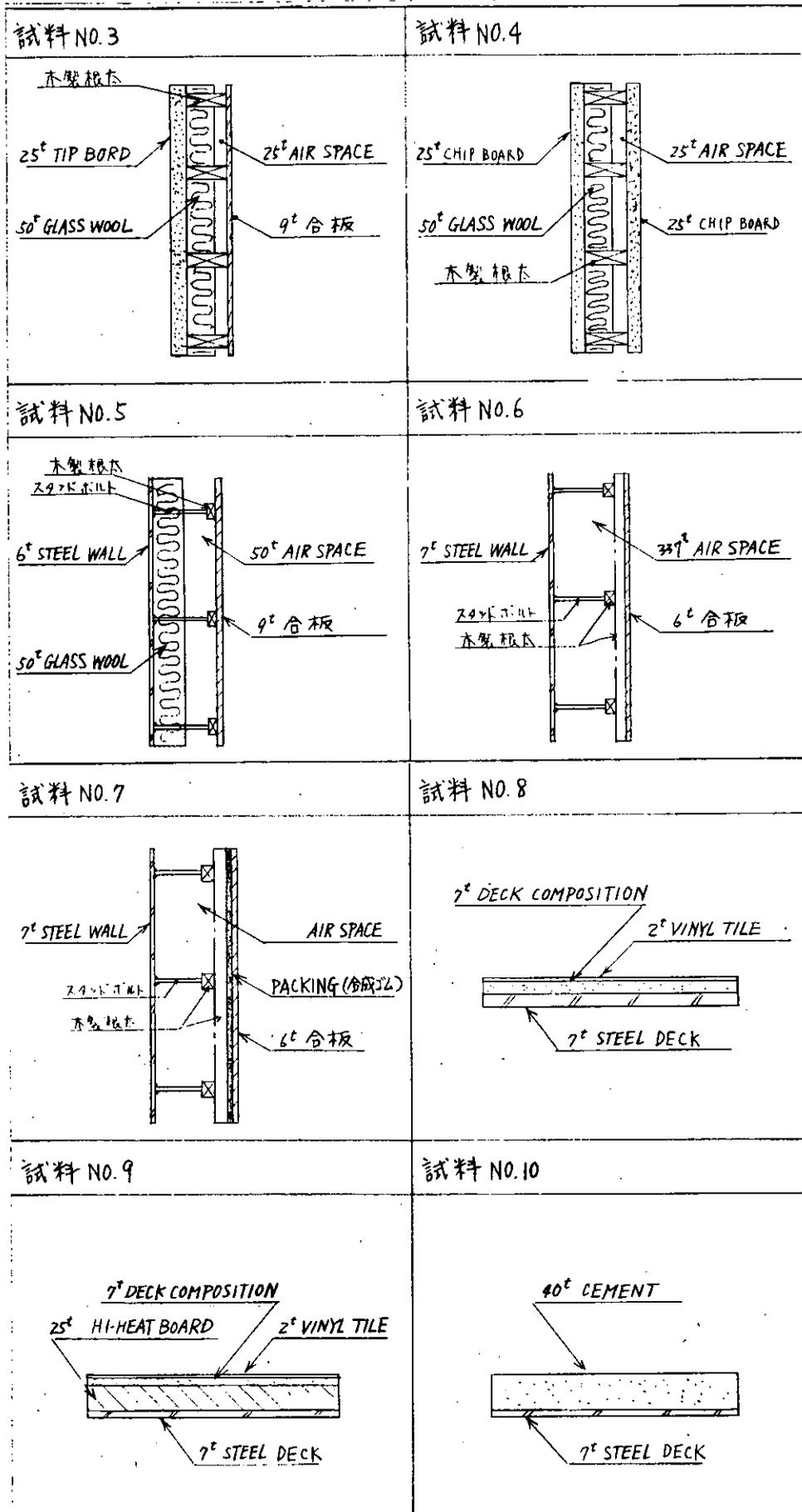
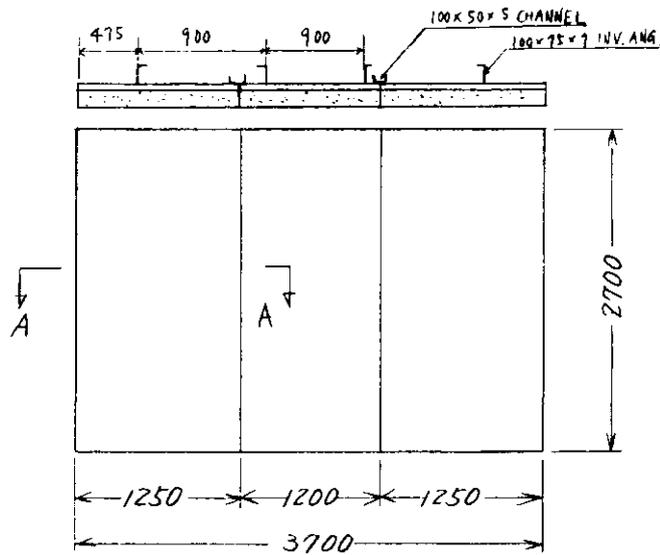


図 5. 1. 1 供試パネル構造 (2/2)



A-A SECTION

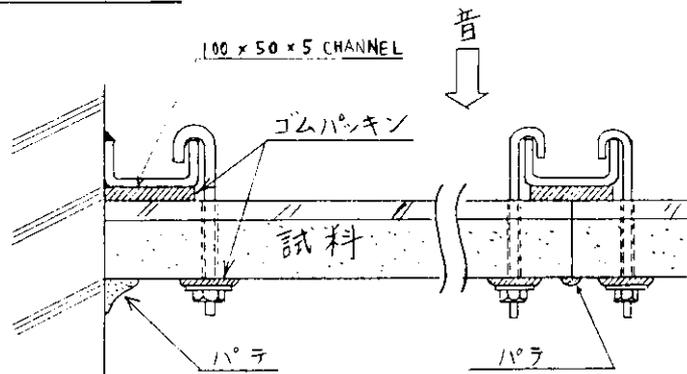


図 5. 1. 2 供試パネル取付方法 (試料No 8 ~ No 10)

(2) 測定装置

測定に当っては三菱重工業㈱高砂研究所の設備を利用したが、その概要は次の通りである。

(a) 残響室

残響室は小林理研と同一形式の不整五角形となっており、残響室の要目を表 5. 1. 1 に示す。

表 5. 1. 1 残響室要目

	室容積 (m <sup>3</sup> )	室内全表面積 (m <sup>2</sup> )	床面積 (m <sup>2</sup> )
音源用残響室	201. 1	204. 1	38. 8
受音用残響室	200. 0	203. 2	38. 7
試料取付面積	—	2.7H × 3.7W	—

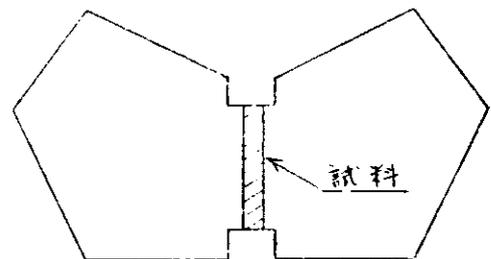


図 5. 1. 3 残響室平面図

(b) 音源装置

音源装置は図 5. 1. 4 に示すようなものである。

(c) 受音装置

受音装置は図 5. 1. 5 のようなものであり、データ処理計算は全てミニコンにて行ったものである。

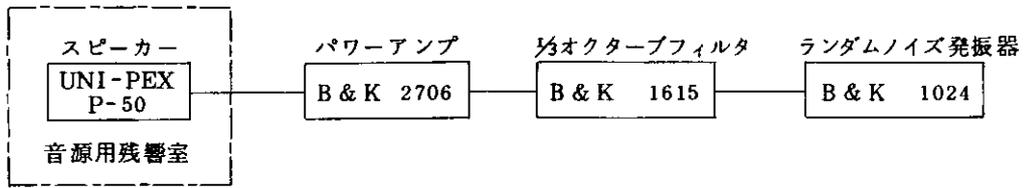


図 5.1.4

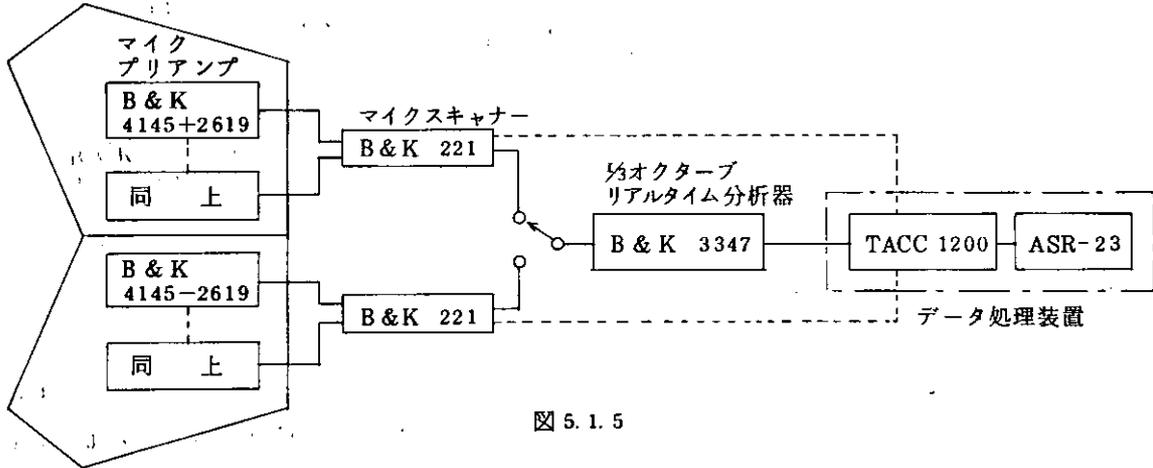


図 5.1.5

(3) 測定方法

測定方法は JIS 規格 JISA1416 (実験室における音響透過損失測定方法) に従い実施した。

(4) 測定結果とまとめ

図 5.1.7~図 5.1.9 に測定結果のグラフを示す。

(a) 図中の直線は質量則による透過損失値であり次式に依ったものである。

$$TL = 18 \log mf - 44 \quad (5.1.1)$$

ここに、 $m$  : 供試パネル面密度 ( $Kg/m^2$ )

$f$  : 中心周波数 (Hz)

(b) 供試パネル No.8~No.10 の測定結果に見られる一般的な傾向は下図に示したようなものであり、これは剛性材サンドイッチ構造の透過損失に見られる特徴と極めて良く類似している。

(c) 複合パネルのコインシダンス周波数  $f_c$  を一般的に求めるのは非常に複雑であるが、2層の複合パネルの  $f_c$  は次式により求められる。

$$f_c = \frac{C^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m}{B}} \quad m B^2 = \frac{Eh^3}{12} \quad (5.1.2)$$

ここに、 $C$  : 空気中の音速 ( $m/S$ )

$m$  : 複合パネルの面密度 ( $Kg/m^2$ )

$E$  : 複合パネルの弾性定数 ( $N/m^2$ )

$h$  : 複合パネルの板厚 ( $m$ )

複合パネルの  $h, m, B$  は各々次式によって表わされる。

$$\left. \begin{aligned} h &= (1 + \xi) h_1 \\ m &= (1 + b\xi) m_1 \\ B &= \frac{1 + 2a(2\xi + 3\xi^2 + 2\xi^3) + a^2\xi^4}{1 + a\xi} B_1 \end{aligned} \right\} (5.1.3)$$

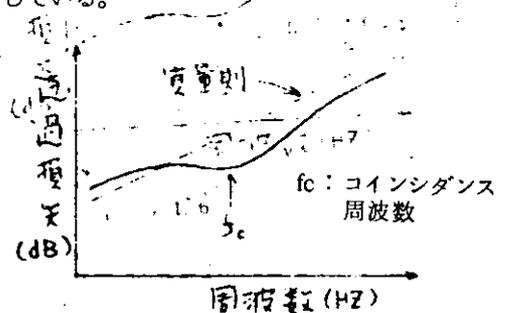


図 5.1.6

ここに  $\xi = \frac{h_2}{h_1}$  ,  $a = \frac{E_2}{E_1}$  ,  $b = \frac{\rho_2}{\rho_1}$  ,  $m_1 = \rho_1 h_1$  ,  $B_1 = \frac{E_1 h_1^3}{12}$

$h$  : 厚さ (m)                                       $m$  : 面密度 (Kg/m<sup>2</sup>)

$E$  : 弾性定数 (N/m<sup>2</sup>)                                       $\rho$  : 密度 (Kg/m<sup>3</sup>)

であり, 添字 "1", "2" は 2層複合パネルの各々の層を示す。

式 (5.1.2), (5.1.3) を用いて各供試パネルの  $f_c$  を概算すると表 5.1.3 のようになる。

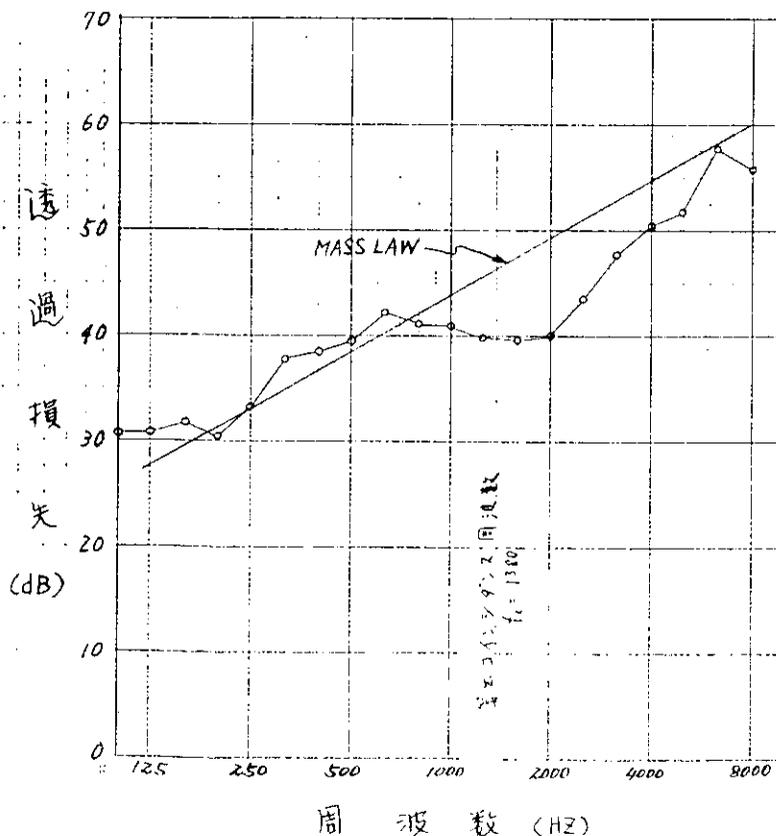
表 5.1.2

パネル	構成要素	$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	$h$ (m)	$E$ (N/m <sup>2</sup> )	$f_c$ (Hz)
No. 8	DECK COMPOSITION	$2.23 \times 10^3$	$7.0 \times 10^{-3}$	$2.06 \times 10^{10}$	1380
	STEEL WALL	7.8 "	7.0 "	20.6 "	
No. 9	HIGH HEAT BOARD	0.27 "	25.0 "	0.02 "	770
	STEEL WALL	7.8 "	7.0 "	20.6 "	
No. 10	CEMENT	1.57 "	40.0 "	2.06 "	320
	STEEL WALL	7.8 "	7.0 "	20.6 "	

注 1) 上表でパネル No. 8, 9 において 2 t VINYL TILE を無視し, 更に No. 9 では 7 t DECK COMPOSITION も無視してある。

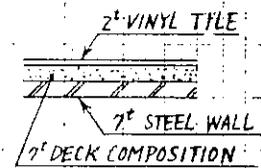
注 2) DECK COMPOSITION, HIGH HEATBOARD の弾性定数不明のためコンクリート及び木毛セメントのそれで作代した。

パネル No. 8, 10 については  $f_c$  の実測と計算値が比較的良く一致しているが, No. 9 については, かなりの食違いが生じている。これは上記の計算方法及び弾性定数の与え方に問題があるためと思われる。また, 実測では, No. 9 の  $f_c$  は 2000 Hz 近辺に現われているが, これは 7 t STEEL WALL 単体の  $f_c$  に近い値である。



1. 試料名称 NO.8

2. 構造



面密度 76 Kg/m<sup>2</sup>

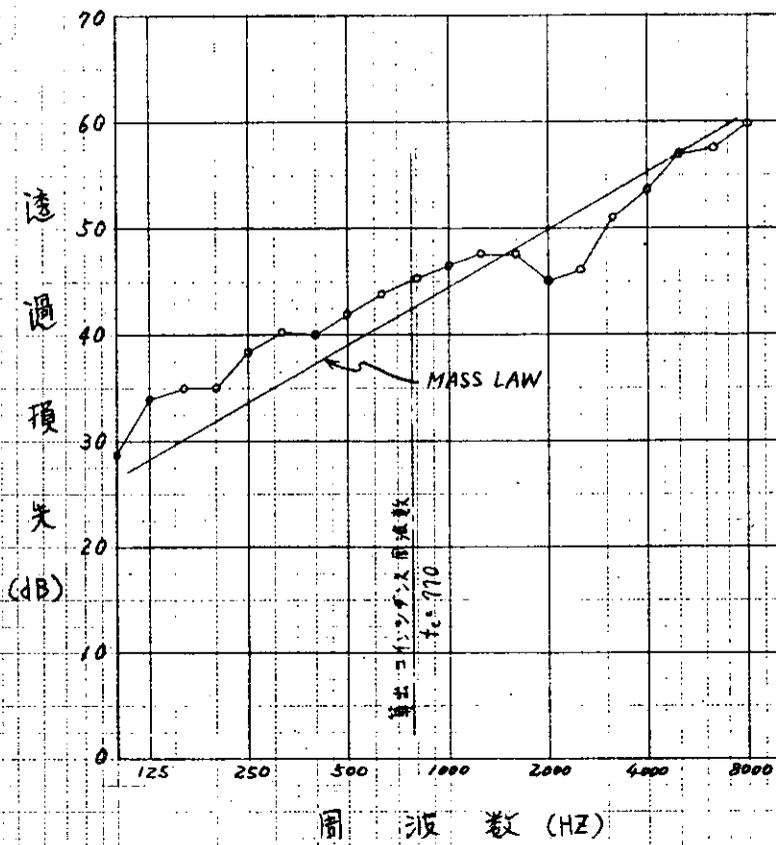
3. 試料面積 2700 x 3700

4. 測定年月 昭 50.11

5. 温度湿度 17°C, 80%

6. 測定所 三菱重工業(株) 高砂研究所

図 5.1.7



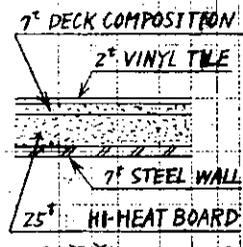
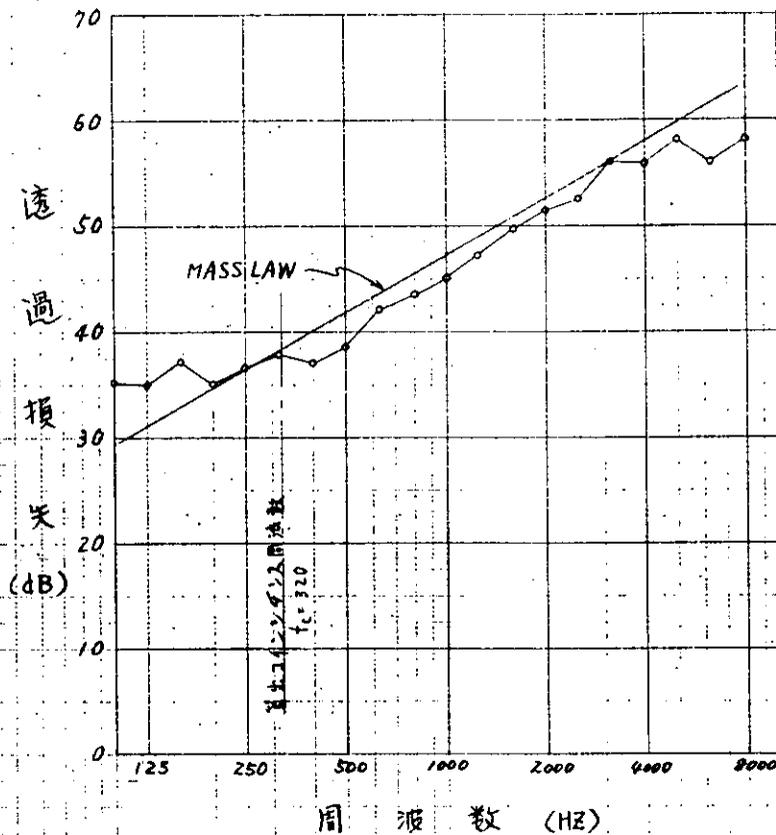
1. 試料名称 NO. 9
2. 構造  

3. 試料面積 2700 x 3700
4. 測定年月 昭50.12
5. 温度.湿度 17℃.80%
6. 測定所 三菱重工業(株) 高砂研究所

図 5. 1. 8



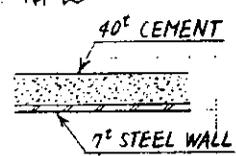
1. 試料名称 NO. 10
2. 構造  

3. 試料面積 2700 x 3700
4. 測定年月 昭50.12
5. 温度.湿度 15℃.83%
6. 測定所 三菱重工業(株) 高砂研究所

図 5. 1. 9

5.1.2 既存透過損失データの整理

既存の透過損失データを整理し、船の居住区に一般的に使用されると考えられる構造を、各透過損失の平均値のレベルごとにならべると次のようになる。透過損失 55 dB 程度までのものは計測された実績はあるが、55 dB 以上のものについてのデータは計測されていない。表 5.1.3 は、関西造船学会・造船設計便覧による。

表 5.1.3 各種構造の透過損失 (TL) (1/4)

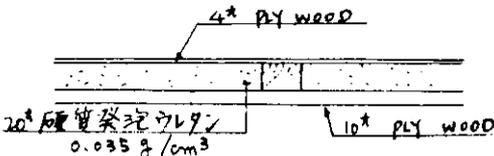
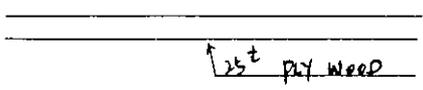
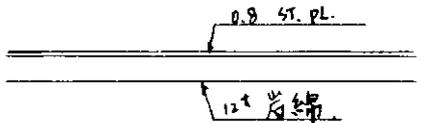
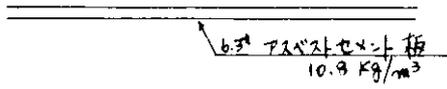
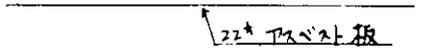
構造	周波数別 TL (dB)						平均 TL (dB)	備考
	周波数 (Hz)							
	125	250	500	1000	2000	4000		
30dB 以下								
	20.0	21.0	24.0	23.5	29.0	37.0	25.8	$f_c \approx 1,000$ $T_{fc} = 23.5$
	23.5	26.0	27.5	20.5	22.5	32.5	25.4	$f_c \approx 1,000$ $T_{fc} = 20.5$
	11.0	>20.0	25.0	>9.0	30.0	31.0	26.3	$f_c \approx 3150$ $T_{fc} = 28$
	22.0	25.0	25.5	31.5	35.5	26.0	27.6	
	17.5	25.0	27.0	27.0	34.0	36.0	27.8	

表 5.1.3 各種構造の透過損失 (TL) (2/4)

構造	周波数別 TL (dB)						平均 TL (dB)	備考
	周波数							
	125	250	500	1000	2000	4000		
30 dB ~ 35 dB								
	26.0	28.0	30.0	27.0	35.0	41.0	31.2	$f_c \approx 800$ $T_{f_c} = 26$
	22.5	26.5	32.0	34.5	42.0	48.0	32.9	$f_c \approx 3200$ $T_{f_c} = 37.5$
	25.0	29.0	33.0	38.0	41.5	32.0	33.1	$f_c \approx 3200$ $T_{f_c} \approx 29.5$
	26.0	32.5	32.5	36.5	41.0	35.0	33.9	$f_c \approx 3200$ $T_{f_c} = 34.0$
35 dB ~ 40 dB								
	30.0	35.0	32.5	35.0	39.0	43.0	36.1	$f_c \approx 2500$ $T_{f_c} = 38.5$
	32.0	34.0	38.0	40.0	38.0	44.0	37.7	$f_c \approx 2,000$ $T_{f_c} = 38$
	16.0	30.0	42.0	46.0	47.0	44.0	37.5	$f_c \approx 3150$ $T_{f_c} = 40$
	33.0	35.0	39.0	37.0	38.0	46.0	38.0	$f_c \approx 1600$ $T_{f_c} = 35$
	28.5	35.0	38.0	42.0	45.0	42.0	38.4	$f_c \approx 2500$ $T_{f_c} = 39$

表 5.1.3 各種構造の透過損失 (TL) (3/4)

構造	周波数別 TL (dB)						F <sub>25</sub> TL (dB)	備考
	周波数							
	125	250	500	1000	2000	4000		
	16.0	30.0	42.0	46.0	47.0	44.0	37.5	f <sub>c</sub> ≒ 3150 T <sub>Lfc</sub> = 40
	27.0	32.5	39.5	44.5	44.5	42.5	38.8	f <sub>c</sub> ≒ 3200 T <sub>Lfc</sub> = 39.5
	27.0	33.5	39.5	44.0	46.5	42.5	38.8	f <sub>c</sub> ≒ 3200 T <sub>Lfc</sub> = 39.5
	27.5	34.0	38.5	44.5	47.5	42.5	39.1	f <sub>c</sub> ≒ 3200 T <sub>Lfc</sub> = 40.0
	28.0	27.0	36.0	47.0	51.0	50.0	39.8	f <sub>c</sub> ≒ 3150 T <sub>Lfc</sub> = 41
40 dB ~ 45 dB								
	26.0	32.0	38.5	46.5	50.5	47.0	40.1	f <sub>c</sub> ≒ 2500 T <sub>Lfc</sub> = 44.5
	26.0	35.0	40.0	46.5	49.5	44.0	40.2	f <sub>c</sub> ≒ 3200 T <sub>Lfc</sub> = 41.0
	33.0	41.0	42.0	43.0	41.5	41.5	40.3	f <sub>c</sub> ≒ 2500 T <sub>Lfc</sub> = 37.0
	26.0	34.0	44.0	47.5	48.5	43.5	40.6	f <sub>c</sub> ≒ 3200 T <sub>Lfc</sub> = 40.5

表 5.1.3 各種構造の透過損失 (TL) (4/4)

構造	周波数別 TL (dB)						備考	
	周波数							
	125	250	500	1000	2000	4000		
	29.5	36.0	41.5	46.5	46.0	44.0	40.6	$f_c \approx 2500, 3200$ $T_{Lfc} = 40.0$
	31.0	31.0	40.0	47.0	51.0	48.0	41.3	$f_c \approx 3150$ $T_{Lfc} = 41.0$
	29.5	27.5	43.5	48.5	51.0	48.0	43.0	$f_c \approx 3200$ $T_{Lfc} = 43.5$
	31.5	38.5	42.5	47.5	46.0	53.5	43.1	$f_c \approx 1600, 2000$ $T_{Lfc} = 45.5$
45 dB ~ 50 dB								
	37.0	43.0	50.0	52.0	54.0	56.0	48.7	$f_c \approx 3150$ $T_{Lfc} = 51.0$
	41.0	40.0	49.0	55.0	54.0	54.0	48.8	$f_c \approx 3150$ $T_{Lfc} = 49.0$
	26.0	41.0	53.0	59.0	61.0	54.0	49.0	$f_c \approx 3150$ $T_{Lfc} = 50$
50 dB ~ 55 dB								
	41.0	44.0	52.0	56.0	56.0	55.0	50.7	$f_c \approx 3150$ $T_{Lfc} = 50$
	43.0	49.0	52.0	54.0	56.0	57.0	51.5	$f_c \approx 3150$ $T_{Lfc} = 52$

## 5.2 各種吸音材の吸音特性の研究

### 5.2.1 各種内装材の吸音率の測定

各種内装材の吸音特性調査の一環として、現在各造船所で使用されており、かつ吸音率の不明な内装材5種を選定しその吸音率を測定したものである。

#### (1) 供試パネル

今回測定した5種の内装材の構造を図5.2.1に示す。

#### (2) 測定装置

測定は三菱重工業㈱高砂研究所の設備を利用した。

#### (a) 残響室

残響室は小林理研と同一形式の不整五角形となっており、残響室の要目は表5.2.1に示す通りである。

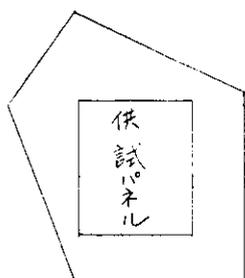


表 5.2.1

要 目	寸 法
室内全表面積	203.2 m <sup>2</sup>
室 容 積	200.0 m <sup>3</sup>
床 面 積	38.7 m <sup>2</sup>
内面仕上げ	モルタルコテ塗

図 5.2.2 残響室平面図

#### (b) 音源及び受信装置

音源装置及び受信記録装置は図5.2.3に示すようなものである。

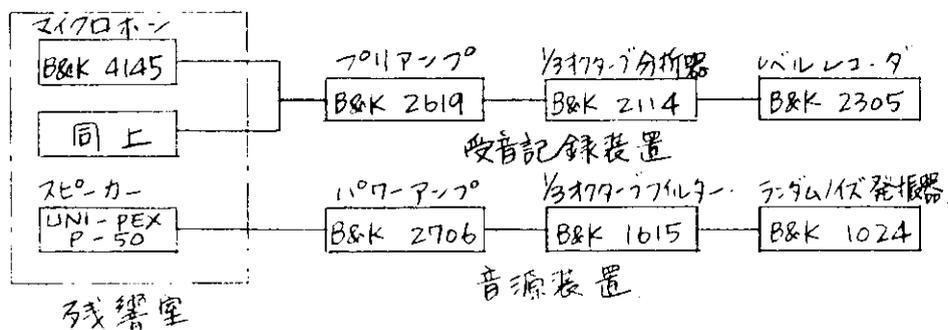


図 5.2.3

#### (3) 測定方法

測定方法はJIS規格 JISA 1409 (残響室法吸音率の測定方法)に従って行った。

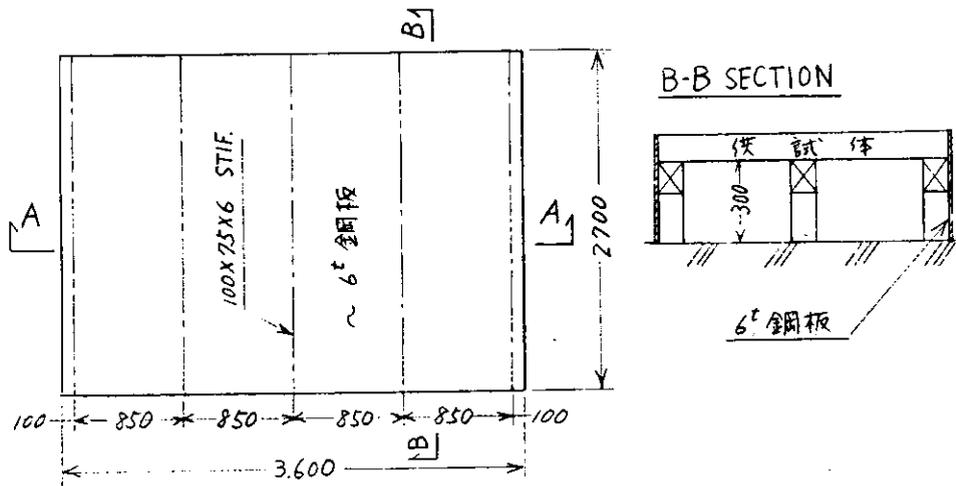
#### (4) 測定結果のまとめ

図5.2.4～図5.2.8に測定結果のグラフを示す。

(a) 試料No.1は25tガラスウール (FG-220) 単体の背後空気層厚さがゼロの場合の吸音率実測データよりもわずかに高い値を示しているが、これはガラスクロスの影響というよりもむしろ6t鋼板の背後空気層の影響と思われる。

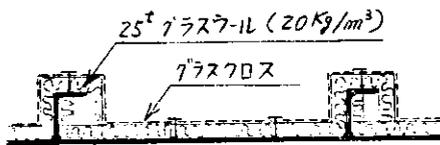
(b) 試料No.2の吸音率は試料No.1に比し500Hz以下の周波数で増加しており、かつ500Hzに大きなピークを有している。これは多孔質吸音材にビニールシート等の薄膜材料で表面処理を施した場合の吸音特性と非常に類似したものとなっている。

ところで、背後空気層を有する薄膜材料の吸音特性に見られるピーク周波数は図5.2.9に示すモデルで置換えられ、式(5.2.1)で表わされる。

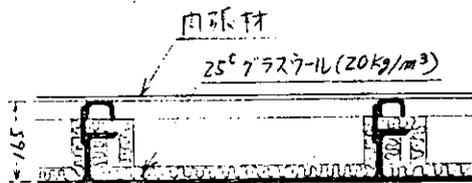


A-A SECTION

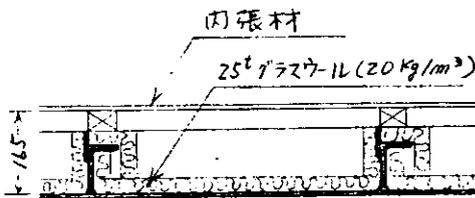
1. 試料 NO. 1, 2



2. 試料 NO. 3, 4



3. 試料 NO. 5



試料NO.	備 考
1	ガラスクロスフリー
2	ガラスクロス表面塗装 (建築用ペイント2回ハケ塗)
3	内張材~1t 多孔重鉛板 D=2.2φ, P=4
4	内張材~4t 多孔石膏板 D=5φ, P=15
5	内張材~9t 多孔繊維板 D=5φ, P=15

注)

ガラスクロス: バラウント硝子(株)

ガラスウール: バラウント硝子(株)  
(FG-220)

図 5.2.1 供試体

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho c^2}{m l}} \dots\dots (5.2.1)$$

ここに

$f_p$ : ピーク周波数 (Hz)

$\rho$ : 空気密度 ( $\text{Kg}/\text{m}^3$ )

$c$ : 空気中の音速 ( $\text{m}/\text{sec}$ )

$m$ : 薄膜の面密度 ( $\text{Kg}/\text{m}^2$ )

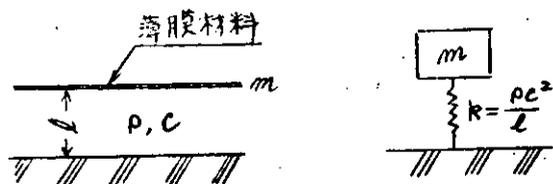


図 5.2.9

$l$  : 背後空気層厚さ (m)

(c) 試料No 3 と No 1 を比較すると No 3 は内装材 (1 t-せん孔亜鉛板, 開口率 23.8%) が有るにもかかわらず 吸音率に大きな低下が無く, せん孔板に特有な共鳴周波数での大きなピークも見られない。これはせん孔板の開口率が 20% 程度以上になると下地材 (25 t-グラスウール) の特性が支配的になってくることを示している。

(d) 試料 No 4, 5 の吸音率が 400 Hz でピークを有するのはせん孔板の共鳴の影響であり, この時の共鳴周波数は次式で与えられる。

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{P}{(t+0.8d)L}} \quad \dots\dots\dots (5.2.2)$$

ここに  $f_0$  : 共鳴周波数 (Hz)

$d$  : 穴の直径 (cm)

$c$  : 空気中の音速 (cm/sec)

$P$  : 開口率

$t$  : せん孔板の板厚 (cm)

$L$  : 背後空気層厚さ (cm)

但し,  $P$  は穴の直径  $d$ , ピッチ  $D$  を用い近似的に次式で与えられる。

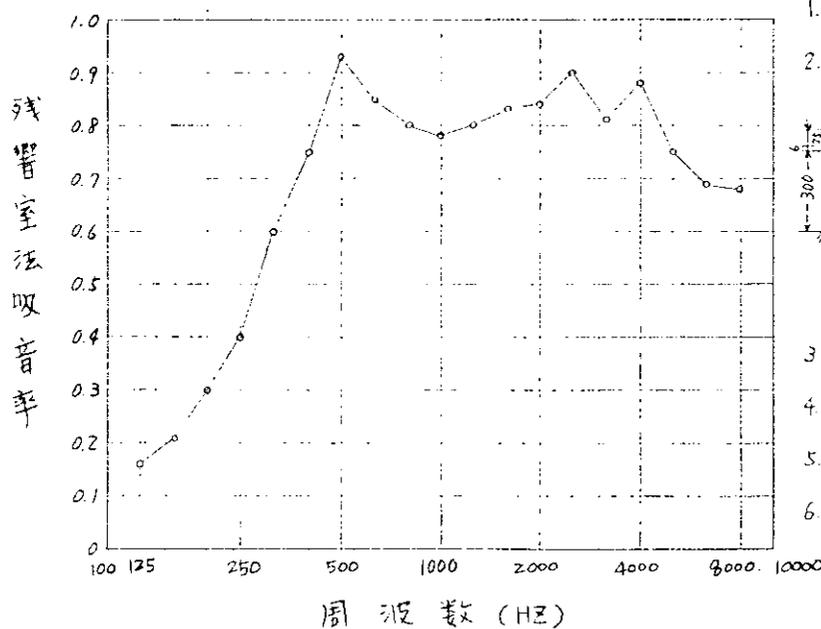
$$P = \frac{\pi d^2}{4D^2} \quad \dots\dots\dots (5.2.3)$$

ちなみに, No 4, 5 の試料に対し (5.2.2), (5.2.3) 式を用いて  $f_0$  を求めると表 5.2.3 のようになる。

表 5.2.2

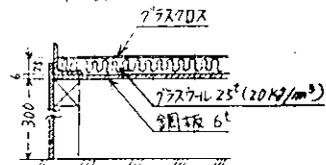
試料	$t$	$d$	$D$	$L$	$P$	$f_0$
試料 No 4	0.4	0.5	1.5	16.5	0.087	444
試料 No 5	0.9	0.5	1.5	16.5	0.087	349

但し,  $c = 34400$  cm/sec とした。



1. 試料名称 NO.1

2. 構造



ガラスウール: パラマウント503

ガラスウール: パラマウント503 FG-220

3. 試料面積 2700 × 3600

4. 測定年月 昭50.9

5. 温度湿度 21°C, 78%

6. 測定所 三菱重工(株) 高砂研究所

図 5.2.4

残響室法吸音率

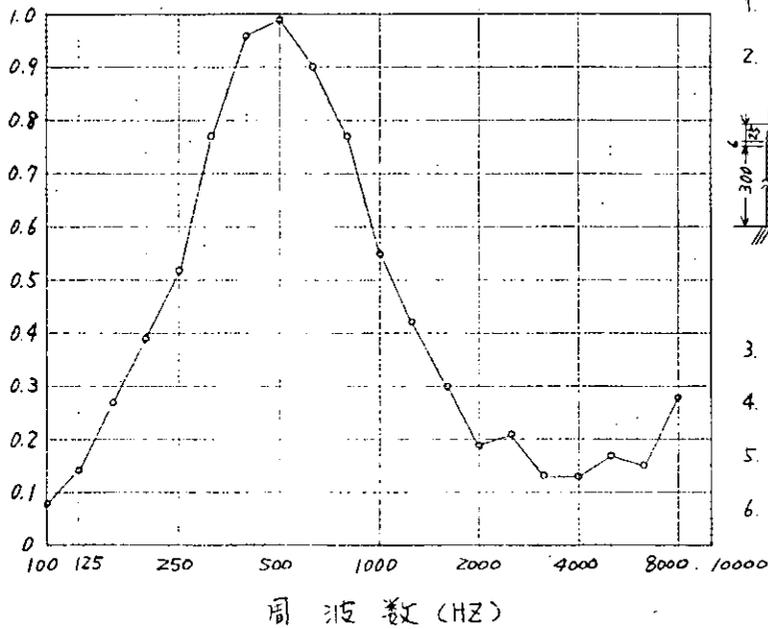


図 5. 2. 5

1. 試料名称 NO. 2
2. 構造
  - 建付用枠外(117.2mm)
  - ガラスクロス
  - ガラスウール 25<sup>t</sup> (20kg/m<sup>3</sup>)
  - 銅板 6<sup>t</sup>
3. 試料面積 2700×3600
4. 測定年月 昭 50. 9
5. 温度湿度 28℃, 60%
6. 測定所 三菱重工(株) 高砂研究所

残響室法吸音率

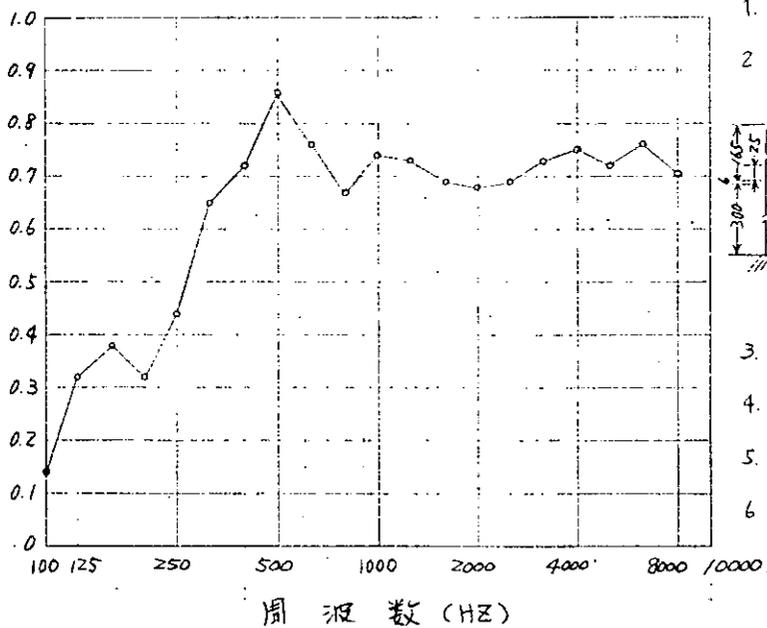


図 5. 2. 6

1. 試料名称 NO. 3
2. 構造
  - セキ孔亜鉛板 1<sup>t</sup> 22-4<sup>p</sup>
  - ガラスウール 25<sup>t</sup> (20kg/m<sup>3</sup>)
  - 銅板 6<sup>t</sup>
3. 試料面積 2700×3600
4. 測定年月 昭 50. 10
5. 温度湿度 21℃, 80%
6. 測定所 三菱重工(株) 高砂研究所

残響室法吸音率

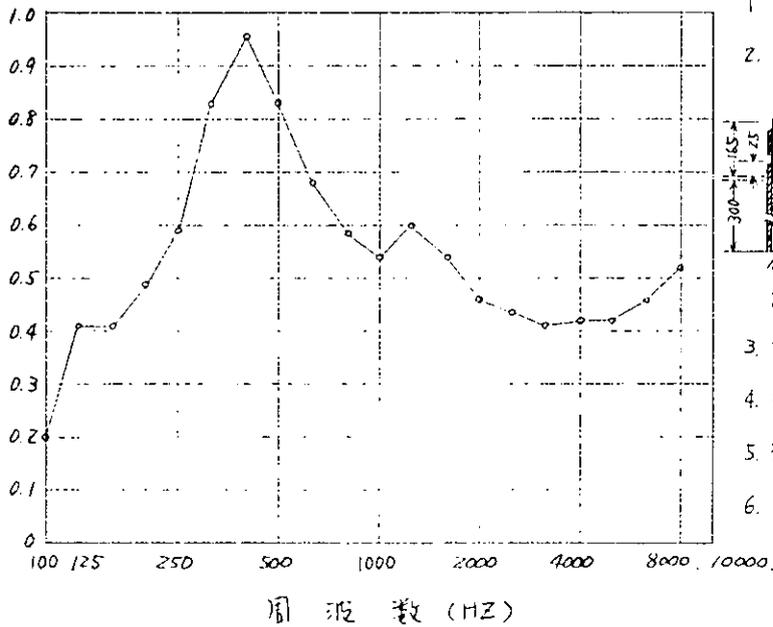
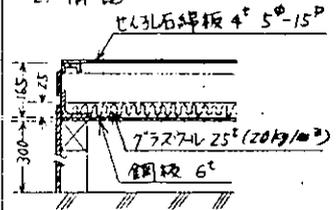


図 5. 2. 7

1. 試料名称 NO.4

2. 構造



ガラスウール: パラマウント硝子 FG-220

3. 試料面積 2700 x 3600

4. 測定年月 昭50.10

5. 温度・湿度 21°C, 80%

6. 測定所 三菱重工(株)  
高砂研究所

残響室法吸音率

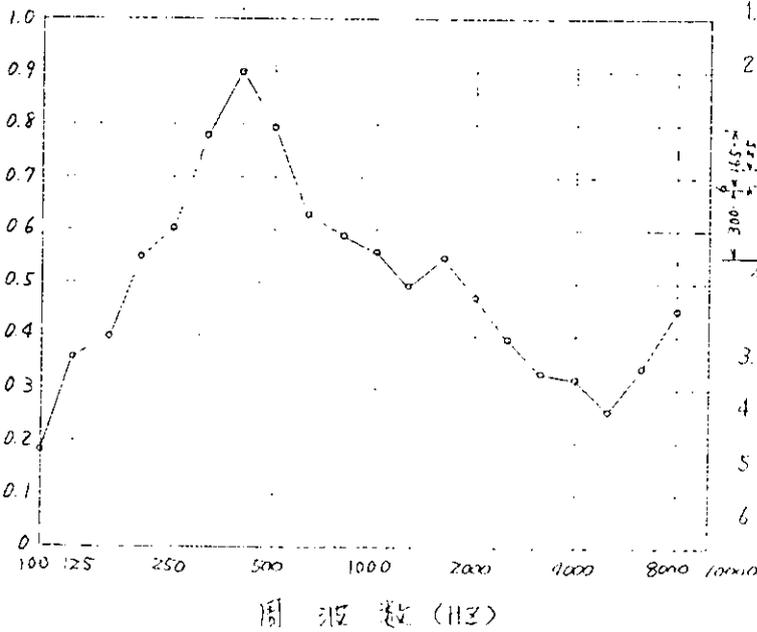
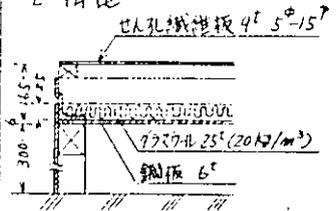


図 5. 2. 8

1. 試料名称 NO.5

2. 構造



ガラスウール: パラマウント硝子 FG-220

3. 試料面積 2700 x 3600

4. 測定年月 昭50.10

5. 温度・湿度 21°C, 80%

6. 測定所 三菱重工(株)  
高砂研究所

### 5.2.2 その他の吸音材料のグレード別分類

我国で現在、生産、使用されている各種吸音材料については、かなり資料の整備が進んでおり、データ集として入手できる状態になっている。ただ、こうした資料を確実に使いこなす為には、各種材料の吸音特性を支配している基本的な原則について、一通りの知識を持っていることが役立つ場合が多い。

吸音材料の特性は種類によって異なり、さらに同一材料でも使い方によって変化することが多い。そこで吸音材料を最も効果的に使用するためには、それぞれの用途に応じた吸音特性を持った材料とその使用条件とを選定することが大切である。そのための資料として、吸音特性をその吸音領域によって、表5.2.3の5つの基本的なパターンに分け、それぞれに属する主要な材料の吸音率を表にまとめた。なお表の使用の便を図るため、主な吸音領域における吸音率の大きさに従って1～7のグレード<sup>\*</sup>を定め、表中にこのグレードをも示した。

<sup>\*</sup>

表 5.2.3 吸音特性による材料の分類パターン

グレード	吸音率	1979-1	主な吸音領域	代表周波数特性
1	0.7～1.0	I	全音域 (125～4000 Hz)	
2	0.6～0.9			
3	0.5～0.8			
4	0.4～0.6			
5	0.3～0.5			
6	0.2～0.4	II	中高音域 (500～4000 Hz)	
7	0.1～0.3	III	高音域 (1000～4000 Hz)	
		IV	中音域 (250～800 Hz)	
		V	低音域 (100～200 Hz)	

#### <資料出典>

1. 日本造船研究協会第156研究部会調査分科会「船舶用防音材料」S. 50. 4
2. その他既存データ

表 5. 2. 4 (I) 全音域吸音材料 (125 Hz ~ 4000 Hz)

種類	材料名 仕様の仕様	厚さ (mm)	空気層 (mm)	周 波 数 (Hz)						吸音率
				125	250	500	1000	2000	4000	
多孔質材料	ロックウールボード	25	300	0.84	0.88	0.84	0.82	0.85	0.96	①
	"	50	300	0.87	0.92	0.93	0.90	0.89	0.94	①
	グラスウールマイクロウール MLR 24K	50	0	0.54	0.99	0.99	0.85	0.82	0.94	①
	フェザ-グラス FG-216	40	300	0.80	0.94	0.90	0.86	0.77	0.97	①
	"	50	310	0.82	0.94	0.97	0.97	0.99	1.00	①
	" FG-220	50	310	0.85	0.86	0.87	0.83	0.82	0.91	①
	" FG-224	25	310	0.62	0.82	0.83	0.88	0.92	1.00	①
	"	50	310	0.87	0.97	0.93	0.97	0.99	1.00	①
	" FG-232	25	310	0.70	0.88	0.79	0.94	0.95	0.99	①
	"	50	160	0.55	0.99	1.00	0.99	0.99	0.98	①
	"	50	310	0.74	0.96	0.97	0.98	0.97	1.00	①
	グラスウール GW-424	50	40	0.61	0.98	0.98	0.90	0.77	0.89	①
	岩綿保温板 (#130)	25	105	0.61	0.72	0.75	0.82	0.75	0.78	②
	" (#340L)	25	105	0.53	0.78	0.81	0.81	0.81	0.81	②
	木毛セメント板	50	180	0.63	0.70	0.52	0.75	0.76	0.71	③
	じゅうたん (11行-1号)	—	—	0.52	0.42	0.45	0.56	0.50	0.43	④
ポリウレタンフォーム	100	0	0.45	0.52	0.50	0.49	0.55	0.61	④	
吸音用 (針点数 15400/㎡)	9	300	0.33	0.29	0.41	0.47	0.47	0.47	⑤	
軟質繊維板 (" 5400/㎡)	9	300	0.43	0.34	0.37	0.30	0.26	0.30	⑥	
木材パネル	—	25	0.09	0.17	0.17	0.15	0.15	0.15	⑦	
多孔質材料	9φ-15, 6 <sup>t</sup> パネル + ウール	100	—	0.83	0.96	0.98	0.99	0.98	0.82	①
	8φ-16, 4 <sup>t</sup> ロックウール 18a	25	300	0.85	0.94	0.83	0.75	0.66	0.60	②
	9φ-15, 5 <sup>t</sup> グラスウール 20K	25	300	0.83	0.72	0.80	0.90	0.87	0.70	②
	" " "	25	1000	0.55	0.72	0.85	0.75	0.85	0.80	②
	" 6 <sup>t</sup> ロックウール 18a	25	300	0.61	0.94	0.75	0.93	0.88	0.68	②
	8φ-16, 4 <sup>t</sup> グラスウール 10K	25	300	0.61	0.73	0.64	0.61	0.62	0.58	③
	9φ-15, 5 <sup>t</sup> " "	25	270	0.52	0.72	0.59	0.70	0.80	0.81	③
	6φ-15, 5 <sup>t</sup> " "	25	270	0.50	0.70	0.52	0.65	0.68	0.60	③
	" " 20K	25	500	0.87	0.68	0.76	0.82	0.71	0.50	③
	" " "	25	1000	0.52	0.70	0.78	0.81	0.62	0.43	③
5φ-15, 4 <sup>t</sup> 11行吸音板 + グラスウール	25	300	0.27	0.33	0.21	0.26	0.25	0.37	⑥	

種類	材料名 記号等の仕様	厚さ (mm)	空気層 (mm)	周波数 (Hz)						グレート
				125	250	500	1000	2000	4000	
孔あきボード	4φ-15	5	500	0.45	0.31	0.31	0.30	0.30	0.28	⑥
	6φ-15	5	500	0.35	0.29	0.30	0.35	0.36	0.39	⑥
	9φ-15	5	500	0.30	0.24	0.24	0.24	0.31	0.32	⑦
孔あき 金属板 + 多孔質 材料	0.8φ-11.5, 0.5 <sup>t</sup> + グラスワール 20K	25	500	0.72	0.73	0.72	0.74	0.78	0.94	①
	" " "	25	300	0.64	0.76	0.93	0.74	0.76	0.94	②
	5φ-11.5, 0.5 <sup>t</sup> " "	25	300	0.55	0.93	0.72	0.80	0.83	0.80	②
	" " "	25	500	0.57	0.71	0.80	0.80	0.75	0.85	②
	" " 12K	25	300	0.46	0.80	0.64	0.72	0.75	0.63	③
	" " "	25	500	0.53	0.61	0.71	0.77	0.70	0.80	③
	6φ-11.6 (1.5φ1孔) " "	15	300	0.58	0.80	0.61	0.63	0.61	0.59	③
	" " "	15	500	0.52	0.58	0.67	0.61	0.70	0.56	③
	0.8φ-11.5, 0.5 <sup>t</sup> " "	15	500	0.53	0.50	0.64	0.66	0.74	0.79	③
	5φ-14.5, 1.0 <sup>t</sup> " "	15	300	0.44	0.63	0.56	0.65	0.67	0.46	④
" " "	15	500	0.53	0.50	0.63	0.63	0.71	0.46	④	

表 5.2.5 (II) 中高音域吸音材料 (500 ~ 4000 Hz)

種類	材料名 記号等の仕様	厚さ (mm)	空気層 (mm)	周波数 (Hz)						グレート
				125	250	500	1000	2000	4000	
多孔質 材料	グラスワール グラスワールボード	25	0	0.09	0.28	0.73	0.90	0.92	0.86	①
	" "	25	105	0.35	0.87	0.99	0.95	0.94	0.96	①
	" "	50	0	0.20	0.76	0.99	0.96	0.88	0.87	①
	" "	50	105	0.36	0.99	0.98	0.99	0.99	0.98	①
	2φ10φワール MLR16K	25	100	0.24	0.75	0.98	0.81	0.72	0.79	①
	" " "	40	40	0.21	0.61	0.97	0.90	0.85	0.92	①
	" " "	40	100	0.30	0.89	0.97	0.85	0.74	0.88	①
	" " "	50	40	0.27	0.82	0.99	0.97	0.87	0.94	①
	" " "	50	100	0.45	0.97	0.99	0.85	0.77	0.91	①
	" " 24K	25	40	0.13	0.46	0.90	0.93	0.83	0.79	①
	" " "	50	0	0.22	0.70	0.98	0.83	0.66	0.92	①
" " "	50	40	0.31	0.92	0.99	0.97	0.87	0.94	①	
" " ス-10-74A-1	50	0	0.21	0.36	0.82	0.90	0.92	0.90	①	

種類	材料名 記号の仕様	厚さ (mm)	空気層 (mm)	周波数 (Hz)						T <sub>5</sub> -L
				125	250	500	1000	2000	4000	
多孔質材料	グラスウール 2-110-72(1)	50	40	0.26	0.76	0.88	0.88	0.98	0.96	/
	"	50	100	0.28	0.76	0.96	0.88	0.98	1.00	/
	2-110-72(1) グラスウール	50	0	0.17	0.80	0.99	0.96	0.95	0.97	/
	"	50	100	0.19	0.98	0.98	0.96	0.91	0.98	/
	"	50	100	0.21	0.99	0.98	0.98	0.95	0.95	/
	" (グラスウール製)	50	0	0.17	0.86	0.99	0.96	0.97	0.97	/
	7E-110-72(1) FG-216	25	40	0.09	0.37	0.78	0.92	0.91	0.92	/
	"	25	160	0.29	0.80	0.95	0.78	0.90	0.98	/
	"	40	0	0.17	0.52	0.82	0.87	0.78	0.90	/
	"	40	45	0.18	0.72	0.98	0.86	0.78	0.95	/
	"	40	150	0.36	0.91	0.97	0.91	0.77	0.97	/
	"	50	0	0.24	0.66	0.91	0.94	0.94	0.98	/
	"	50	40	0.28	0.72	0.94	0.93	0.77	0.98	/
	"	50	160	0.40	0.95	0.99	0.98	0.96	0.99	/
	" FG-220	25	40	0.16	0.44	0.72	0.78	0.88	0.93	/
	"	25	150	0.43	0.79	0.88	0.76	0.73	0.96	/
	"	50	0	0.20	0.73	0.95	0.82	0.77	0.98	/
	"	50	40	0.29	0.83	0.97	0.79	0.77	0.90	/
	" FG-224	25	40	0.12	0.42	0.86	0.92	0.94	0.95	/
	"	25	160	0.28	0.85	0.98	0.82	0.94	0.99	/
	"	50	0	0.19	0.60	0.98	0.98	0.94	0.97	/
	"	50	40	0.27	0.91	0.99	0.98	0.96	0.95	/
	"	50	160	0.45	0.98	0.99	0.99	0.98	0.97	/
	" FG-232	25	0	0.05	0.26	0.60	0.80	0.94	0.99	/
	"	25	40	0.16	0.47	0.87	0.93	0.88	0.99	/
	"	25	160	0.25	0.95	0.98	0.90	0.99	0.98	/
	"	50	0	0.24	0.63	0.99	0.97	0.98	0.99	/
	"	50	40	0.27	0.79	0.99	0.98	0.95	0.99	/
	グラスウール GW-308	40	0	0.20	0.51	0.83	0.86	0.77	0.98	/
	"	40	45	0.22	0.66	0.96	0.82	0.76	0.94	/
"	40	105	0.36	0.84	0.98	0.87	0.82	0.91	/	
"	50	0	0.22	0.64	0.91	0.84	0.82	0.98	/	
"	50	45	0.27	0.84	0.96	0.88	0.84	0.94	/	

種類	材料名 仕上げの仕様	厚さ (mm)	穿孔層 (mm)	周波数 (Hz)						T <sub>L</sub> T <sub>H</sub>
				125	250	500	1000	2000	4000	
多孔質材料	ガラス繊維板 GW-308	50	105	0.42	0.91	0.96	0.77	0.77	0.99	○/○
	" GW-310	25	40	0.15	0.43	0.82	0.89	0.79	0.89	○/○
	" "	50	0	0.26	0.58	0.88	0.91	0.82	0.94	○/○
	" "	50	40	0.29	0.72	0.96	0.91	0.82	0.89	○/○
	" "	50	100	0.34	0.86	0.98	0.93	0.82	0.91	○/○
	" GW-312	50	0	0.26	0.68	0.97	0.85	0.83	0.95	○/○
	" "	50	40	0.36	0.88	0.99	0.86	0.76	1.00	○/○
	" "	50	100	0.42	0.99	0.99	0.81	0.82	1.00	○/○
	" GW-416	40	105	0.36	0.93	0.99	0.91	0.86	0.92	○/○
	" "	50	0	0.23	0.75	0.99	0.94	0.79	0.94	○/○
	" "	50	40	0.35	0.90	1.00	0.97	0.89	0.82	○/○
	" "	50	100	0.54	0.99	1.00	0.94	0.88	0.82	○/○
	" GW-424	25	0	0.07	0.28	0.84	0.92	0.83	0.84	○/○
	" "	25	40	0.12	0.58	0.97	0.87	0.73	0.93	○/○
	" "	25	100	0.34	0.86	0.98	0.89	0.74	0.95	○/○
	" "	50	0	0.22	0.79	0.99	0.99	0.85	0.97	○/○
	" "	50	40	0.42	0.89	0.99	0.97	0.89	0.89	○/○
	" GW-432	25	45	0.27	0.76	0.99	0.93	0.80	0.98	○/○
	" "	25	105	0.26	0.99	0.98	0.81	0.79	1.00	○/○
	" "	25	0	0.14	0.83	1.00	0.94	0.84	0.98	○/○
	" "	50	45	0.27	0.99	0.99	0.92	0.84	0.94	○/○
	" "	50	105	0.49	1.00	0.99	0.88	0.85	0.99	○/○
	" GW-548	20	45	0.18	0.57	0.86	0.93	0.84	0.92	○/○
	" "	25	45	0.17	0.74	0.90	0.88	0.81	0.90	○/○
	" ガラス繊維板(材料処理)416	25	100	0.21	0.66	0.93	0.85	0.78	0.98	○/○
	" ガラス繊維板 H130 416	25	100	0.32	0.85	0.99	0.92	0.94	0.94	○/○
	" " "	50	40	0.32	0.90	0.99	0.93	0.85	0.90	○/○
	" M602 "	25	310	0.83	0.94	0.91	0.87	0.83	0.92	○/○
" " "	50	100	0.61	0.99	0.90	0.91	0.83	0.93	○/○	
" DM70-16ボルト DM70ボルト #1500	50	0	0.23	0.82	0.99	0.99	0.96	0.98	○/○	
" 六角ボルト #800	50	0	0.13	0.74	0.97	0.98	0.99	0.99	○/○	
" 六角ボルト #840	50	0	0.13	0.73	0.98	0.95	0.97	0.96	○/○	
" " "	75	0	0.30	0.97	0.99	0.93	0.91	0.97	○/○	

種類	材料名 仕様の仕様	厚さ (mm)	空気層 (mm)	周波数 (Hz)						グレード
				125	250	500	1000	2000	4000	
多孔質材料	軟質ウランフォーム	20	0	0.13	0.35	0.81	0.97	0.91	0.90	①
	ウランフォーム 12mm 吸音材	40	0	0.25	0.62	0.82	0.92	0.82	0.92	①
	吹付岩綿 ロックウール	25	0	0.15	0.47	0.94	0.97	0.94	0.97	①
	ドリゾール	50	0	0.15	0.33	0.94	0.98	0.88	0.90	①
	グラスウール 2400mm MLR16K	25	40	0.13	0.42	0.83	0.88	0.82	0.81	②
	“ “ “	40	0	0.13	0.46	0.84	0.79	0.67	0.88	②
	グラスウール ガラス繊維 (ガラス処理) 416	25	310	0.69	0.82	0.75	0.85	0.73	0.90	②
	グラスウール ガラス繊維 H130. 416	25	0	0.09	0.36	0.75	0.89	0.85	0.88	②
	岩綿保温板 (#130)	25	0	0.15	0.45	0.72	0.75	0.69	0.72	②
	“ (#340L)	25	0	0.16	0.38	0.72	0.85	0.84	0.78	②
	“ “	50	0	0.35	0.75	0.80	0.77	0.75	0.77	②
	岩綿ラスタ	25	0	0.15	0.45	0.77	0.73	0.70	0.73	②
	“ “	50	0	0.35	0.70	0.85	0.78	0.75	0.77	②
	エバライト	10	100	0.13	0.49	0.74	0.67	0.85	0.98	②
	“ “	20	100	0.22	0.88	0.88	0.81	0.78	0.86	②
	ウランフォーム 12mm 吸音材	20	0	0.11	0.22	0.71	0.90	0.88	0.80	②
	岩綿吹付 ロックウール	12	0	0.06	0.16	0.50	0.84	0.92	0.96	②
	木毛セメント板	50	0	0.12	0.28	0.90	0.75	0.79	0.83	②
	ドリゾール	30	45	0.12	0.38	0.92	0.60	0.79	0.79	②
	“ “	60	0	0.15	0.34	0.87	0.84	0.86	0.83	②
	グラスウール 2400mm MLR16K	25	0	0.07	0.24	0.58	0.72	0.69	0.83	③
	“ “ 24K	25	0	0.08	0.24	0.65	0.74	0.64	0.75	③
	エバライト	20	0	0.07	0.15	0.57	0.86	0.80	0.80	③
	木毛セメント板	25	0	0.01	0.10	0.24	0.64	0.69	0.74	③
	“ “	25	45	0.04	0.17	0.59	0.63	0.61	0.76	③
	“ “	25	90	0.07	0.28	0.66	0.53	0.66	0.81	③
	“ “	25	180	0.23	0.59	0.51	0.56	0.69	0.82	③
	“ “	50	45	0.19	0.53	0.86	0.69	0.73	0.81	③
	“ “	50	90	0.26	0.73	0.68	0.71	0.80	0.67	③
	ドリゾール	30	0	0.11	0.19	0.54	0.98	0.69	0.73	③
“ “	30	90	0.23	0.73	0.75	0.49	0.81	0.75	③	
ミネラートン	12	0	0.10	0.18	0.41	0.52	0.49	0.75	③	
“ “	19	310	0.30	0.33	0.41	0.55	0.69	0.80	③	

種類	材料名 記号の仕様	厚さ (mm)	空気層 (mm)	周波数 (Hz)						グ レ ド
				125	250	500	1000	2000	4000	
多 孔 質 材 料	ハートン X	—	65	0.09	0.51	0.75	0.64	0.67	0.71	(3)
	" "	—	155	0.28	0.82	0.73	0.60	0.61	0.71	(3)
	吸音用軟質繊維板 (5φ-127)	9	300	0.39	0.38	0.52	0.59	0.68	0.78	(3)
	" "	12	300	0.35	0.28	0.45	0.64	0.75	0.83	(3)
	細木毛セメント板	15	90	0.02	0.12	0.43	0.43	0.48	0.58	(4)
	" "	15	180	0.10	0.39	0.41	0.37	0.59	0.62	(4)
	ミネラトーン	12	310	0.32	0.27	0.42	0.52	0.65	0.67	(4)
	スパンボロー	12	300	0.28	0.22	0.48	0.67	0.64	0.77	(4)
	ハートン F	—	90	0.26	0.72	0.66	0.61	0.56	0.61	(4)
	" "	—	150	0.34	0.69	0.62	0.53	0.54	0.59	(4)
	吸音用軟質繊維板 (5φ, 6.5φ)	9	300	0.39	0.37	0.49	0.47	0.56	0.65	(4)
	エアフェルト (ラシヤ)	25	0	0.12	0.32	0.51	0.62	0.60	0.56	(4)
	細木毛セメント板	15	45	0.01	0.11	0.23	0.54	0.43	0.52	(5)
吸音用軟質繊維板 (不定形)	9	300	0.28	0.26	0.39	0.34	0.45	0.55	(5)	
イリヤズ S510	10	0	0.08	0.05	0.10	0.20	0.38	0.13	(7)	
多 孔 質 材 料	5φ-15, 4φ/1φ吸音板+ガラス孔	25	45	0.03	0.05	0.13	0.33	0.25	0.21	(7)
	" " " "	25	150	0.07	0.17	0.30	0.19	0.25	0.34	(7)
多 孔 質 材 料	0.8φ-11.5, 0.5 <sup>t</sup> + ガラス孔 20%	25	150	0.28	0.74	0.88	0.72	0.81	0.94	(2)
	5φ-11.5, 0.5 <sup>t</sup> " "	25	150	0.24	0.65	0.89	0.77	0.70	0.81	(2)
	0.8φ-11.5, 0.5 <sup>t</sup> " (2K)	15	150	0.16	0.53	0.68	0.61	0.74	0.77	(3)
	" " " "	15	300	0.39	0.61	0.59	0.65	0.73	0.77	(3)
	5φ-11.5, 0.5 <sup>t</sup> " "	15	150	0.12	0.47	0.75	0.58	0.68	0.69	(3)
	" " " "	15	300	0.33	0.69	0.60	0.61	0.68	0.69	(3)
	" " " "	15	500	0.37	0.47	0.62	0.70	0.69	0.79	(3)
	" " " "	25	150	0.17	0.57	0.84	0.68	0.67	0.70	(3)
	5φ-14.5, 1.0 <sup>t</sup> " "	15	150	0.18	0.53	0.73	0.61	0.61	0.51	(3)
	6φ-11.6 (11φ)孔 " "	15	150	0.19	0.59	0.81	0.55	0.59	0.59	(3)

表 5.2.6 (Ⅲ) 高音域吸音材料 (1000 ~ 4000 Hz)

種類	材料名 記号等の仕様	厚さ (mm)	空気層 (mm)	周 波 数 (Hz)						レ ド
				125	250	500	1000	2000	4000	
多 孔 質 材 料	フェザ-ガラス FG-216	25	0	0.05	0.28	0.60	0.75	0.85	0.95	①
	〃 FG-224	25	0	0.05	0.27	0.56	0.79	0.80	0.95	①
	グラス纖維 GW-432	25	0	0.09	0.22	0.63	0.86	0.76	0.96	①
	〃 GW-548	25	0	0.05	0.19	0.63	0.81	0.78	0.91	①
	ガラスマット貼(材料処理)416	25	40	0.15	0.51	0.89	0.86	0.80	0.98	①
	ロックボード ロックボード #1500	25	0	0.14	0.42	0.82	0.95	0.99	0.94	①
	〃 仁孔ボード #800	25	0	0.10	0.36	0.72	0.89	0.88	0.90	①
	〃 仁孔マット #530	25	0	0.11	0.37	0.64	0.87	0.87	0.92	①
	〃 " "	50	0	0.15	0.62	0.89	0.97	0.95	0.95	①
	1/4インチバックス (ロックボード)	24	0	0.07	0.23	0.69	0.89	0.88	0.95	①
	グラス纖維ボード	13	0	0.08	0.15	0.39	0.64	0.74	0.81	②
	グラス纖維 GW-308	25	0	0.16	0.32	0.61	0.77	0.72	0.81	②
	〃 GW-310	25	0	0.12	0.31	0.62	0.76	0.75	0.89	②
	〃 GW-416	25	0	0.08	0.32	0.70	0.83	0.79	0.88	②
	1/4インチバックス (ロックボード)	12	0	0.04	0.08	0.27	0.61	0.72	0.85	②
	エバーライト	10	0	0.05	0.08	0.25	0.83	0.77	0.84	②
	ニッピフォーム	100	0	0.10	0.25	0.65	0.77	0.86	0.73	②
	ロックボード マルチ吸音材	10	0	0.05	0.10	0.23	0.80	0.85	0.87	②
	フェザ-ガラス FG-220	25	0	0.09	0.24	0.49	0.72	0.69	0.79	③
	グラス纖維 GW-548	15	0	0.04	0.10	0.32	0.71	0.68	0.82	③
	〃 " "	20	0	0.04	0.13	0.43	0.76	0.61	0.82	③
	〃 " "	25	0	0.15	0.30	0.62	0.78	0.69	0.81	③
	ガラスマット貼(材料処理)416	25	0	0.15	0.30	0.62	0.78	0.69	0.81	③
	モルトフォーム S-35	20	0	0.01	0.04	0.19	0.65	0.81	—	③
	ロックボード	12	290	0.33	0.32	0.43	0.74	0.79	0.87	③
	ダクトボード	12	300	0.24	0.29	0.38	0.65	0.74	0.90	③
	〃	15	300	0.32	0.36	0.45	0.68	0.89	0.90	③
	針刺フェルト	25	0	0.10	0.24	0.37	0.53	0.53	0.65	③
	カーテン 厚手	—	90	0.06	0.10	0.38	0.63	0.70	0.73	③
	カーペット OIC ラバー	8	0	0.01	0.02	0.09	0.20	0.48	0.92	⑤
セパレートボード B9170	12	90	0.19	0.33	0.22	0.26	0.25	0.48	⑤	
〃 " "	25	0	0.07	0.17	0.32	0.31	0.45	0.53	⑤	
〃 " "	12	0	0.03	0.11	0.26	0.38	0.37	0.44	⑥	
〃 AP塗装板	12	0	0.02	0.06	0.15	0.40	0.33	0.40	⑥	

種類	材料名 記号その他仕様	厚さ (mm)	空気層 (mm)	周波数 (Hz)						グレート
				125	250	500	1000	2000	4000	
多孔質材料	ビヤウレン (下地1カット)		0	0.09	0.08	0.21	0.26	0.27	0.37	⑥
	カーテン (パイプ 140 <sup>φ</sup> /径)		0	0.05	0.07	0.13	0.22	0.32	0.35	⑥
	カーペット 銀3 <sup>t</sup> , スポンジ3 <sup>t</sup>		0	0.01	0.04	0.07	0.25	0.30	0.37	⑥
	〃 〃 35 <sup>t</sup> , ジム1.5 <sup>t</sup>		0	0.03	0.04	0.14	0.19	0.30	0.44	⑥
	〃 〃 1.5 <sup>t</sup> , 裏地0.5 <sup>t</sup>		0	0.01	0.04	0.08	0.11	0.23	0.45	⑥
	ミルシート	6	0	0.03	0.05	0.09	0.22	0.28	0.31	⑦
	ヤマトシート	8	0	0.02	0.04	0.10	0.16	0.22	0.24	⑦
	5 <sup>φ</sup> 15, 3 <sup>t</sup> / ヤマト吸音板	3	30	0.02	0.04	0.06	0.24	0.36	0.24	⑦
	〃 〃	3	90	0.02	0.07	0.25	0.28	0.15	0.22	⑦
	8 <sup>φ</sup> 20, 3 <sup>t</sup>	3	30	0.01	0.03	0.07	0.19	0.28	0.24	⑦
カーペット エドカーペットライン	5.5	0	0.01	0.03	0.05	0.14	0.32	0.24	⑦	

表 5.2.7 (IV) 中音域吸音材料 (250 ~ 800 Hz)

種類	材料名 記号その他仕様	厚さ (mm)	空気層 (mm)	周波数 (Hz)						グレート
				125	250	500	1000	2000	4000	
多孔質材料	グラスウール GW-312	25	100	0.38	0.74	0.94	0.90	0.77	0.89	①
	〃 〃 416	25	100	0.32	0.71	0.97	0.88	0.77	0.82	①
	〃 〃 〃	40	85	0.18	0.82	0.94	0.93	0.83	0.82	①
	〃 〃 〃	15	105	0.21	0.70	0.96	0.88	0.82	0.81	①
	〃 〃 〃	20	105	0.24	0.79	0.98	0.88	0.82	0.88	①
	〃 〃 〃	25	105	0.31	0.79	0.99	0.88	0.86	0.88	①
	グラスウール ガラス繊維 H130 416	25	40	0.15	0.61	0.95	0.97	0.83	0.82	①
	〃 〃 〃	50	0	0.20	0.61	0.98	0.93	0.76	0.84	①
	〃 〃 〃	50	100	0.52	0.99	0.99	0.91	0.73	0.88	①
	〃 M602 〃	25	100	0.29	0.76	0.99	0.90	0.91	0.91	①
	〃 〃 〃	50	0	0.21	0.75	1.00	0.94	0.80	0.84	①
	〃 〃 〃	50	40	0.33	0.87	1.00	0.96	0.95	0.93	①
	〃 〃 〃	50	310	0.93	0.92	0.99	0.87	0.88	0.92	①
	グラスウール 2170 <sup>φ</sup> -IL MLR 24K	25	100	0.34	0.85	0.98	0.81	0.69	0.79	①
グラスウール GW-310	25	100	0.23	0.62	0.92	0.82	0.77	0.81	②	
〃 〃 416	25	40	0.13	0.51	0.95	0.91	0.79	0.72	②	
グラスウール ガラス繊維 M602 〃	25	40	0.17	0.55	0.99	0.97	0.85	0.83	②	

種類	材料名 仕様の仕様	厚さ (mm)	空気層 (mm)	周波数 (Hz)						グ レ ー ド
				125	250	500	1000	2000	4000	
多 孔 質 材 料	ガラス纖維 GW-312	25	0	0.13	0.39	0.76	0.87	0.75	0.76	③
	" " "	25	40	0.22	0.51	0.85	0.91	0.78	0.82	③
	" " 548	15	45	0.13	0.57	0.84	0.86	0.81	0.82	③
	モルタルレン S-35	20	5	0.04	0.18	0.83	0.41	0.69	—	③
	ガラス纖維 GW-308	25	40	0.19	0.40	0.76	0.82	0.75	0.71	④
	ガラス纖維 ガラス繊維 M602 416	25	0	0.09	0.32	0.78	0.93	0.86	0.88	④
	カーテン (107 140 1/2, 1/2 1/2)	—	0	0.07	0.31	0.49	0.75	0.70	0.60	④
	FRP (普通中古品)	30	0	0.31	0.41	0.58	0.50	0.43	0.34	④
	フェルト (羊毛)	25	0	0.10	0.31	0.49	0.62	0.52	0.38	⑤
	石綿ボード 浅野吸音板 2号	3	50	0.15	0.19	0.31	0.40	0.27	0.28	⑥
" " 1号	3	50	0.13	0.17	0.36	0.31	0.21	0.22	⑦	
孔 あ き ボ ー ド	4φ-15,	5	180	0.12	0.45	0.30	0.25	0.23	0.16	⑥
	6φ-15,	5	180	0.11	0.33	0.20	0.26	0.30	0.13	⑥
	6φ-22,	7	150	0.12	0.50	0.34	0.19	0.20	0.22	⑥
	4φ-15,	5	45	0.02	0.09	0.25	0.31	0.15	0.10	⑦
	6φ-15,	5	45	0.02	0.08	0.16	0.31	0.20	0.18	⑦
	6φ-22,	7	45	0.02	0.06	0.39	0.31	0.19	0.20	⑦
										⑦
孔 あ き ボ ー ド + 多 孔 質 材 料	4φ-16, 4 <sup>t</sup> + ガラス纖維 1号 2	25	150	0.45	0.86	0.90	0.80	0.66	0.52	①
	6φ-22, 7 <sup>t</sup> " " "	25	45	0.09	0.50	0.95	0.45	0.22	0.21	②
	5φ-16, 4 <sup>t</sup> " " "	25	45	0.06	0.25	0.78	0.85	0.60	0.50	②
	8φ-25, 4 <sup>t</sup> " " "	25	45	0.08	0.35	0.95	0.64	0.33	0.16	②
	" " " "	25	150	0.50	0.86	0.88	0.62	0.35	0.19	②
	4φ-15, 6 <sup>t</sup> + ガラス纖維 + ガラス纖維	50	150	0.26	0.75	0.95	0.82	0.88	0.68	②
	" " " "	50	300	0.61	0.94	0.75	0.93	0.88	0.68	②
	4φ-15, 5 <sup>t</sup> + ガラス纖維 10K	50	180	0.32	0.78	0.81	0.70	0.65	0.58	②
	5φ-15, 6 <sup>t</sup> + M7フェルト	5	50	—	0.27	0.95	0.63	0.35	—	②
	" " " "	5	25	—	0.09	0.44	0.95	0.50	—	③
	4φ-15, 5 <sup>t</sup> + ガラス纖維 10K	50	45	0.15	0.35	0.82	0.52	0.23	0.22	③
	" " " "	50	180	0.39	0.88	0.68	0.57	0.46	0.33	③
	5φ-15, 4 <sup>t</sup> " " "	50	45	0.12	0.33	0.81	0.70	0.45	0.30	③
" " " "	50	150	0.25	0.73	0.83	0.46	0.45	0.28	③	

種類	材料名 托け等の仕様	厚さ (mm)	空気層 (mm)	周波数 (Hz)						G/L/T
				125	250	500	1000	2000	4000	
孔あきボード + 多孔質材料	6φ-22,7 <sup>t</sup> + 綿布	—	45	0.08	0.26	0.72	0.50	0.27	0.24	③
	" "	—	150	0.40	0.76	0.63	0.29	0.23	0.22	③
	" DKKカール1号	25	150	0.41	0.87	0.65	0.48	0.32	0.30	③
	8φ-16,4 <sup>t</sup> + グラスウール10K	25	45	0.12	0.34	0.70	0.82	0.54	0.48	③
	" " "	25	150	0.22	0.79	0.78	0.57	0.56	0.37	③
	8φ-20,4 <sup>t</sup> 1φ吸音板 + グラスウール	25	45	0.10	0.27	0.72	0.81	0.40	0.31	③
	5φ-15,4 <sup>t</sup> " "	25	45	0.12	0.33	0.81	0.71	0.47	0.50	③
	" " "	25	150	0.25	0.75	0.86	0.47	0.45	0.28	③
	9φ-15,5 <sup>t</sup> + グラスウール10K	50	45	0.15	0.30	0.68	0.78	0.59	0.58	③
	5φ-25,5 <sup>t</sup> ゴルデントーン + DKKカールラズ張 7.5L	—	0	0.26	0.55	0.74	0.76	0.73	0.69	③
	8φ-30,5 <sup>t</sup> ゴルデントーン + DKKカールラズ張 7.5L	—	0	0.25	0.56	0.80	0.81	0.73	0.74	③
	8φ-20,4 <sup>t</sup> 1φ吸音板 + グラスウール	25	150	0.22	0.65	0.77	0.53	0.40	0.36	④
	6φ-42,6 <sup>t</sup> 合板 + DKKカール	50	50	0.36	0.59	0.49	0.62	0.52	0.38	④
6φ-22,7 <sup>t</sup> + 石膏ボード用紙	—	45	0.09	0.45	0.55	0.24	0.25	0.26	⑤	
8φ-39,6 <sup>t</sup> 合板 + DKKカール	50	50	0.25	0.35	0.42	0.33	0.33	0.33	⑤	
孔あき金属板 + 多孔質材料	3φ-11,05 <sup>t</sup> 2.0φ + グラスウール	50	75	0.23	0.72	0.85	0.78	0.75	0.76	②
	" " "	15	75	0.10	0.26	0.54	0.73	0.65	0.62	③
	3φ-15,10 <sup>t</sup> 1φ吸音板 + 1φ綿布	—	0	0.13	0.37	0.67	0.58	0.32	0.21	④
	3φ-15,05 <sup>t</sup> 金属板 + 1φ綿布 (綿布裏張り)	—	0	0.05	0.26	0.53	0.28	0.16	0.12	⑤
	" (裏張りなし)	—	0	0.48	0.12	0.22	0.16	0.05	0.06	⑦
膜板材料 + 多孔質材料	ビニルレザン + グラスウール	25	0	0.11	0.71	0.95	0.58	0.28	0.20	②
	帆布カバー + DKKカール	25	215	0.49	0.78	0.79	0.44	0.26	0.18	③
	ゴムシート (床張り)	7	0	0.04	0.04	0.08	0.12	0.03	0.10	⑦

表 5.2.8 (V) 低音域吸音材料 (100 ~ 200 Hz)

種類	材料名 取付けの仕様	厚さ (mm)	空気層 (mm)	周 波 数 (Hz)						グ レ ード
				125	250	500	1000	2000	4000	
孔 多 孔 質 材 料	8φ-25,4 <sup>t</sup> + ロックウール 1号B	25	300	0.87	0.83	0.77	0.65	0.40	0.20	①
	4φ-15,5 <sup>t</sup> + グラスウール 20K	25	500	0.87	0.61	0.70	0.65	0.46	0.33	②
	5φ-15,4 <sup>t</sup> " 10K	25	300	0.68	0.71	0.53	0.58	0.43	0.30	②
	6φ-22,7 <sup>t</sup> + ロックウール 1号B	25	300	0.68	0.82	0.58	0.53	0.48	0.58	②
	石膏ボード用厚紙	—	300	0.63	0.51	0.29	0.21	0.25	0.31	③
	綿布	—	300	0.78	0.65	0.44	0.33	0.23	0.27	③
	8φ-20,4 <sup>t</sup> / ガラスウール + グラスウール	25	300	0.66	0.75	0.58	0.58	0.48	0.58	③
	孔小浅野波仕吸音板 <sup>※1</sup> (7φφ)	8	—	0.16	0.49	0.08	0.07	0.12	0.14	⑥
4.8φ-12.1 " #2(4φφ)	8	—	0.19	0.29	0.04	0.13	0.07	0.16	⑦	
板 材 料	合 板	3	50	0.20	0.28	0.26	0.09	0.12	0.11	⑥
	"	6	45	0.18	0.33	0.16	0.08	0.08	0.10	⑥
	"	6	90	0.20	0.20	0.10	0.08	0.08	0.10	⑥
	"	6	110	0.27	0.20	0.12	0.05	0.22	0.07	⑥
	"	8	50	0.28	0.22	0.17	0.09	0.10	0.11	⑥
	"	6	1000	0.22	0.13	0.10	0.06	0.06	0.08	⑦
	"	9	90	0.24	0.10	0.08	0.06	0.06	0.08	⑦
	"	12	90	0.20	0.12	0.06	0.06	0.06	0.08	⑦
	石膏ボード	7	45	0.26	0.14	0.09	0.06	0.05	0.05	⑦
	"	7	90	0.30	0.11	0.08	0.05	0.06	0.06	⑦
	"	7	180	0.19	0.09	0.08	0.07	0.08	0.05	⑦
	フレキシブル板	3	45	0.26	0.10	0.08	0.04	0.05	0.05	⑦
	"	3	90	0.22	0.10	0.08	0.04	0.04	0.06	⑦
	"	3	180	0.18	0.10	0.08	0.06	0.05	0.05	⑦
	"	5	45	0.21	0.08	0.07	0.05	0.04	0.06	⑦
"	5	180	0.15	0.06	0.07	0.05	0.06	0.04	⑦	

### 5.2.3 素材の表面処理と吸音特性

各素材には様々な吸音特性を持ったものがあるが、それらをそのまま内装材として使用することはなく、意匠や強度あるいは保守の要求から、ほとんど表面処理を施すことが多い。しかしこの時の処理方法及び状態においてその素材の吸音特性が変化することがある。使用目的によっては、表面処理で変化した吸音特性を必要とする場合（これは室内の残響調整ではかなり多い）もあるが、いずれにしても目的に合った表面仕上げ方法を選ぶことが、非常に重要である。そのため、次に吸音特性に影響を与えない表面処理の方法を記す。

表 5.2.9 吸音特性に影響を与えない表面処理の方法

処理材料	条件, 使用上の注意
メタルラス, 銅網	
通気性の大きい織物 (サラシクロス グラスクロス ヘミアシクロス etc)	接着剤, 塗料などで布目を防がぬこと。 (全面のり貼, 和紙の裏打ちなどを避ける)
薄膜 (マイラー ポリエチレン ビニール etc)	厚さ 0.01 mm 程度, 張力をかけないで貼ること。 4,000 Hz 以上の領域までも影響を与えないようにするためには, さらに厚さを薄くする。
孔あき金属板	開孔率 > 0.20 程度 できるだけ小さな孔径のものが望ましい。
孔あきボード類	開孔率 0.30 程度 なるべく板厚の小さなものを選ぶ
各種リップ	リップ幅は数 cm 程度以下 リップ中心間隔 > リップ幅の 2 倍

### 5.2.4 各種材料と吸音特性

現在, 吸音材料として使用されている各吸音材料は, それぞれ独自の吸音特性を持っているため, その特性を有効に利用することが, 吸音材料を上手に使用することになる。そこで現在市販されている吸音用材料を大まかに 4 つに分類し, その吸音特性を示す。

#### (1) 多孔質材料 (連続気泡)

- a. グラスウール
- b. ロックウール
- c. 発泡樹脂材料
- d. 吹付繊維材料
- e. 焼成岩材料
- f. 木毛セメント板, 木片セメント板
- g. 吸音用軟質繊維板
- h. じゅうたん, フェルト, 植木製品, カーテン
- i. 無機質繊維吸音板

#### (2) 孔あき板構造体

- a. 孔あき石膏ボード
- b. 孔あき石綿セメント板

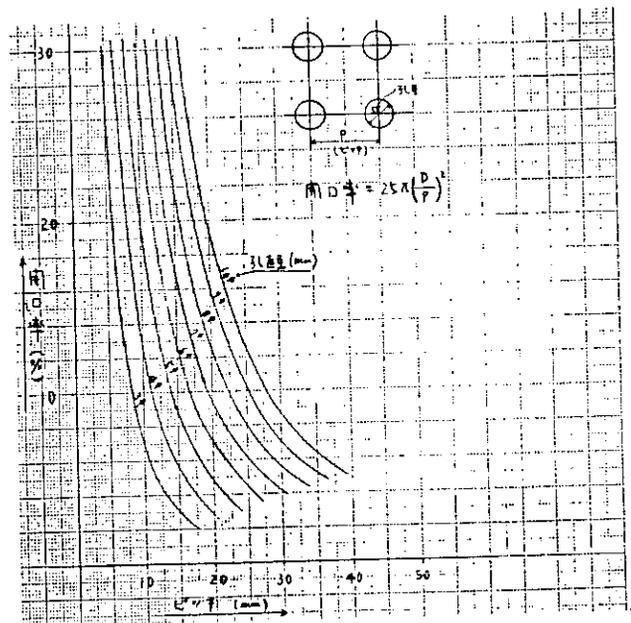
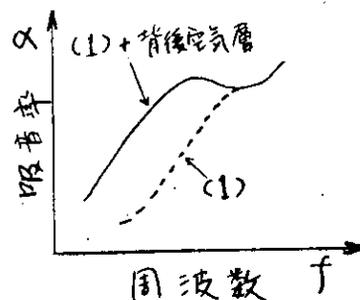


図 5.2.9 孔あき板のピッチ, 孔径, 開口率グラフ



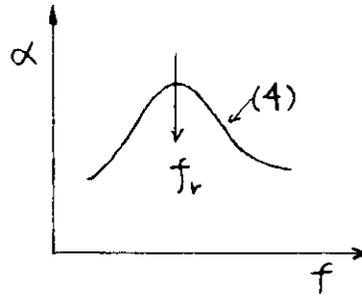
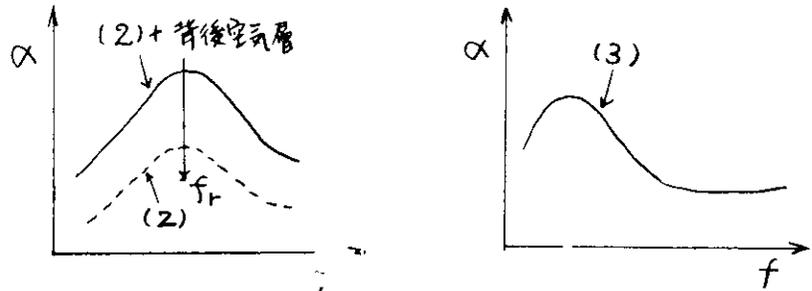
- c. 孔あきハードボード
- d. その他の孔あきボード類
- e. 孔あき金属板
- f. リブ、スリットパネル

(3) 板状材料

- a. 半硬質繊維板
- b. 各種ボード類
- c. プラスチック板
- d. タイル

(4) 膜状材料

- a. ビニールフィルム
- b. レザー
- c. カンバス
- d. 金属箔
- e. 発泡樹脂材料 (独立気泡)



以上、4種類の材料に分類したが、これらの各分類に属する材料の具体的な吸音特性カーブは「騒音対策ハンドブック」の中に資料として収録してあるので参照されたい。

図中の  $f_r$  はその材料の共鳴周波数を示す。

<参考>

(i) 孔あき板構造体の共鳴周波数

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{P}{(t+0.8d)L}} \quad (\text{Hz})$$

$c$  = 音速 ( $\text{cm}/\text{sec}$ ),  $t$  = 板厚 ( $\text{cm}$ )

$L$  = 背後空気層の厚さ ( $\text{cm}$ )

$d$  = 孔径 ( $\text{cm}$ )

$P$  = 開口率

$D$  = ピッチ ( $\text{cm}$ )

$$\left( P = \frac{\pi d^2}{4 D^2} \right)$$

(ii) 板状材料の共鳴周波数

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{m} \left( \frac{1.4 \times 10^5}{L} \times K \right)} \quad (\text{Hz})$$

$K$  = 板の剛性 (右図参照)

$L$  = 背後空気層の厚さ ( $\text{cm}$ )

$m$  = 面密度 ( $\text{Kg}/\text{m}^2$ )

(iii) 膜状材料の共鳴周波数

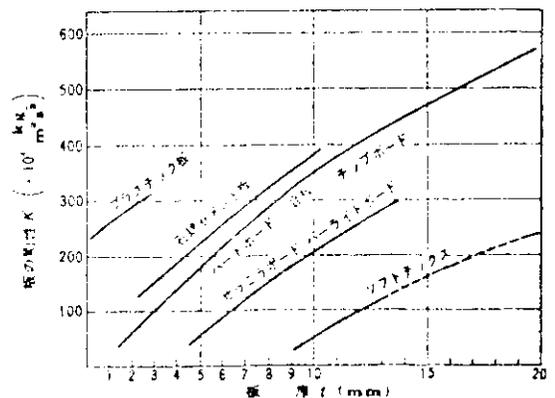
$$f_r = \frac{596}{\sqrt{mL}} \quad (\text{Hz})$$

$m$  = 面密度 ( $\text{Kg}/\text{m}^2$ )

$L$  = 背後空気層の厚さ ( $\text{cm}$ )

$t$ (cm)	$d$ (cm)	$P$	$f_r$ (Hz)	$L$ (cm)
0.1	0.06	0.2	20000	0.3
0.1	0.08	0.1	10000	0.4
0.1	0.1	0.09	8000	0.6
0.2	0.06	0.09	6000	1
0.2	0.08	0.06	4000	2
0.2	0.1	0.05	3000	3
0.3	0.06	0.04	2000	4
0.3	0.08	0.03	1500	6
0.3	0.1	0.03	1000	10
0.4	0.06	0.02	1000	20
0.4	0.08	0.02	700	30
0.4	0.1	0.01	500	40
0.5	0.06	0.01	400	60
0.5	0.08	0.01	300	80
0.5	0.1	0.009	200	100
0.6	0.06	0.008	150	200
0.6	0.08	0.006	100	300
0.6	0.1	0.005	80	400
0.8	0.06	0.004	60	600
0.8	0.08	0.003	40	800
0.8	0.1	0.003	30	1000
1	0.06	0.003	20	2000
1	0.08	0.002	10	3000
1	0.1	0.002	10	4000
1	0.1	0.002	10	5000
1	0.1	0.002	10	6000
1	0.1	0.002	10	8000
1	0.1	0.002	10	10000

孔あき板の共鳴周波数の計算図表



各種材料の板厚と板の剛性 (K) (木材)

### 5.3 固体振動による二次発生音の研究

#### 5.3.1 放射効率の測定

5.1節で述べた透過損失の測定時に各種内装材の音響放射効率を測定した。

##### (1) 供試パネル

供試パネルは5.1.1項(1)で述べたものと同一であり、それらの構造及び取付方法は図5.1.1, 図5.1.2に示してある。

##### (2) 測定装置

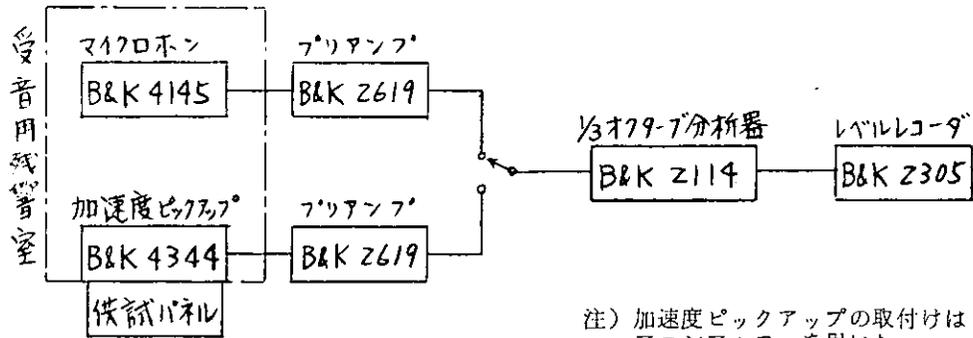
測定に当っては三菱重工業(株)高砂研究所の設備を利用したが、その概要は次のとおりである。

##### (a) 測定室, 音源装置

測定室としては残響室を使用した。残響室の構造, 要目及び音源装置については5.1節(各種防音構造の透過損失の測定)に述べた通りのものである。

##### (b) 受信, 記録装置

受信記録装置は図5.3.1に示すようなものである。



注) 加速度ピックアップの取付けはアロンアルファを用いた。

図 5.3.1

##### (3) 測定方法

##### (a) 振動加速度レベルの測定

振動加速度レベルの測定点は図5.3.2に示すパネル面24点とし、また測定回数は各測定点について周波数別に表5.3.1に示す回数の測定を行ない(5.3.1)式により平均振動加速度レベルを求めた。

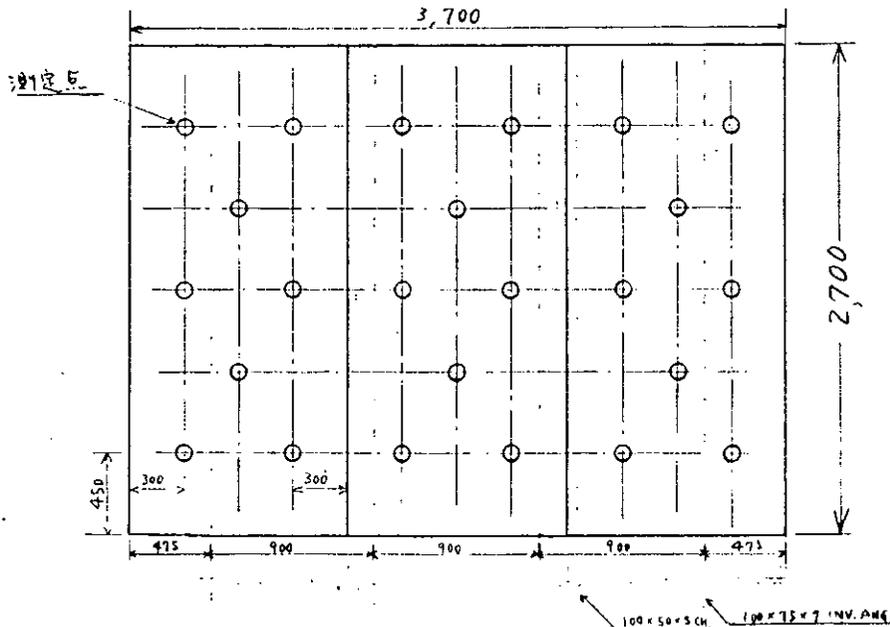


図 5.3.2

表 5.3.1

中心周波数 (Hz)	100 ~ 160	200 ~ 400	500 ~ 8000
測定回数	10	6	3

$$\bar{L}_a = 20 \log \left\{ \frac{\sum_I \sum_J \log^{-1} \frac{L_{aIJ}}{20}}{I \cdot J} \right\} \dots\dots\dots (5.3.1)$$

ここに I : 測定点の数 (24)

J : 一つの測定点に対する測定回数

$L_{aIJ}$  : I 番目の測定点に対し J 回目に測定された振動加速度レベル (dB)

$\bar{L}_a$  : パネルの平均振動加速度レベル (dB)

(b) 室内音圧レベル及び吸音力の測定

室内平均音圧レベル及び吸音力の測定方法は 5.1.1 (3)測定方法の項で述べたと同様の方法である。

(c) 放射効率の測定

供試パネルの放射効率は前記 a) 項で求めた振動加速度レベル及び (b) 項で求めた室内音圧レベル、室内吸音力を用いて次式により算出した。

$$\left. \begin{aligned} 10 \log k &= \bar{L} - L_v - 10 \log \frac{4S}{A} \\ L_v &= \bar{L}_a + 20 \log \frac{10^2}{\pi f} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5.3.2)$$

ここに k : 放射効率

$\bar{L}$  : 受音室平均音圧レベル (dB)

$L_v$  : 供試パネル振動速度レベル (dB)    S : パネル放射面積 ( $m^2$ )

A : 受音室吸音力 ( $m^2$ )

$\bar{L}_a$  : パネル平均振動加速度レベル (dB)

f : 中心周波数 (Hz)

但し、(5.3.2) 式において振動速度、加速度レベルは次のようなものである。

$$\left. \begin{aligned} L_v &= 20 \log \frac{v_e}{5 \times 10^{-8}} \\ L_a &= 20 \log \frac{a_e}{10^{-5}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5.3.3)$$

ここに  $v_e$  : 実効振動速度 (m/sec)

$a_e$  : 実効振動加速度 (m/sec<sup>2</sup>)

(4) 測定結果とまとめ

図 5.3.4 ~ 図 5.3.6 に測定結果のグラフを示す。

(a) 拡散音加振によるパネルの放射効率を理論的に求めるのは困難な問題であるが、パネルが正弦波振動をするとした場合の理論計算値から一般的には図 5.3.3 に示すような傾向を有することが推測される。

(b) 今回計測したパネル No 8 ~ No 10 についても上記傾向が顕著に現われており、パネルのコインシダンス周波数近辺で放射効率  $k > 1$  となっている。なお、5.1 各種防音構造の透過損失の測定の項で求めた同一パネルのコインシダンス周波数の実測値及び推定計算値は表 5.3.2 に示すとおりである。

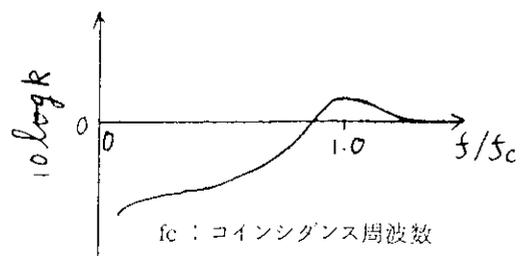


図 5.3.3

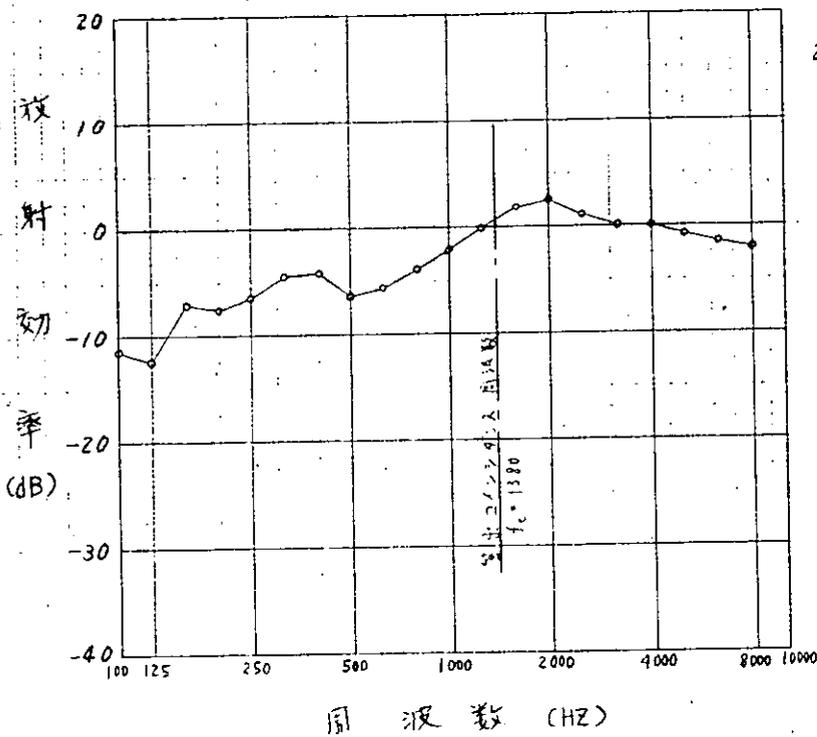
表 5.3.2

パネル	fc	実 測 値	推 定 計 算 値
Na 8		1250 ~ 2000	1380
Na 9		2000 ~ 2500	770
Na 10		200 ~ 400	320

(c) 各パネルの放射効率計測値はコインシダンス周波数  $f_c$  以上の周波数 2000 ~ 4000 Hz 近辺において再び減少の傾向を示しているが、これは理論計算からの推定と相反するものであり、この要因としては次のものが考えられる。

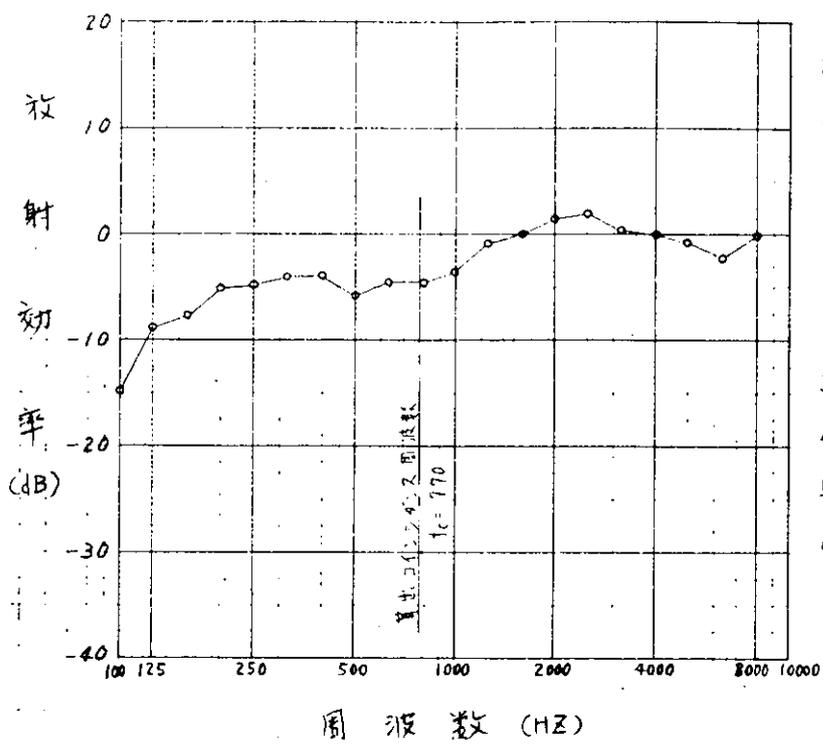
(イ) 加速度ピックアップの取付け方法によるピックアップ周波数特性の変化。

(d) パネルの継目、スチフナーの位置と測定点の位置との遠近と測定振動加速度レベルの間には何ら相関々係は見られなかった。



1. 試料名称 No.8
2. 構造
  - ↑ 2" VINYL TILE
  - 7" STEEL PLATE
  - 7" DECK COMPOSITION
3. 試料面積 2700×3700
4. 測定年月 昭50.11
5. 温度、湿度 19℃, 80%
6. 測定所 三菱重工業(株) 高砂研究所

図 5.3.4



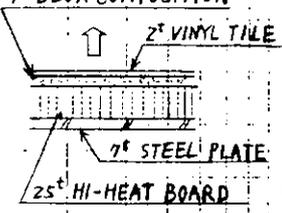
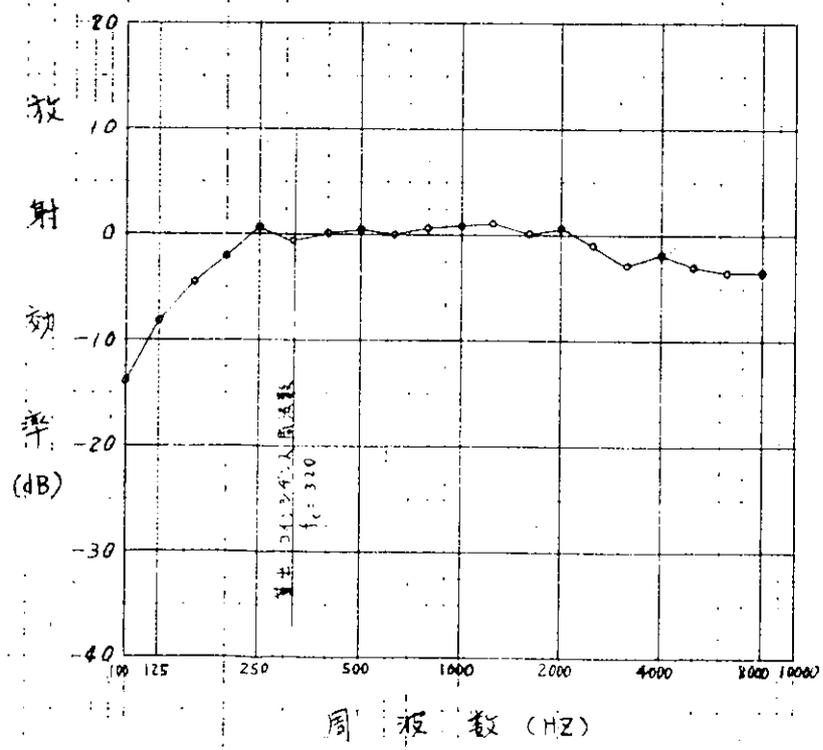
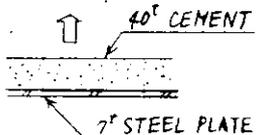
1. 試料名称 NO.9
2. 構造  
7<sup>th</sup> DECK COMPOSITION  

3. 試料面積 2700x3700
4. 測定年月 昭50.12
5. 温度,湿度 17°C, 80%
6. 測定所 三菱重工業(株) 高砂研究所

図 5. 3. 5



1. 試料名称 NO.10
2. 構造  

3. 試料面積 2700x3700
4. 測定年月 昭50.12
5. 温度,湿度 15°C, 83%
6. 測定所 三菱重工業(株) 高砂研究所

加速度0.777<sup>2</sup>取付方法

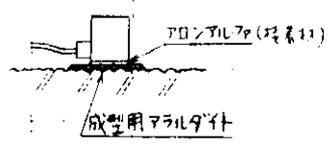


図 5. 3. 6

5. 4 弾性壁の振動による放射室内騒音分布推定法

本節では航走時の船舶居室の天井，壁，床の振動が与えられた場合に，それらの面から放射される音が合成された室内音場の騒音レベルがどれ位になるかを予測できるように，実船の試運転中に計測した振動及び騒音レベルをもとに，天井，壁，床の音響放射効率を推定した。

5. 4. 1 壁面の振動と室内騒音の関係の計算式

(1) 一つの壁が振動している場合の室内拡散音レベル

室内に音源がなく，かつ室を構成する六面の壁の一面のみが振動している場合に壁の振動により放射される音が室内に拡散して出来る室内拡散音レベルは 5. 4. 1 式により計算できる。

$$LR_i = L_{vi} + 10 \log_{10} k_i + 10 \log_{10} \frac{a_i}{\bar{\alpha} S} + 6 \quad (5. 4. 1)$$

ここに  $LR_i$  : 室内拡散音のレベル (dB)                       $a_i$  : 振動している壁の面積 ( $m^2$ )  
 $L_{vi}$  : 壁の振動速度レベル (dB)                       $\bar{\alpha}$  : 室内平均吸音率  
 $k_i$  : 壁の音響放射効率                                       $S$  : 室内全表面積 ( $m^2$ )

(2) 各壁が振動している場合の室内拡散音のレベル

各壁が振動している場合には 5. 4. 1 式で求めた  $LR_i$  をエネルギー的に加えれば良いから，この場合の室内拡散音レベルは 5. 4. 2 式により計算できる。

$$L_s = 10 \log \left( \sum_{i=1}^n 10^{\frac{LR_i}{10}} \right) \quad (5. 4. 2)$$

ここに  $L_s$  :  $i=1 \sim n$  の壁が同時に振動している時の室内拡散音レベル (dB)  
 $LR_i$  :  $i$  番目の壁のみが振動している時の室内拡散音レベル (dB)

(3) 室内平均吸音率

室内の平均吸音率は残響時間の計測結果から Sabine の計算式により求めることができるが，これについては既に SR64 で実船実験を行なった結果，室内にベッドやカーテン等が十分にあって吸音作用の大きい室で約 0.3，操舵室のように布地類のない室で約 0.1 ということが報告されているので，本節では  $\bar{\alpha} = 0.3$  を使うことにした。

(4) 振動加速度レベルから振動速度レベルへの変換

実際に壁面の振動を計測する場合は高周波まで測定できるように振動加速度を計測するので，上述の計算式を用いるためには振動加速度レベルを振動速度レベルに換算する必要がある。この方法を以下に示す。

加速度と速度の関係は

$$\alpha = 2 \pi f v \quad (5. 4. 3)$$

ここに  $\alpha$  : 加速度  $cm/sec^2$                        $f$  : 周波数  $1/sec$                        $v$  : 速度  $cm/sec$   
 $v$  の基準値は， $0 \text{ dB} = 5 \times 10^{-6} \text{ cm/sec}$  であり

$\alpha$  の基準値は計器により違うが今回実験に用いた機種では

$$\begin{aligned} 3 \text{ SV} - 21 \text{ の場合} & \quad 120 \text{ dB} = 1000 \text{ cm/sec}^2 \\ \text{NA} - 13 \text{ の場合} & \quad 90 \text{ dB} = 1000 \text{ cm/sec}^2 \text{ であったので} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L_v &= 20 \log_{10} \frac{v}{5 \times 10^{-6}} \\ L_\alpha &= 20 \log_{10} \frac{\alpha}{10^{-3}} \quad (3 \text{ SV} - 21 \text{ の場合}) \\ &= 20 \log_{10} \frac{\alpha}{10^{-1.5}} \quad (\text{NA} - 13 \text{ の場合}) \end{aligned}$$

これを 5. 4. 3 式に代入して

$$L_v = L_\alpha + 20 \log_{10} \frac{10^2}{\pi f} \quad (3 \text{ S V} - 21) \dots\dots\dots (5.4.4)$$

$$= L_\alpha + 20 \log_{10} \frac{10^{3.5}}{\pi f} \quad (\text{N A} - 13) \dots\dots\dots (5.4.5)$$

これらの式の第2項の値は表 5.4.1 の通りである。

表 5.4.1

周波数 加速度基準値	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
120 dB = 1000 cm/sec <sup>2</sup>	-6	-12	-18	-24	-30	-36	-42	-48
90 dB = 1000 cm/sec <sup>2</sup>	24	18	12	6	0	-6	-12	-18

#### 5.4.2 振動及び騒音計測要領

本項では本節の研究のために実船計測した時の計測要領を示す。

##### (1) 計測器

###### (a) 騒音計

騒音の計測には JIS C1502 による指示騒音計及び分析計又はこれと同等以上の性能を有するオクターブ分析計を使用すること。

(b) 圧電型ピックアップを有し、周波数 63 Hz ~ 8000 Hz の振動加速度レベルをオクターブバンド毎に計測できるものを使用すること。

##### (2) 基準レベル

振動速度レベルの基準値は 0 dB =  $5 \times 10^{-6}$  cm/sec とすること。

##### (3) 補正回路、動特性

###### (a) 騒音計

総合レベル、周波数分析値とも A 特性を使用すること。

###### (b) 振動加速度計

総合レベル、周波数分析値とも FLAT 特性を使用すること。

###### (c) 動特性

原則として SLOW を使用するが、レコーダー使用の場合はこの限りでない。

##### (4) ピックアップの取付け方法

原則として両面接着テープを使用すること。

##### (5) 計測条件

###### (a) 本船の状態

海上試運転時で満載又はバラスト状態で直進航行中とすること。主機出力は MCR 又は NOR とすること。

###### (b) 計測室の状態

壁面振動以外の経路での音の侵入を断つため、窓、扉、扉付換気口は閉めておくこと。また室内のエアコン吹出口も閉めておくこと。

##### (6) 計測箇所

###### (a) 騒音計測

室中央の床上約 1.2 m にてマイクを上に向けて計測すること。

###### (b) 振動加速度

○内張り、甲板被覆材等の表面にて計測し、計測点は根太、ビーム間部から 30 cm 以上離れた位置とすること。

○計測点数は各壁面につき2～3点とすること。

### 5.4.3 天井、壁、床面内での振動分布

この項では壁面の振動と室内の騒音の関係を求めるために計測する壁面の振動計測点を選ぶ時、どの点はその壁面の振動レベルを代表しているかを確認するため、天井、壁、床について振動分布を計測した結果を示す。

#### (a) 天井

図5.4.1に示すように、周辺や根太のある所は拘束されているため値が小さく、周辺と根太で囲まれたパネルの中央部は値が大きい。板全体の中央の値が平均振動加速度レベルに近いことが分る。

#### (b) 壁

図5.4.2に12t合板の場合、図5.4.3に25t合板の場合の振動加速度分布を示すが、いずれの場合も板中央部の値が平均振動加速度レベルを示すことが分る。

#### (c) 床

図5.4.4に8t鋼甲板+7tラテックスデッキコンポジション+2tビニールタイルの場合の振動加速度分布を示すが、ビームとビームの中央の値が平均値を示すことが分る。

以上の結果にもとずいて5.4.2(6)(b)の振動加速度計測位置が決められた。

なお、これらの図中の値は振動加速度レベルのオーバーオール値をdBで示したものである。

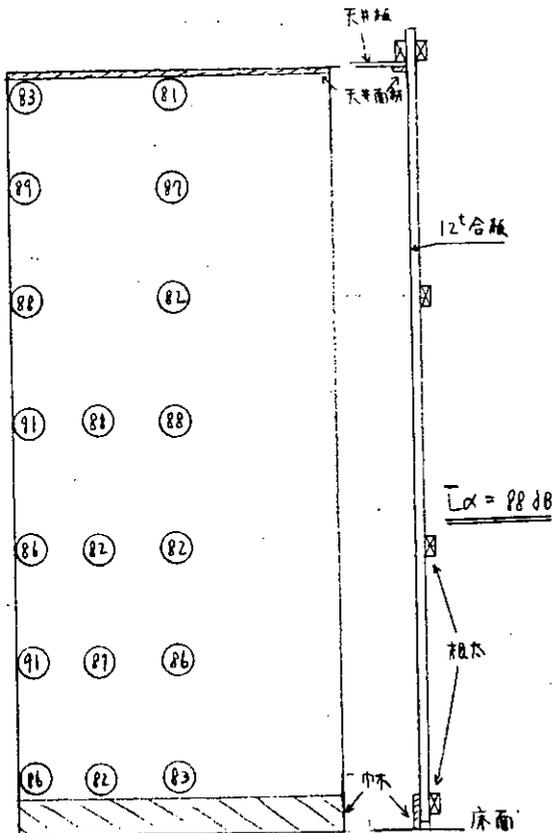


図 5.4.2 壁面（12t合板）の振動加速度分布

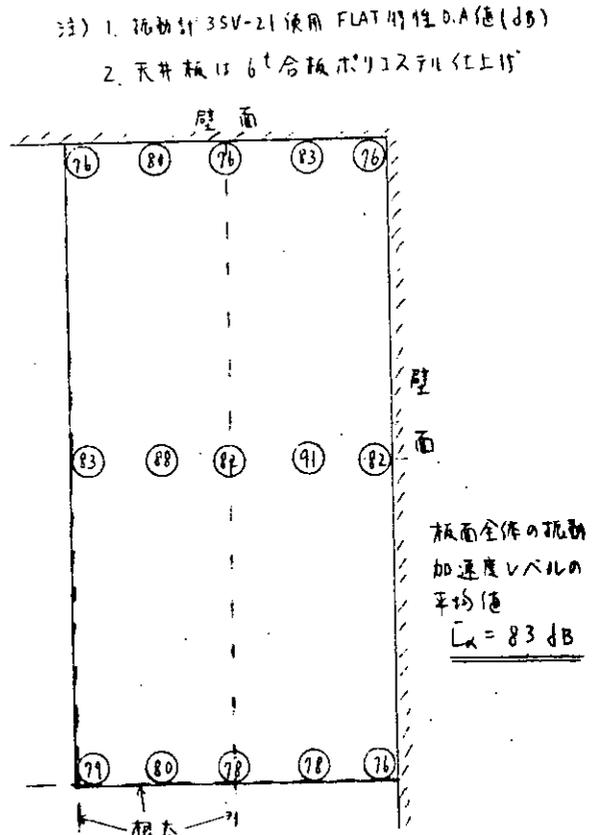


図 5.4.1 天井板面の振動加速度分布

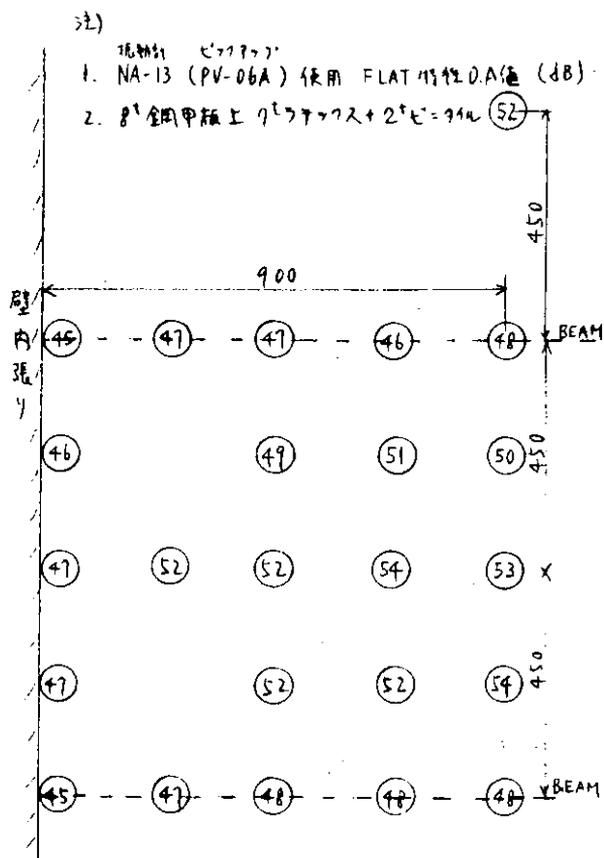
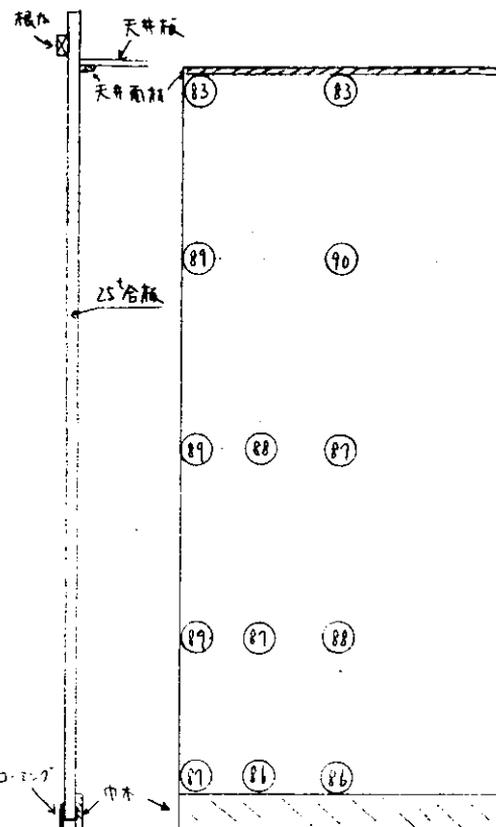


図 5. 4. 4 床面の振動加速度分布



$\bar{L}_a = 88$

図 5. 4. 3 壁面 (25 t 合板) の振動加速度分布

5. 4. 4 実船計測結果の例

本項では壁面振動と居室騒音の計測結果及び振動から居室騒音を算出する過程の一例を示す。そして次項以下では途中経過を省略し、実測値と計算結果、解析結果のみ示す。

壁面振動と居室騒音計測結果報告書

(1) 計測月日 S. 50年 11月 27日

(2) 計測船要目 ④ 船

D.W. = 262, 500 T

L = 316 m, B = 51. 2 m, D = 28. 3 m, d = 21. 9 m,

主機の種類：タービン

主機馬力，プロペラ回転数：36,000 HP × 82 rpm

(3) 計測器

	メーカー名	型式	備考
騒音計	リオン	NA-13	騒音振動分析計
振動計	"	"	ピックアップPV-06A
分析器	"	"	

90 dB = 1000 gal

(4) 計測場所

"B" D<sub>k</sub> …… SHIP'S OFFICE

"A" D<sub>k</sub> …… CREW'S SMOKING RM., P/OFF(A)

表 5.4.2 居室周壁の振動と居室騒音レベル (単位: dB)

計測場所: SHIP'S OFFICE

計測状態: 4/4 MCR 82 rpm

計測日時: S. 50. 11. 27

No	計測位置	OVER ALL	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	NOTE
①	船尾壁	59	55	46	45	40	34	30	24	17	振動加速度レベル (FLAT特性)
②	右舷壁	63	58	48	44	39	33	29	23	17	
③	〃	58	53	48	43	42	33	29	24	17	
④	船首壁	60	55	52	46	38	31	27	22	17	
⑤	〃	60	58	50	44	39	30	29	24	19	
⑥	左舷壁	55	50	38	37	33	23	22	22	16	
⑦	〃	60	48	42	31	29	24	23	19	15	
△	天井	60	58	57	44	43	33	25	18	15	
△		62	60	50	45	40	33	24	15	15	
△		65	63	54	44	39	31	23	15	15	
△		64	61	52	47	40	32	23	15	17	
◇	床	51	47	41	39	37	35	35	37	31	
◇		53	47	44	40	36	33	33	36	29	
◇		52	45	45	40	40	37	37	40	34	
	室中央の騒音	53	47	46	48	44	39	36	28	20	騒音レベル (A特性)

表 5.4.3  $10 \log_{10} \frac{a_i}{A} + 6$  の計算

$\bar{\alpha} = 0.3$  と仮定する  
 $A = \bar{\alpha} s a_i$

室名：SHIP'S OFFICE						室名：P/OFF(A)					
	$a_i$	A	$B=10 \log a_i$	$C=10 \log A$	$B-C+6$		$a_i$	A	$B=10 \log a_i$	$C=10 \log A$	$B-C+6$
船首壁	5.7	14.9	7.6	11.7	1.9	船首壁	9.0	18.7	9.5	12.7	2.8
船尾 "	"	"	"	"	"	船尾 "	"	"	"	"	"
左舷 "	8.5	"	9.3	"	3.6	左舷 "	8.5	"	9.3	"	2.6
右舷 "	"	"	"	"	"	右舷 "	"	"	"	"	"
天井	10.6	"	10.2	"	4.5	天井	13.7	"	11.4	"	4.7
床	"	"	"	"	"	床	"	"	"	"	"

室名：CREW'S SMOKING RM					
船首壁	10.3	34.9	10.1	15.4	0.7
船尾 "	"	"	"	"	"
左舷 "	14.8	"	11.7	"	2.3
右舷 "	"	"	"	"	"
天井	33.1	"	15.2	"	5.8
床	"	"	"	"	"

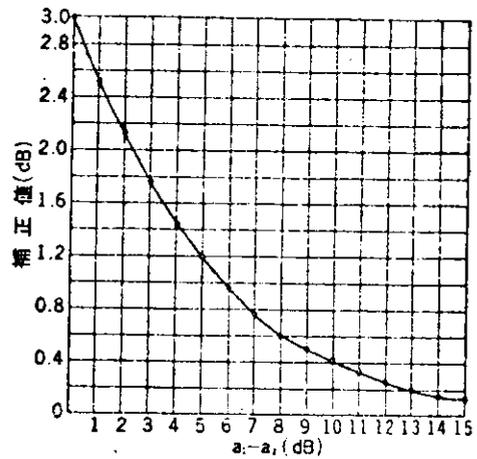


表 5.4.4  $10 \log_{10} k_i$  の假定数値

図 5.4.5 dB の加算

周波数	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	備考
天井	-19	-15	-9	-9	-4	+2	+9	+9	SHIP'S OFFICE
	-16	-12	-8	-6	-1	+6	+15	+19	P/OFF(A)
	-18	-16	-9	-6	-1	0	+5	+19	CREW'S SMOK.
壁	-17	-14	-11	-11	-6	+3	+2	+6	
	-16	-13	-8	-7	-1	+2	+5	+9	
	-19	-18	-10	-8	-3	0	+8	+9	
床	-14	-14	-10	-9	-7	-5	-7	0	
	-11	-11	-7	-5	-2	+2	+7	+5	
	-16	-15	-8	-4	-2	+1	+2	+3	
	-8	-14	-8	-5	-1	+7	-4	0	

(注) 上表の数値で左側は全船共通の  $k_i$  値, 右側は各船, 各室の  $k_i$  値を示す。

表 5.4.5  $L\alpha$  から  $L_v(A)$  への換算補正値 (1000 gal = 90 dB の場合)

周波数	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
換算値	-2	+2	+3	+3	0	-5	-11	-19

表 5.4.6 壁面振動レベルから計算した室内騒音レベル (単位: dB)

船番 ④ 室名 SHIP'S OFFICE

壁面	周波数	O. A.	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	備 考
船 尾 壁	59	55	46	45	40	34	30	24	17		L <sub>α</sub> (FLAT) LR -10 log ki LRi (各室用 ki 使用) LRc (全船共通 ki 使用)
		55	50	50	45	36	27	15	0		
		38	36	39	34	30	30	17	6		
		39	37	42	38	35	29	20	9		
船 首 壁	60	55	52	46	38	31	27	22	17		
		55	56	51	43	33	24	13	0		
		38	42	40	32	27	27	15	6		
		39	43	43	36	32	26	18	9		
左 舷 壁	55	50	38	37	33	23	22	22	16		
		52	44	44	40	27	21	15	1		
		35	30	33	29	21	24	17	7		
		36	31	36	33	26	23	20	10		
右 舷 壁	58	53	48	43	42	33	29	24	17		
		55	54	50	49	37	28	17	2		
		38	40	39	38	31	31	19	8		
		39	41	42	42	36	30	22	11		
天 井	62	60	50	45	40	33	24	15	15		
		63	57	53	48	38	24	9	1		
		44	42	44	39	34	26	18	10		
		47	45	45	42	37	30	24	20		
床	52	45	45	40	40	37	37	40	34		
		48	52	48	48	42	37	34	20		
		34	38	38	39	35	32	27	20		
		37	41	41	43	40	39	36	25		
計算騒音値	52	47	46	48	44	39	36	28	20	LRi の場合	
	55	49	48	50	48	43	40	36	26	LRc の場合	
実測騒音値	53	47	46	48	44	39	36	28	20		

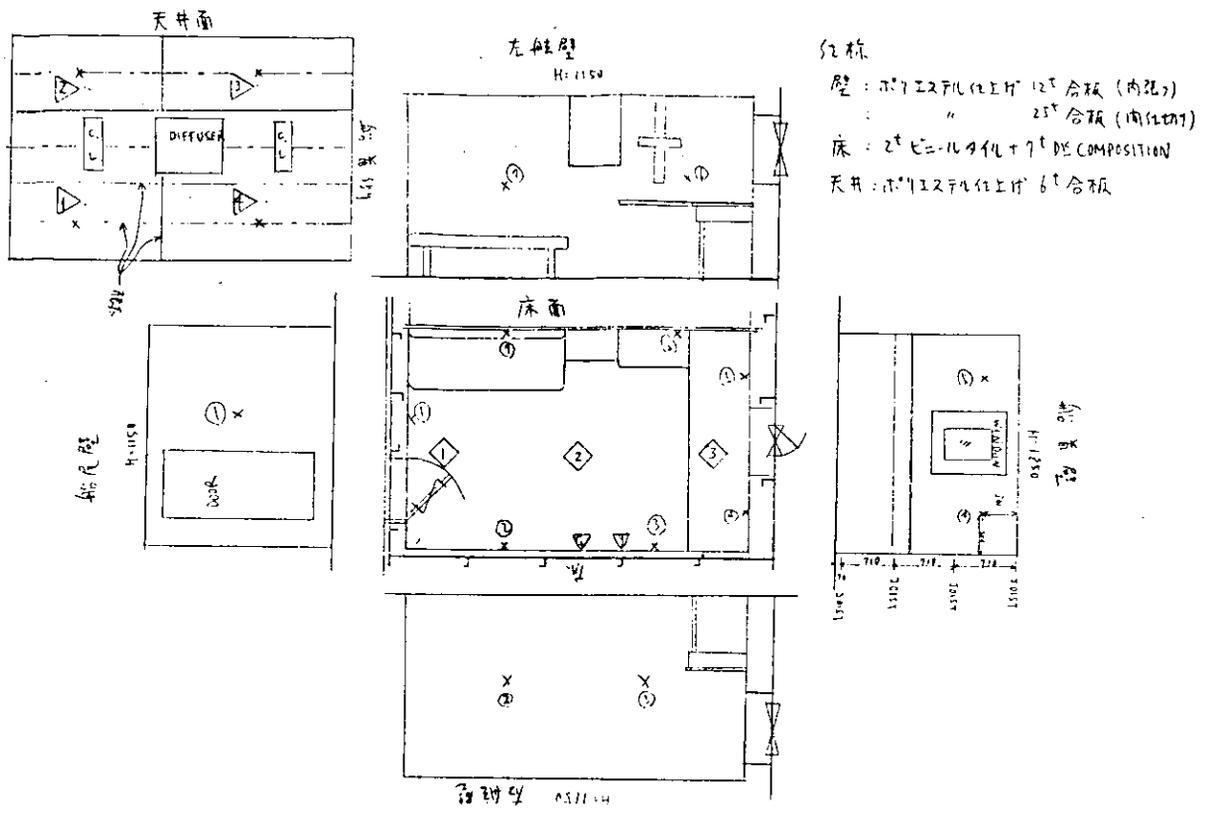


図 5.4.6 振動加速度計測点配置図  
SHIP'S OFFICE

5.4.5 音響放射率の推定

本項では実測騒音値と振動加速度レベルから 5.4.1 式で計算した騒音値が良く合うような音響放射率を求める。まず各船、各室毎に計算値と実測値が一致するように音響放射率を計算した。この結果を表 5.4.8 ~ 10 に示す。次にこれらの値のうち上、下限の各 2 値をカットして残りを算術平均して各船に共通の騒音計算用音響放射率とした。この値を表 5.4.7 に示す。

表 5.4.7 音響放射効率 (居室騒音推定用)  
10 log ki の値を示す

	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
天井	-16	-12	-8	-6	-1	+6	+15*	+19*
壁	-16	-13	-8	-7	-1	+2	+5	+9*
床	-11	-11	-7	-5	-2	+2	+2	+5

\*これらの値は理論的には大きすぎるが、高周波の放射音は音圧レベルが低いいため、実用上は 4000 Hz 以上の音は無視できる。

5.4.6 居室騒音の実測値と計算値の比較

表 5.4.7 に示す音響放射率を用いて計算した居室騒音値と実測騒音値の比較表を表 5.4.11 に示す。また、この両者誤差を図 5.4.8 に示す。これらの図表から以下に示すことが分る。

- (1) メラミン化粧アスベスト板を間仕切り、内張りに使用している場合は、天井、壁、の音響放射効率を上表 5.4.7 の値より 5 dB 大きくすると実測騒音値と合うようになる。
- (2) ポリエステル化粧合板を間仕切り、内張りに使用している場合は上表の音響放射効率を使えば周波数分析値ではかなり誤差があるもののオーバーオール値としては実測騒音値と良く合う。周波数分析値の中では高周波成分で誤差が大きい、幸いその部分の騒音レベルが小さいためオーバーオール値に大きな影響を与えないのである。

表 5.4.8 各船で居室騒音レベルの実測値と計算値が合うように決めた音響放射効率

(天 井)

数値は 10 log ki の値を示す

SNo	計測場所	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	備 考
a)	SHIP'S OFFICE	-19	-12	-10	-8	+2	+11	+15	+26	同 上
	SAILOR (B)	-13	-10	-8	-4	+10	+10	+18	+25	
	C/ENG'S DAY	-20	-13	-6	-10	-10	0	+9	+10	
b)	SPARE (C)	-16	-17	-9	-8	-2	+10	+10	+21	同 上
	" (D)	-15	-15	-8	-3	-2	+10	+18	+19	
	AB. SEA MAND)	-20	-19	-10	-6	-6	+7	+17	+19	
c)	OILER (B)	-19	-13	-11	-9	0	+5	+12	+21	6t PLYWOOD POLYESTER
	C/COOK	-11	-11	-9	-8	0	+1	+5	+15	
	C/ENG'S DAY	-18	-13	-10	-10	-5	0	+12	+14	
d)	SHIP'S OFFICE	-19	-15	-9	-9	-4	+2	+9	+9	同 上
	P/OFF (A)	-18	-16	-9	-6	0	0	+19	+18	
	CREW'S SMOKING	-16	-15	-7	-5	-6	+5	+16	+21	
e)	C/ENG'S DAY	-11	-11	-5	-3	0	+3	+14	+16	6t PLYWOOD POLYESTER
	SHIP'S OFFICE	-9	-8	-8	-6	+1	+6	+19	+20	
f)	BO' SN	-16	-8	0	0	+4	+18	+20	+16	6t アスベスト 両面 1.6 t メラミン化粧板
	J/ENG (B)	-21	-6	-2	-1	+4	+14	+26	+17	
	CREW'S SMOKING	-10	-6	-1	+1	+11	+19	+18	+24	
	平 均	-16	-12	-8	-6	-1	+6	+15	+19	
	(上, 下限の各 2 値をカットした 算術平均)									

表 5. 4. 9 各船で居室騒音レベルの実測値と計算値が合うように決めた音響放射効率

( 壁 )

数値は  $10 \log ki$  の値を示す

S No	計 測 場 所	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	備 考
①	SHIP'S OFFICE	-19	-11	-9	-8	-2	+5	+5	+20	同 上
	SAILOR (B)	-12	-13	-10	-5	+8	+9	+18	+22	
	C/ENG'S DAY	-17	-15	-11	-10	-10	-7	0	+9	
②	SPARE (C)	-18	-16	-9	-9	-2	0	+2	+6	間仕切り 25t PLYWOOD POLYESTER 内張り 9t PLYWOOD POLYESTER
	" (D)	-16	-14	-11	-6	0	0	+15	+6	
	AB. SEA MAN(D)	-20	-19	-15	-9	-3	-2	+3	+3	
③	OILER (B)	-17	-16	-10	-8	0	+3	+8	+4	25t PLYWOOD POLYESTER (間仕切, 内張り)
	C/COOK	-12	-15	-6	-8	-1	0	0	+5	
	C/ENG'S DAY	-16	-16	-14	-11	-6	-2	0	+2	
④	SHIP'S OFFICE	-17	-14	-11	-11	-6	+3	+2	+6	間仕切り 25t PLYWOOD POLYESTER 内張り 12t PLYWOOD POLYESTER
	P/OFF (A)	-19	-18	-10	-8	-3	0	+8	+9	
	CREW'S SMOKING	-8	-11	-6	-5	-2	+5	+1	+14	
⑤	C/ENG'S DAY	-12	-15	-6	-9	-2	+3	+5	+9	間仕切り 25t PLYWOOD POLYESTER 内張り 12t PLYWOOD
	SHIP'S OFFICE	-13	-10	-7	-6	0	+7	+6	+14	
⑥	BO'SN	-17	-8	+6	-2	+5	+7	+6	+6	19t アスベスト 高面 1.6 t メラミン化粧 (間仕切, 内張り)
	J/ENG (B)	-21	-9	-2	-1	+7	+6	+15	+15	
	CREW'S SMOKING	-10	-9	-2	-1	+5	+2	+3	+8	
	平 均	-16	-13	-8	-7	-1	+2	+5	+9	
	( 上, 下限の各 2 値をカットした 算術平均 )									

表 5.4.10 各船で居室騒音レベルの実測値と計算値が合うように決めた音響放射効率

( 床 )

数値は  $10 \log k_i$  の値を示す

S No.	計測場所	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	備考
①	SHIP'S OFFICE	-20	-10	-10	-6	-5	-1	+3	+16	33,000t DIESEL CARGO SHIP
	SAILOR (B)	-10	-10	-13	-4	+10	+12	+18	+25	
	C/ENG'S DAY	-10	-12	-14	-10	-10	-6	-6	0	
②	SPARE (C)	-14	-16	-8	-9	-5	0	0	+8	60,000t DIESEL BULK CARRIER
	" (D)	-10	-16	-8	-3	-1	+2	-4	+6	
	AB. SEA MAN (D)	-13	-19	-12	-7	-6	-6	-3	+1	
③	OILER (B)	-15	-8	-11	-9	-3	+2	+7	+6	227,000t TURBINE TANKER
	C/COOK	-9	-10	-5	-6	-2	+1	0	-2	
	C/ENG'S DAY	-11	-12	-7	-8	-5	0	0	+2	
④	SHIP'S OFFICE	-14	-14	-10	-9	-7	-5	-7	0	263,000t TURBINE TANKER
	P/OFF (A)	-16	-15	-8	-4	-2	+1	+7	+3	
	CREWS SMOKING	-8	-14	-8	-5	-1	+7	-4	0	
⑤	C/ENG'S DAY	-8	-2	-3	-3	-2	+3	+4	+5	263,000t TURBINE TANKER
	SHIP'S OFFICE	-8	-5	-3	-2	+1	+5	+7	+12	
⑥	BO'SN	-13	-7	0	0	+4	+9	+5	+4	280,000t TURBINE TANKER
	J/ENG (B)	-16	-4	-2	-1	-1	+9	+17	+12	
	CREWS SMOKING	-10	-5	-2	0	+4	0	+4	+7	
	平均	-11	-11	-7	-5	-2	+2	+2	+5	
	(上, 下限の各2 値をカットした 算術平均)									

表 5. 4. 11 居室騒音の実測値と計算値の比較 (単位: dB (A))

注 1. 上段は計算値  
 2. 下段は実測値  
 3. 中段はその差

S No.	D. W.	室名	床面積	O. A	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
①	33,000t DIESEL CARGO	SAILOR (B)	7.8	63 -3 66	51 -1 52	55 -1 56	58 +1 57	57 -2 59	56 -8 64	50 -7 57	40 -10 50	26 -12 38
		SHIP'S OFFICE	10.4	62 0 62	46 +4 42	49 -2 51	56 +3 53	56 +1 55	58 +1 57	53 0 53	46 0 46	32 -10 42
		C/ENG'S DAY RM	18.5	54 +2 52	46 +3 43	47 +2 45	49 +2 47	48 +5 43	48 +10 38	45 +9 36	36 +9 27	24 +6 18
②	60,000t DIESEL BC.	SPARE (C)	8.3	67 +1 66	51 +1 50	58 +4 54	58 0 58	61 +3 58	60 +1 59	60 +1 59	61 +6 55	35 -2 37
		SPARE (D)	8.3	67 0 67	52 0 52	57 +2 55	61 +2 59	59 -2 61	59 -1 60	59 +1 58	59 +6 53	39 0 39
		AB. SEA MAN (D)	8.3	69 +3 66	57 +4 53	60 +6 54	63 +5 58	60 +1 59	62 +3 59	64 +8 56	57 +5 52	41 +4 37
③	227,000t TURBINE T.	OILER (B)	8.2	61 0 61	50 +2 48	54 +3 51	56 +2 54	56 +2 54	54 +1 53	48 0 48	42 -2 44	32 +2 30
		C/COOK	9.6	52 -3 55	47 -3 50	46 0 46	46 -1 47	45 +1 44	44 +1 43	38 +2 36	33 +5 28	26 +7 19
		C/ENG'S DAY RM	19.5	55 +2 53	49 0 49	49 +2 47	49 +5 44	46 +4 42	45 +5 40	39 +5 34	34 +6 28	25 +6 19
④	263,000t TURBINE T.	SHIP'S OFFICE	10.6	55 +2 53	49 +2 47	48 +2 46	50 +2 48	48 +4 44	43 +4 39	40 +4 36	36 +8 28	26 +6 20
		P/OFF (A)	13.7	56 0 56	52 +2 50	51 +4 47	50 0 50	47 0 47	45 0 45	42 +1 41	33 -4 37	32 +2 30
		CREW'S SMOKING	33.1	61 -2 63	53 -2 55	55 +1 54	56 -1 57	54 -2 56	52 -3 55	48 -5 53	48 +6 42	41 +5 36
⑤	263,000t T. T.	SHIP'S OFFICE	10.6	52 -5 57	46 -4 50	45 -4 49	46 -1 47	45 -1 46	43 -1 44	38 -3 41	31 -4 35	19 -6 25
		C/ENG'S DAY RM	22.6	55 -3 58	46 -5 51	48 -1 49	49 -2 51	49 -3 52	49 +8 41	34 0 34	26 0 26	21 +1 20
⑥	280,000t TURBINE T.	BO' SN	15.2	49 -7 56	46 0 46	42 -5 47	42 -11 53	40 -6 46	40 -5 45	35 -6 41	31 -2 33	24 +2 22
		J/ENG (B)	15.2	43 -5 48	41 +4 37	35 -5 40	35 -6 41	34 -5 39	33 -5 38	28 -6 34	24 -7 37	24 +4 20
		CREW'S SMOKING	28.7	44 -6 50	37 -6 43	36 -4 40	38 -5 43	35 -5 40	35 -6 41	36 0 36	27 +1 26	25 +2 23

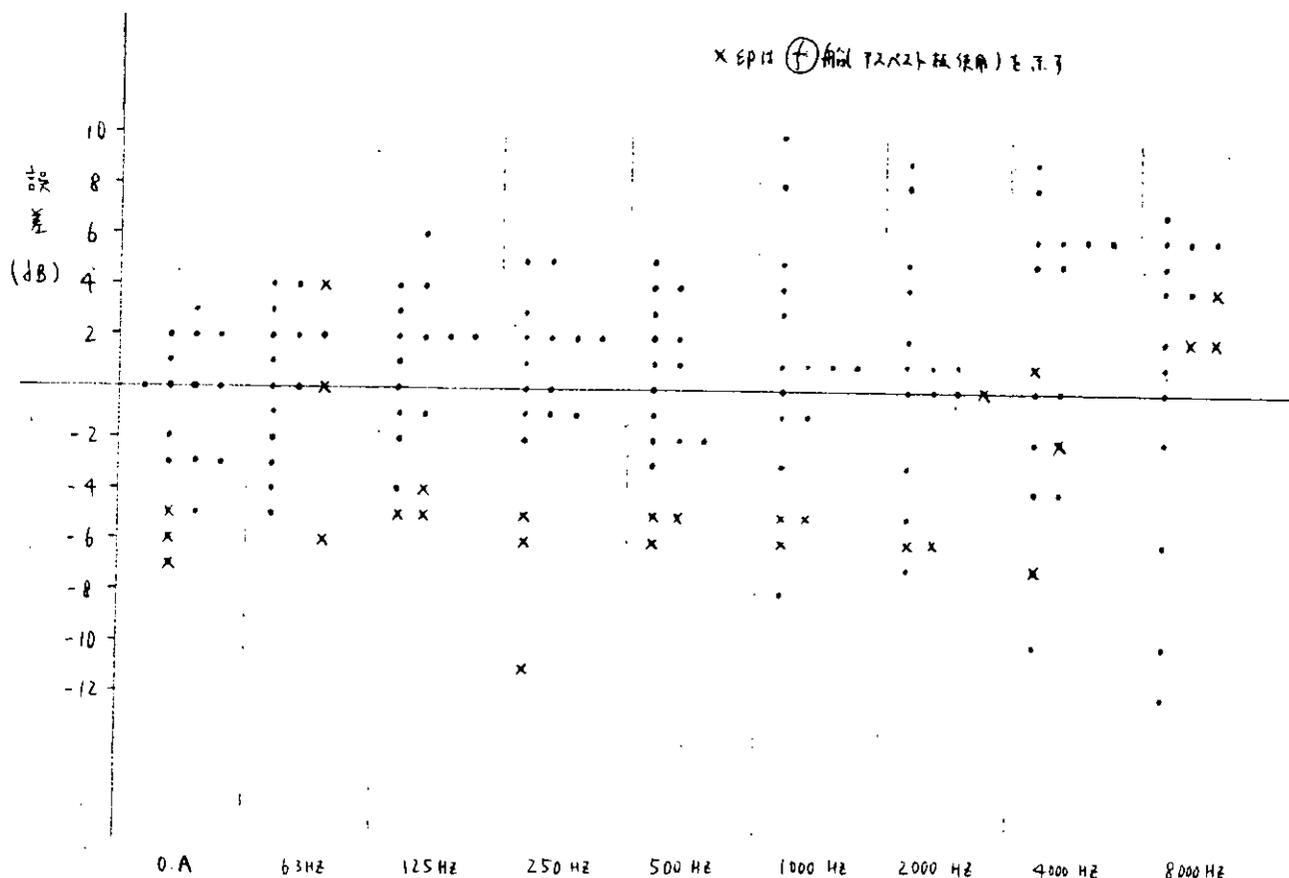


図 5. 4. 8 居室騒音の実測値と計算値の誤差

## 5. 5 空気伝搬音の模型実験と解析

本節では空気伝搬音の伝搬経路と減衰状況を調査するため、実船の居住区の一部を実物大模型と見なして、その中の一室で空気音を発生させ、その室と周辺の室の振動、騒音レベルを計測した空気音伝搬経路調査実験と戸枠の隙間及び戸付換気口の室内騒音に対する影響度を調査した戸開口閉鎖実験と S C 3 (機関分科会) で行われたスピーカーテストの結果を利用した空気音減衰量調査の 3 種の解析結果について述べる。

### 5. 5. 1 空気音伝搬経路調査実験

#### (1) 目的

船舶の居住区内で空気音 (2 次固体音を含む) がどのような経路で伝搬し、どの程度減衰するかを調べる。

#### (2) 方法

船舶の居住区で通路側に戸のない室 (CASE-1) と戸のある室 (CASE-2) で白雑音発生器により騒音を発生させ、音源室及びその近辺の室の騒音、振動を計測し、騒音計測データから騒音の減衰量を、受音室の周壁 (天井、床を含む) の振動加速度計測データから 5. 4 節に述べた方法で算出した放射音及びそれとその室の実測騒音値との比較により、その室への騒音伝搬経路とその割合を算出した。

#### (3) 使用機器

騒音・振動分析計      リオン NA-13, ピックアップ PV-06 A  
白雑音発生器          リオン SF-04

#### (4) テスト結果と考察

##### (a) 騒音減衰量について

空気音源の場合、図 5. 5. 4 から分るように、騒音レベルは直上、直下の室で約 50 dB 下がり、同一甲板の室

間で隣接する室ではその境界の透過損失に相当する騒音レベルの低下があるが、その隣以降の室では騒音レベルはほとんど減衰しない。これは(b)伝搬経路について述べるように、それらの室では入口扉を含む通路壁からの侵入騒音が大きくかつ通路の騒音レベルの分布がほぼ一様なためである。

(b) 伝搬経路について

受音室の壁面の振動加速度計測データから 5.4 節に述べた方法により各壁面からの放射音及びそれらの合計としての室内騒音を計算し、その結果を表 5.5.1、表 5.5.2 に示す。この場合、この実験を行った船の壁材が 19t マリライトの両面に 1.6 t メラミン化粧板を張ったもの、天井材は 6 t アスベストセメントボードの両面に 1.6 t メラミン化粧板を張ったものであるため 5.4.6 に述べたように、壁、天井の音響放射効率率は表 5.4.7 の値に 5 dB 加えたものを使用した。CASE-1 の RADIO/OPE への音の伝搬経路は表 5.5.1 から分るように船尾壁の振動による騒音が 47 dB (A)、壁面 (天井・床を含む) 全体の振動による騒音の合計が 48 dB(A)、実測騒音値が 55 dB (A) であることから

◎ 実測騒音値と壁面振動による 2 次固体音の計算値の差は戸の隙間から侵入した空気音と考える (このことは CASE-2 の 3/ENG の室のように音源室からの空気音の侵入がない場合、計算騒音値と実測騒音値が一致していることで確認できる)。

◎ 実測騒音値と計算騒音値及び船尾壁からの騒音値の差をエネルギーに換算すると図 5.5.1 に示すように戸の隙間からの侵入空気音が 80%，船尾壁の放射音が 15%，残りの壁の放射音が 5% ということが分る。

CASE-2 の 3/ENG

への音の伝搬経路は実測騒音値と計算騒音値が一致しているし、構造上から考えても空気音の侵入はなく、

◎ 実測騒音値と各壁面からの 2 次固体音の計算値をエネルギーに換算して比較すると図 5.5.2 に示すように床から 50%，船

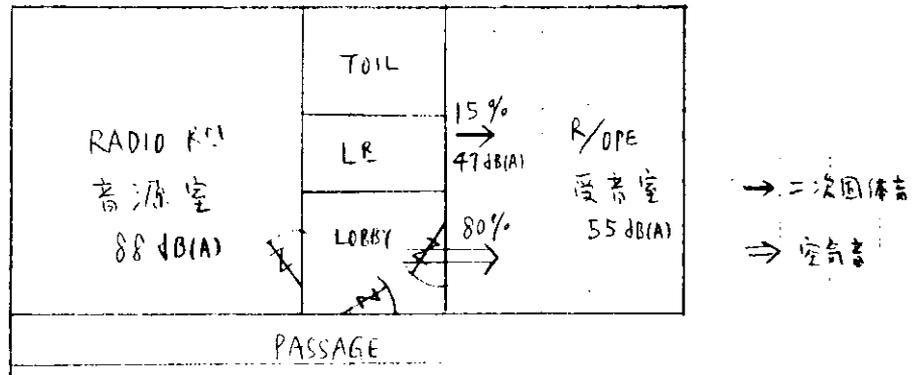


図 5.5.1

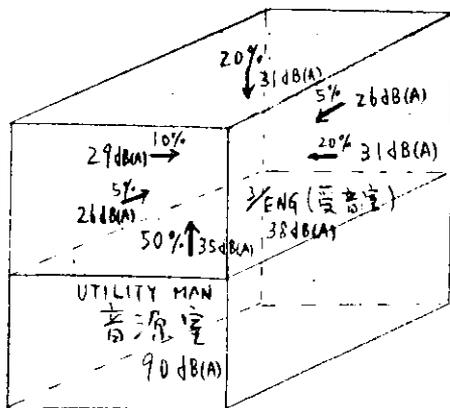


図 5.5.2

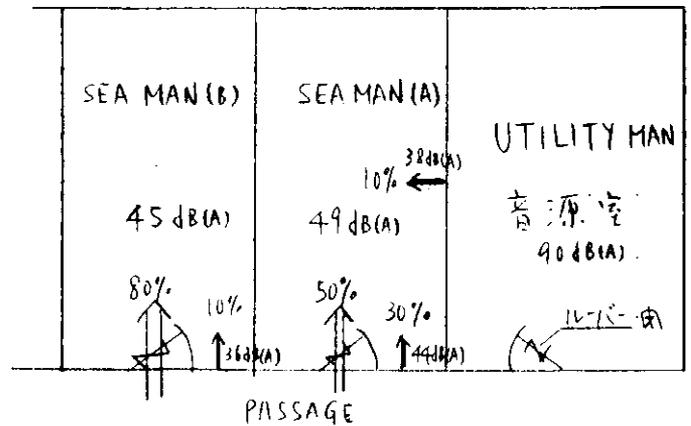


図 5.5.3

首壁及び天井からそれぞれ 20%，左舷壁及び右舷壁からそれぞれ 5% の 2 次固体音がでていことが分る。

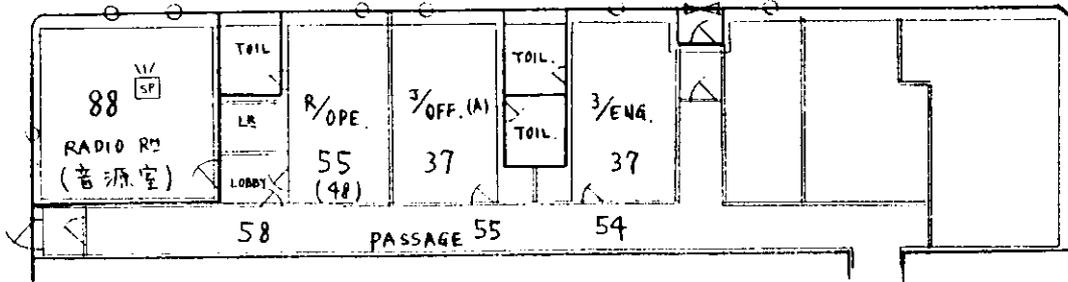
CASE-2 の SEA MAN (A)、SEA MAN (B) への音の伝搬経路は CASE-1 の R/OPE の場合と同じ考え方で各部からのエネルギー比は図 5.5.3 に示すように SEA MAN (A) の場合音源室との境界壁から 10%，通路壁から 30%，戸の隙間からの侵入空気音が 50%，その他の壁、天井、床から 10% ということになり、SEA MAN (B)

の場合、通路壁から10%, 戸の隙間から80%, その他の壁, 天井, 床から10%ということになる。

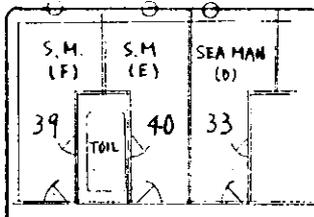
以上の結果をまとめると、受音室に開口(隙間)がある場合、そこからの侵入空気音が大きなウェートを占めるし、開口の全然ない場合は直接音源に接する面以外の2次固体音が約半分もあるということである。

### CASE - 1 音源室の通路側壁に戸のない場合

音源室のある甲板 (C'-DE)

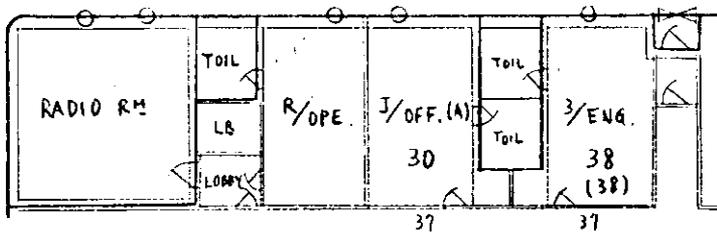


音源室直下の甲板 (B'-DE)

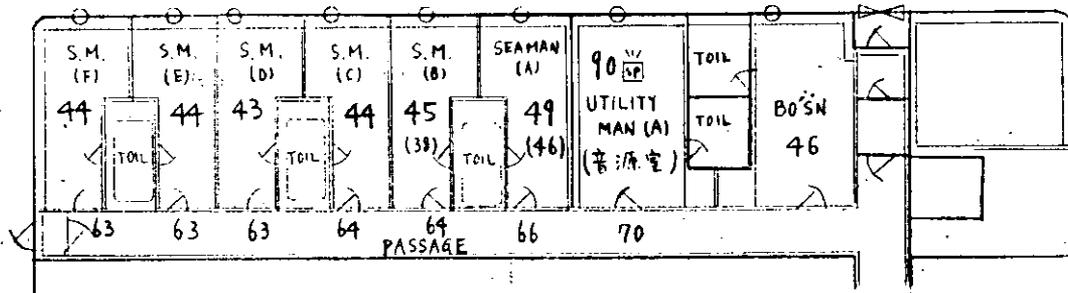


### CASE - 2 音源室の通路側壁に戸のある場合

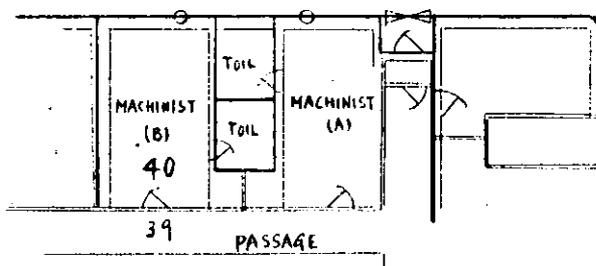
音源室直上の甲板 (C'-DE)



音源室のある甲板 (B'-DE)



音源室直下の甲板 (A'-DE)



注) 数字は実測騒音値 dB (A) を示す  
( ) 内の数字は計算騒音値 dB (A)

図 5. 5. 4 騒音分布

表 5.5.1 室周壁の振動レベルと計算騒音レベル

単位：dB 振動加速度 … FLAT  
計算騒音 …… A特性

室名	計測場所	O. A.	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	備考
R/OPERATOR (CASE-1)	船首壁	—	13	15	12	15	20	19	21	15	振動加速度
		31	4	13	16	20	28	25	24	14	計算騒音値
	船尾壁	—	10	25	28	31	37	34	38	24	同上
		47	1	23	32	36	45	40	41	23	
	左舷壁	—	16	16	12	15	18	15	18	15	
		26	4	11	13	17	23	18	18	11	
	右舷壁	—	13	20	24	23	24	16	17	15	
		32	1	15	25	25	29	19	17	11	
	天井	—	17	25	19	19	21	19	21	15	
		37	9	25	24	26	30	34	33	21	
床	—	10	18	12	12	18	17	19	15		
	24	2	14	13	15	21	19	15	5		
	計算騒音値	48	12	27	33	37	45	41	42	25	室中央
	実測 "	55	12	30	38	47	53	49	47	29	騒音値
3/ENG (CASE-2)	船首壁	—	13	22	15	16	20	18	19	15	振動加速度
		31	4	20	19	21	28	24	22	14	計算騒音値
	船尾壁	—	17	18	16	17	18	16	16	15	同上
		29	8	16	20	22	26	22	19	14	
	左舷壁	—	16	18	15	17	17	15	15	15	
		26	4	13	16	19	22	18	15	11	
	右舷壁	—	18	19	16	16	19	15	15	15	
		26	6	14	17	18	24	18	15	11	
	天井	—	12	16	15	13	14	12	12	15	
		31	4	16	20	20	23	27	24	21	
床	—	22	26	25	27	27	26	25	18		
	35	14	22	26	30	30	28	21	8		
	計算騒音値	38	16	25	28	32	33	32	31	23	室中央
	実測 "	38	13	26	30	31	33	30	24	13	騒音値

表 5.5.2 室周壁の振動レベルと計算騒音レベル

単位：dB 振動加速度 … FLAT  
計算騒音 …… A特性

室名	計測場所	O. A.	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	備考
SEA MAN (A) (CASE-2)	船首壁	—	19	29	25	26	29	25	26	15	振動加速度
		38	9	26	28	30	36	30	28	13	計算騒音値
	船尾壁	—	12	10	14	15	20	15	18	15	同上
		29	2	7	17	19	27	20	20	13	
	左舷壁	—	20	19	18	20	24	17	19	15	
		30	8	14	19	22	29	20	19	11	
	右舷壁	—	12	21	27	32	38	33	33	21	
		44	0	15	28	34	43	36	33	17	
	天井	—	18	21	16	19	19	13	15	15	
		33	10	21	21	25	28	28	27	21	
床	—	11	12	12	17	21	20	22	16		
	27	3	8	13	20	24	22	18	7		
計算騒音値		46	13	27	31	36	44	37	35	22	室中央騒音値
実測 "		49	13	31	35	41	45	42	40	22	
SEA MAN (B) (CASE-2)	船首壁	—	11	20	13	16	19	15	17	16	振動加速度
		28	2	17	16	20	26	20	19	14	計算騒音値
	船尾壁	—	9	17	10	10	15	12	15	15	同上
		25	-1	14	13	14	22	17	17	13	
	左舷壁	—	13	23	15	15	16	13	15	15	
		26	1	18	22	17	21	16	15	11	
	右舷壁	—	12	15	21	25	29	24	26	16	
		36	0	9	22	27	34	27	26	12	
	天井	—	25	25	17	16	12	12	15	15	
		32	17	25	22	22	21	27	27	21	
床	—	10	11	15	15	17	15	17	16		
	23	2	7	16	18	20	17	13	7		
計算騒音値		38	17	26	28	29	35	31	30	23	室中央騒音値
実測 "		45	16	18	30	38	41	39	37	20	

## 5.5.2 戸開口閉鎖実験

### (1) 目的

戸と戸枠の隙間及び戸付換気口が航走中の居室騒音に影響するか否かを調べる。

### (2) 方法

海上試運転中の通常航海状態の時に或る居室で窓、空調吹出口戸、戸の隙間、戸付換気口等室内騒音に影響を与える全ての開口を2t鉛板で塞ぎスリオンテープで周囲を密封して室内騒音を計測し、次に戸の隙間と戸付換気口の鉛板をはずした状態で室内騒音を計測し、これらの値を比較することにより、戸の開口部が航走中の室内騒音に与える影響を調べた。

### (3) テスト結果と考察

表 5.5.3 に示すように戸の隙間及び戸付換気口を閉鎖してもしなくても室内騒音値は変わらないし、壁面の振動レベルから計算した室内騒音値と実測騒音値は大体同じである。

表 5.5.3

状態 \ 周波数	O. A.	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
戸隙間及び換気口閉	62	42	47	53	55	57	52	46	42
〃 開	62	42	51	53	55	57	53	46	42
振動からの計算騒音値	62	46	49	56	56	58	53	46	32
通路の騒音値	73	55	58	61	65	68	65	53	48

一方通路壁のTLに対する開口部分の影響を5.5.1式により計算すると、1000 Hzにおいて25tチップボードのTL 27 dBが開口部（開口比0.0726）のある場合  $TL \approx 20$  となり、この場合通路からの空気音による室内騒音は  $68 - 20 = 48$  dB となり、実測値 57 に比べ充分低く、扉部分の開口は航走中の室内騒音にはほとんど影響を与えていないことが分る。

透過率の異なる部分が合成された壁面の透過損失は

$$TL = 10 \log_{10} \left( \frac{\sum Si}{\sum Si \tau_i} \right) \quad (5.5.1)$$

ここに  $Si$  : 面積       $\tau_i$  : 透過率

以上の結果から航走中の室内騒音レベルは、一般的に壁面の振動による放射音によって決まり、通路から戸の隙間、戸付換気口を通ってくる空気音の影響はほとんどないといえる。但し、居室に騒音対策を行って居室騒音が低下して通路との騒音レベル差が20 dB以上にもなると想定される場合等には戸の隙間にも気を配る必要がある。

## 5.5.3 空気音減衰量調査

本項ではSC3（機関分科会）で行われたスピーカーテスト（機関室内にスピーカーにより定常的音場を作り、居住区内の各甲板で騒音を計測して、空気伝搬音の減衰量を知り、次に航走中の騒音を計測し、この値から空気音の減衰量を差し引くことにより固体音を算出し、航走中の居住区内騒音における空気音と固体音の構成比を調べるテスト）の結果を空気音に主眼をおいて解析した。

図 5.5.5～8 に空気伝搬音の周波数別減衰量及び航走中の機関室内の音圧レベルを示した。これらのグラフから分ることは次のとおりである。

- (1) 空気伝搬音（2次固体音を含む）は機関室から上甲板の間で大きく（30～40 dB）減衰し、その後上層甲板へゆくに従いゆるやかに（4～6 dB/DECK）減衰するが、最上層甲板では逆に少し増加する。
- (2) 周波数別の減衰量を比べると、周波数が大きい程減衰量も大きい。
- (3) 周波数別の減衰量と航走中の機関室内音圧レベルを考え合わせると、空気伝搬音としては250 Hz～2000 Hzの音が居住区騒音に同程度の影響をもち、125 Hz以下は発生音圧レベルが低いため、また4000 Hz以上は減衰量が大きいため共に居住区騒音にはほとんど影響しない。

図 5.5.9～12 に航走中の層別、周波数別空気音レベル及び固体音レベルを示した。これらのグラフから分る

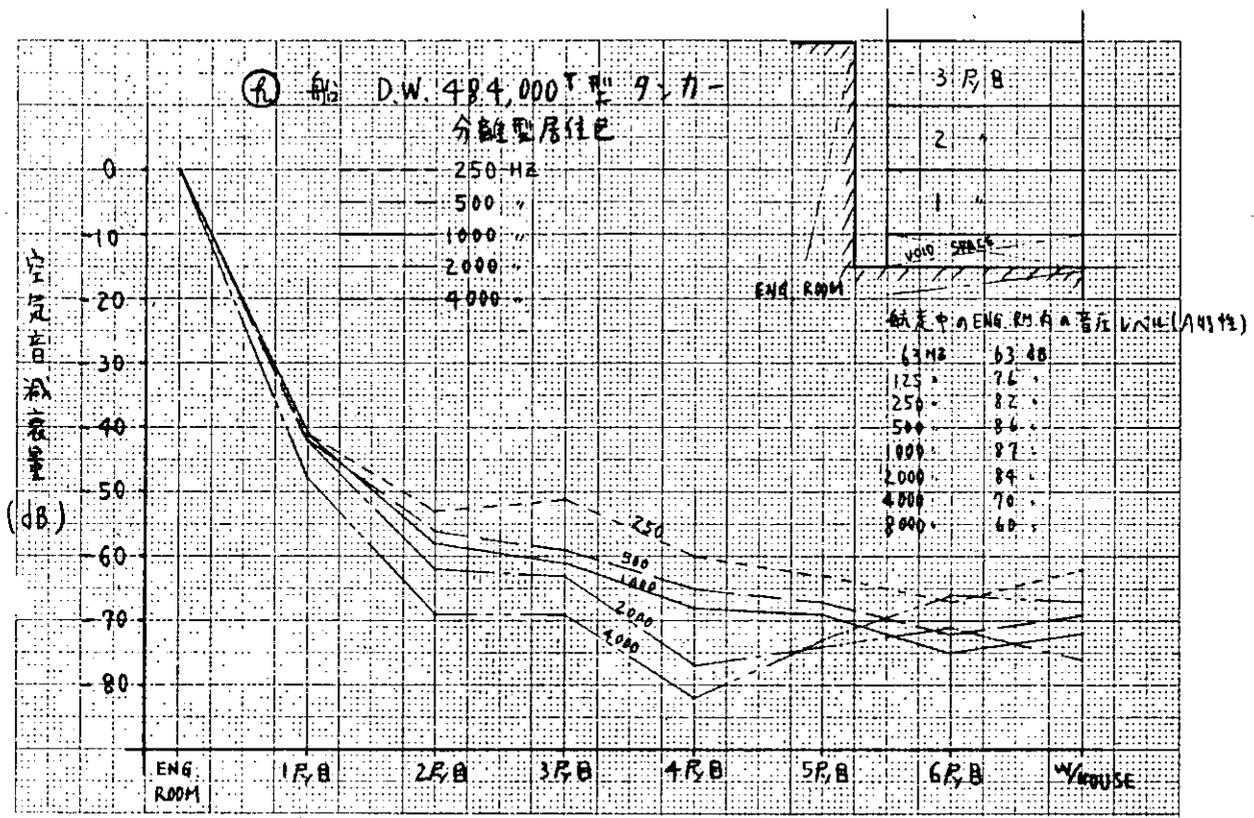


図 5.5.5 空気音の周波数別減衰量

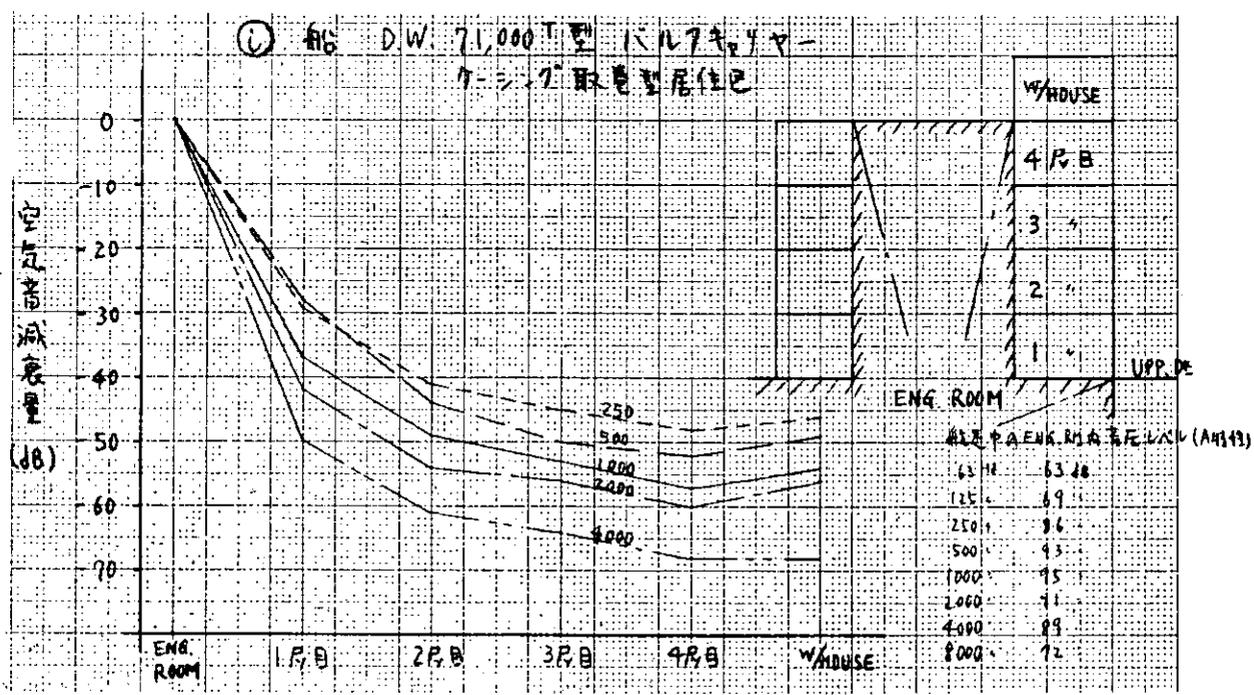


図 5.5.6 空気音の周波数別減衰量

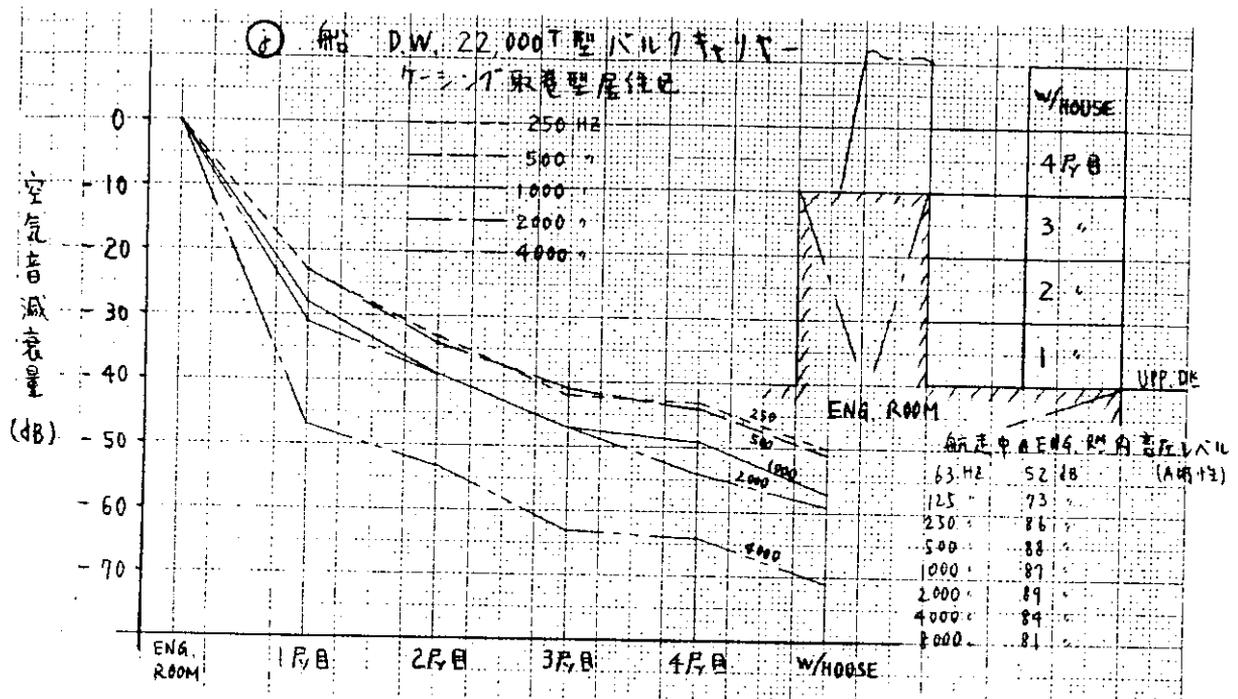


図 5.5.7 空気音の周波数別減衰量

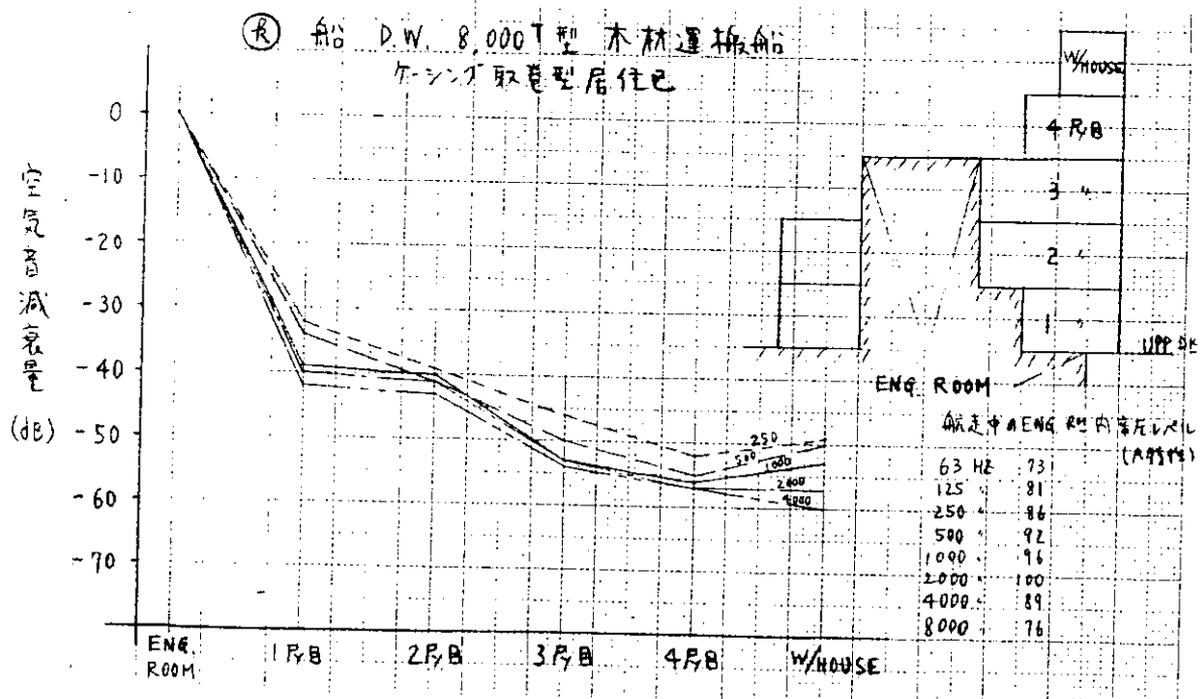


図 5.5.8 空気音の周波数別減衰量

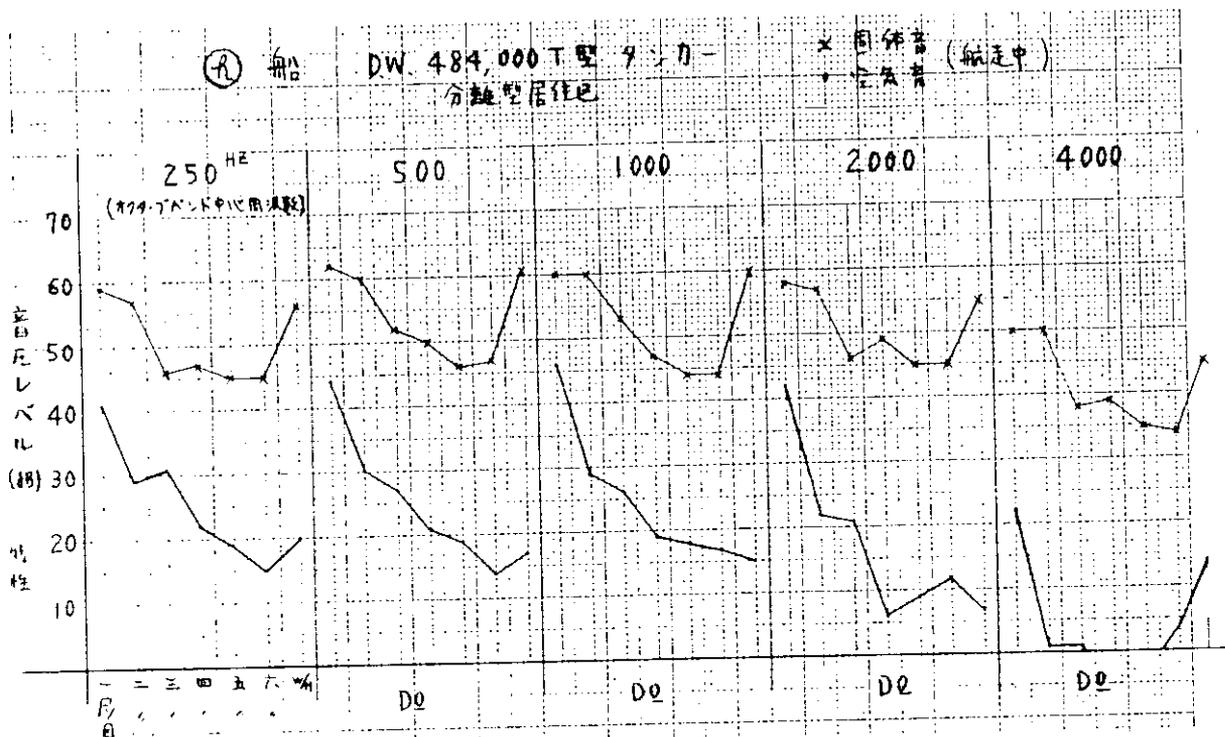


図 5.5.9 航走中の層別、周波数別空気音レベル

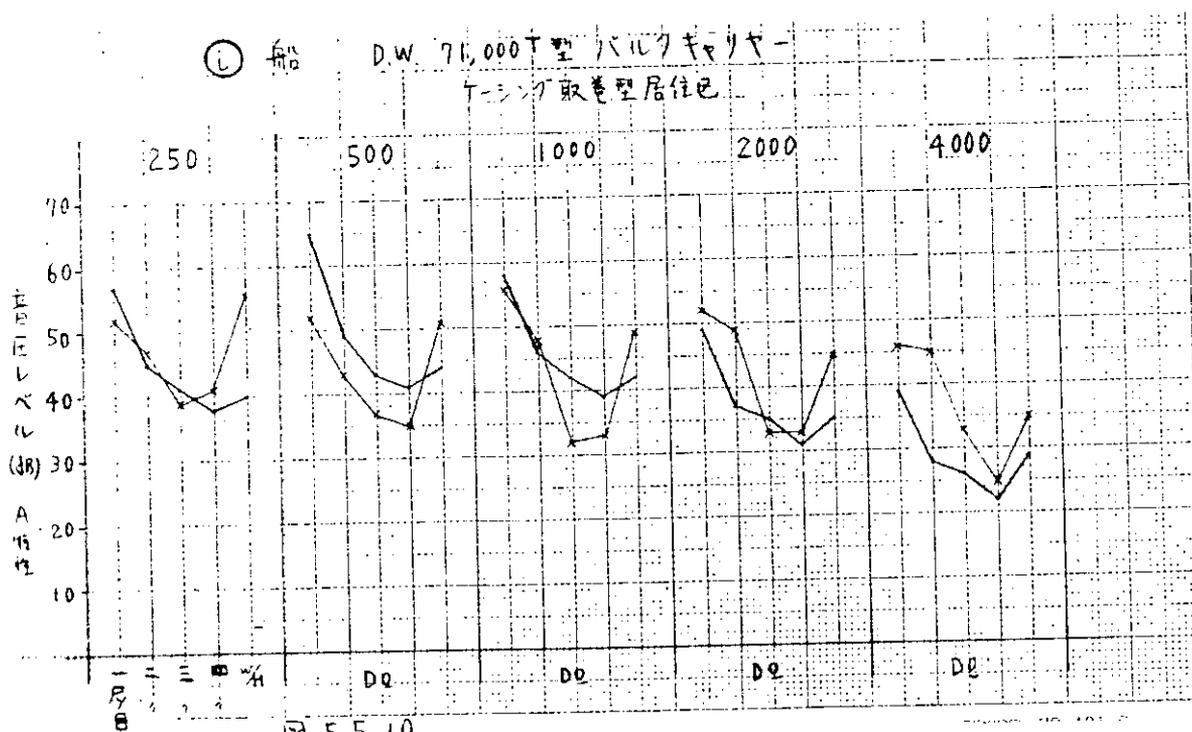


図 5.5.10 航走中の層別、周波数別空気音レベル

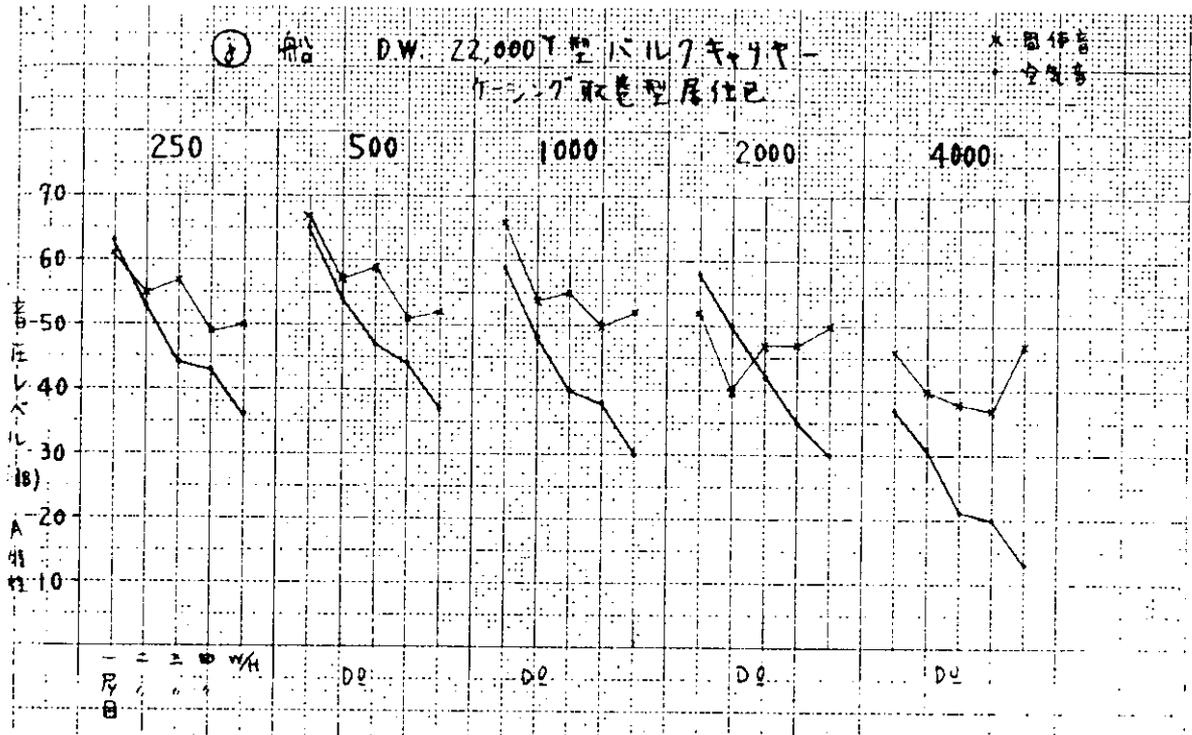


図 5. 5. 11 航走中の層別、周波数別空気音レベル

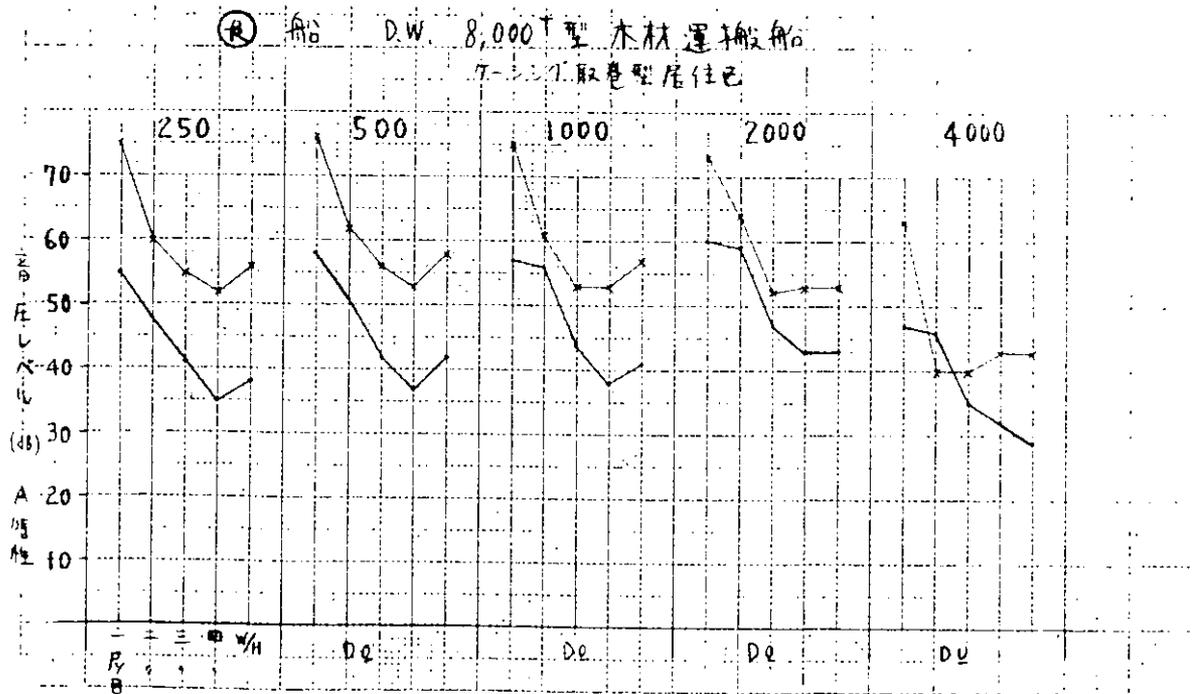


図 5. 5. 12 航走中の層別、周波数別空気音レベル

ことは

- (4) ⑥船ではUPP. Dk 上の VOID SPACE のために空気音レベルが他の船より 15 dB 程度低くなっており、VOID SPACE の遮音効果を如実に示している。
- (5) 空気音レベルと固体音レベルを比較して見ると、空気音のレベルは船の大きさに余り関係しないが、固体音のレベルが小型船ほど大きくなるため相対的には大型船ほど空気音の影響がでている。

## 5.6 バス・トイレ防音対策

浴室又は、シャワー室の衛生器具から発生する騒音及び排水音が居室におよぼす影響を把握することにより、防音対策の要否と防音対策をした場合の効果を調べることを目的とした。

### 5.6.1 衛生器具から発生する騒音の実態

浴室又は、シャワー室の衛生器具から発生する騒音の実態を把握するため6隻の船にてプライベートラバトリ内の便器、シャワー、洗面器の使用時の騒音及び排水音について実船で計測を行った。計測結果の抜萃を下表に示す。

表 5.6.1 便器の連続洗浄音と排水音 dB(A)

計測場所	①船	②船	③船	④船	⑤船	⑥船
音源室	63	65	70	57	54	50
音源室を持つ居室	47	50	52	39	55	40
隣接する部屋	36	42	—	—	41	24
直下の部屋	40	36	—	33	—	31
二層下の部屋	37	34	—	32	—	—

表 5.6.2 シャワーの連続射水音と排水音 dB(A)

計測場所	①船	②船	③船	④船	⑤船	⑥船
音源室	73	—	72	67	—	—
音源室を持つ居室	55	65	54	54	—	—
隣接する部屋	36	47	—	—	—	—
直下の部屋	39	41	—	35	—	—
二層下の部屋	35	34	—	33	—	—

表 5.6.3 洗面器水栓連続射水音と排水音 dB(A)

計測場所	①船	②船	③船	④船	⑤船	⑥船
音源室	71	71	69	55	50	50
音源室を持つ居室	48	57	52	44	48	33
隣接する部屋	—	43	—	—	37	—
直下の部屋	39	34	—	33	—	—
二層下の部屋	38	34	—	33	—	—

実態調査の結果、バス・トイレ内を除けば、バス・トイレを使用する人の部屋でも 50～55 dB(A) であり、音源室に隣接する部屋では 40～45 dB(A) であった。また、排水管が内張内を通過している下層の部屋においても 40 dB(A) 以下となり計測者の耳にかすかに排水音が聞こえる程度であった。

しかしながら、本計測は暗騒音が 35 dB(A) 以下という状態での計測であり、実際の運航を考えると、たとえ停泊

中でも発電機及び空調機器等が作動しているはずであるから、これらの暗騒音でバス・トイレに隣接する部屋及び下層の部屋においては、バス・トイレの使用音はマスキングされてしまう。また、感覚的な面からみても計測状態において一部耳ざわりと感じる音もあったが、かすかな音であり実際の運航中には、問題とならない騒音値であることが判った。

### 5.6.2 防音対策の効果

実態調査の結果、衛生器具からの騒音は他の居室に対し影響がほとんどないことが判ったが、セミプライベートのバス・トイレ等を考えた場合、影響がないと言えないので、シャワー及び洗面器の射水音の防音対策及び排水音への防音対策をしてその効果を調べた。

#### (1) 排水管の防音対策

便管等排水管が貫通している下層の部屋で、内張りを貫通している場合は問題ないが、排水管が露出している場合の排水音を計測すると、直下の部屋においては、50～55 dB(A)の騒音になっている。

この排水音対策として、排水管に6 mmフェルト、ラフィングペーパー、ワイヤー、キャンバスというインシュレーションをしたところ、使用中の排水音は約2 dB、使用後の排水音は約5 dB下がることを確認された。また、排水管が露出している場合と内張や天井により隠れている場合では、約10 dBの差があることも確認された。

#### (2) シャワーの射水音対策

シャワーの射水音は、射水される床の状態によって異なるので、床に敷物をするることにより、射水音の違いを調べた。調査結果を下に示す。

表 5.6.4 dB(A)

床の種類	タイル	穴あきプラスチック マット (15 mm)	すのこ	専用 KRC マット		ビル用玄関 ラバーマット
				穴あき	クロス	
射水音	63	64	65	69	59	74

上記結果より敷物をするることにより射水音を下げようとする場合は、穴あきのマット及び水はけの悪いものは避け、水はけの良い弾力性のある敷物にすべきである。

#### (3) 洗面器の射水音対策

洗面器が居室内部にあり、居室の間仕切等に取り付けられている時は、隣室にも射水音の影響がある。もちろん射水音の大小は、給水圧によって左右されるものであるが、通常の立水栓を泡沫タイプの立水栓にすることにより、居室の間仕切に取り付けられた洗面器の射水音は、下表の如くになった。

表 5.6.5 dB(A)

	音源室	隣室	通路
立水栓	69	57	49
泡沫立水栓	58	45	39

表 5.6.5 より水栓を泡沫タイプにすることにより約10 dB射水音が下がることがわかる。

### 5.6.3 その他衛生器具よりの騒音について

衛生器具からの騒音を分類すると、給水器具自体からの音、給水器具から放出された水の音と排水金具からの音である。給水器具からの音としては、給水器具内でのキャピテーション、給水金具の異常開閉によるウォーターハンマーなどがある。排水器具からの音は、排水開始時、中間時、最終時の3段階に発音状態が分けられ、最終時はサイホンが起り空気を吸入するので、最高の音を発生することが多い。また、たまり水の量が多いバス、洋式大便器のような場合、排水音の大きさは通気管の有無、その管径と長さに関係し、完全な通気管を取ってれば音は小さくなる。そして衛生器具まわりの音は、最高70～75 dB(A)である。

しかしながら衛生器具自身からの音については、メーカーの問題であり、これらの音については、メーカーで現

在研究されており、既に消音タイプの衛生器具も市販されている。

5.6.1でも述べたように、衛生器具よりの騒音は運航中問題にならない音ではあるが、居室が静かになればなる程、騒音値でたとえ低くても“耳ざわり”的な音になる可能性がある。すなわち、これらの音は、騒音値云々といった問題より心理的影響を考えねばならない。設計の注意点として、排水管をベッド真横の内張内を通さないこと、衛生器具が居室の間仕切りに隣接して、又は直接取り付けられる時は、間仕切壁の反対側にベッドを配置しないこと等の考慮は当然すべきであろう。

## 6. 実船における騒音の実態調査

### 6.1 まえがき

#### 6.1.1 実態調査の目的

現在建造されている船舶の居住区及び機関室における騒音の実態を把握するために、実船計測を行い、得られた計測結果を解析して今後騒音対策を実施する上での参考に供するものとした。

#### 6.1.2 船内騒音実態調査のための実船計測方案

騒音の実態調査には、計測値の精度を上げるためと計測の目的を明確にするために次の実船計測方案に従って計測した。

- (1) SR156 SC3/WG1-1 船舶騒音実態調査（実船計測結果の取りまとめ方）
- (2) SR156 SC3/WG1-2 船舶機関部一般計測方案
- (3) SR156 SC3/WG1-3 船舶機関部単体機器の影響調査方案
- (4) SR156 SC3/WG1-4 船舶船体部騒音計測方案
- (5) SR156 SC3/WG1-5 スピーカーによる機関室空気伝搬音の影響調査方案

#### 6.1.3 実態調査対象船の種類及び主要目

- (1) 一般計測及び機関部単体機器の影響調査船

表 6.1.1

船名	船種	DWT/GT	主機形式	発電機形式	居住区形式×層数	備考
A	貨客船	2,700 / 8,450	MAN VGV52/55	ディーゼル×3	取巻 × 6	
B	カーバルク	29,903 / 18,794	SULZER 7RND68	” × 2	” × 5	
C	木材運搬船	7,895 / 4,659	UE 6UET 45/80 D	” × 2	” × 5	
D	”	8,273 / 5,189	”	” × 2	” × 5	
E	ハレクキャリア	14,800 / 9,000	12 PC2V	” × 2 *主機駆動×1	” × 4	*常用
F	”	19,000 / 12,000	B & W 6K62EF	ディーゼル×3	” × 5	
G	”	27,439 / 14,522	SULZER 7RND68	” × 3	” × 5	
H	”	40,000 / 22,559	SULZER 7RND76	” × 3	” × 6	
I	”	65,000 / 35,513	SULZER 6RND90	” × 3	” × 5	
J	”	71,706 / 39,866	”	” × 3	” × 5	
K	タンカ	40,161 / 23,100	SULZER 7RND76	” × 3	” × 6	
L	”	121,500 / 56,988	SULZER 8RND90	” × 3	” × 6	
M	”	151,900 / 75,000	SULZER 10RND90	” × 3	” × 6	
N	”	131,699 / 71,000	蒸気タービン24,500 PS	ディーゼル×1 タービン×1	” × 6	
O	”	268,500 / 121,500	” 38,000 PS	ディーゼル×2 タービン×1	分離 × 7	
P	”	304,350 / —	” 36,000 PS	ディーゼル×1 タービン×1	” × 7	

(2) スピーカーによる機関室空気伝搬音の影響調査船

表 6.1.2

船名	船種	DWT/GT	主機形式	発電機形式	居住区形式×層数	備考
D	木材運搬船	8,273/5,189	UE 6UET 45/80D	ディーゼル×2	取巻×5	
Q	バルクキャリア	21,500/—	16PC 2V	ディーゼル×2 *主機駆動×1	"×4	*常用
J	"	71,706/39,866	SULZER 6RND90	ディーゼル×3	"×5	
R	タンカ	477,000/—	蒸気タービン 45,000PS	ディーゼル×1 タービン×2	分離×7	

(3) プロペラの影響調査船

本調査に関しては調査方案を作成していないが、航走中におけるプロペラの影響を調査するため、本船停船時に主機からプロペラ軸をカットオフした状態で運転し騒音計測を行ったものである。

表 6.1.3

船名	船種	DWT/GT	主機形式	発電機形式	居住区形式×層数	備考
E	バルクキャリア	14,800/9,000	12PC 2V	ディーゼル×2 *主機駆動×1	取巻×4	*常用
S	タンカ	256,000/—	蒸気タービン 31,000PS	タービン×2	"×6	
N	"	131,699/71,000	" 24,500PS	ディーゼル×1 タービン×1	分離×6	

6.2 計測値の整理と解析方法

6.2.1 検討方針

計測結果の解析に当ってはいくつかの普遍的パラメータを選び、計測値の解析を試みたが、統計的手法を用いるには調査船の数も少なく、データのバラツキにより定性的評価の行い難いものもあったので本報告書ではP 37(造船設計委員会第2分科会P 37居住区騒音特別委員会)で報告されていない

- (1) 機関部単体機器による影響調査
- (2) 機関室空気伝搬音が居室に及ぼす影響調査
- (3) プロペラによる影響調査
- (4) 機関室内のデータ収集

に主体を置いた考察を試み、定性的評価を行い難いものについては単に計測値を添付するにとどめた。

また、計測された生データは他の作業グループに提供され、それぞれのグループで検討が加えられているので重複する一部の項目については割愛した。

6.2.2 航走中及び機関部機器単体運転時における計測値の整理

実船計測による生データは膨大な量にのぼるので、その取扱いを容易にするために先ず次のようなデータシートを作成した。

(1) 概要編

表 6.2.1

船名	船種	DWT (GT)	船体寸法		計測条件			主機械		発電機		ボイラ		圧縮機	
			L×B×D×d	主機	船体	風速	形式	出力	T/C数	形式数	配置	容量	配置	容量	配置
A															

ボイラ送風機		機関室通風機				イナートガス送風機		C/R	W/S	機関室		居住区	
容量	配置	容量・数	配置	F. ROOM 有無	吸入口 形状	容量	配置	配置	配置	容積	Flat数	形式	層数

(2) データ編

(a) 機関部

表 6. 2. 2

船名	計測条件	運転条件		E/R	E/R	機 側 パワー平均	制御室	工作室	船橋ウィン グスタンド	備 考
		台数	負荷	パワー平均	最上段中央値					
A	NOR	—	—			—				
	V. F									
	COMP									
	D/G									

(b) 船体部

表 6. 2. 3

船名	計測条件	上甲板上 1 層目			上甲板上 2 層目			上甲板上 3		6 層目		W/H
		船尾	中央	船首	船尾	中央	船首	船尾	中央	中央	船首	
A	NOR											
	V. F											
	COMP											
	D/G											

NOR : 航走中

V. F : 機関室通風機単体運転

COMP : 空気圧縮機単体運転

D/G : ディーゼル発電機単体運転

6. 2. 3 スピーカテスト及びプロペラカットオフテストにおける計測値の整理

調査船の数が少ないため解析のためのデータシートは作成せず、計測データ取りまとめ書及び取りまとめグラフをそのまま使用した。

6. 2. 4 航走中及び機関部機器単体運転時の解析方法

(1) 機関部

一般に居室の騒音は機関室内騒音の程度により左右されると考えられるが、ここでは居室に影響を与える機関室内主補機騒音の合成値を機関室代表騒音レベルと称することにし、その代表騒音レベルは

(a) 機関室パワー平均レベル

機関室の上 2 層のオープニング周り 4 点計 8 点における測定値のパワー平均値。

(b) 機関室内最上段中央値

居住区に最も接近した機関室ケーシング内最上段中央の測定値で表わすことにした。

この代表騒音レベルは主機及びディーゼル発電機出力、機関室容積の大小によって左右されると考え、まず横軸に DW をとり、縦軸に主機出力及びディーゼル発電機出力、機関室容積をとってその関係を明らかにし、

次いで機関室代表騒音レベルを縦軸にとり、DW、主機出力を横軸にとってその各々の関係について整理した。  
なお、機関制御室及び工作室の調査、解析結果についてはSC3/WG4にて報告されるため割愛した。

## (2) 船体部

各調査船の生データを次の要領で整理した。

### (a) 航走中

DW 3万トン未満と以上に分け、横軸に甲板層を、縦軸に居室騒音レベルをプロットした。

### (b) 機関部機器単体運転時

DW 3万トン未満と以上に分け、横軸に甲板層を縦軸に航走中と単体運転時における居室騒音レベルの差をプロットした。

### (c) W/Hとウイングスタンドの関係

W/Hの騒音は機関室からの影響によるものか、または機関室以外の空気音の影響（機関室通風機、煙突排気音等）によるのかを明らかにするため次の如く整理した。

すなわち、横軸にDWをとり、縦軸に

(i) 航走中と単体運転時のW/H騒音レベル

(ii) “ “ ウイングスタンドの騒音レベル

をプロットした。

## 6.2.5 スピーカテストの解析方法

横軸に甲板層をとり、縦軸に航走中とスピーカテスト時の騒音レベルをプロットした。

また、各周波数毎の減衰特性を調査するため、横軸に1オクターブバンドの中心周波数をとり、縦軸に各甲板層毎の音源からの空気音の減衰量をプロットした。

## 6.2.6 プロペラカットオフテストの解析方法

実船計測取りまとめ書に添付されている騒音分布図をそのまま使用した。

## 6.2.7 その他

特殊船であるがゆえに解析からオミットしたA及びE船、解析に必要なデータが入手できなかったK船については取りまとめグラフを図6.4.1～6.4.3として添付するにとどめた。

## 6.3 解析結果

### 6.3.1 航走中及び機関部機器単体運転時

#### (1) 機関部

##### (a) DWと機関室容積、主機出力及びディーゼル発電機出力の関係

図6.3.1からみると船種、船速の違いにより多少のバラツキはあるがDWが大きくなるに従い、いずれも大きくなる一般的な傾向を示しており、船舶の騒音が機関室からの影響によると考えた場合はDW、主機出力、機関室容積及び発電機出力のいずれをパラメータにして整理しても同様な結果が得られると言える。

##### (b) 機関室パワー平均レベル

###### (i) 航走中

図6.3.2からみるとディーゼル船よりもタービン船が約10dB低く大体90dB(A)程度に一定している。

ディーゼル船においては小型船ほど高く出ており、DW 7～8千トン近辺では約102～107dB(A)、2万トン以上になると大体100dB(A)程度となっている。

###### (ii) 機器単体運転時（主機以外のエッセンス用機器は全機運転）

タービン船では航走中とほとんど同様な値を示しており、ディーゼル船ではDW 3万トン未満の小型船で

は、差が7～10 dBと比較的大きく、3万トン以上ではその差が2～3 dBまで接近し、航走中とはほぼ同様な傾向を示している。

総合すると、タービン船においては主機の機関室パワー平均レベルへの影響度は他の主補機と同程度もしくはそれ以下であり、ディーゼル船では、DW 3万トン未満の小型船では主機そのものであり、3万トン以上になると発電機、空気圧縮機等常用重要補機の影響も相当あると考えられる。

また、主機出力及び機関室容積を横軸にとった場合も図 6. 3. 4 及び図 6. 3. 6 から明らかな如く DW を横軸にとった図 6. 3. 2 とほぼ同様の傾向を示している。

(c) 機関室最上段中央値

(i) 航走中

図 6. 3. 3 からみるとディーゼル船では約 5～10 dB 程低いが機関室パワー平均レベルと同様の傾向を示しているのに対し、タービン船は DW が大きくなるに従い値が大きくなる全く逆の傾向を示している。タービン船ではケーシング内に主要音源補機であるボイラ送風機が配置してあるとは言え DW が大きくなることに対するカーブの傾向があまりにも急であること、ディーゼル船と全く逆の傾向を示していること及び調査船が少ないことなどを勘案して解説を加えるのは差し控えた。

(ii) 機器単体運転時

全体に約 5 dB ほど低く出ているが機関室パワー平均レベルとはほぼ同様の傾向を示している。

図 6. 3. 5 及び 6. 3. 6 から主機出力、機関室容積を横軸にとった場合も減衰傾向は比較的大きいが DW を横軸にとった場合とはほぼ同様の傾向を示している。

機関室パワー平均レベルと機関室最上段中央値の示す傾向から判断するとディーゼル船においては機関室代表騒音レベルを決定する要因の音源は大体主機もしくは主機周辺にあると考えることができる。

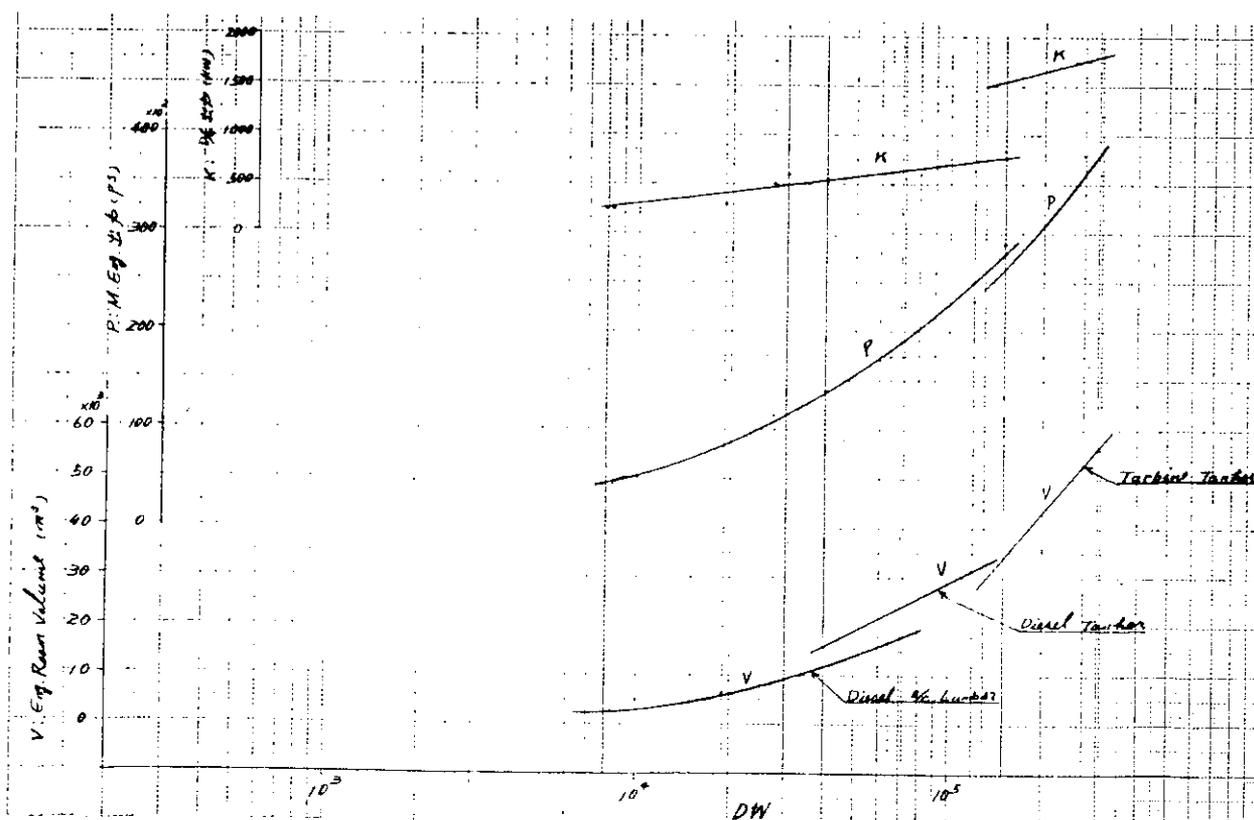


図 6. 3. 1 DW-機関室容積、主機出力、D/G出力の関係

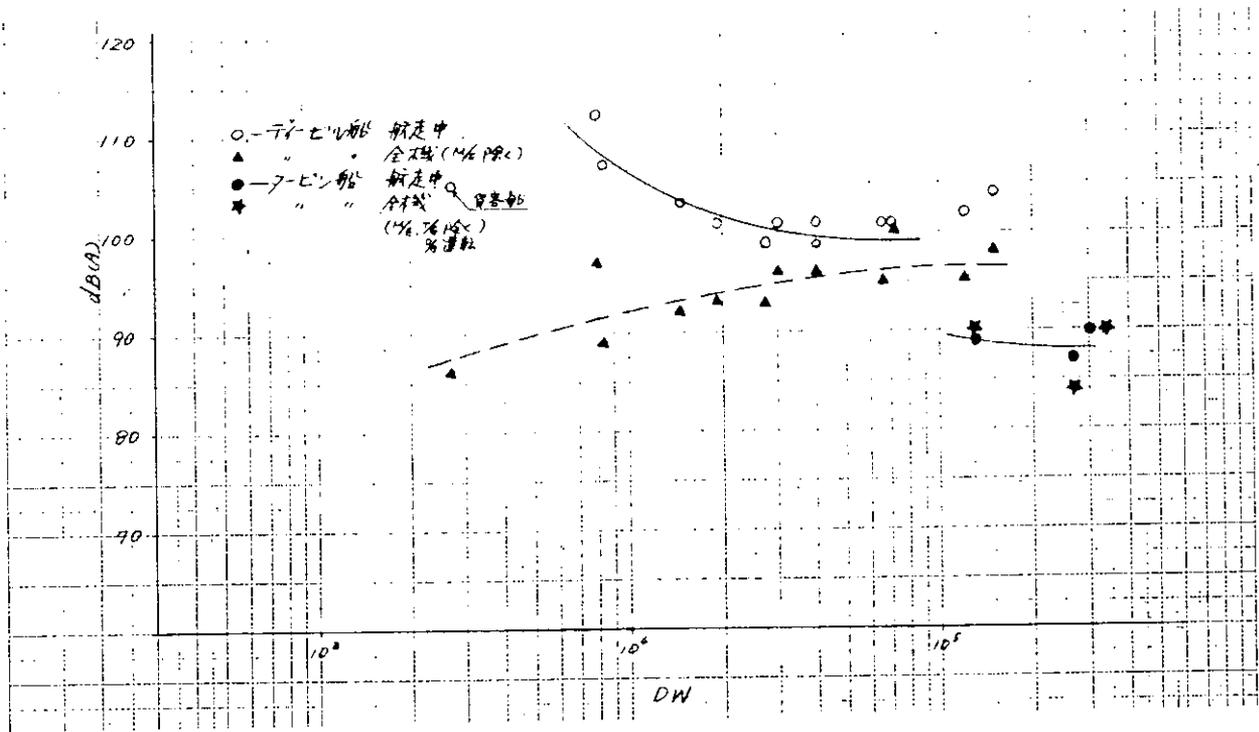


図 6. 3. 2 DW—機関室内パワー平均レベルの関係

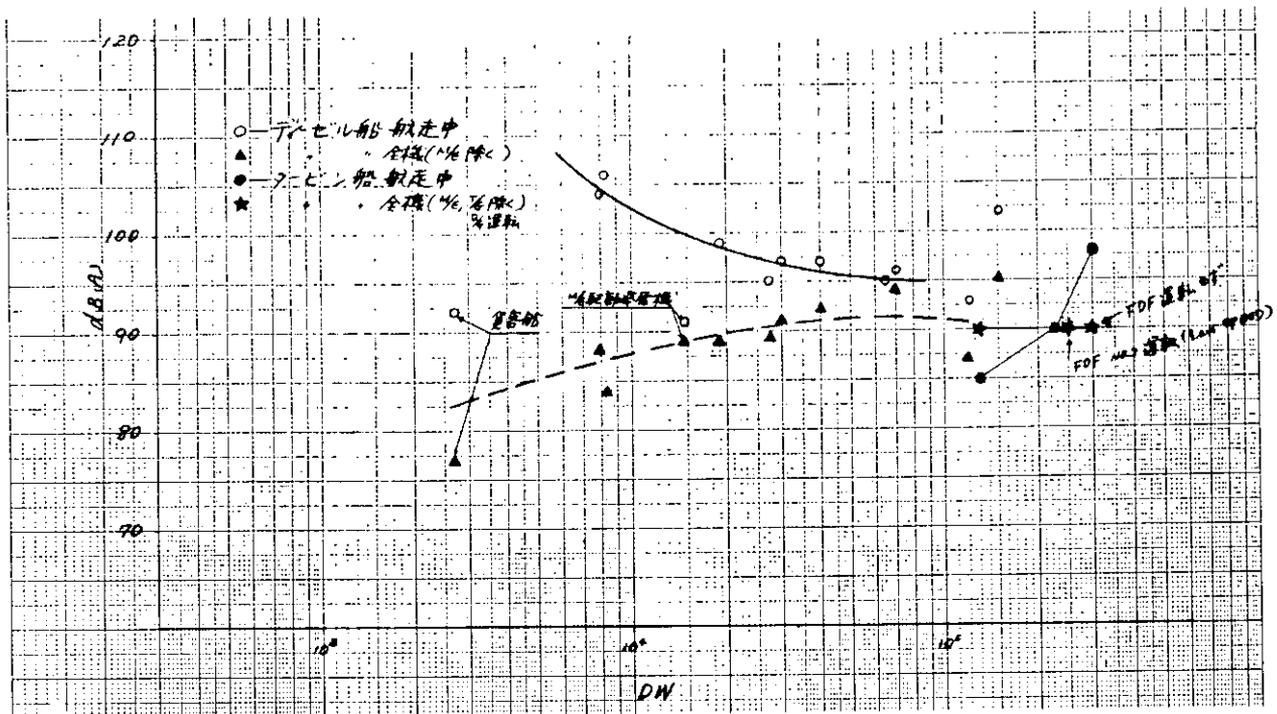


図 6. 3. 3 DW—機関室内最上段中央値の関係

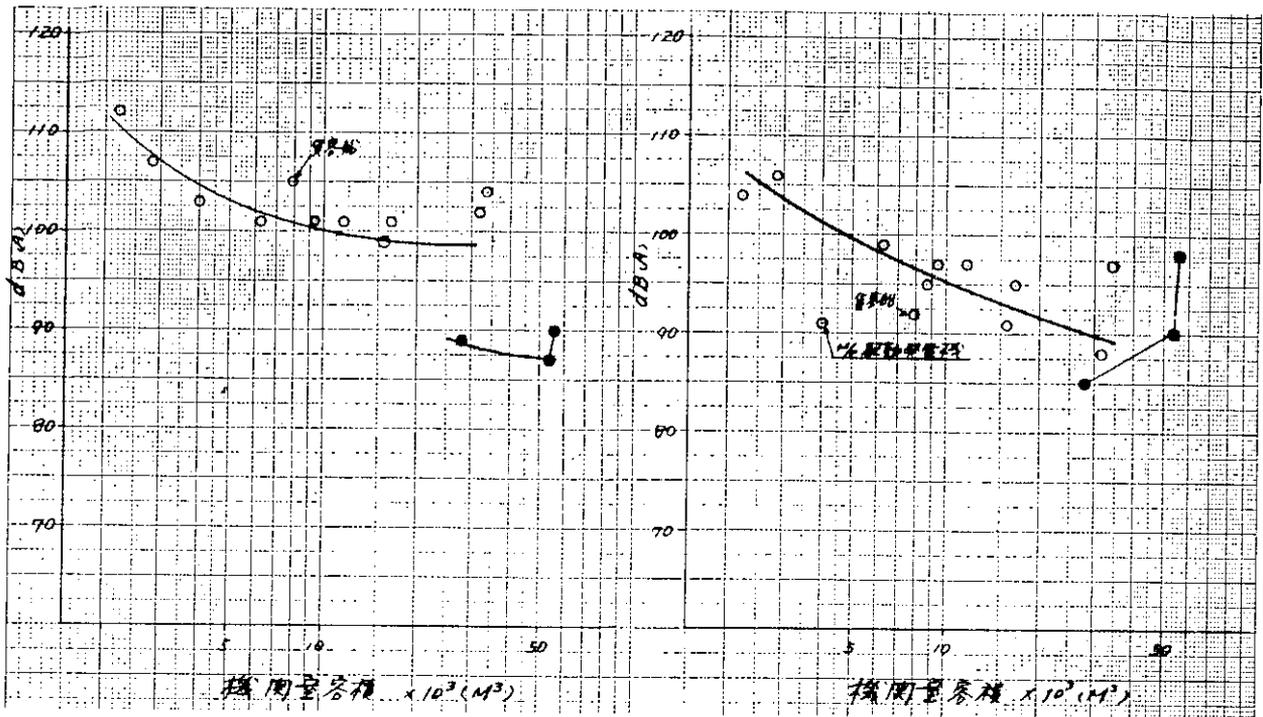


図 6.3.4 機関室容積と機関室パワー平均の関係

図 6.3.5 機関室容積と機関室最上段中央値の関係

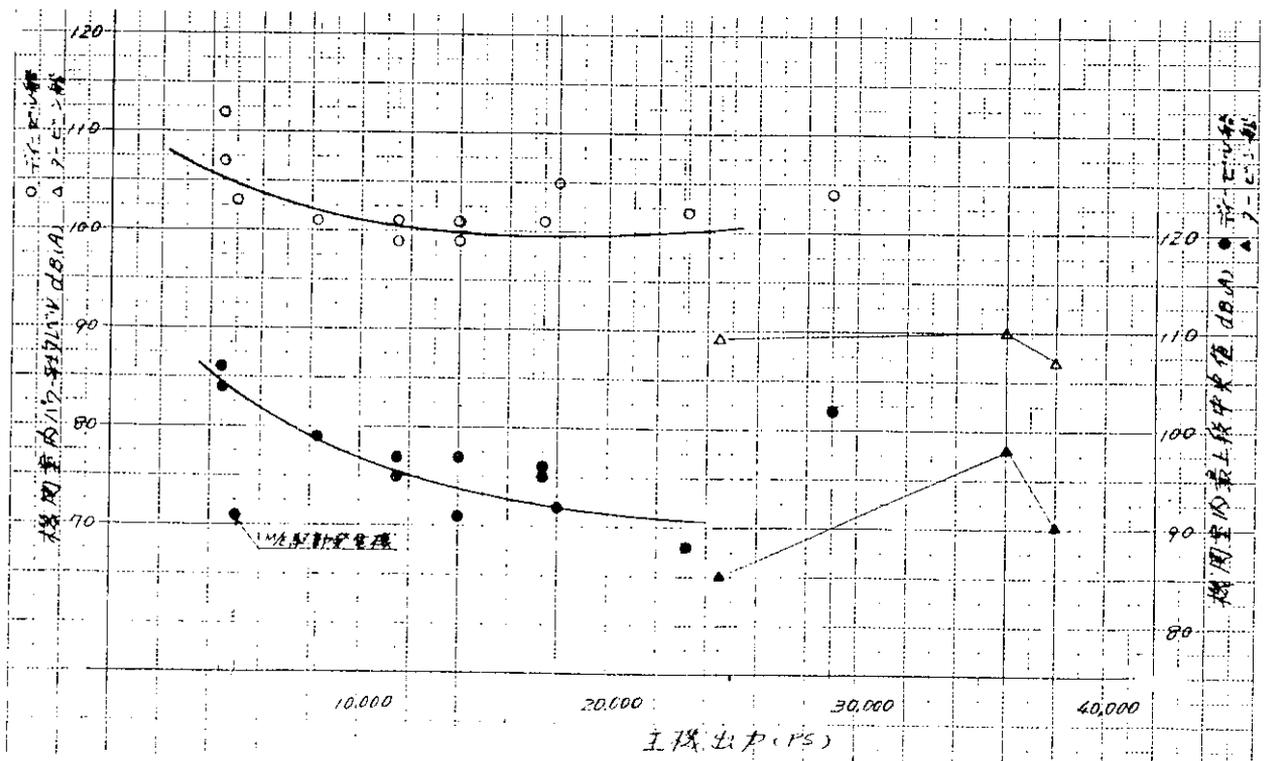


図 6.3.6 主機出力—機関室内パワー平均レベル，機関室内最上段中央値の関係

## (2) 船体部

### (a) 航走中

図 6. 3. 7 からみると、一般に DW が大きくなるに従い居室騒音レベルは減少する傾向を示している。

ただし、DW 1 万トン未満の C, D 船が上の甲板層になるほど低くなる傾向にあるのに対し、タービン船を含めた DW 1 万トン以上の F~P 船においてはいくぶん減少する傾向は示しているがそれほど顕著ではない。これは小型船ではほとんど全層にわたって主機その他機関室内補機の影響が大きく作用しているためと考えられる。一方、大型船になると機関室内補機の影響は機関室から居室に至る間に大幅に減衰し、機関室以外の機器（機関室通風機その他）の影響を受けるほどの騒音レベルになっていると言える。すなわち、大型船の居室騒音レベルは居住区画にある機器の影響が現われるため甲板層における減衰傾向は小型船ほど顕著ではない。

なお、参考として図 6. 3. 8 に機関室パワー平均レベルと各甲板層における居室騒音レベルの関係を示した。

注：(i) 図 6. 3. 7 以降に示す A~S 船とは表 6. 1. 1~6. 1. 3 にある A~S 船に一致する。

(ii) 図 6. 3. 7 以降は D 船を除いて全て船首側の測定値をプロットし、D 船は船尾側をプロットした。

従って、船尾側及び居住区中央値を読みとる場合は図 6. 3. 12 及び 6. 3. 13 で補正する必要がある。

なお、船首、船尾、中央とはそれぞれ機関室の船首、船尾、中央に位置する居室を示している。

### (b) 機器単体運転時

機器単体が居室に与える影響をわかりやすくするため、航走中と機器単体運転時の騒音レベルの差で表わした。

#### (i) 機関室通風機が居室に与える影響

図 6. 3. 9 からみると、DW 3 万トン未満の C~B 船においては差が 10 dB 以上あるので影響ない、といえるが DW 4 万トン以上においては 6 隻中 3 隻が 3 層目以上で 10 dB 以下となっていることから影響を受けていると考えられる。

#### (ii) 空気圧縮機が居室に与える影響

図 6. 3. 10 からみると、船の大小に関係なく差が 10 dB 以上あり影響ないといえる。

#### (iii) ディーゼル発電機が居室に与える影響

図 6. 3. 11 からみると船が大型化するに従い差が小さくなり影響を与えている。これはディーゼル発電機単体の影響は船の大小にさほど関係なくとも船の大型化に伴って全体的に航走中の居室騒音レベルが低くなっているためと考えられる。

図 6. 3. 12 及び 6. 3. 13 は各甲板層における船首尾方向の dB 差を示したものであるが、これからみると発電機を船側配置した D 船以外は、艀側において船側より高い値を示し、発電機を他船と反対側の船に配置した D 船は全く逆の傾向を示している。

また、3 万トン未満の C 及び F 船の小型船は航走中よりもディーゼル発電機単体運転時の艀側の差が大きくなっており発電機の与える影響が大きいことがよくわかる。

### (c) W/H とウイングスタンドの関係

#### (i) ウイングスタンドに影響を与える機器の調査

図 6. 3. 14 は航走中と各単体機運転時における騒音レベルを DW を横軸にとってプロットしたものであるが、これからみると、小型船では航走中の方が大きく、ある程度大型化するとディーゼル発電機関の排気音の影響がみられる。

#### (ii) W/H に影響を与える機器の調査

図 6. 3. 15 からみると、W/H に影響を与えるとみられる機器は DW 15 万トンの船における機関室通風機のみであり、図 6. 3. 14 でウイングスタンドに影響を与えたディーゼル発電機関の排気音の影響は出ていないことがわかる。

総合すると、今回の調査結果からは外部の空気音がW/H内に影響を与えているという結論は得られなかった。

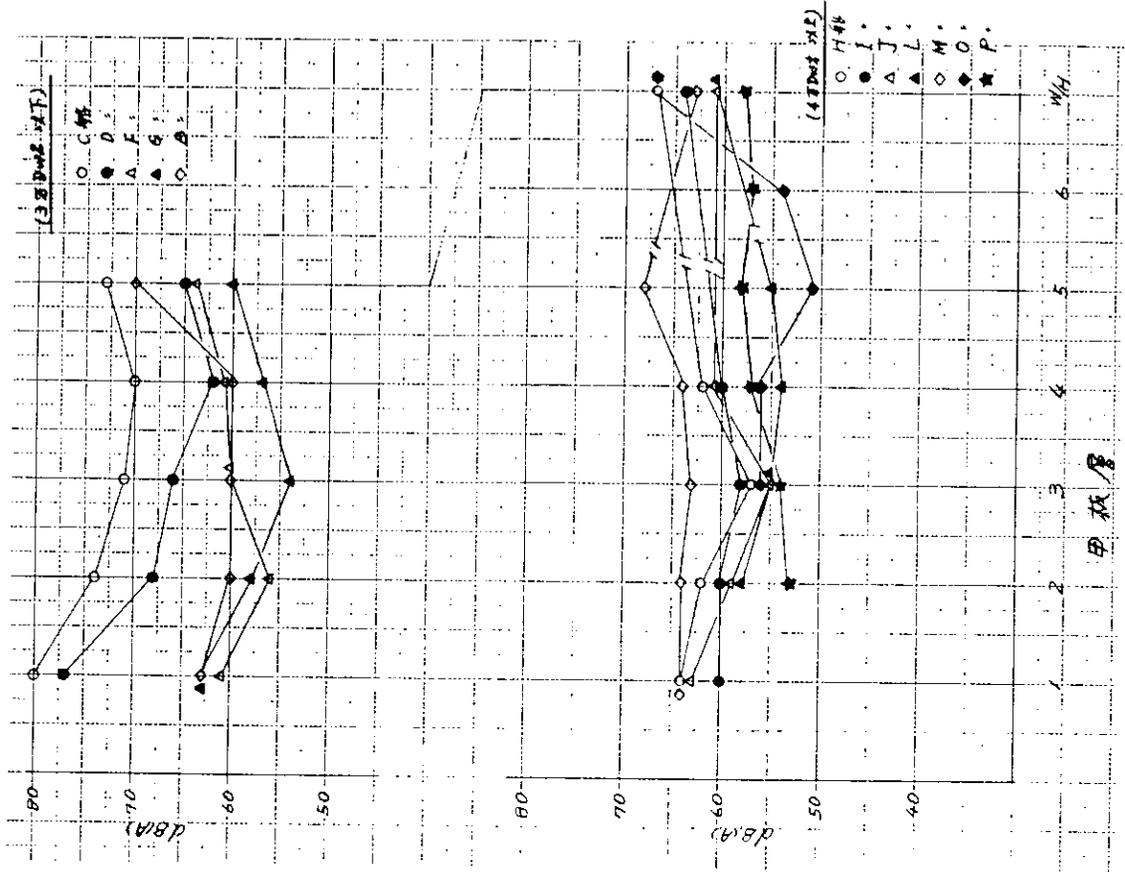


図 6.3.7 常川航海時の居室騒音レベル

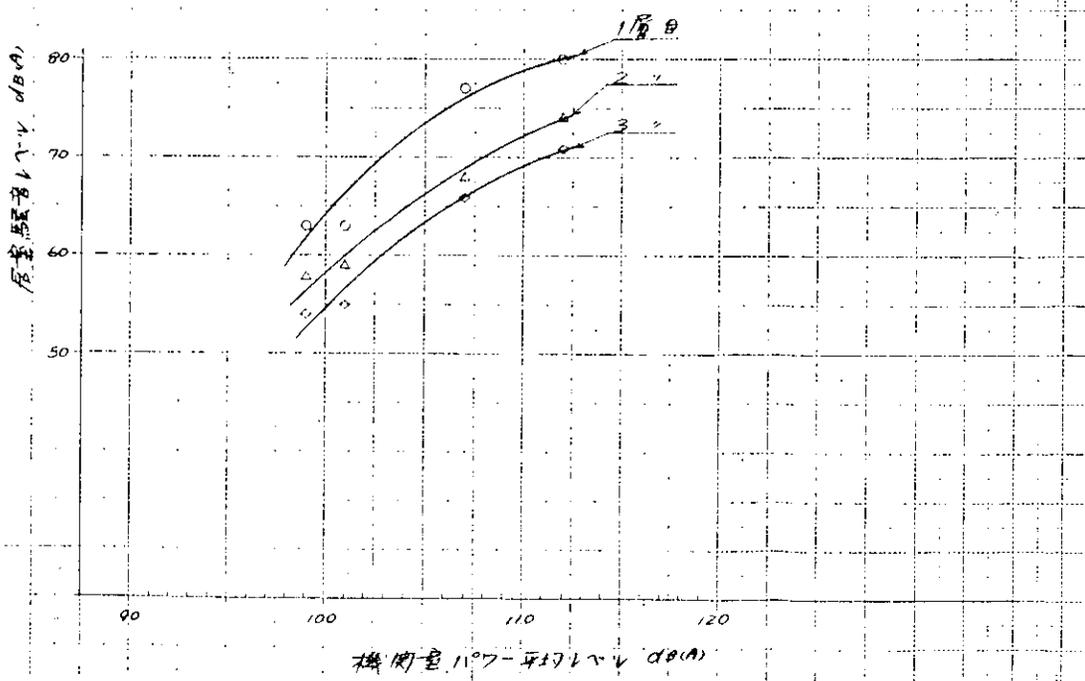


図 6.3.8 機関室パワー平均レベルと居室、居住区船首側騒音レベルの関係 (バルクキャリア)

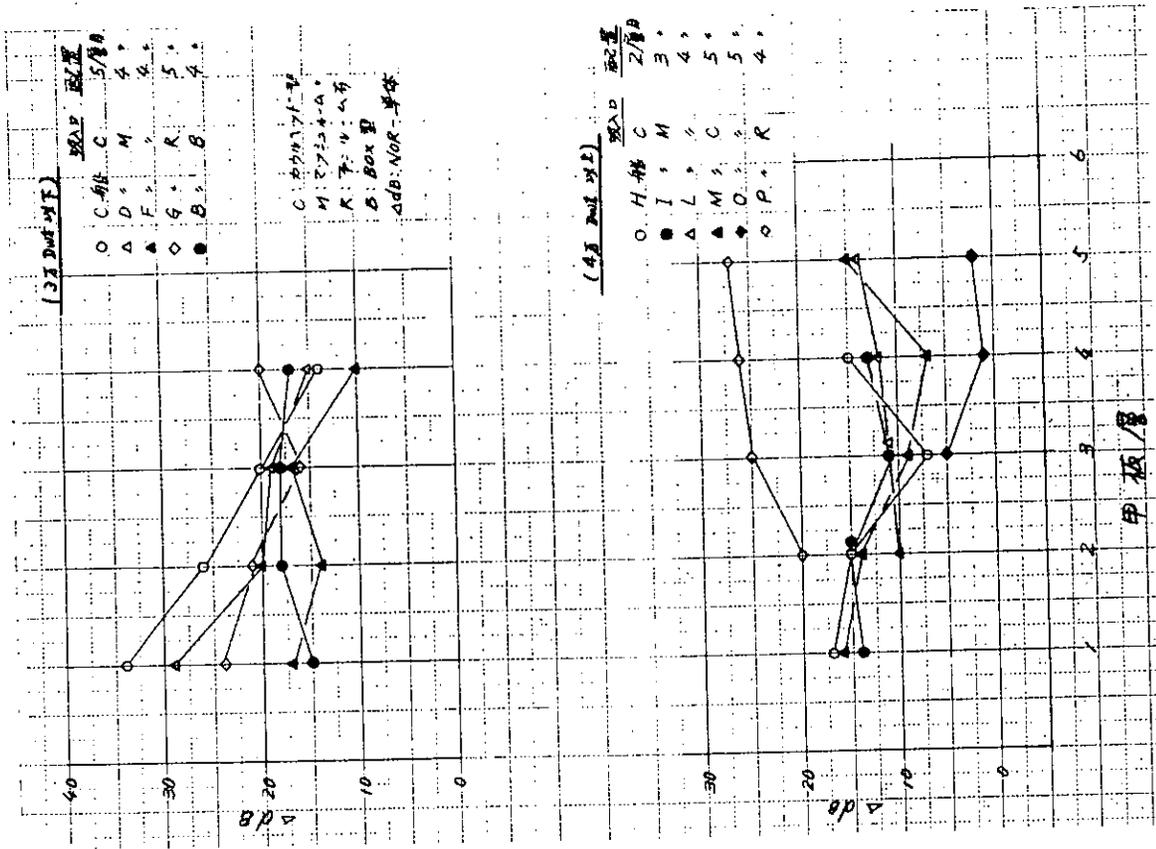


図 6.3.9 機入室通風機が居室に与える影響

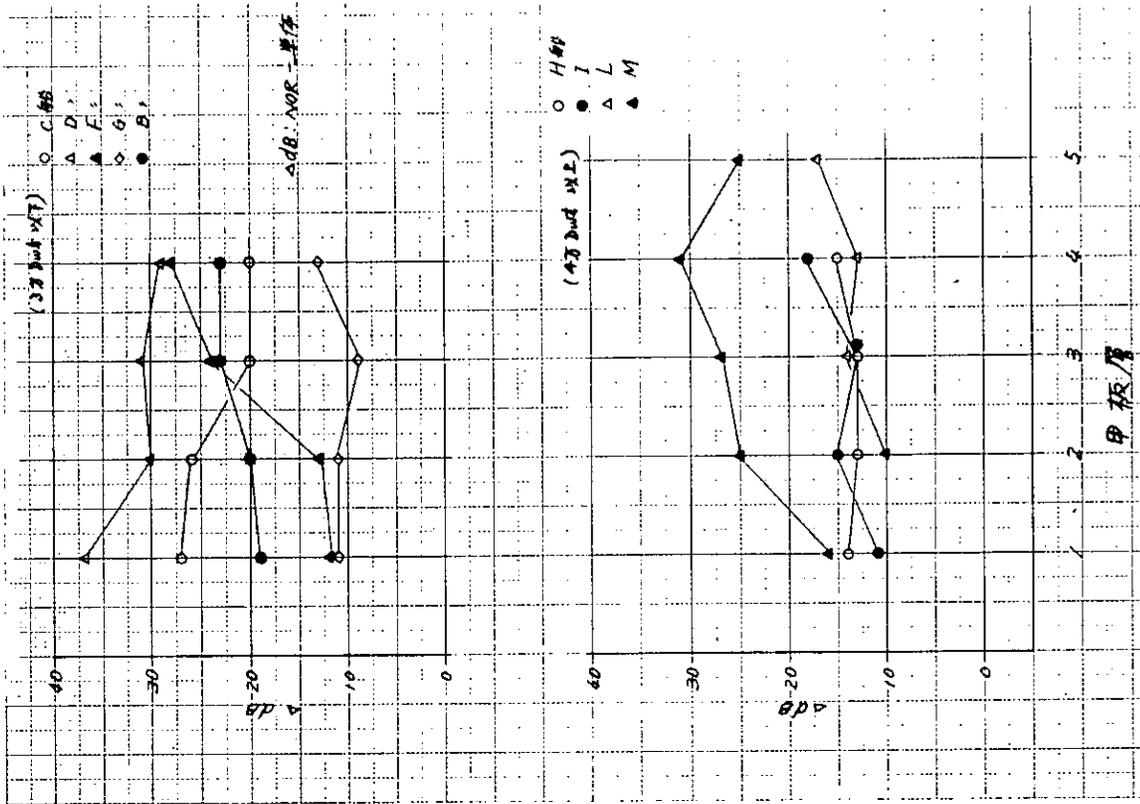


図 6.3.10 空気圧縮機が居室に与える影響

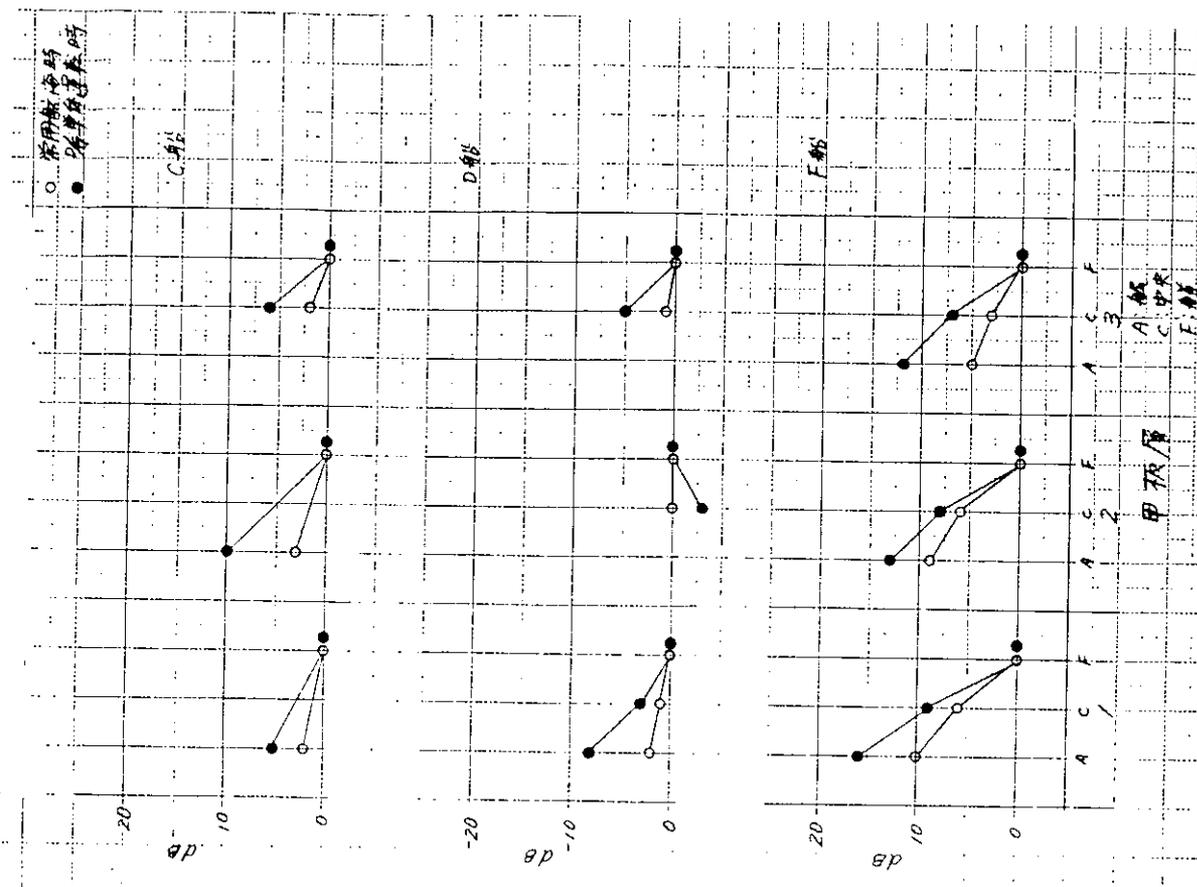


図 6.3.12 各甲板層における船首尾方向の減衰量

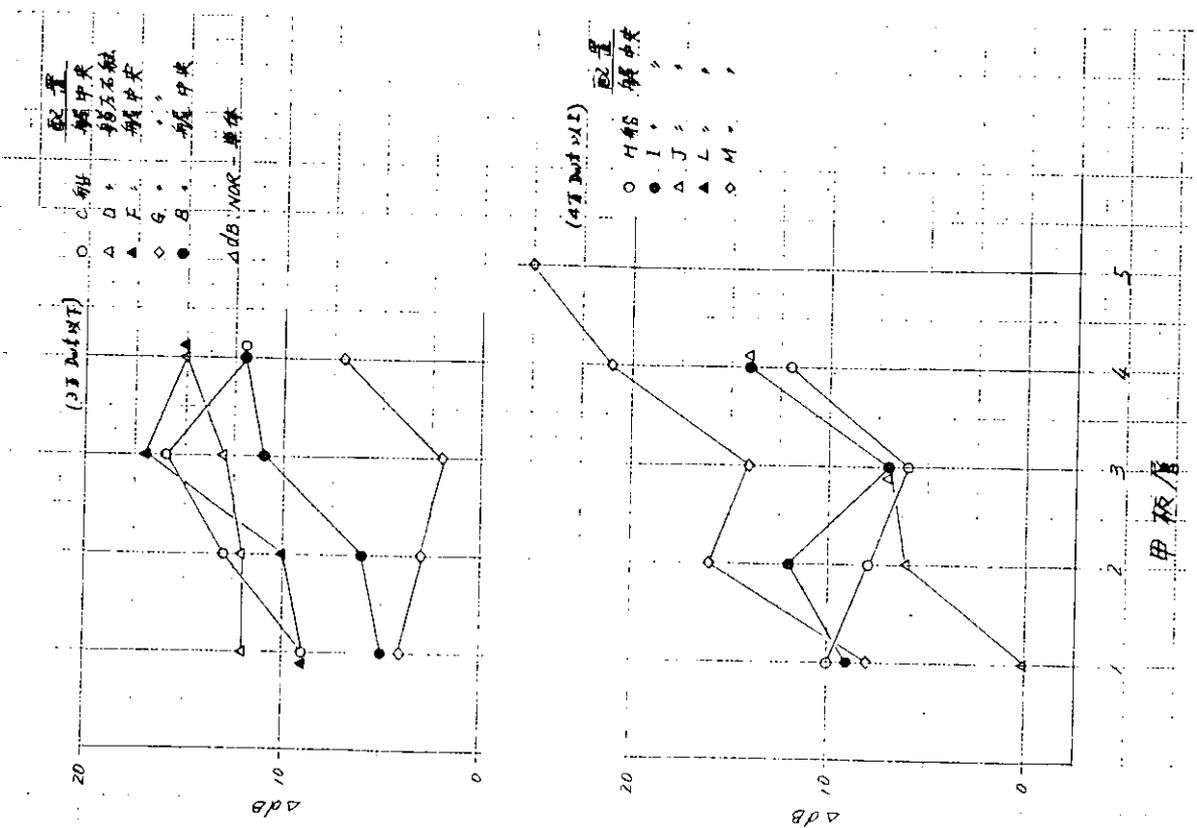


図 6.3.11 ディーゼル発電機が居室に与える影響

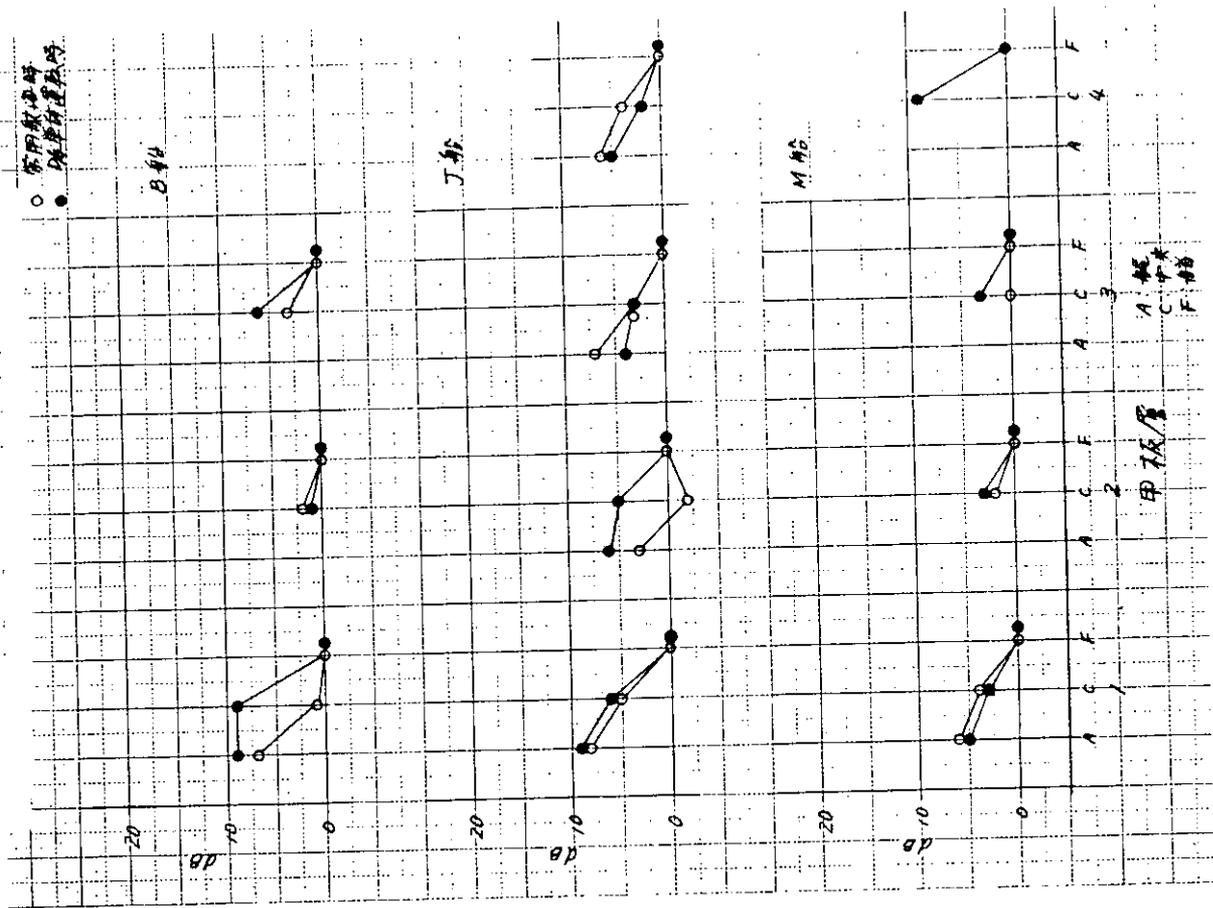


図 6.3.13 各甲板層における船首尾方向の減衰値

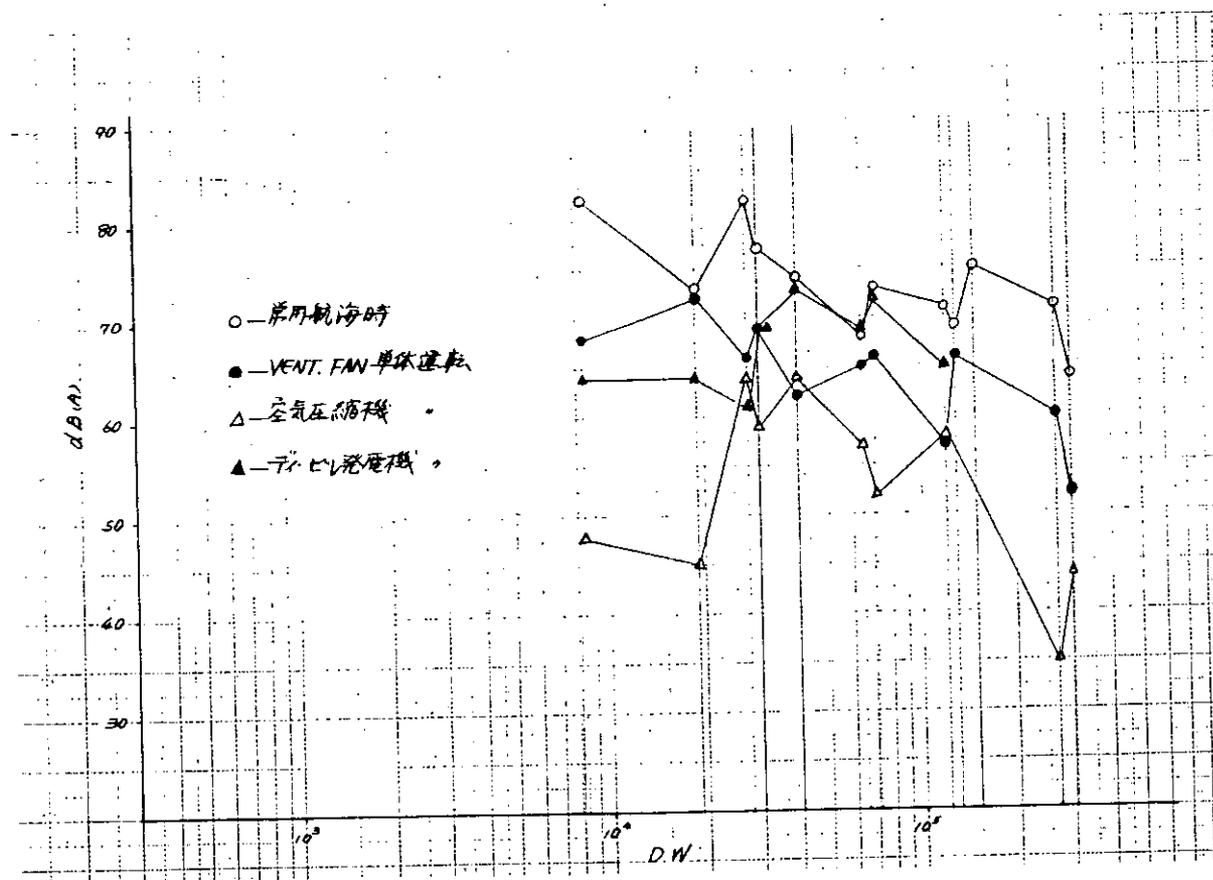


図 6.3.14 DW — ウイングスタンドの騒音レベル

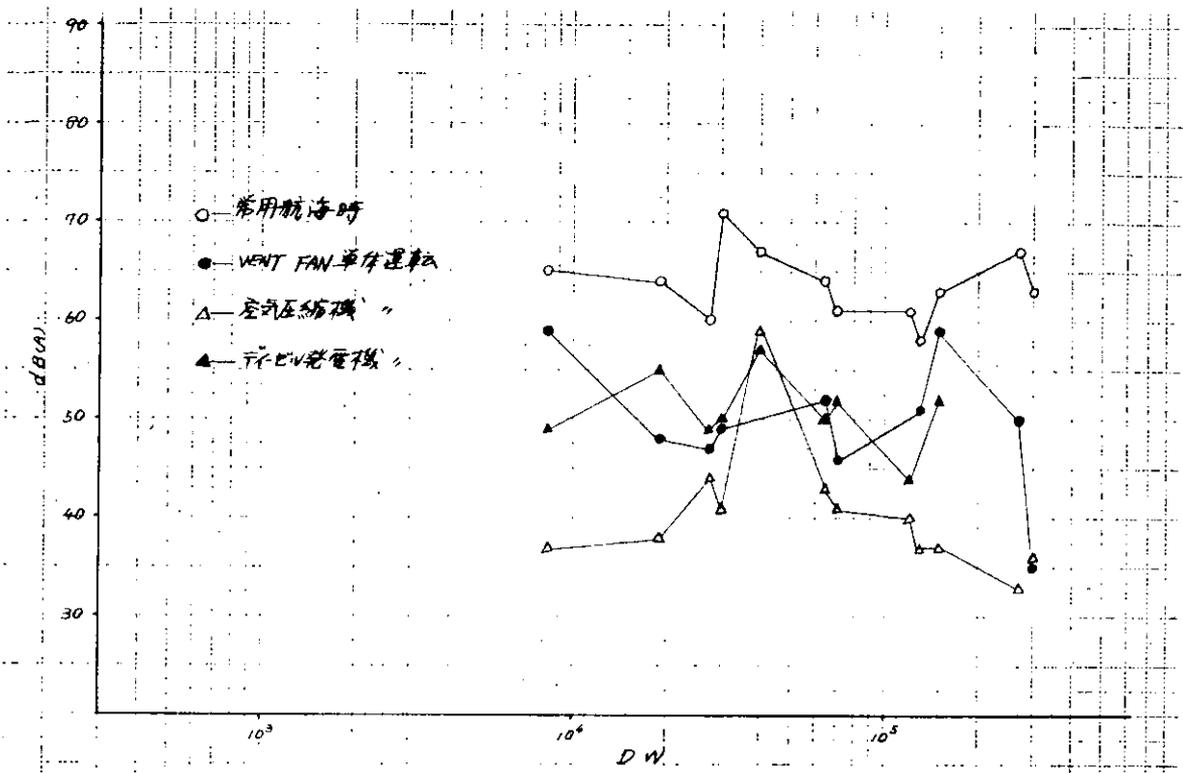


図 6.3.15 DW—操舵室の騒音レベル

### 6.3.2 スピーカテスト

#### (1) 居室に及ぼす機関室空気音の影響

図 6.3.16～6.3.19 からみると、ディーゼル船である D、Q 及び J 船における空気音は 1 層目の甲板上で 60～70 dB(A) 弱あるが、2 層目では 50～60 dB(A)、3 層目では 50 dB(A) 以下となっている。一方タービン船の R 船ではいずれの甲板層でも約 40 dB(A) 以下となっている。

居室に及ぼす影響という点では、D 船が 1 層目、Q 船で 2 層目、J 船では 4 層目まで影響しているが、タービン船においてはいずれの甲板層でも航行中の騒音レベルがスピーカテスト時の空気音より 10 dB(A) 以上大きく全然問題ない。

注：図 6.3.16～6.3.19 の中で称している固体音の中には機関室以外からの空気音（通風機、煙突排気音及びエヤコンユニット吹出音等）を含んだものである。

#### (2) 各甲板層における空気音の減衰量

図 6.3.20～6.3.23 は音源である機関室から各甲板層までの各周波数毎の空気音減衰量を示したものであるが、Q 船を除いて 2000 Hz 以上の周波数では 1 層目の甲板上までいずれも 40 dB 以上となっている。すなわち、周波数 2000 Hz 以上の機関室空気音は居室に影響を与えたとしてもせいぜい上甲板上 1 層目までであろう。

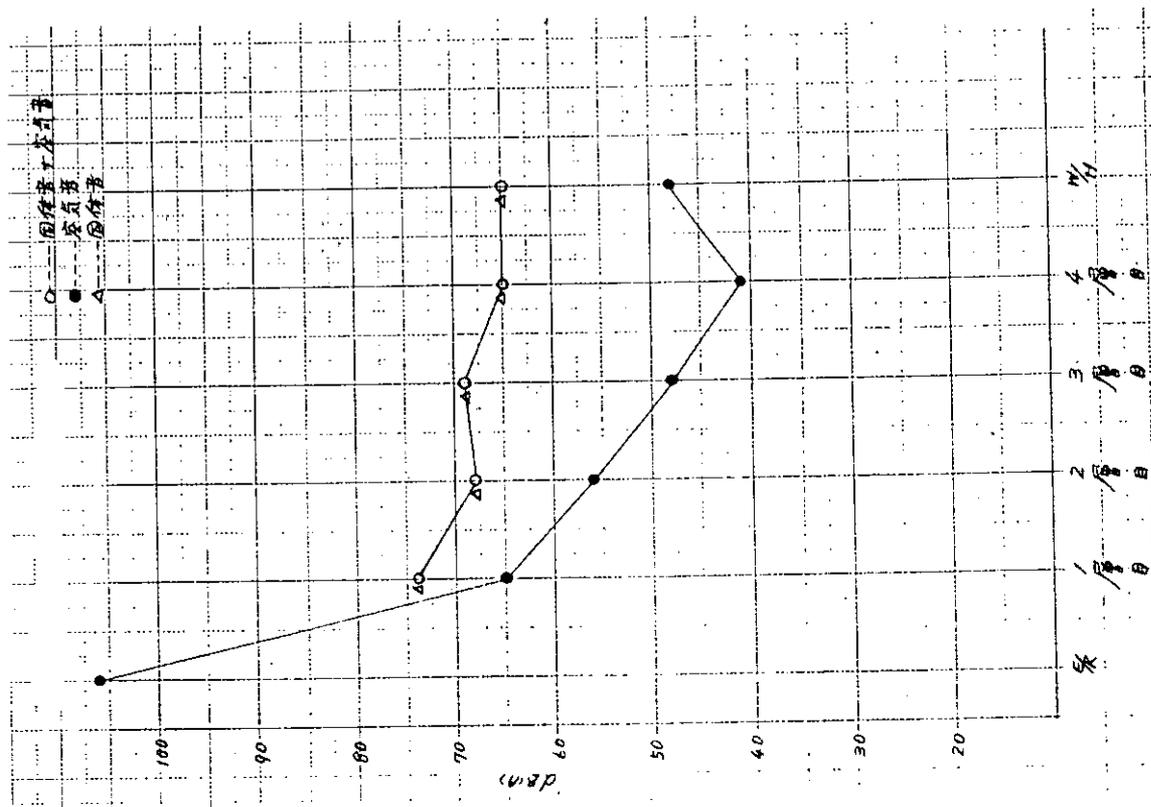


図 6.3.16 スピーカーテスト (D船)  
(甲板(居室)における空気音, 固体音とその合成音の関係)

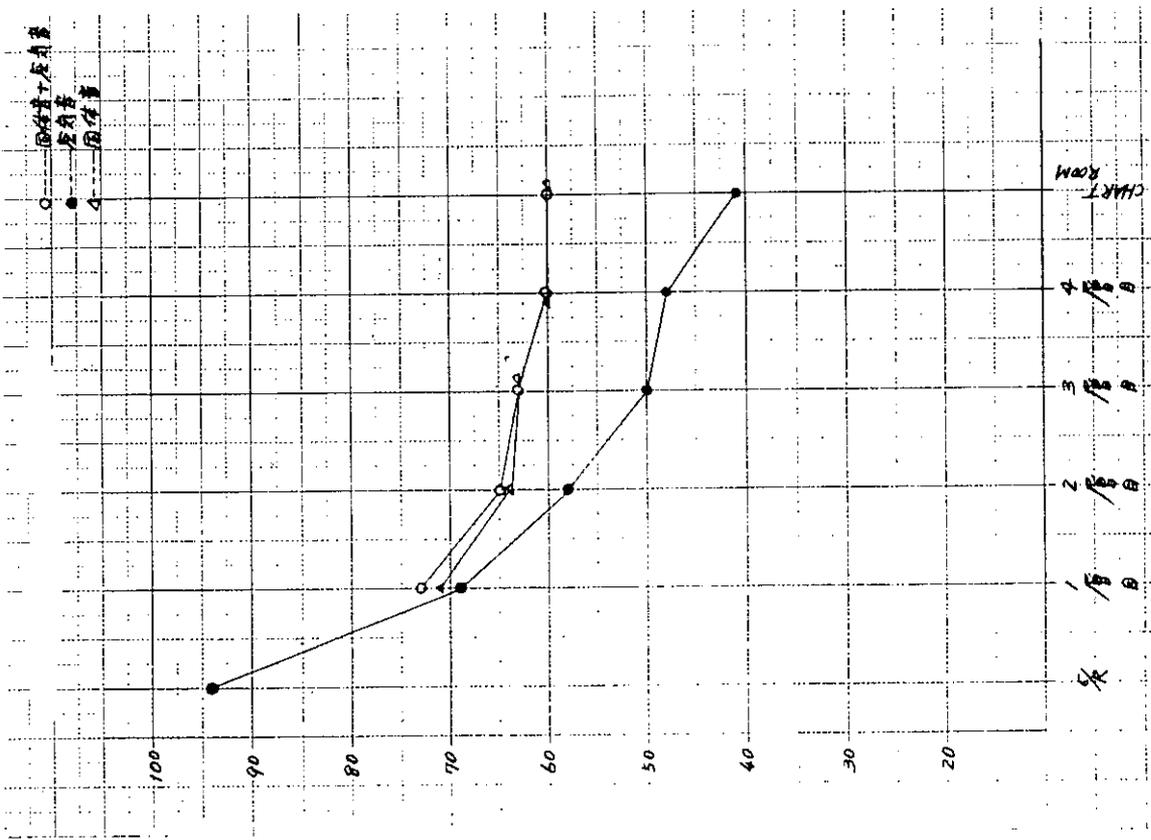


図 6.3.17 スピーカーテスト (Q船)  
(甲板における空気音, 固体音とその合成音の関係)

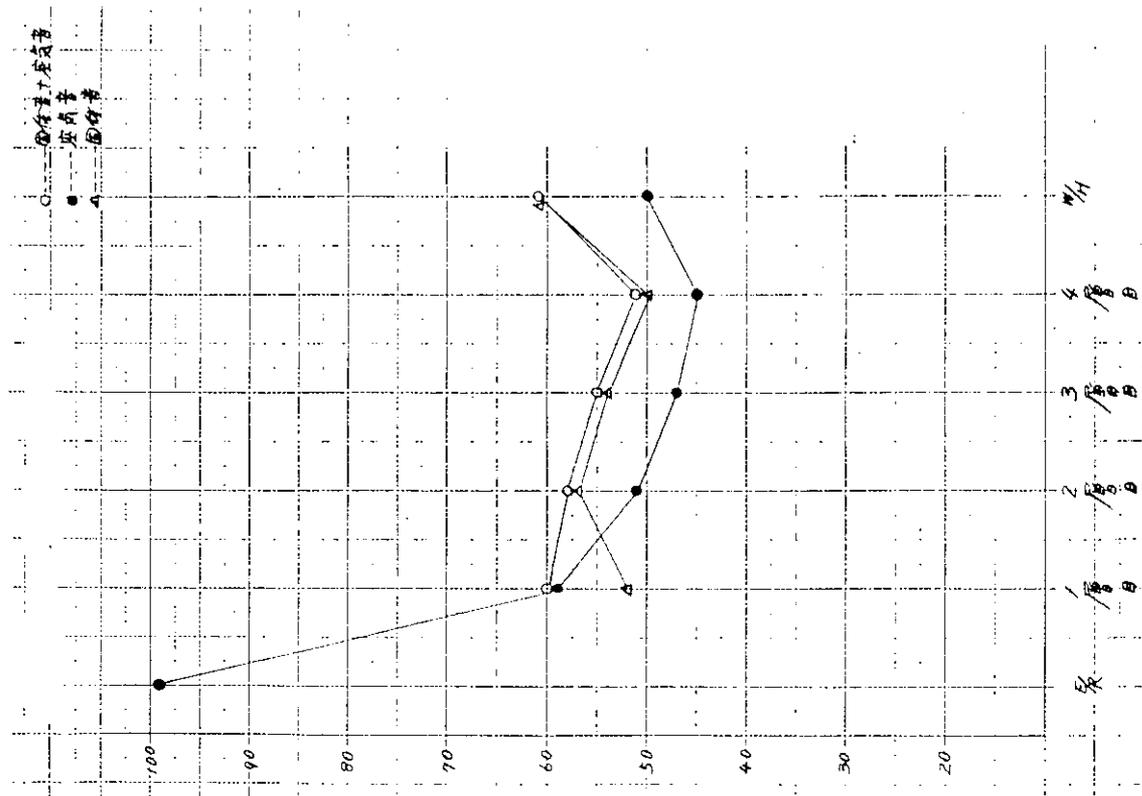


図 6.3.18 スピーカテスト (J船)  
(甲板層(居室, 公室)における空気音, 固体音とその合成音の関係)

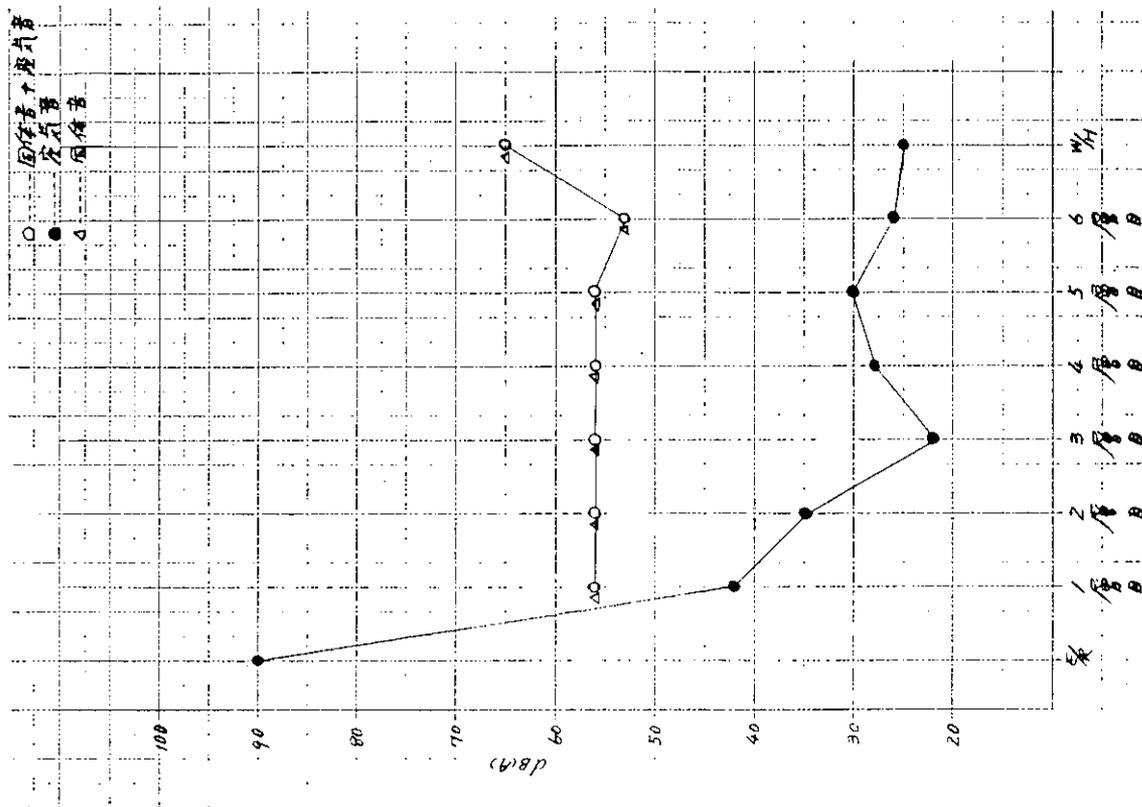


図 6.3.19 スピーカテスト (R船)  
(甲板層(居室, 公室)における空気音, 固体音とその合成音の関係)

各周波数に於ける空気音の減衰量

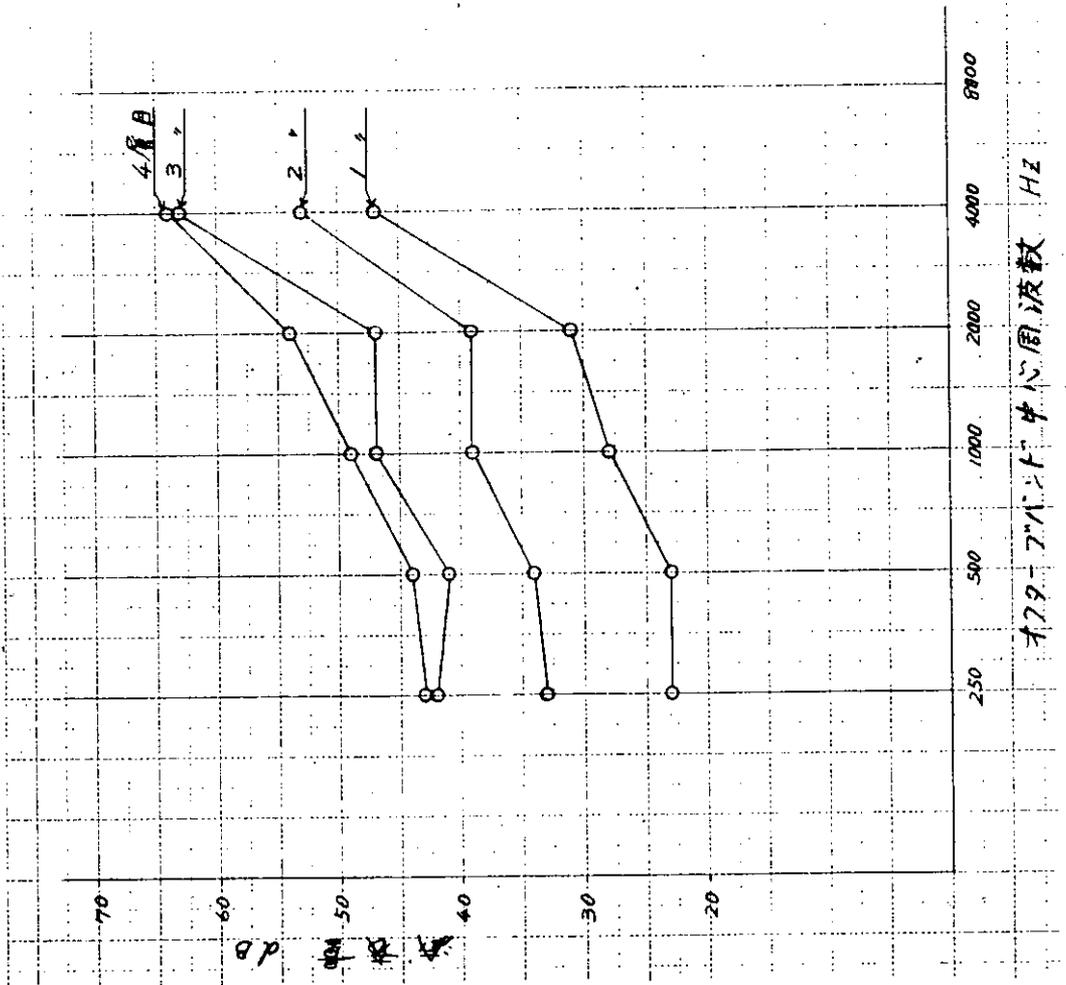


図 6. 3. 21 スピーカテスト (Q船)

各周波数に於ける空気音の減衰量

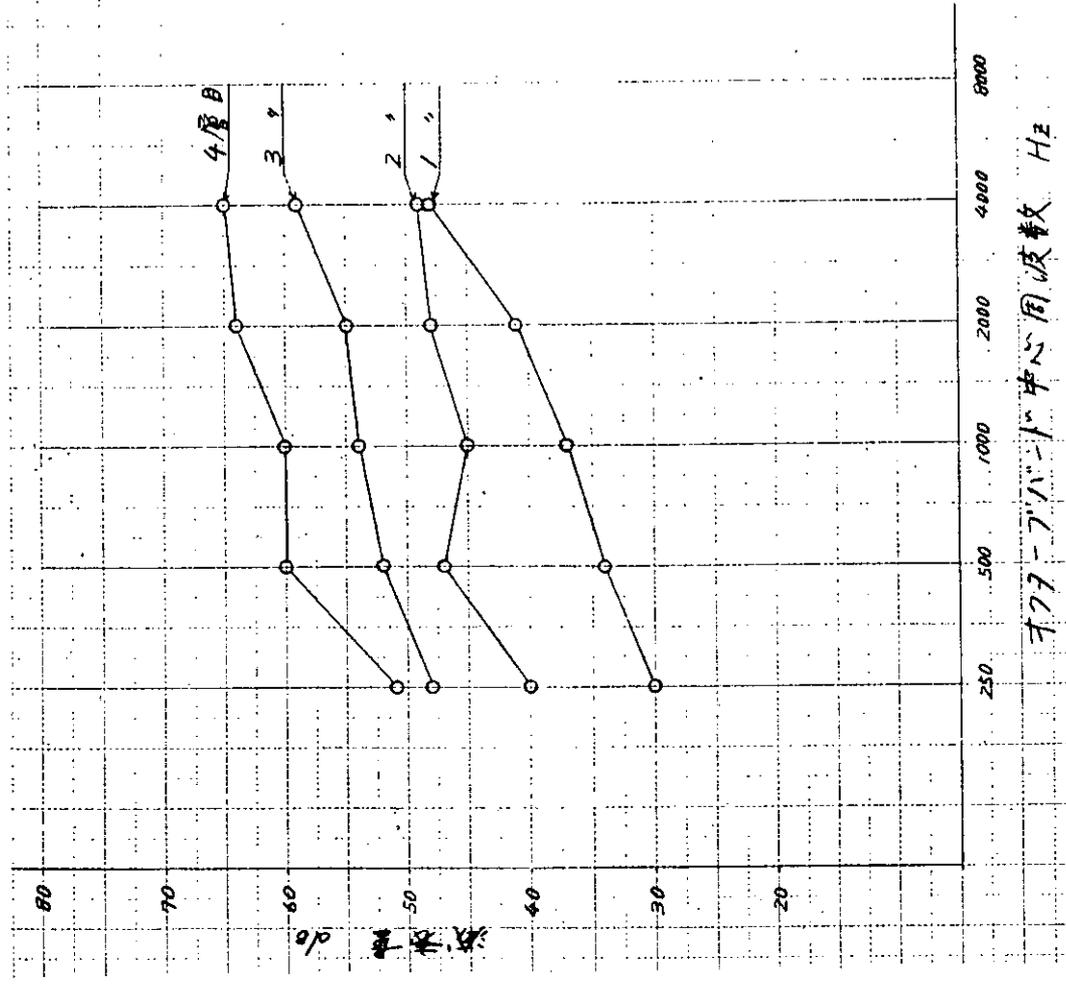


図 6. 3. 20 スピーカテスト (D船)

各周波数に於ける空気音の減衰量

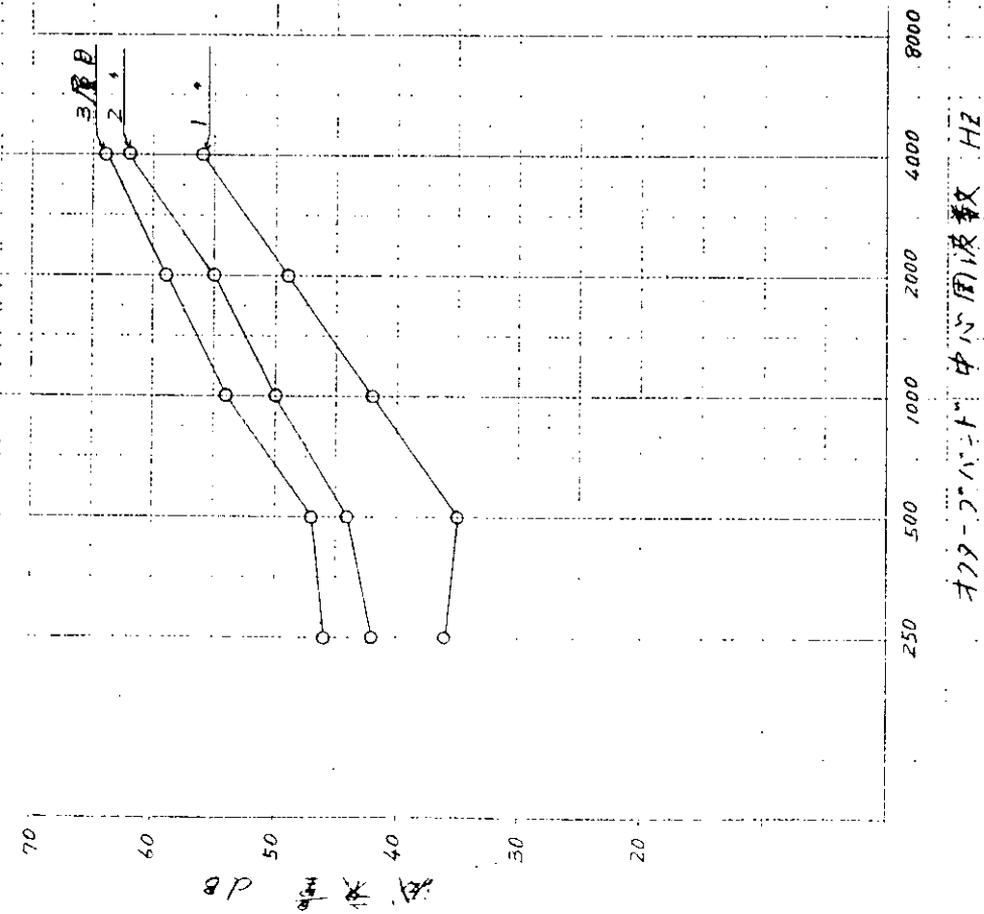


図 6. 3. 22 スピーカーテスト (J船)

各周波数に於ける空気音の減衰量

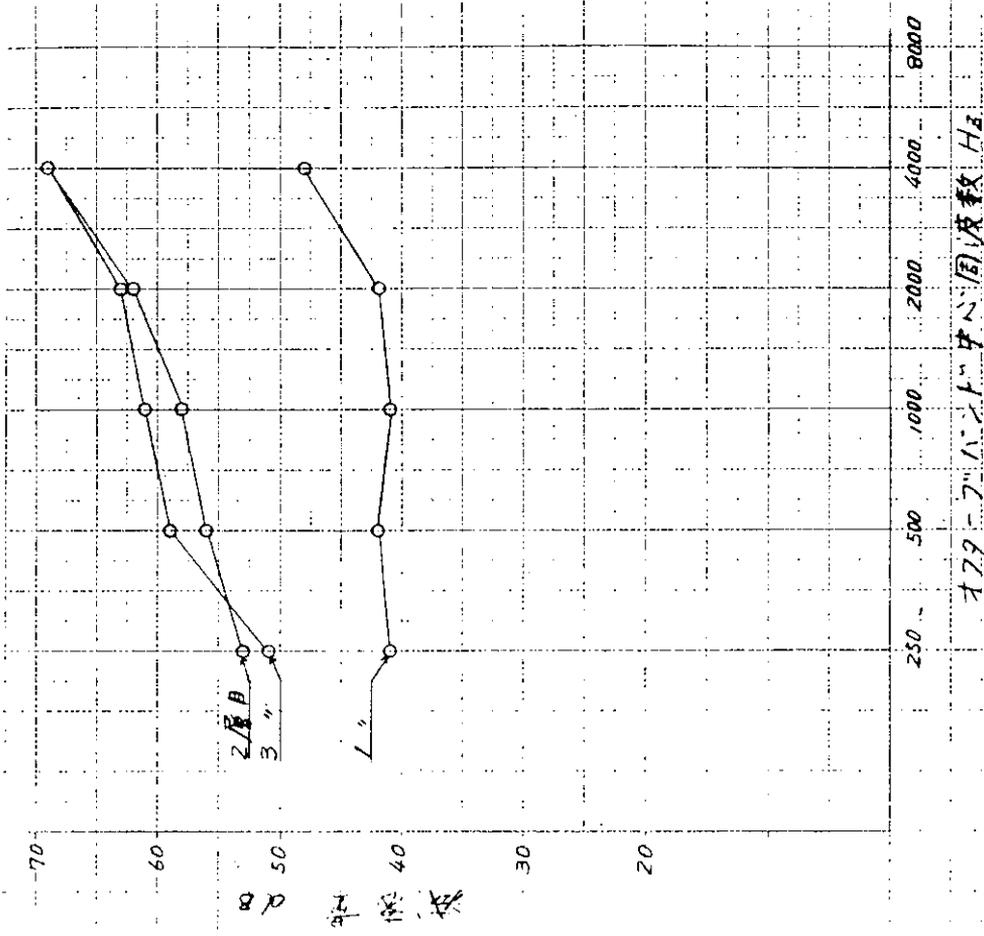


図 6. 3. 23 スピーカーテスト (R船)

### 6.3.3 プロペラカットオフテスト

図 6.3.24～6.3.26 は航走中とプロペラカットオフ時の騒音レベルを表わしたものであるが、これからみると、一般に船尾部ほど差が大きく、舵取機室においてディーゼル船で 5 dB、タービン船では 20～25 dB、機関室内では差が小さい所で 2～4 dB、大きい所では 10～25 dB 航走中が大きく出ている。

また、居住区では上下層の差はほとんど見受けられず、大きい所で約 5 dB 航走中が大きく出ている。ただし、タービン船 2 隻中 1 隻は逆にプロペラカットオフ時が大きく、それも上層部ほど差が大きくなっているが、これはプロペラカットオフテスト時に内装工事があったこと及び工場内暗騒音の影響によるものと推定される。

調査船 3 隻を解析した結果、以上のことが判明したが、テスト条件に次のような問題があるため、プロペラによる影響を定量的に把握することは難しいと思われる。

- (1) 主補機の負荷を航走中と同じにできない。
- (2) タービン船においては常用航走中と停泊でスチームサイクルに差ができる。  
(常用航走中には使用しない減圧弁が作動する等)

記入要領

1. 各計測点の総合音 dB(A)にて記入した。
2. 同一 DECK では左舷を上に、中間は船体中心とし、右舷を下に記入した。
3. 室内の計測値は  $\square$  で囲む必要はないが、暴露部の計測点は  $\square$  で囲み区別した。
4.  $\bigcirc$  及び  $\square$  内は NOR 航走時の計測値  
 $\bigcirc$  外はプロペラカットオフ時の計測値

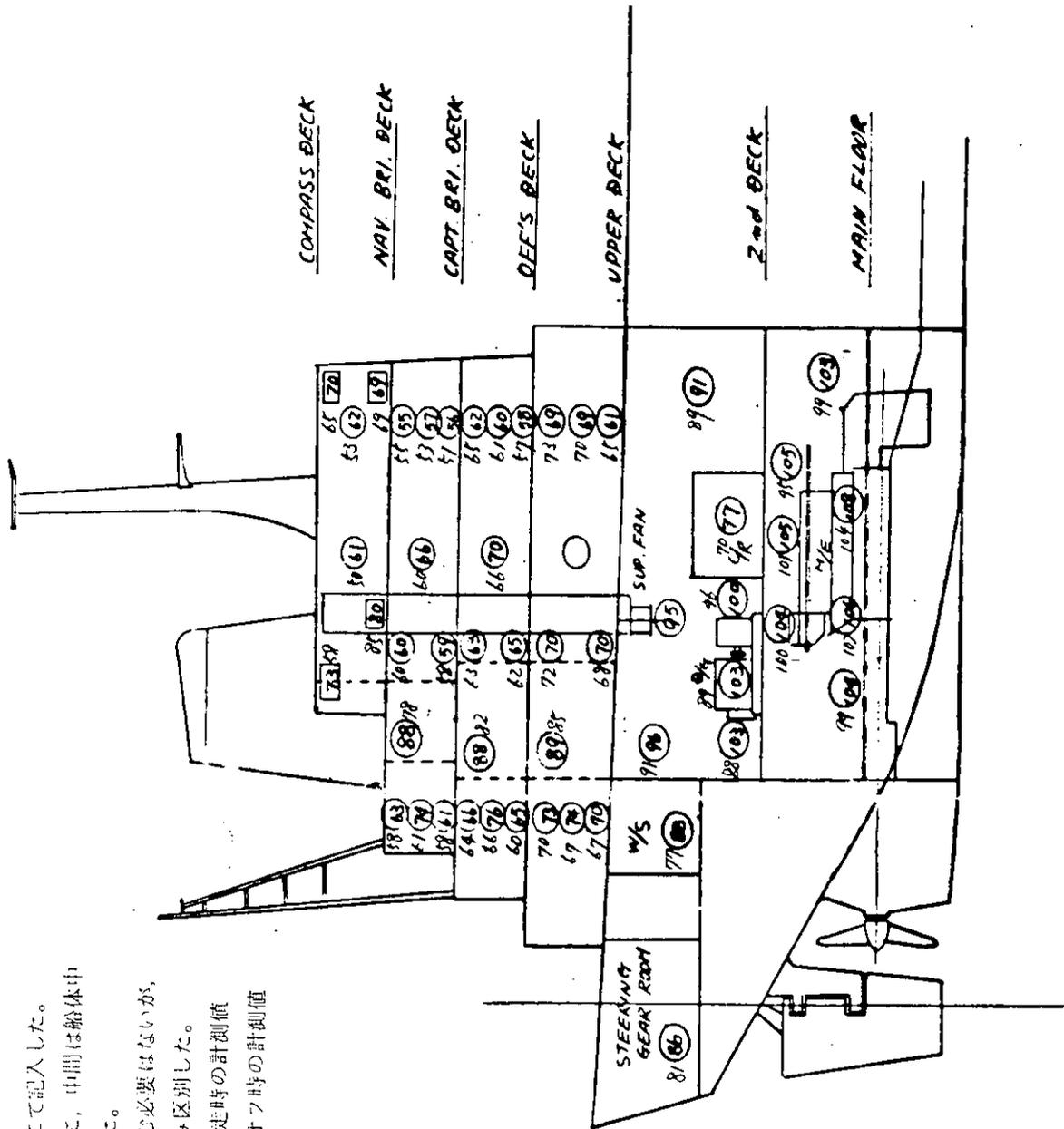


図 6.3.24 プロペラカットオフテスト (E船)

記入要領

1. 各計測点の総合音 dB(A)にて記入した。
2. 同一 DECK では左舷を上, 中間は船体中心とし, 右舷を下に記入した。
3.  □内は NOR 航走中の計測値  
       "      " 外はプロペラカットオフ時の計測値

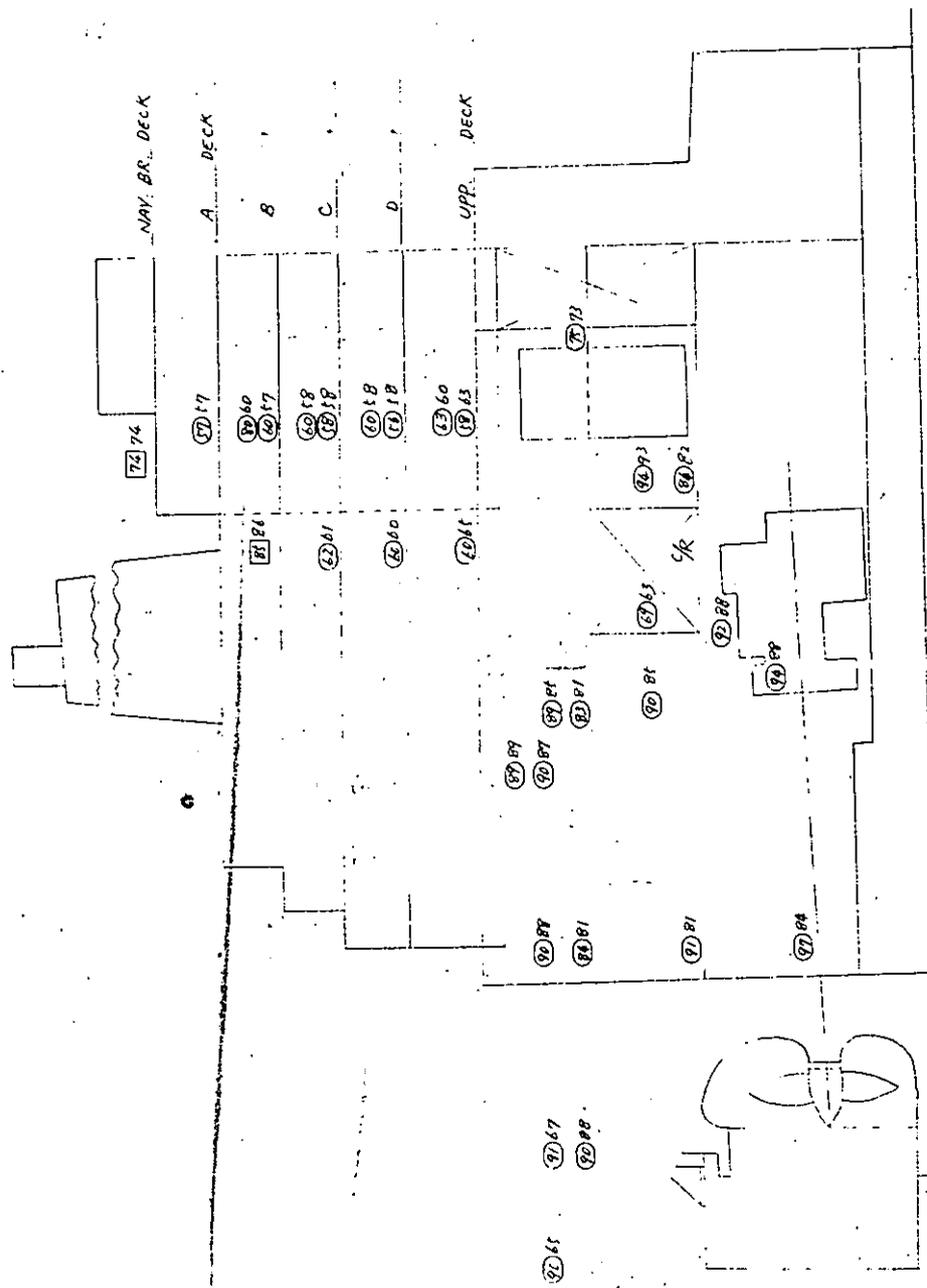


図 6.3.25 プロペラカットオフテスト (S船)

記入要領

1. 各計測点の総合音 dB(A)にて記入した。
2. 同一 DECK では左舷を上記、中間は船体中心とし、右舷を下に記入した。
3. ×印は通路における計測値を示す。
4. ( )内は NOR 時の計測値  
( )外はプロペラカットオフ時の計測値を示す。

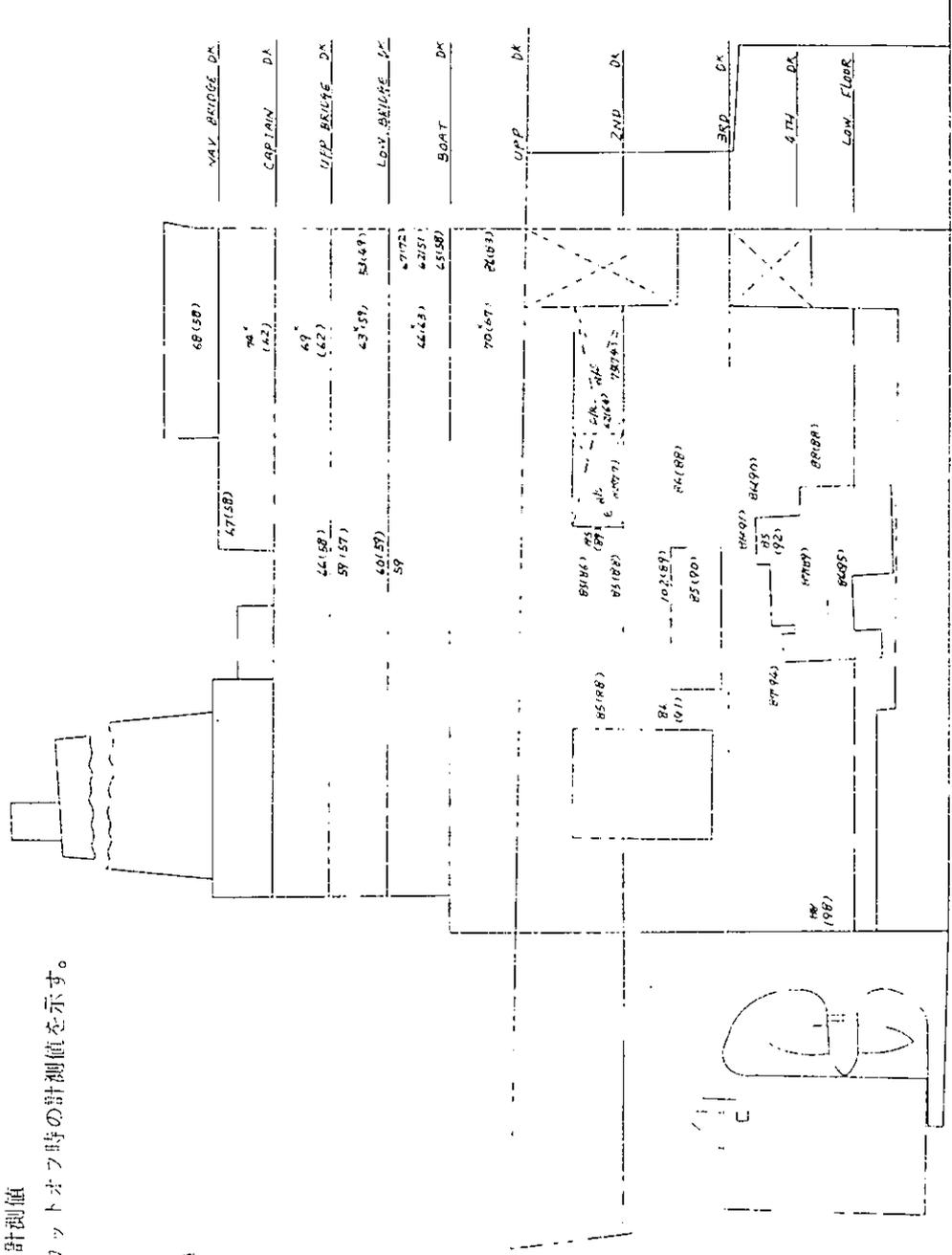


図 6.3.26 プロペラカットオフテスト (N船)

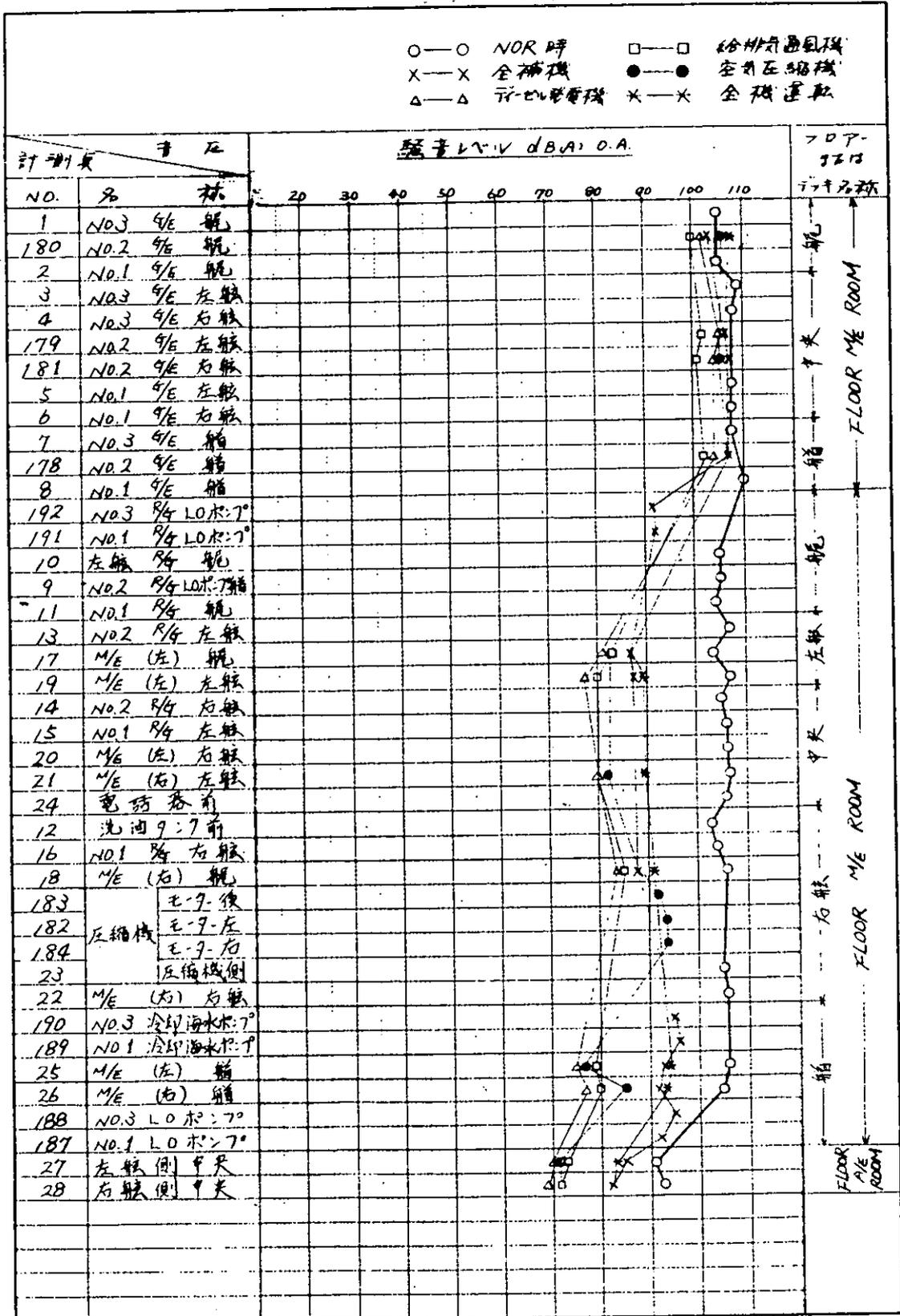


図 6.4.1 騒音取まとめグラフ (A船) (1/5)

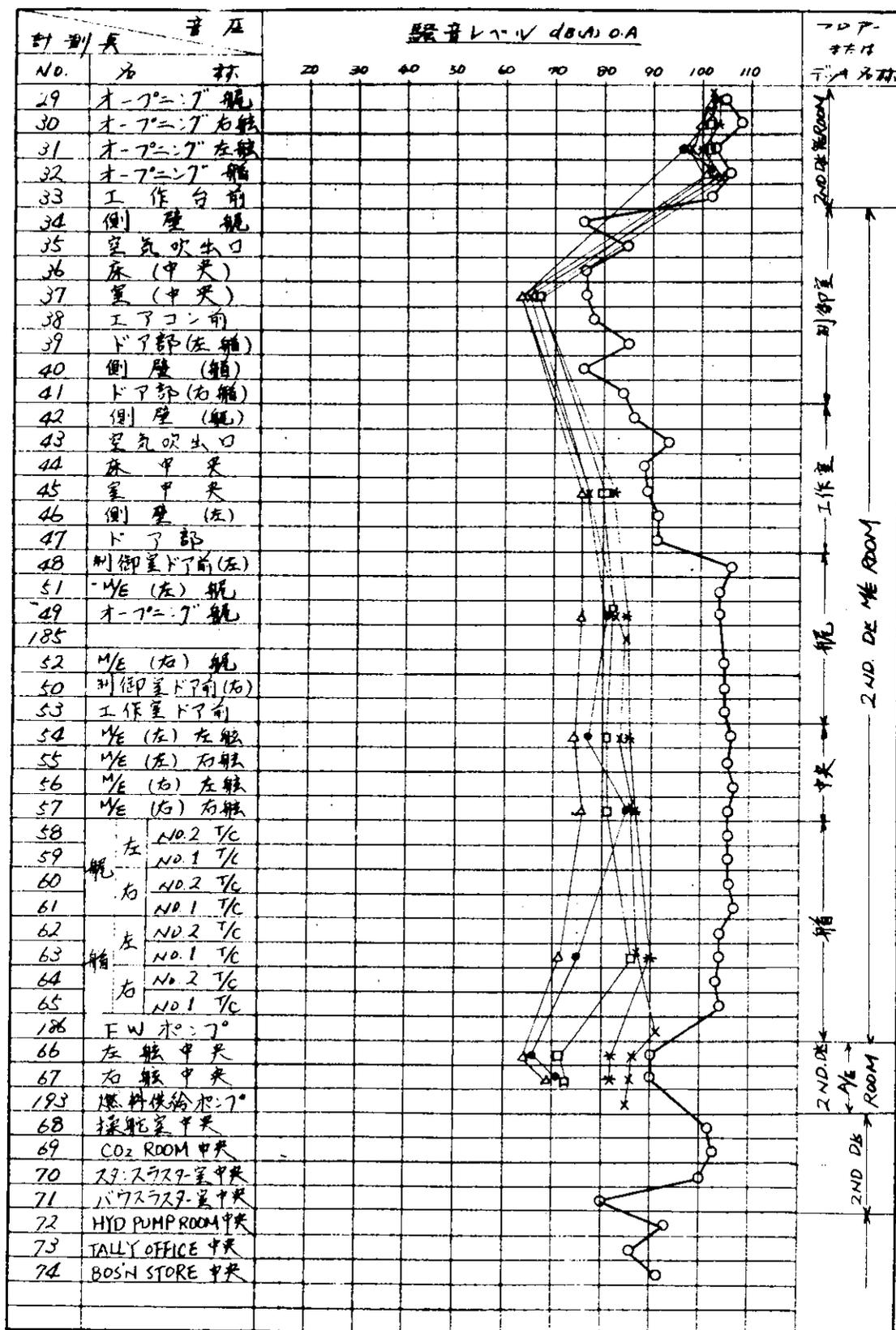


図 6.4.1 騒音取まとめグラフ (A船) (2/5)

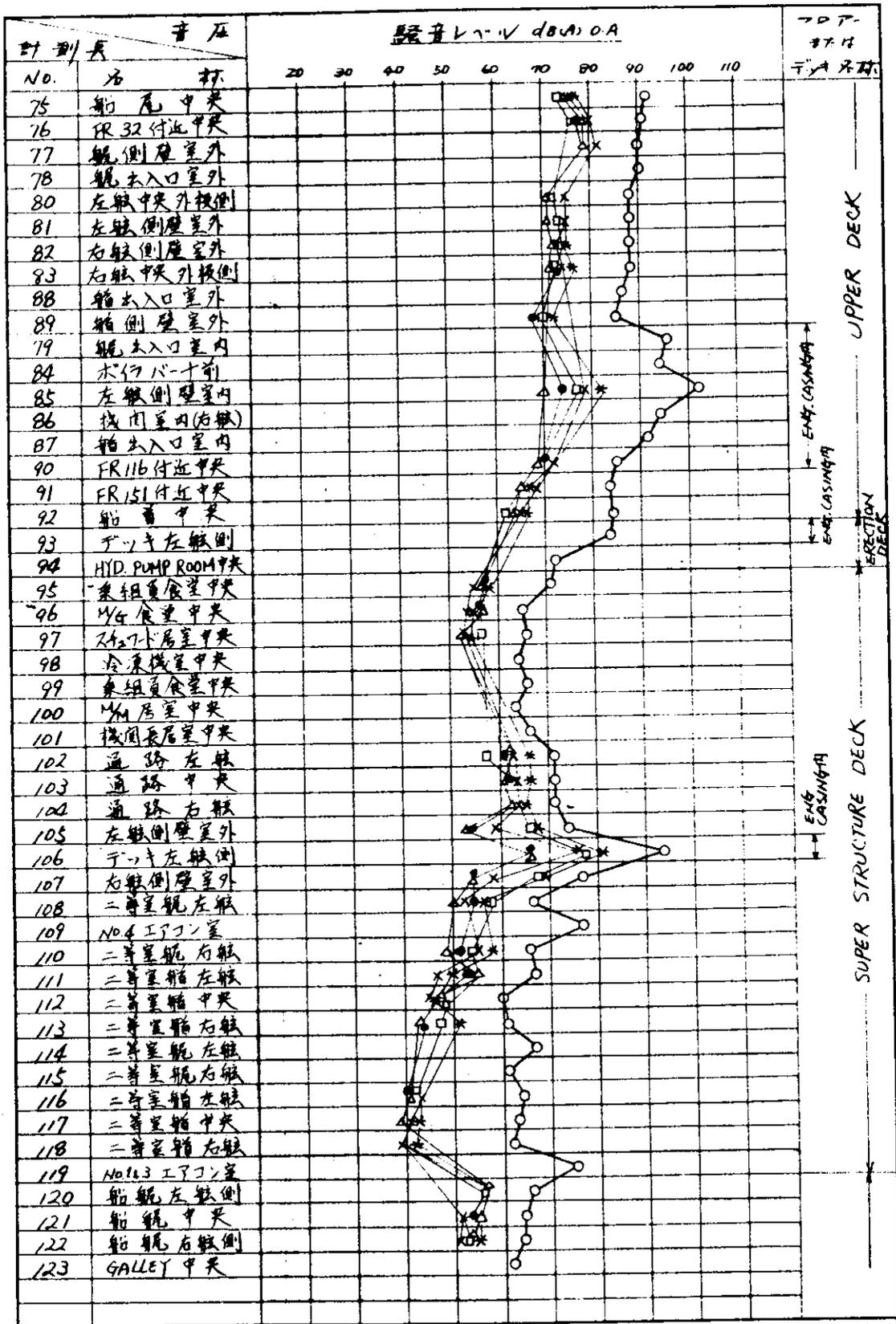


図 6.4.1 騒音取まとめグラフ (A船) (3/5)

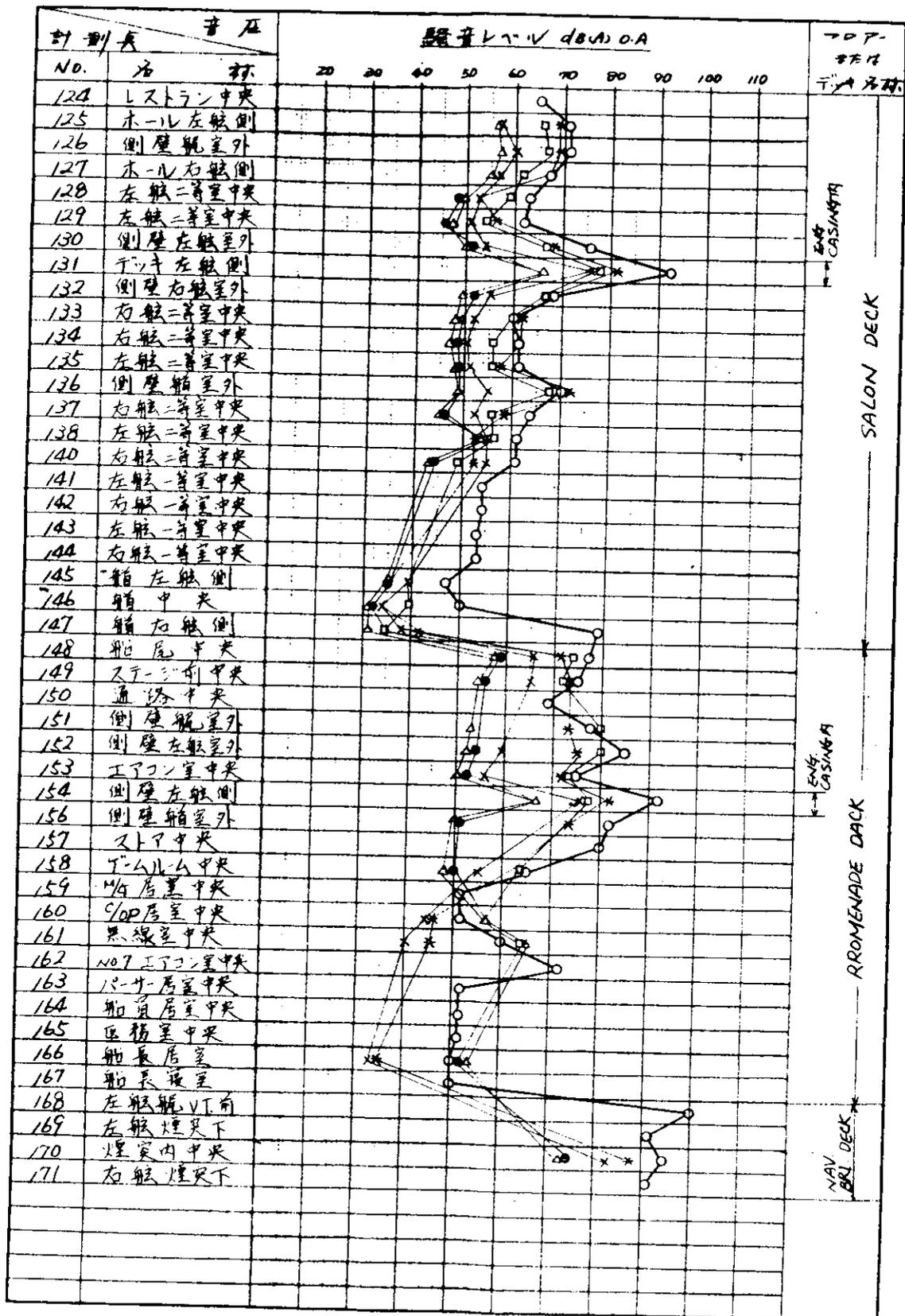


図 6.4.1 騒音取まとめグラフ (A船) (4/5)

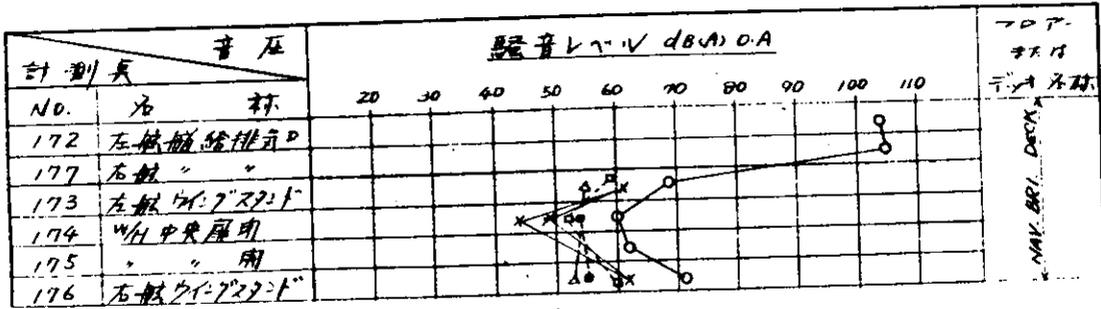


図 6.4.1 騒音取まとめグラフ (A船) (5/5)

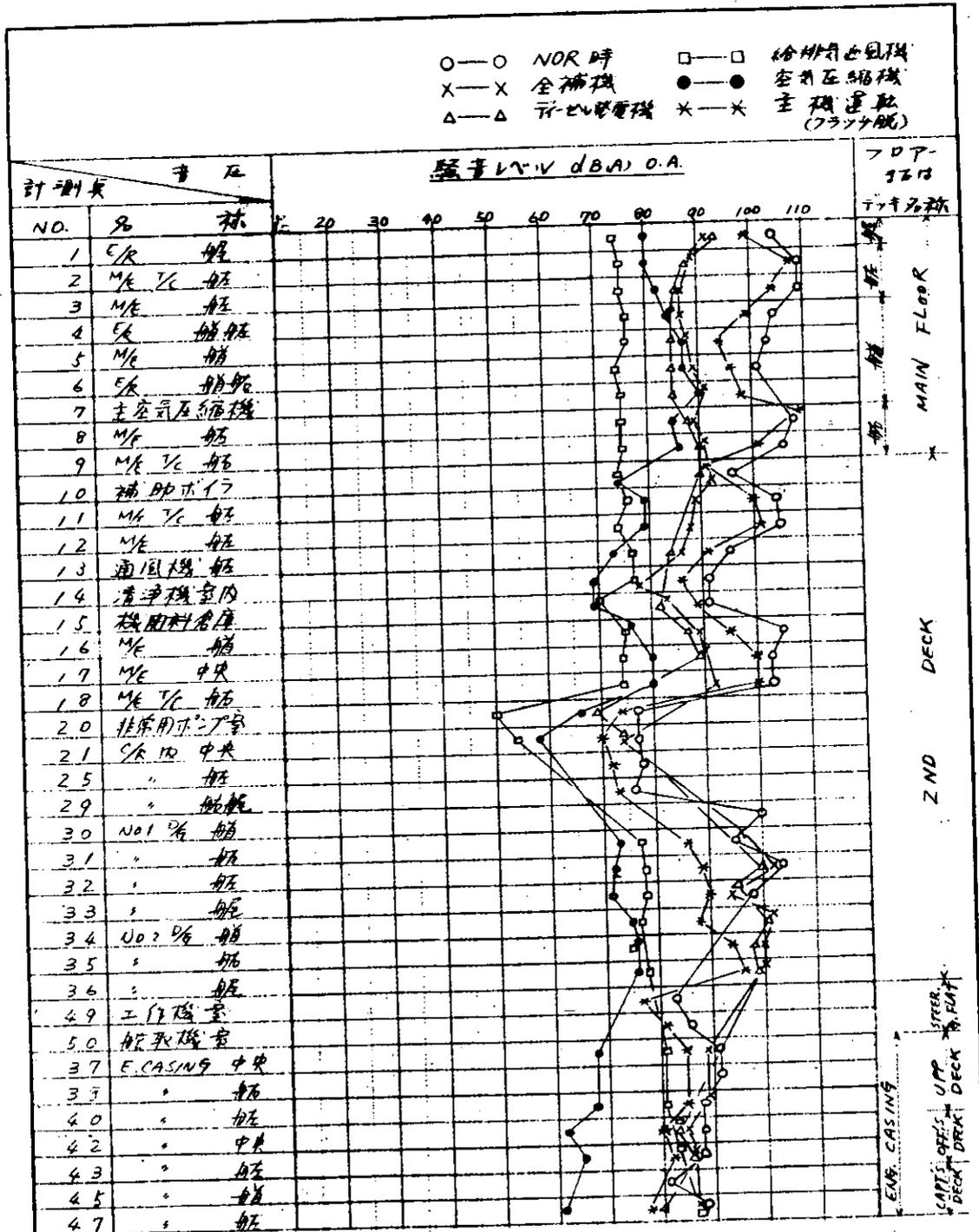


図 6.4.2 騒音取まとめグラフ (E船) (1/2)

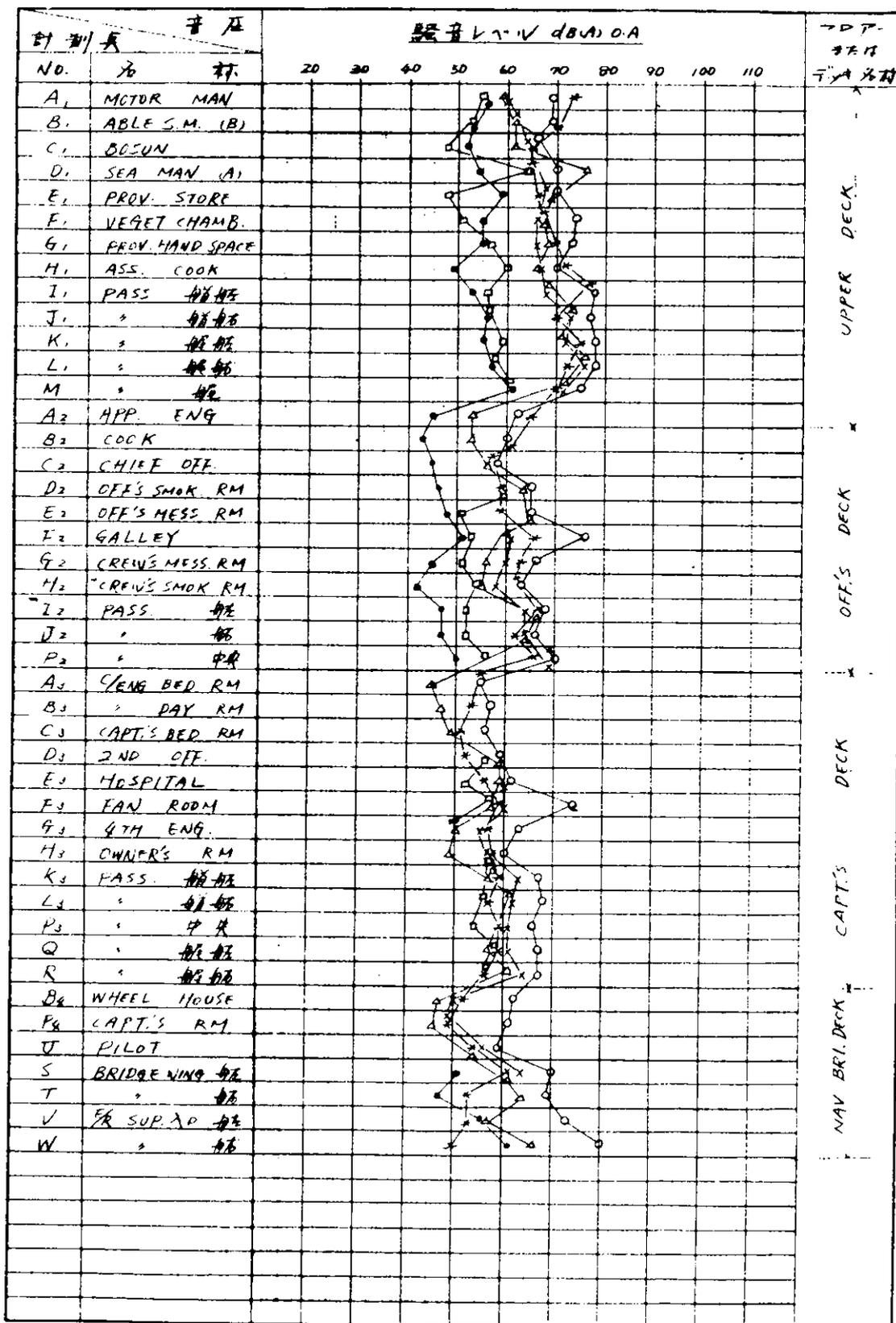


図 6.4.2 騒音取まとめグラフ (E船) (2/2)

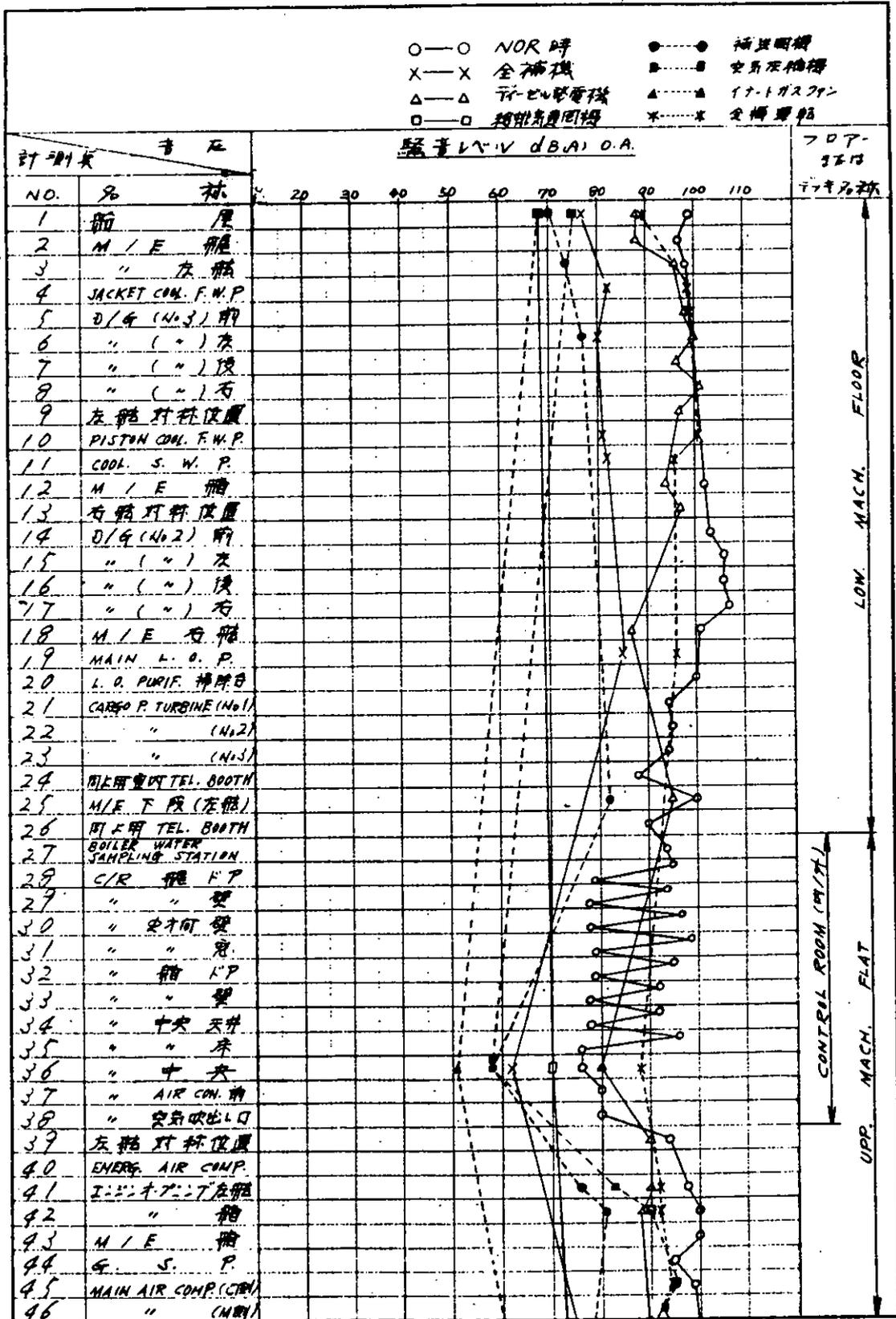


図 6.4.3 騒音取まとめグラフ (K船) (1/4)

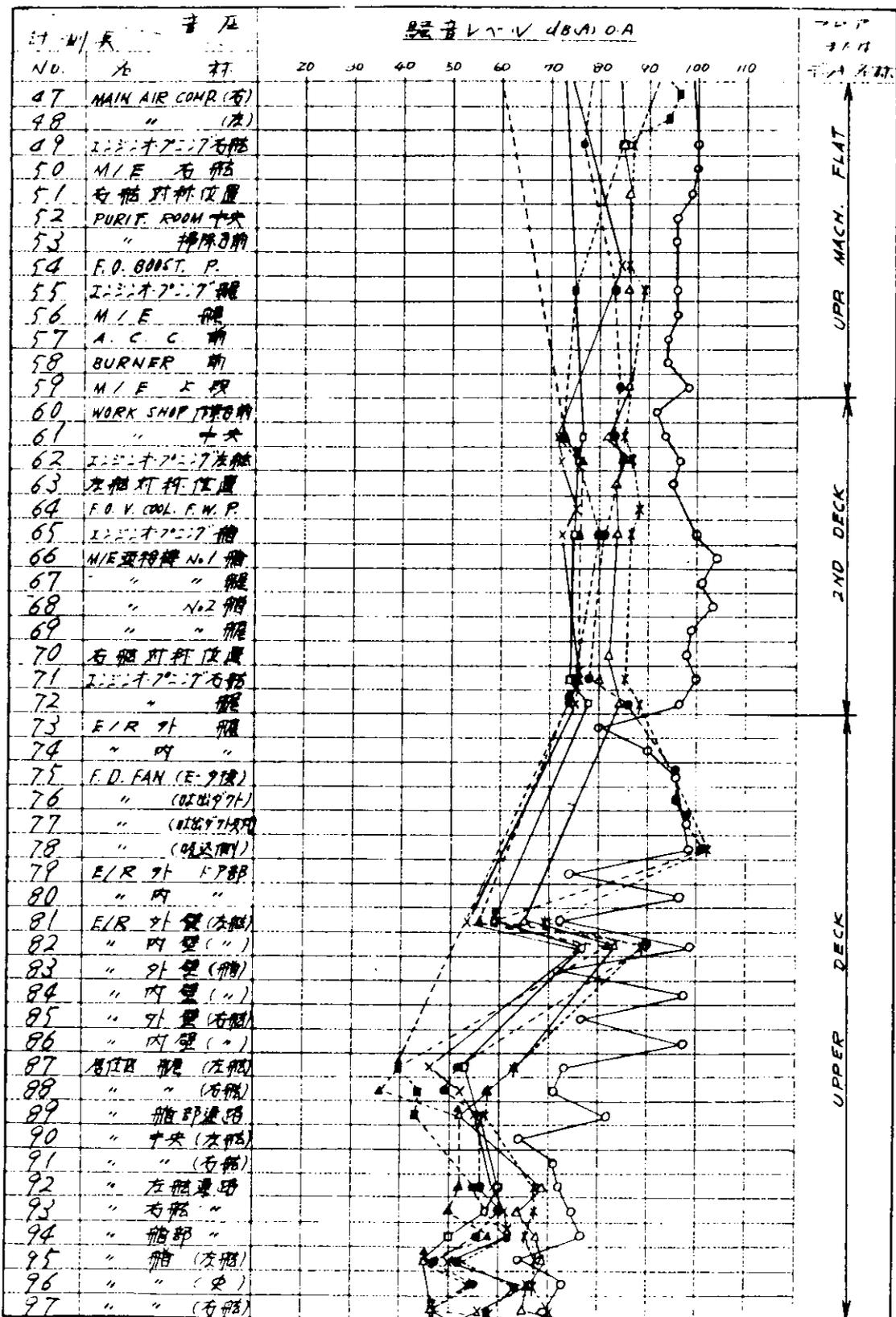


図 6.4.3 騒音取まとめグラフ (K船) (2/4)

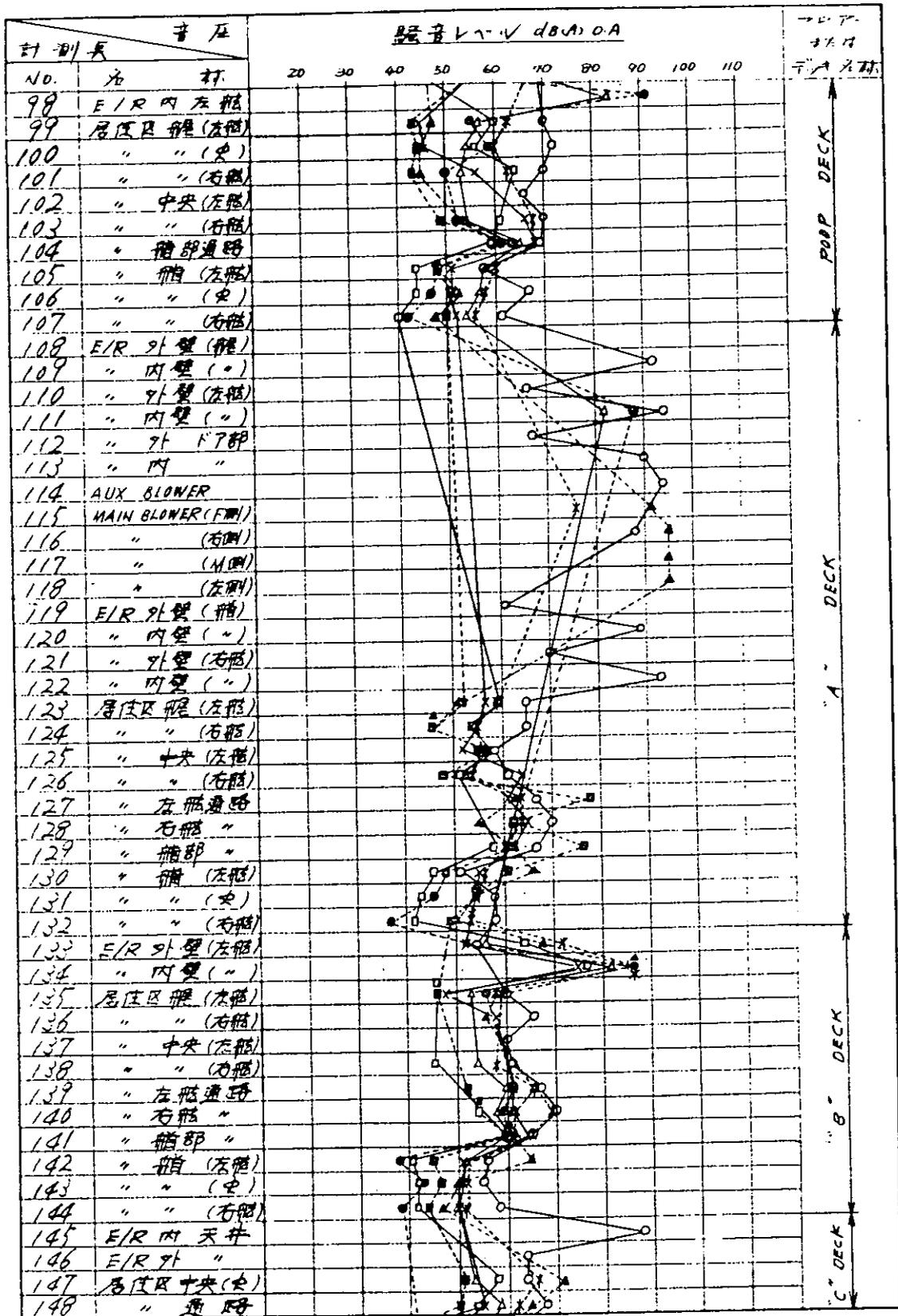


図 6.4.3 騒音取まとめグラフ (K船) (3/4)

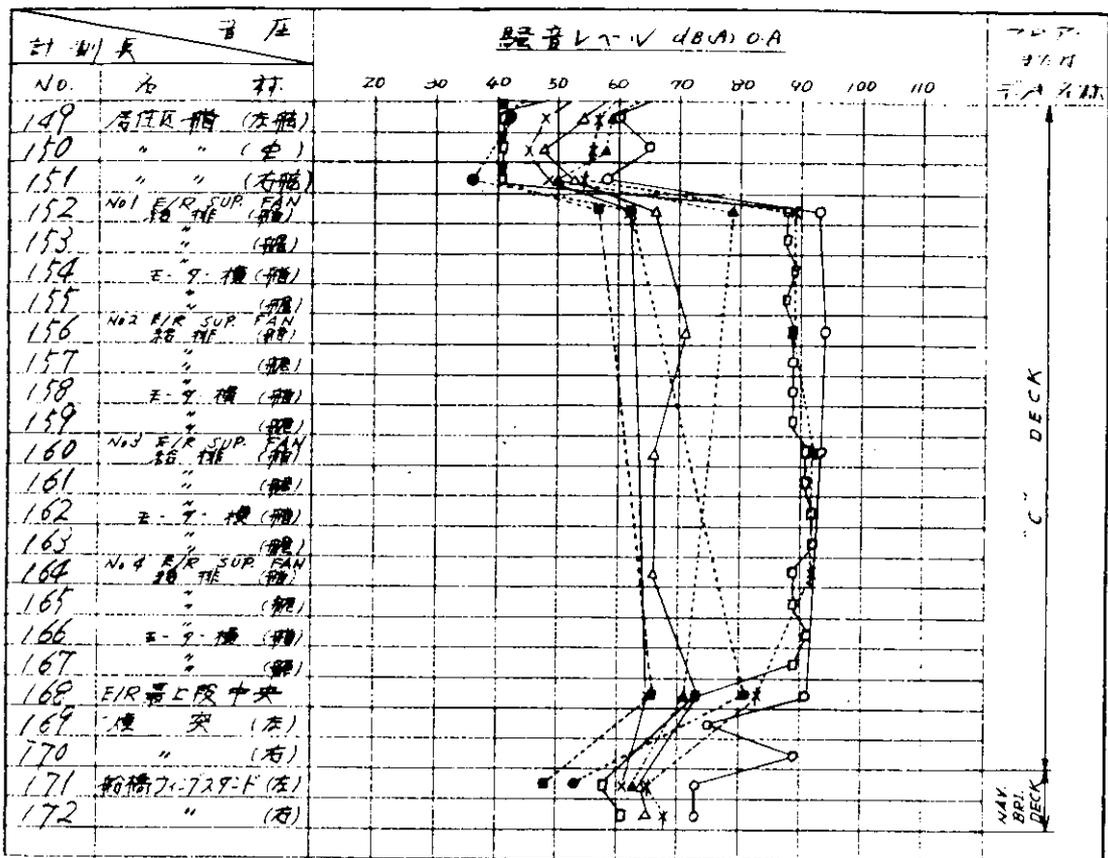


図 6.4.3 騒音取まとめグラフ (K船) (4/4)

## 7. 機関室内単体機器の固体音対策の研究

船内騒音において、固体伝播音の影響は無視できないものでありながら、従来この固体伝播音に焦点を絞った研究はほとんどなされていなかった。

本章では、こうした固体伝播音に焦点を絞り、とくに機関室内の各種主補機器の振動の実体の把握、居住区へと伝播してゆく音響域振動の把握およびそれらの振動から発せられる騒音との関連性の把握を目的として行なった研究について述べる。

### 7.1 固体音計測方案について

固体伝播音の遮断を行なう場合、実船における振動計測は、非常に重要な意味を持つ。ここでは、この実船における振動の実体把握をするための振動計測方法に関し、とくに各機器の防振支持装置の設計に必要なデータの蒐集を目的とした低周波域振動計測方案ならびに固体伝播音の伝播特性と騒音との相関性把握を目的とした音響域振動計測方案の2方案の概要について述べる。

#### 7.1.1 船舶機関部低周波域振動計測方案

本方案は、船内騒音に与える影響の強い固体伝播音の実体把握とその遮断を意図した防振装置の設計に必要な基礎データの蒐集を目的とし、特に機器周りの振動のうち3～1,000Hz程度の低周波数域の振動を計測する方法について記述している。

その中で、振動計測を

1. 主機振動計測（一般振動計測）
2. 単体機器振動計測

の二つに大別し、主機の動特性ならびに起振周波数と振動レベルおよび各補機のもつ起振周波数と振動レベルの計測を目的としている。

詳細については、付録2を参照いただきたい。

#### 7.1.2 船舶機関部音響域振動計測方案

本方案は、51年度に予定されていた精密実船計測用として、精密計測小委員会の審議に基づいて当作業グループが担当して機関部の計測方法を取りまとめ作成したものである。

本方案は題名が示す通り、機関部の可聴周波数域の振動を計測する方法および要領についてまとめており、固体伝播音の解明の為、次の計測の為の着眼点から成っている。

- (1) 機関部代表振動レベルの把握の為
- (2) 機器の発生振動レベルの把握の為
- (3) 伝播経路の把握の為  
(固体音の伝達損失把握の為)
- (4) 振動と騒音の相関把握の為

詳細については、本方案を付録3に添付したので参照いただきたい。

### 7.2 実船計測

本実船計測は、ディーゼル・タンカーを供試船として前記方案に基づき、単体機器運転時及び海上試運転時にそれぞれ低周波域振動、音響域振動及び騒音の計測を行なった。

7.2.1 供試船仕様及び計測状態

(1) 供試船仕様

主なる仕様を表 7.2.1 に示す。

表 7.2.1 供試船仕様

船種	タンカー	トン数	89,000 DWT
船級	NK	寸法	L 230 m × B 40 m × D 18.8 m × d 14.15 m

項目		台数	容 量
主 機	型 式	1	SUMITOMO SUZER 7RND 90
	連続最大出力		20,300 PS × 122 rpm
	常用出力		18,270 PS × 118 rpm
過給機		2	VTR 631
主発電機		2	880 kw × 450 V, 720 rpm (6 DS-26 D)
主空気圧縮機		1	310 m <sup>3</sup> /H × 25 atg, 900 rpm × 65 kw
補助空気圧縮機		2	160 m <sup>3</sup> /H × 25 atg, 600 rpm × 37 kw
機関室通風機		4	1,000 m <sup>3</sup> /min × 30 mm Aq, 1,200 rpm × 15 kw
補助ボイラ		1	16 atg × Sat, × 55 T/H
強圧送風機		1	1,100/550 m <sup>3</sup> /min × 350/87.5 mm Aq, 1,200/600 rpm × 110/30 kw
イナータガスファン		2	5,500 m <sup>3</sup> /min × 1,700 mm Aq, 3,600 rpm × 75 kw

(2) 計測状態

(a) 運転状態

計測時における機器の運転状態を表 7.2.2, 表 7.2.3 に示す。

表 7.2.2 単体機器運転時

計測日	昭和 50 年 10 月 4 ~ 5 日, 夜間		
本船の状態	係留状態	天候	曇

項目	使用台数	負荷状態	備考
主発電機	1	65 kw × 450 V	
(海水サービスポンプ)	1	定 格	
主空気圧縮機	1	定 格	降電による
(海水サービスポンプ)	1	〃	
機関室通風機	4	定 格	〃
強圧送風機	1	High Speed 定格	〃
イナータガスファン	2	定 格	〃

表 7.2.3 海上試運転時

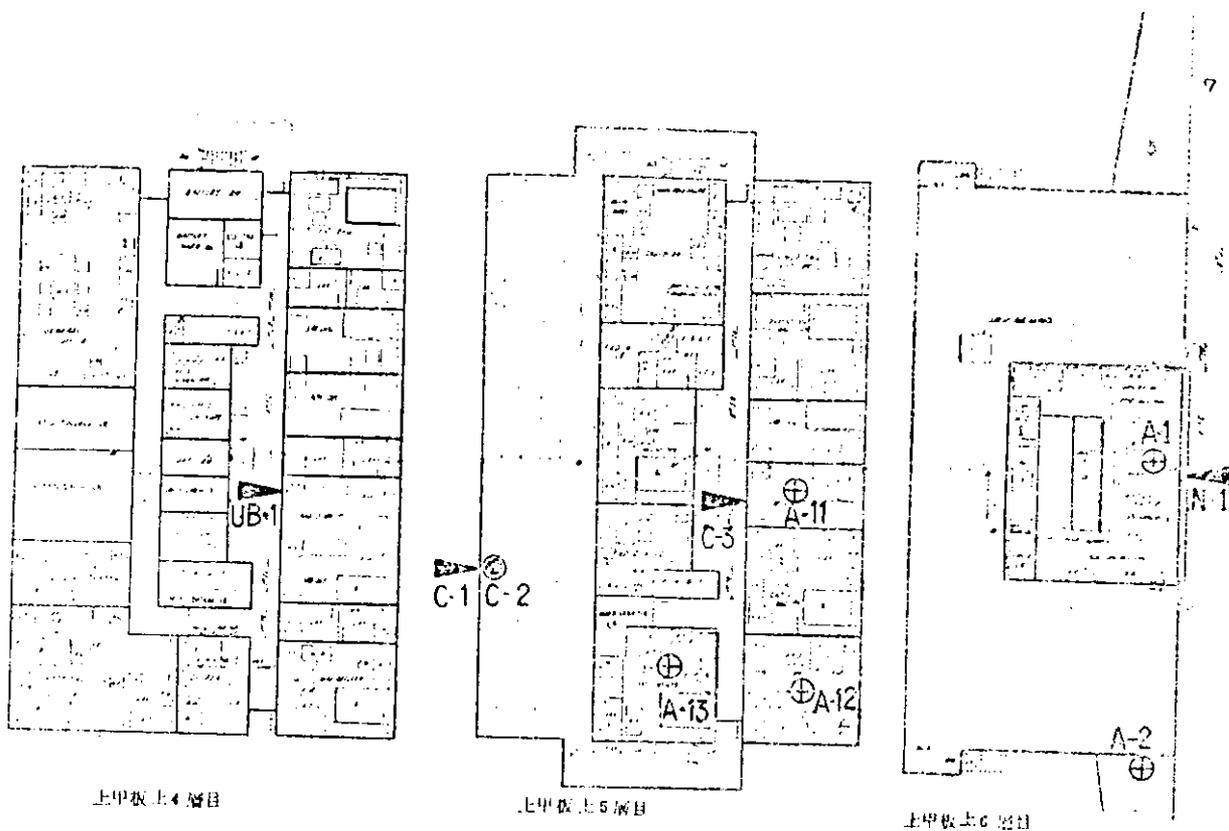
計測日	昭和50年10月21~22日, 夜間		
本船の状態	満載, 航走時	天候	雨

項目	使用台数	負荷状態	備考
主機	1	22,000 PS × 127 rpm	MCR
主発電機	1	420 kw × 450 V	
機関室通風機	4	定格	
その他主機用補機		定格	

(b) 計測位置

計測位置を図 7.2.1 に示す。

単体機器運転時において、低周波域振動計測は、各単体機器周りを、音響域振動及び騒音計測は各単体機器周りとその機器の置かれているデッキ以上の機関室内代表点及び居住区内を計測し、海上試運転時において、低周波域振動計測は主機周りと機関室内代表点を、音響域振動及び騒音計測は主機周りと機関室内代表点及び居住区内を計測した。

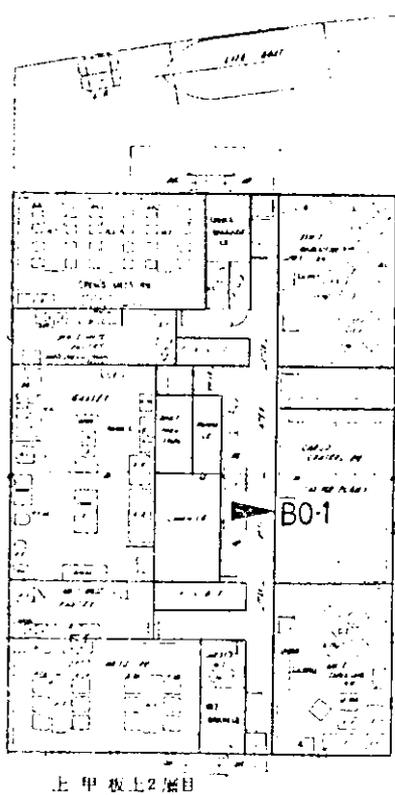


上甲板 上4層目

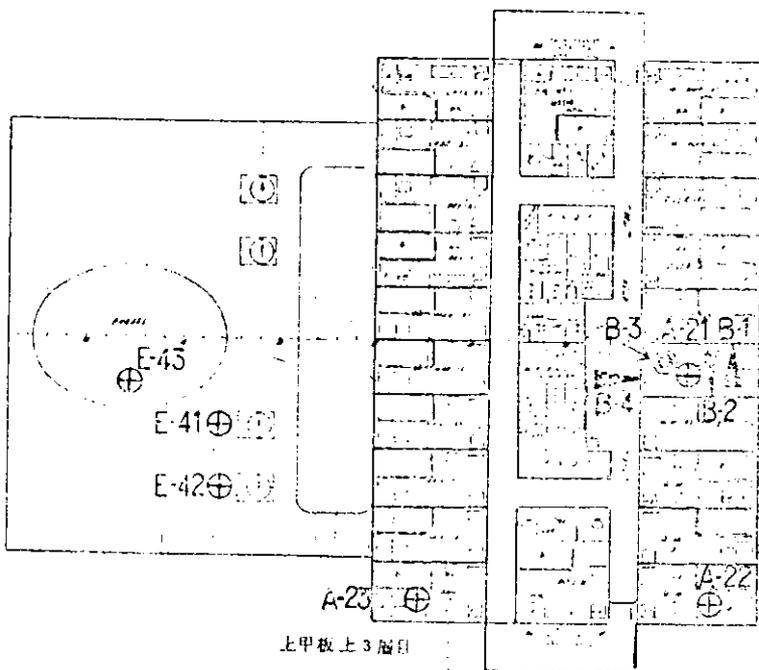
上甲板 上5層目

上甲板 上6層目

- ⊙ 低周波域 振動計測 (3方向)
- ⊗ 音響域 振動計測 (上下方向)
- ▶ 音響域 振動計測 (矢印方向)
- ⊕ 騒音計測



上甲板 上2層目



上甲板 上3層目

図7.2.1 計測地点 (1/3)

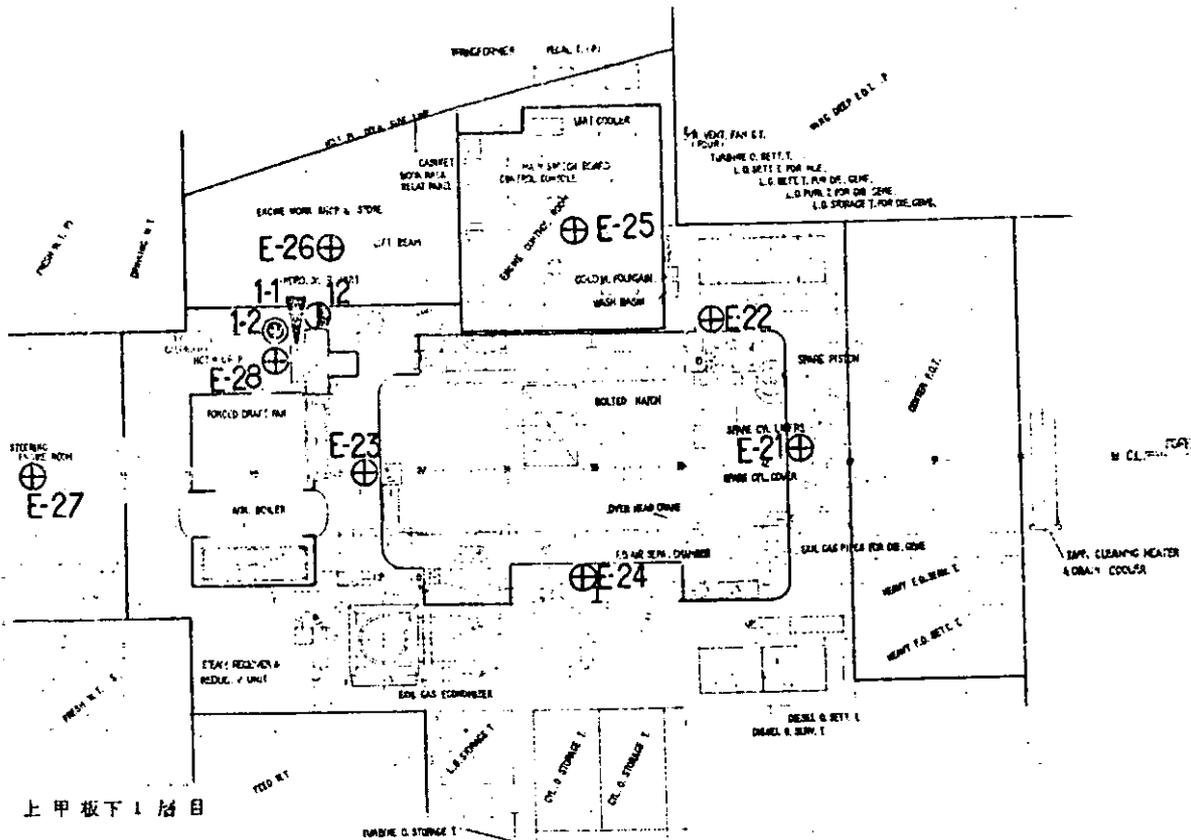
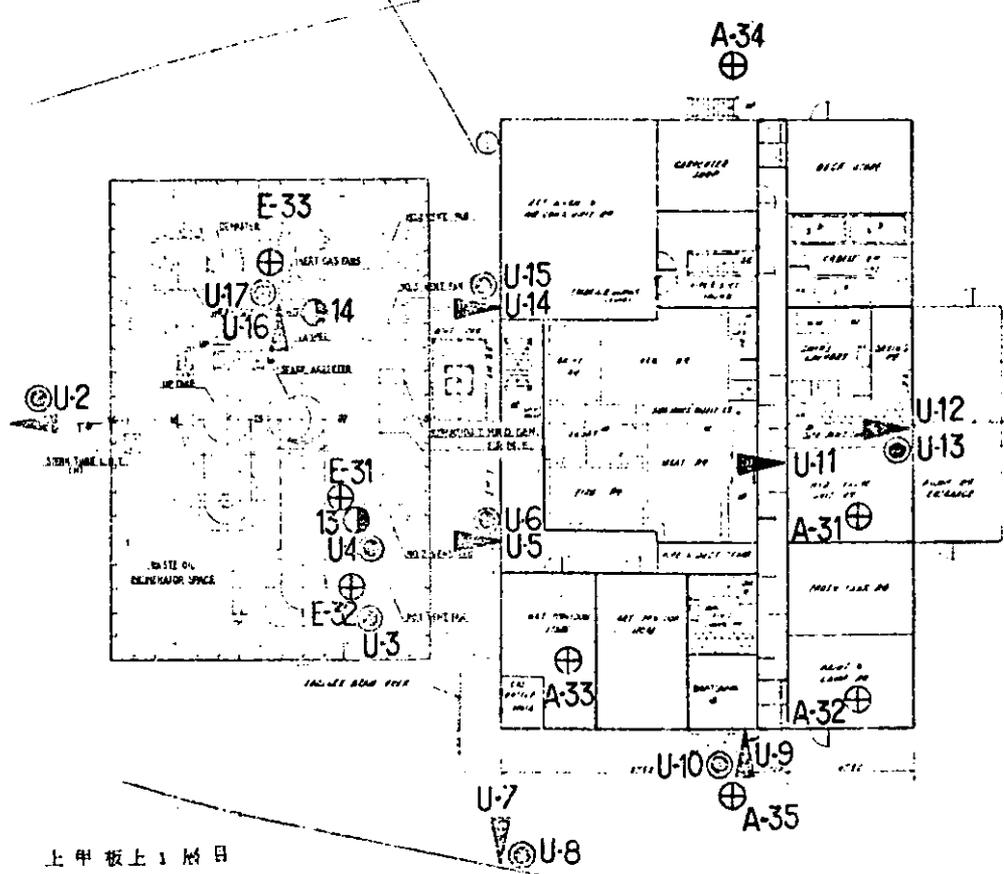


図 7.2.1 計測地点 (2/3)

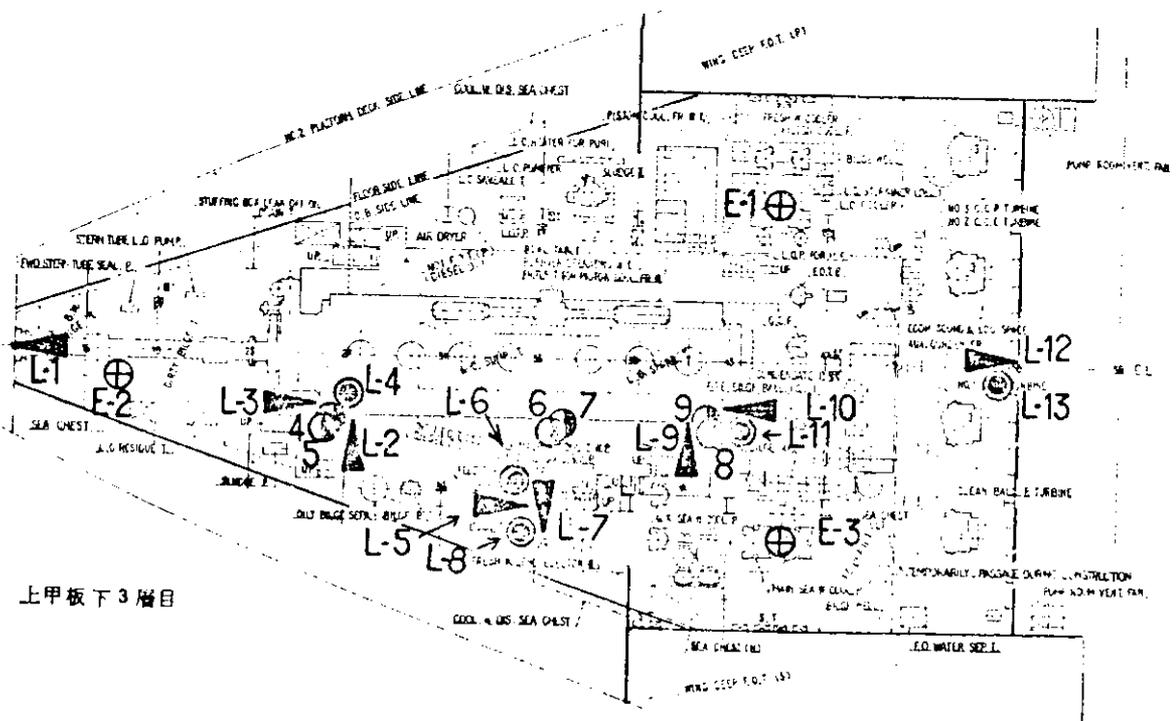
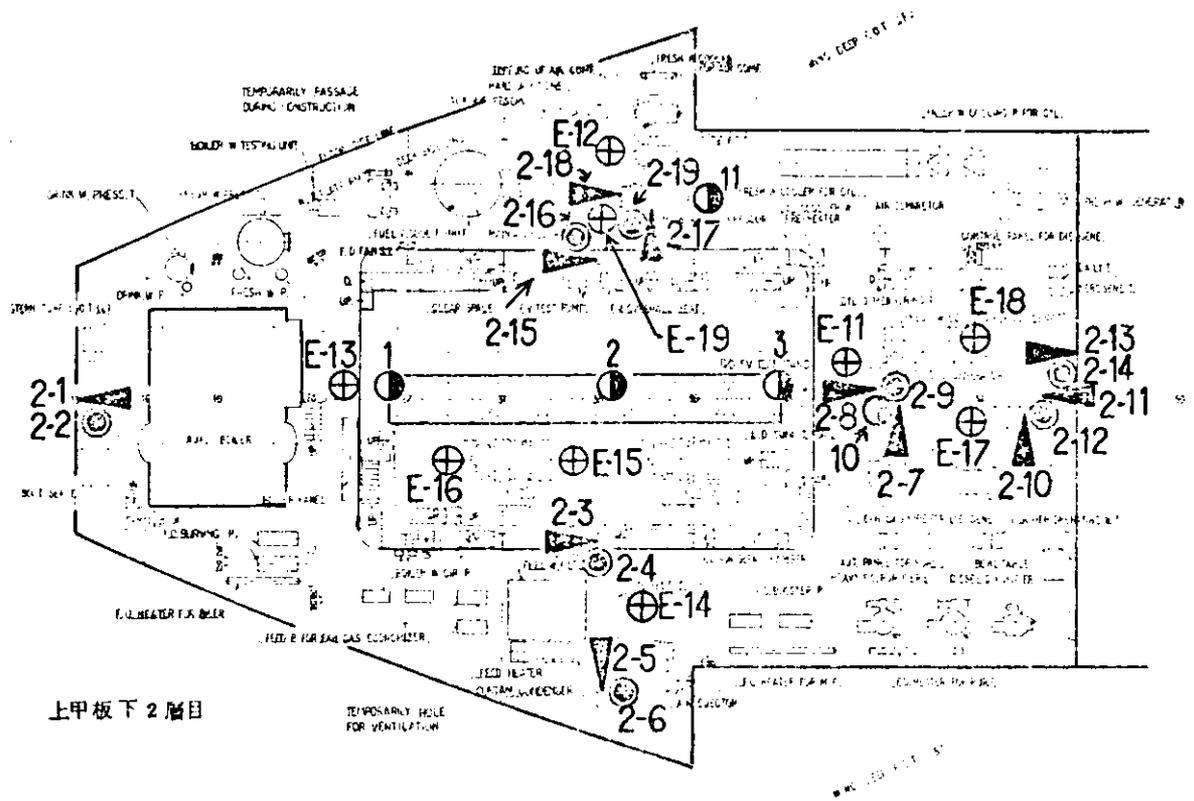


图 7.2.1 計測地点 (3/3)

## 7.2.2 低周波域振動計測

### (1) 計測要領

#### (a) 計測機器

- (i) 振動計 AVZ75 (明石製作所)
- (ii) ピックアップ 213 E (ENDEVCO社)
- (iii) データレコーダ R260 (TEAC)
- (iv) モニタ用シンクロスコープ
- (v) ピックアップ固定用磁石 BR-3 (フジ磁工)
- (vi) 主機回転数計測用装置 MP650 小野測器

各計測機器の接続方法を図7.2.2に示す。

またピックアップの取付要領は、図7.2.2に示すように磁石によって行なうものとする。その場合の周波数特性は図7.2.3に示す。

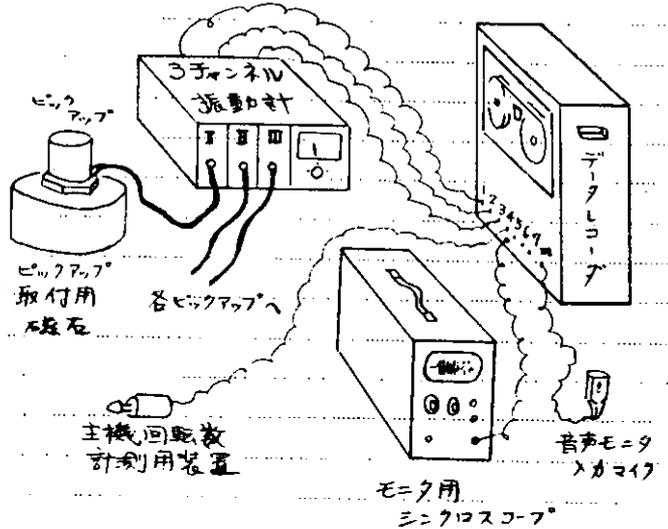


図7.2.2 振動計測機器接続図

#### (b) 解析方法

解析は、船内でデータレコーダに収録したデータを陸上で再生し、SD330A (SD社)実時間周波数分析機にて周波数分析を行なう方法を行った。

### (2) 計測結果

#### (a) 主機動特性試験振動計測結果

図7.2.4～図7.2.7に各主機の回転数毎に周波数分析を行った結果を示す。図は横軸に振動

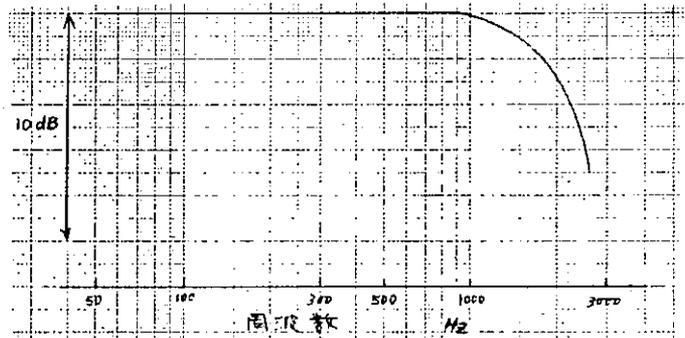


図7.2.3 ピックアップ周波数特性 (磁石取付)

の周波数、縦軸に主機の回転数及び加速度レベルをとったものである。これらの図より、主機まわりは主機の回転数に応じた各次数を持った振動がほとんどあることがわかる。また、主機の上部の振動と二重底付近の振動とを比較してみると上部の上下方向の振動は、3次、4次、6次、7次のものが多く観察されるのに対し、二重底の上下方向の振動は、3次、6次のものが消え、5次のものが現われている。この現象は、3次、6次のものが内部力で外部には伝達されていないことから生じていると考えられる。また、5次の振動は、主機以外の起振源 (プロペラと考えられる)からの振動である。7気筒2サイクル機関の合成不釣合慣性偶力は理論的に、

$$M_y = m\omega^2 r d (-0.2676 \sin\omega t + 1.0060 C_2 \sin 2\omega t + 9.8448 C_4 \sin 4\omega t)$$

で与えられる。ここで

$m$ : 往復質量

$\omega$ : クランク回転角速度

$r$ : クランク半径

$d$ : シリンダ間長さ

$$C_2: \rho + \frac{1}{4}\rho^3 + \frac{15}{128}\rho^5 + \dots$$

$$C_4: -\frac{1}{4}\rho^3 - \frac{3}{16}\rho^5 + \dots$$

$$\rho: r/l$$

$l$ : 連接棒長さ

である。すなわち1次、2次、4次の振動成分が顕著に現われることが、理論的にも説明されている。

また図7.2.6の主機上部の左右舷方向の振動は1次から高次までほとんど全ての次数の振動成分を含んでいる。これは爆発力の不均一性によって生ずる軸まわりのトルク変動によって誘発されたものと考えられる。この振動の起振力は、ガス圧力をフーリエ級数に展開した形で与えられることからわかるように、あらゆる次数のものが現われる。また、二重底の左右舷方向の振動は、5次、7次、10次のものが顕著である。このうち

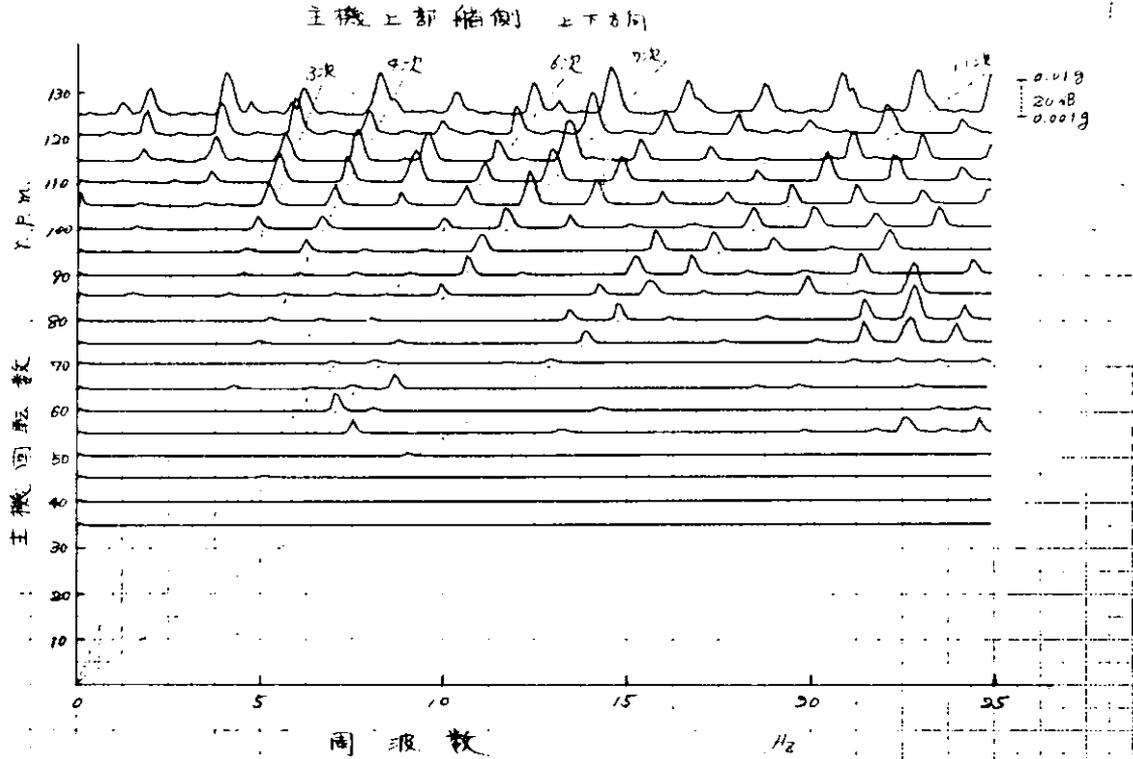


図7.2.4 キャンベルダイアグラム (主機上部)

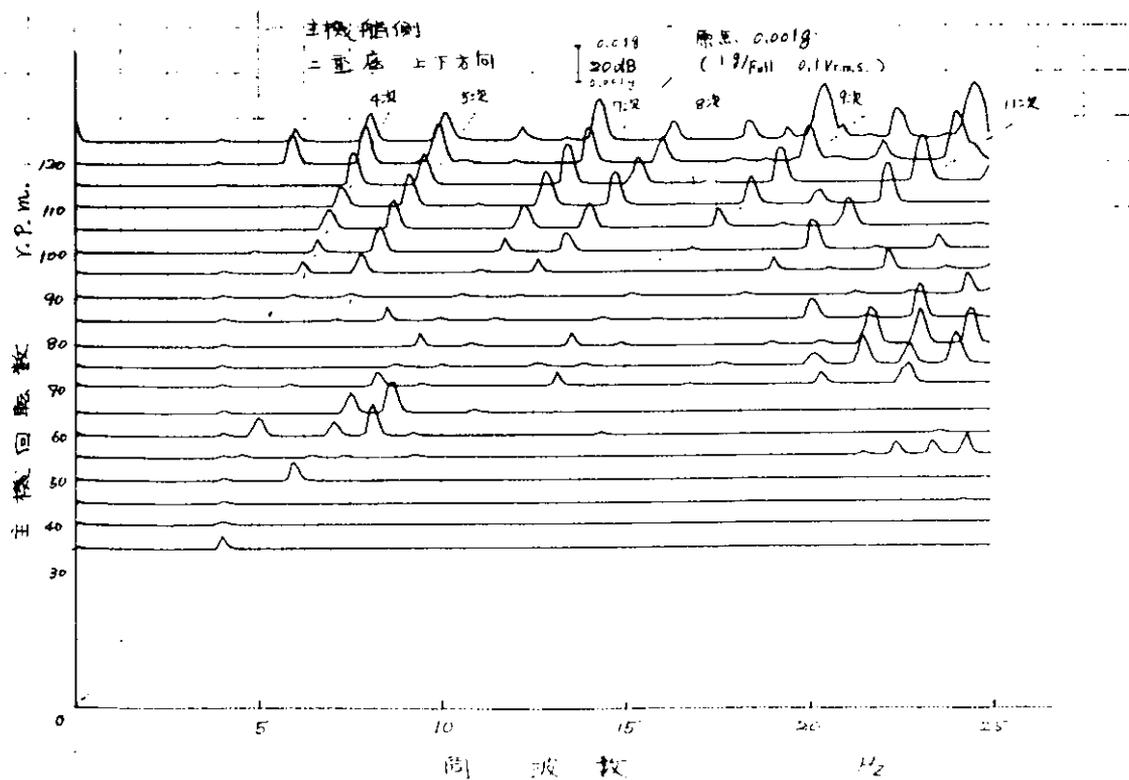


図7.2.5 キャンベルダイアグラム (二重底)

5次、10次のは、プロペラの影響と考えられる。

以上の結果から、主機が船体に対して与える影響は、4次、7次のものが多く、またプロペラが船体を与える影響も、羽根の枚数に呼応した振動を中心にかなり、大きなものであるといえる。

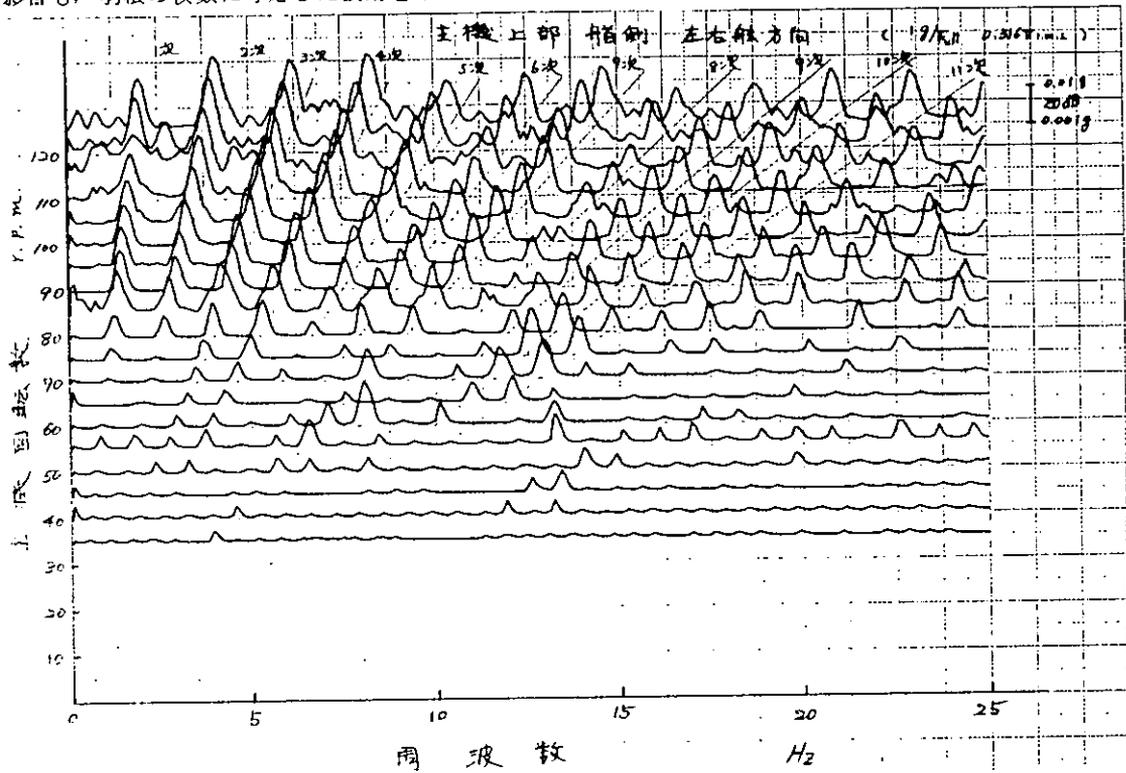


図7.2.6 キャンベルダイヤグラム (主機上部)

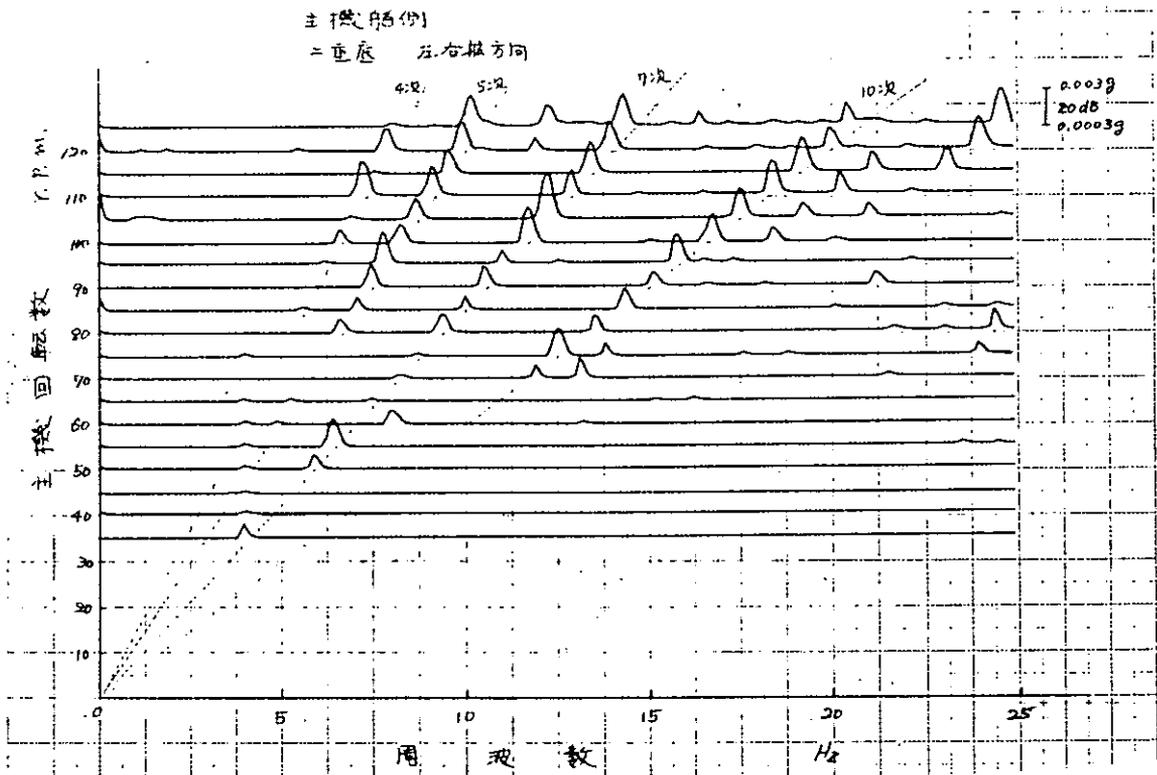


図7.2.7 キャンベルダイヤグラム (二重底)

(b) 一般振動計測結果 (主機振動計測)

図 7.2.8 は、主機の上部、下部及び二重底の上下振動の周波数分析結果を示したものである。この図から主機が二重底に対して起振する様子が想像される。すなわち上部の振動は低次から高次まで平均して現われているのに対して、下部及び二重底においては、低次の振動を残し、高次ものは現われていない。

20 Hz 付近の振動は機関上部も二重底もほぼ同レベルで振動しているが、500 Hz 付近の振動になると二重

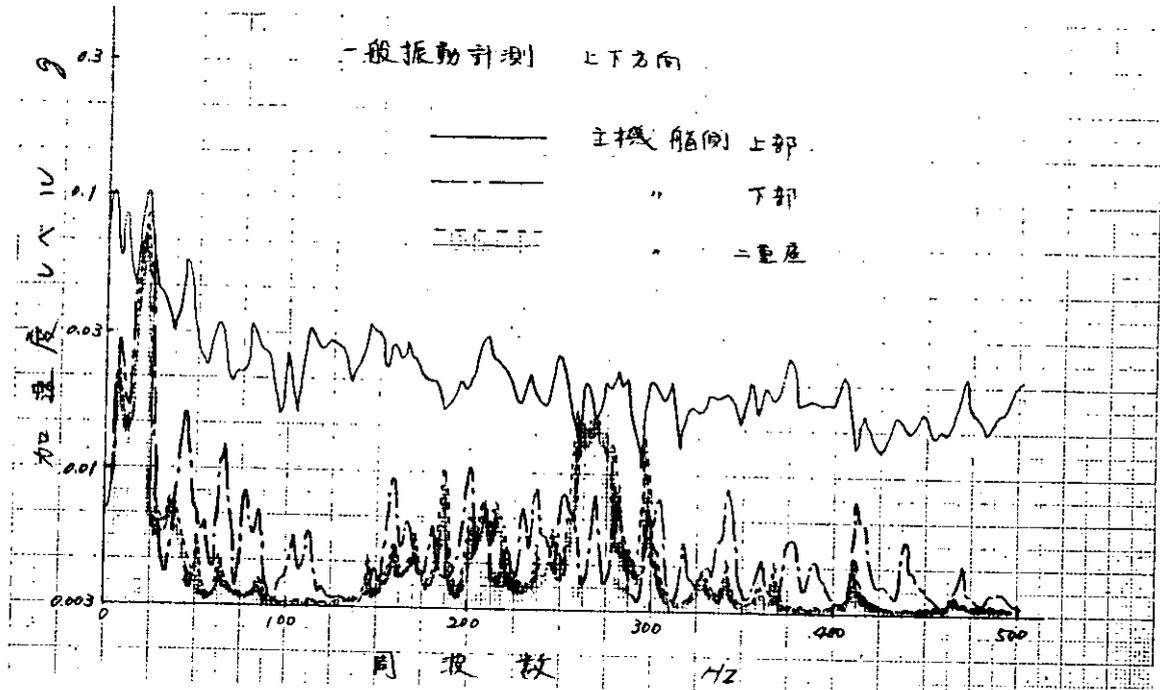


図 7.2.8 主機狭帯域周波数分析結果

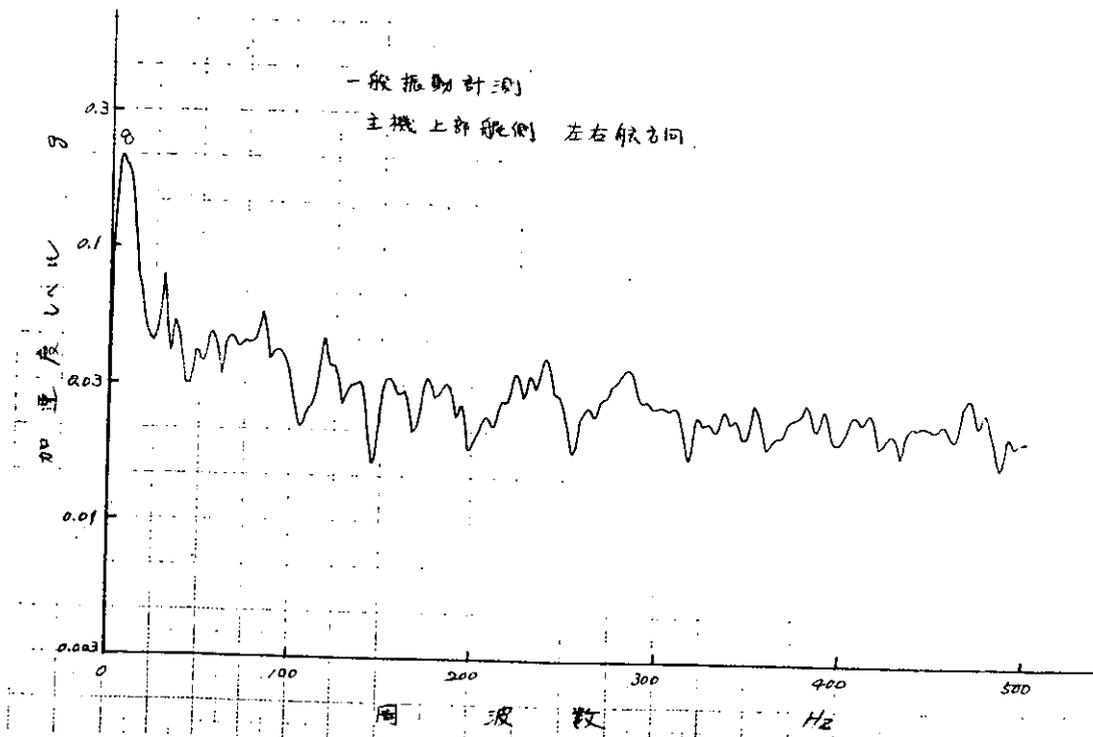


図 7.2.9 主機狭帯域周波数分析結果

底ではほとんど現われない。すなわち高次のものは、シリンダヘッド部分の部分的な振動であり、外部に対しては起振力としては現われないといえる。また、260 Hz 付近の振動で二重底の振動が大きく現われているのは、固有振動数がこの付近にあるためと考えられる。

また図 7. 2. 9 から図 7. 2. 11 までは主機の上部 3 カ所の左右舷方向の振動を示したものだが、機関上部の船艙の 2 カ所に取付けてある防振ステーの影響もあり多少異った様相を示しているが、低周波数から高周波数にかけて、あらゆる振動が現われているのが観察される。

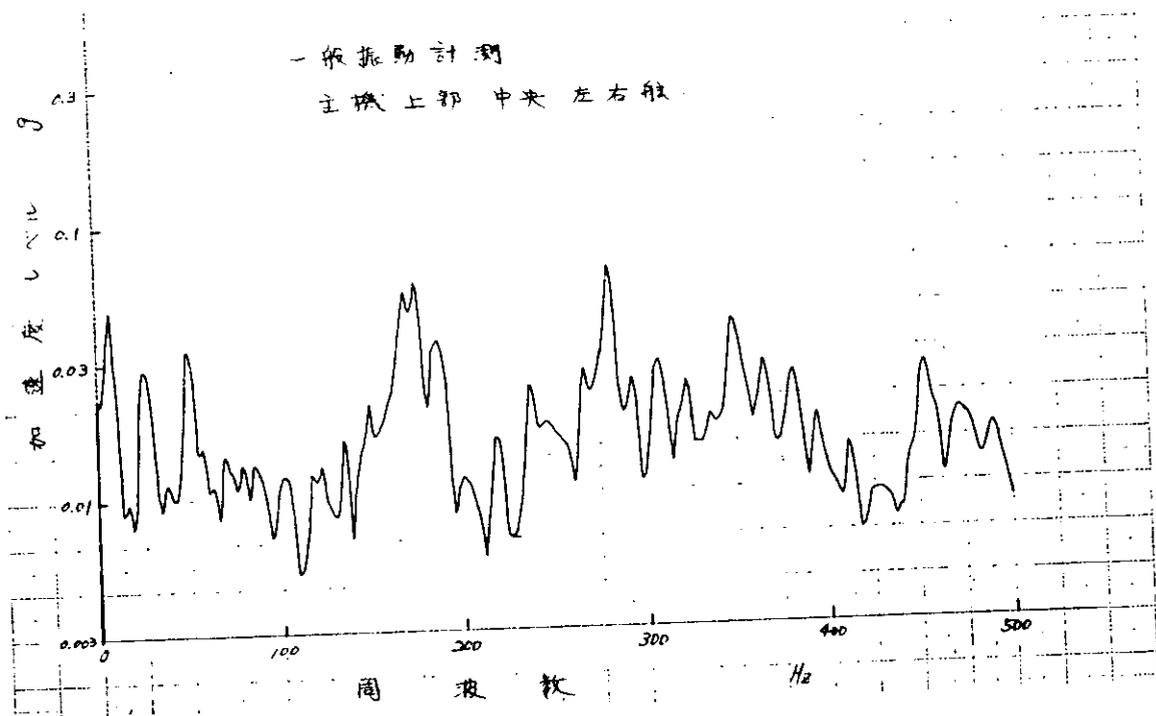


図 7. 2. 10 主機狭帯域周波数分析結果

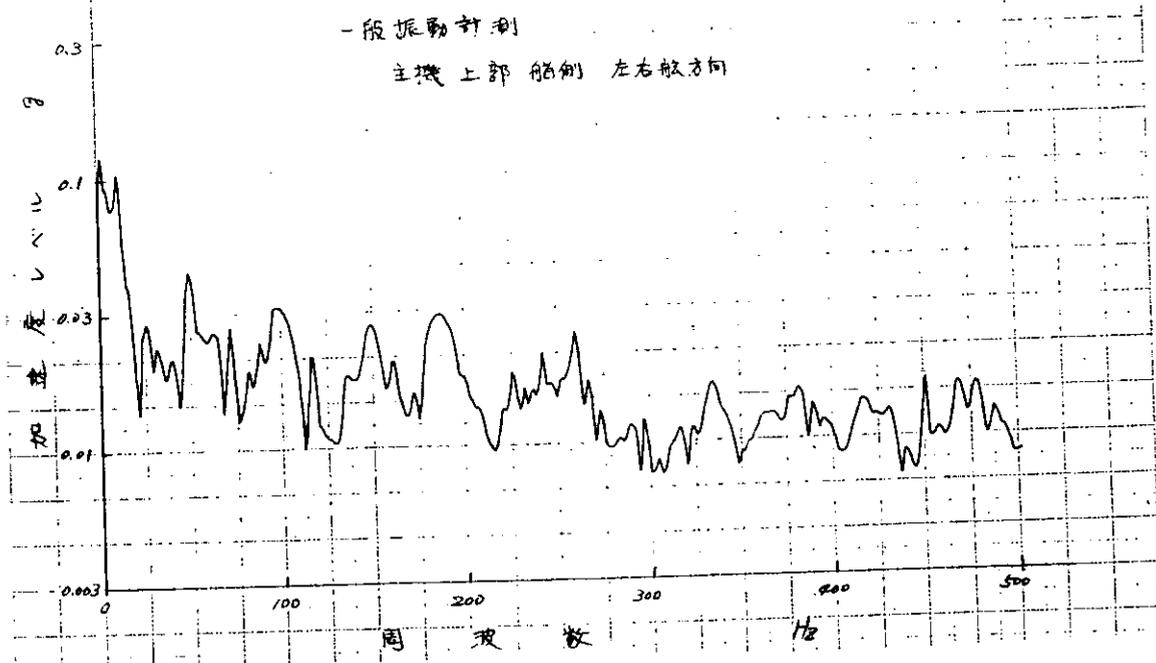


図 7. 2. 11 主機狭帯域周波数分析結果

(c) 単体機器振動計測結果

(i) ディーゼル発電機

図 7.2.12~図 7.2.15 にディーゼル発電機の振動の周波数分析をした結果を示す。分析はバンド幅 2 Hz で 0 から 500 Hz まで行なったものである。6 気筒 4 サイクル機関の理論的合成不釣合慣性偶力は、6 次、12 次、…、以外は右で外部に対して発生する偶力は少ない。また、駆動側のディーゼル機関と受動側の発電機とは一つの共通台板上に載せられているためガス圧力の不均一性により生ずるトルク変動が誘発する振動も外部には伝達されにくい。

図 7.2.12 はディーゼル機関上部のシリンダヘッド部の振動の周波数分析結果であるが、低い周波数域の振動が現われているのが観察される。これは機関の爆発の影響によるものと考えられる。この低次の振動は、

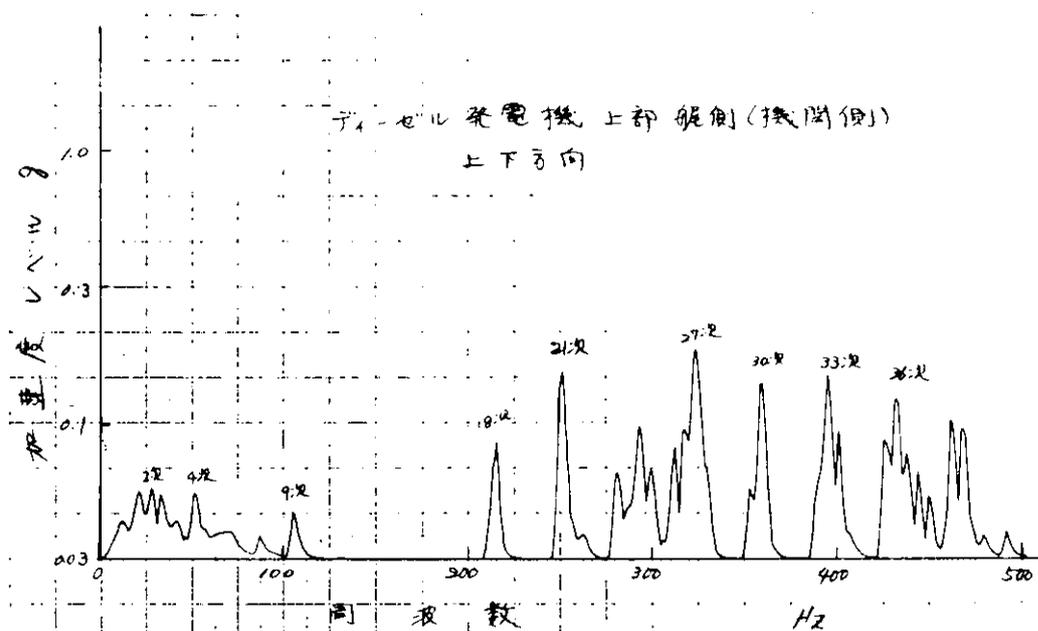


図 7.2.12 ディーゼル発電機狭帯域周波数分析結果

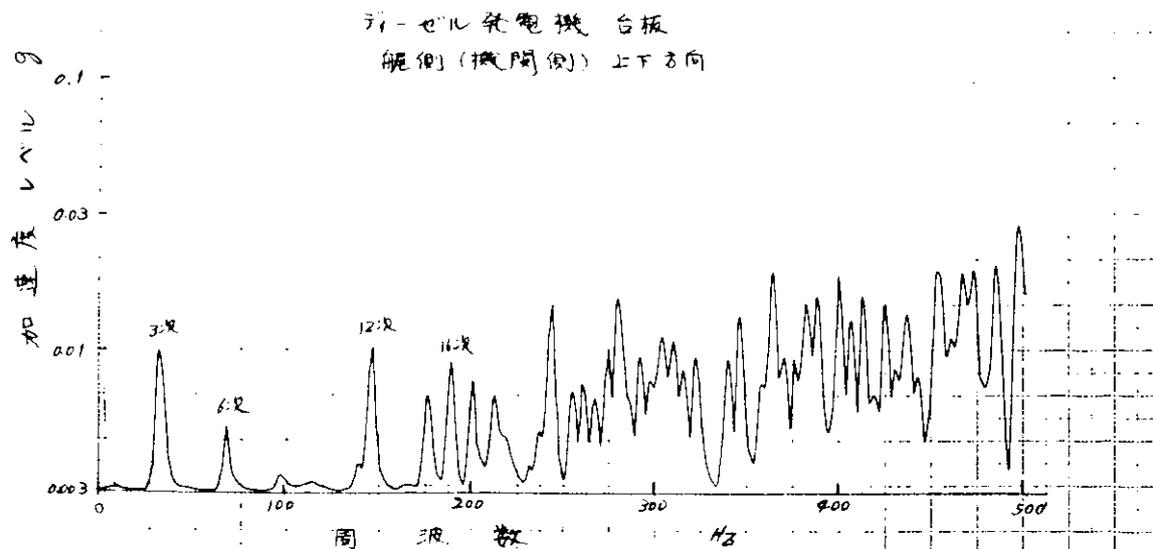


図 7.2.13 ディーゼル発電機狭帯域周波数分析結果

床上では3次の振動を残してすべて低下することからも、部分的な振動であることがわかる。一方この床上の振動では12次の振動より高次の振動が顕著に現われている。これらの高次の振動は外部に伝達されているため、対策を必要とする振動となろう。この現象は、機関側床上でも発電機側床上でも同様に観察される。

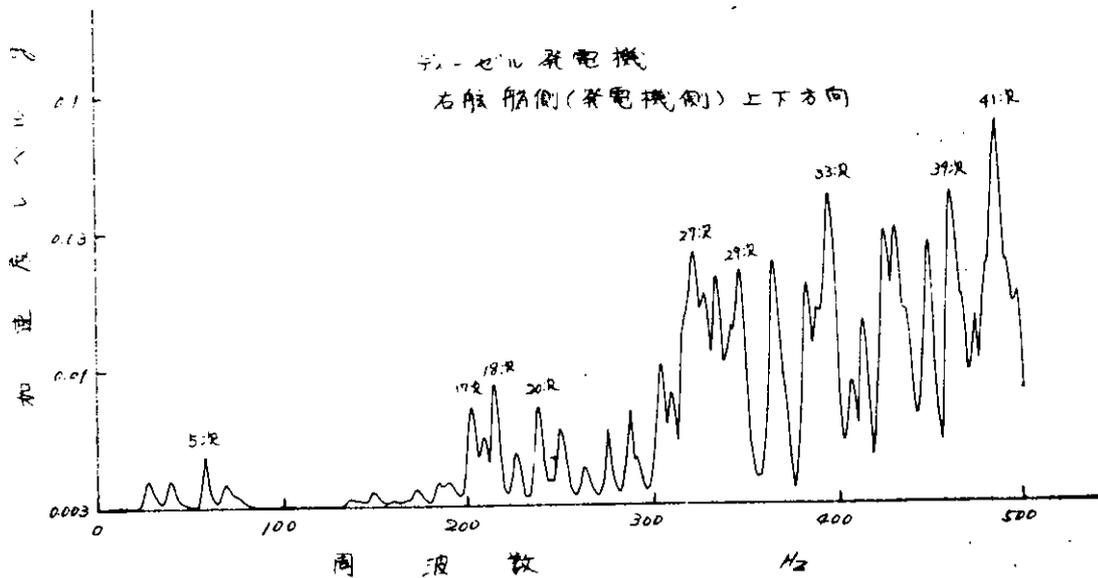


図 7.2.14 ディーゼル発電機狭帯域周波数分析結果

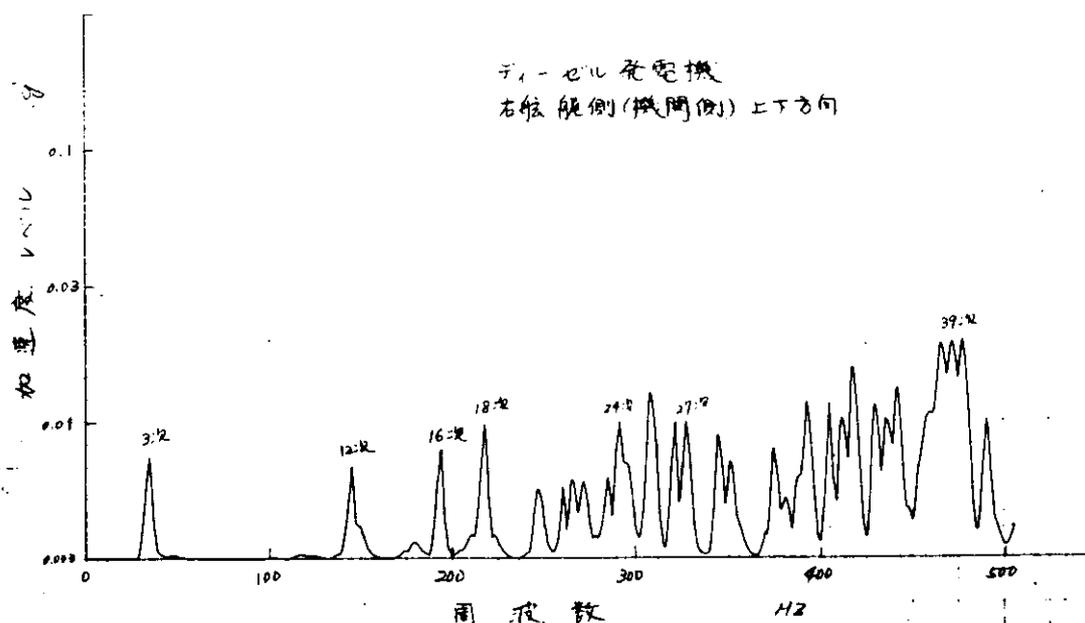


図 7.2.15 ディーゼル発電機狭帯域周波数分析結果

(ii) 空気圧縮機

図 7.2.16は、空気圧縮機本体上部の振動を周波数分析した結果である。結果を見ると低次から高次までほとんどすべての次数を含んだ振動が現われているのが観察される。一方図 7.2.17は同じく、床上の上下方向の振動を周波数分析した結果であるが、特定の次数を持った振動が現われている。これは外部に対して強い起振力を持ったものが、顕著に現われている場合と床の固有振動数の影響が出ている場合とが考えられるがいずれの場合でも他に強く影響している振動である。

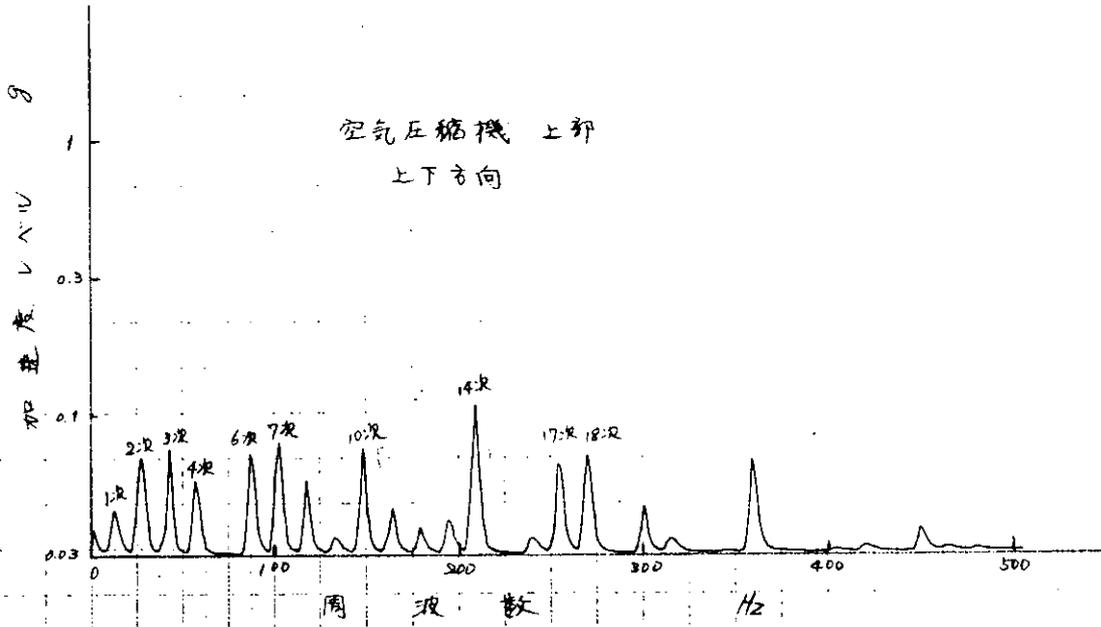


図 7.2.16 空気圧縮機狭帯域周波数分析結果

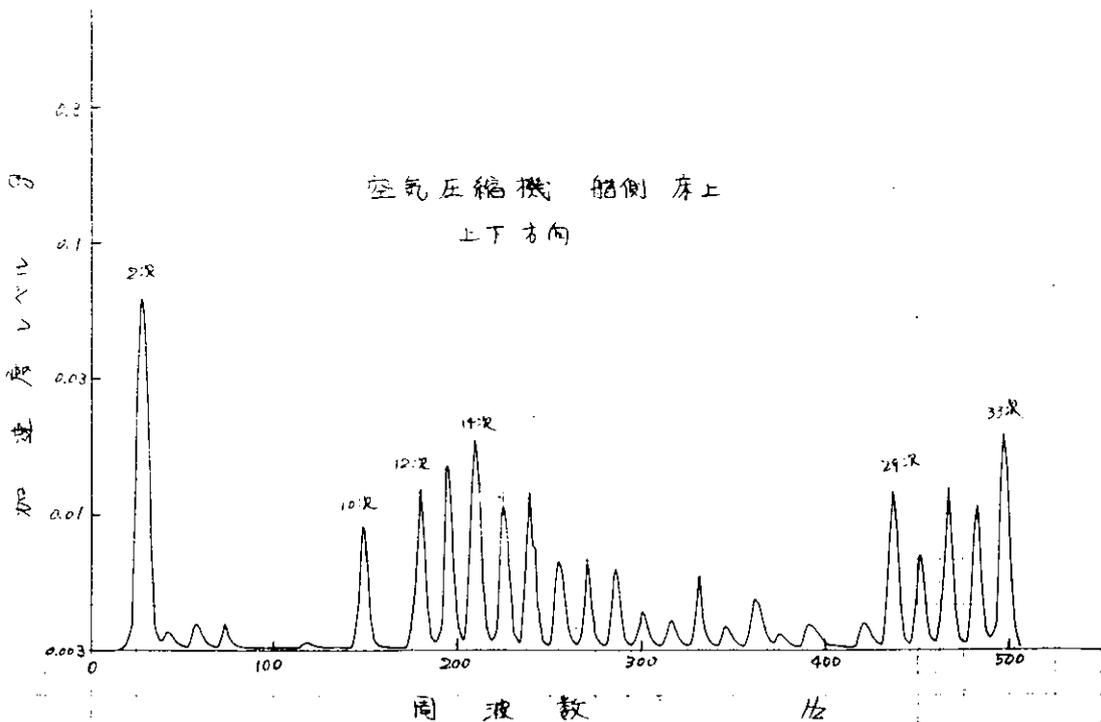


図 7.2.17 空気圧縮機狭帯域周波数分析結果

(III) 機関室通風機

図 7. 2. 18~図 7. 2. 19に機関室通風機の振動の周波数分析した結果を示す。図からわかるように、通風機の場合他の補機の場合に比較し、次数のはっきりした振動が少ない。これはモータの回転による振動よりも通風機内の空気の振動の影響が出るものと思われる。通風機を防振する場合には、この空気による振動に対する対策が必要となろう。しかし床上の振動レベルは、相当小さく、通風機の場合は空気音の対策の方が効果的と考えられる。

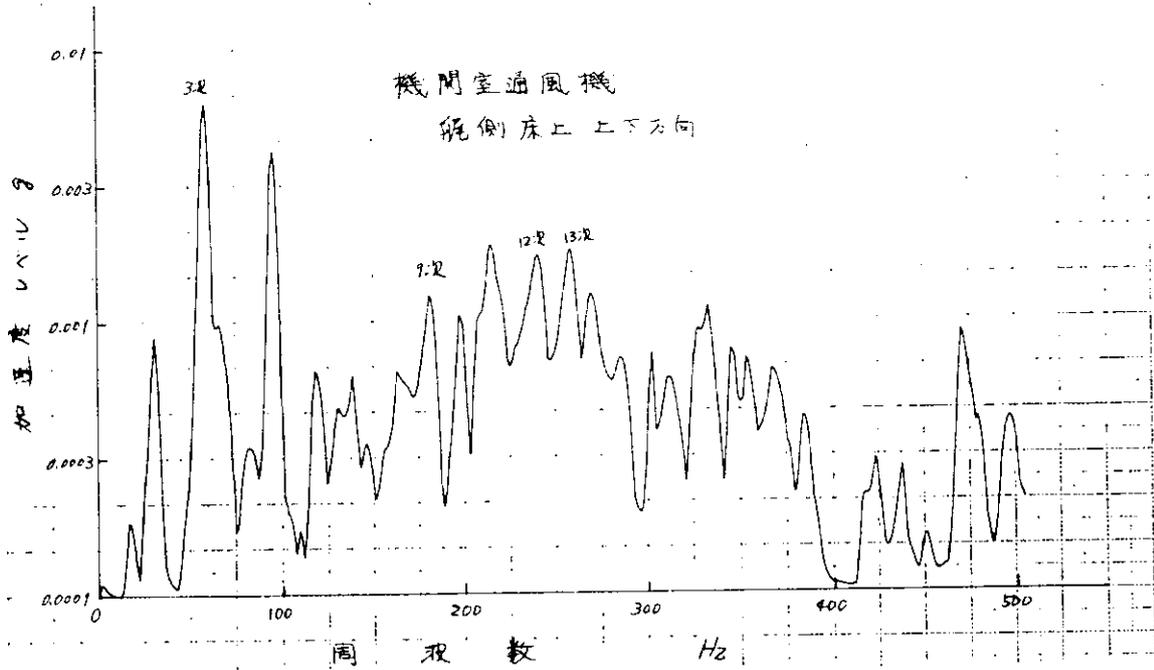


図 7. 2. 18 通風機狭帯域周波数分析結果

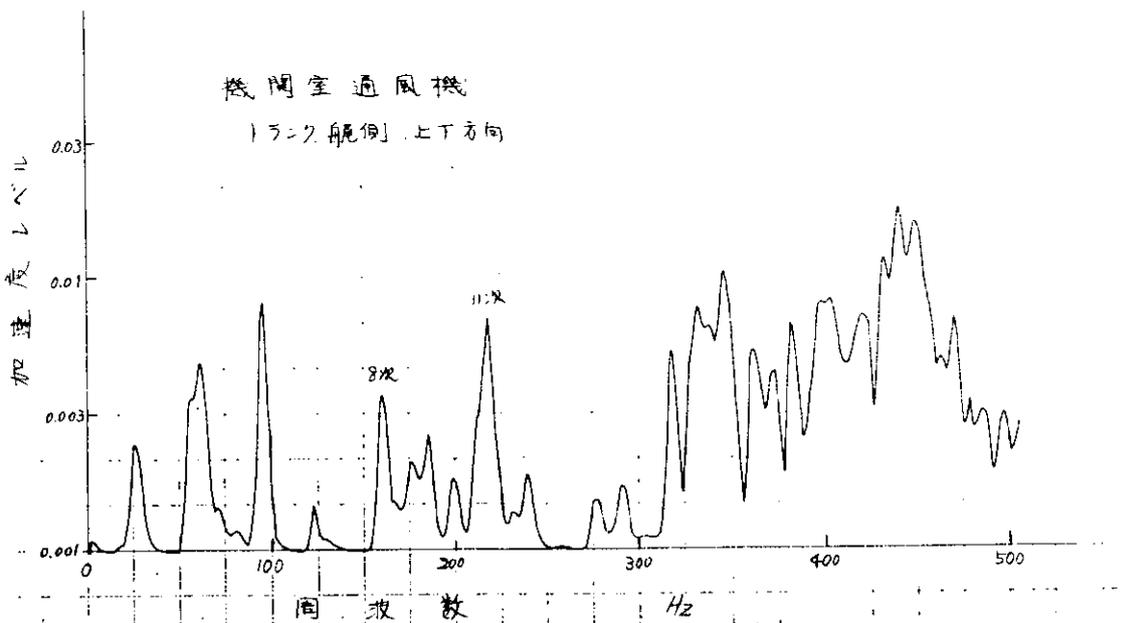


図 7. 2. 19 通風機狭帯域周波数分析結果

(IV) 強圧送風機

図 7.2.20～図 7.2.21 に強圧送風機の振動を周波数分析した結果を示す。強圧送風機の場合も通風機の場合と同様に空気の振動の影響が出ている。しかし送風機の場合 1 次、6 次及び 12 次がかなり大きな値となっており、対策はこの種の振動に対して必要となろう。なおレベル的には、そんなに大きな振動は床上までは伝達されていない。

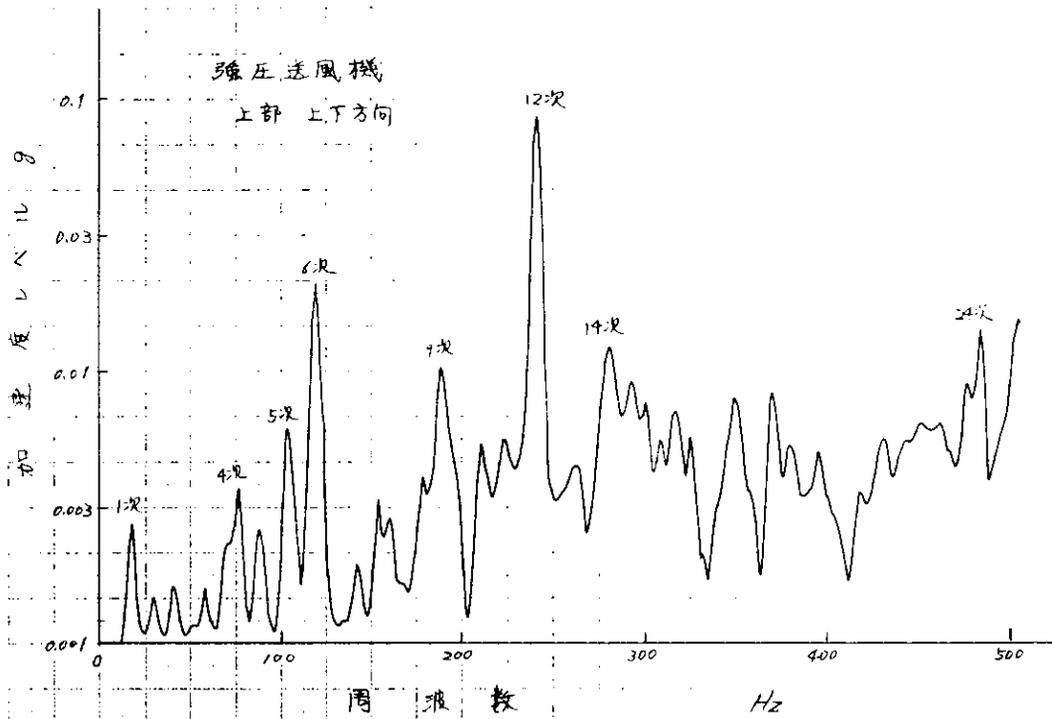


図 7.2.20 強圧送風機狭帯域周波数分析結果

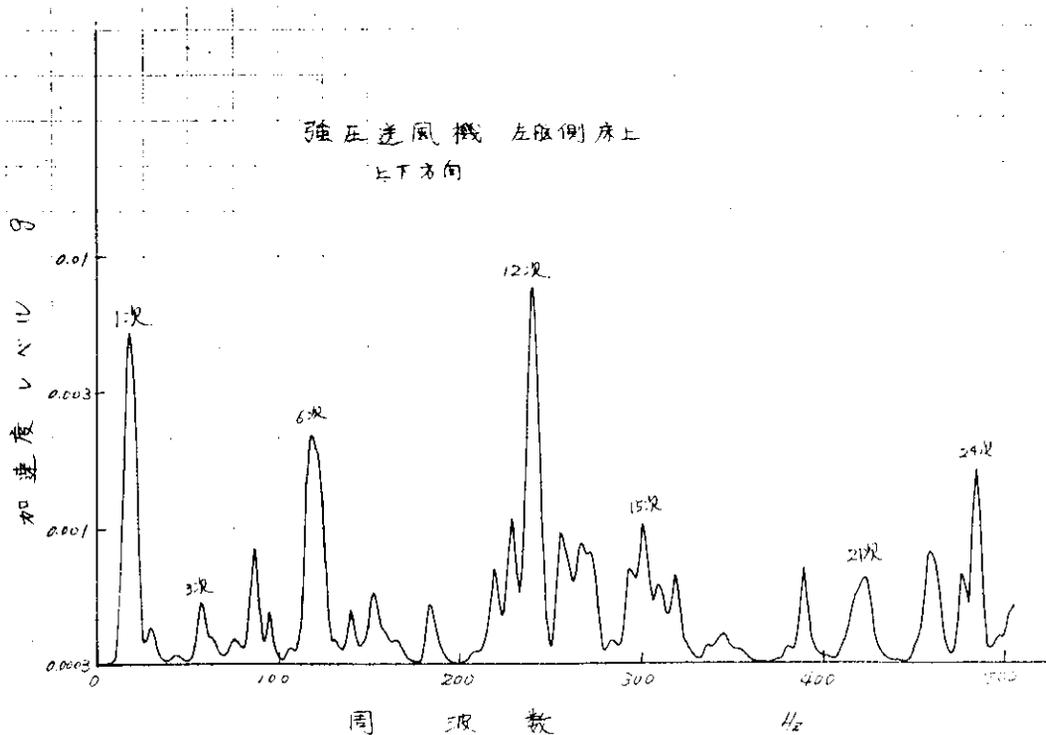


図 7.2.21 強圧送風機狭帯域周波数分析結果

(V) イナートガスファン

図7.222~図7.224にイナートガスファンの振動の周波数分析結果を示す。図のように各次数を持った振動が顕著に現われているのが観察される。しかし高い周波数域においては、空気振動の影響から次数のはっきりしない振動が現われているのが観察される。イナートガスファンの場合、振動レベルがそれ程高くないのと、常用機械でないことから防振対策は、特に必要ないものと考えられる。

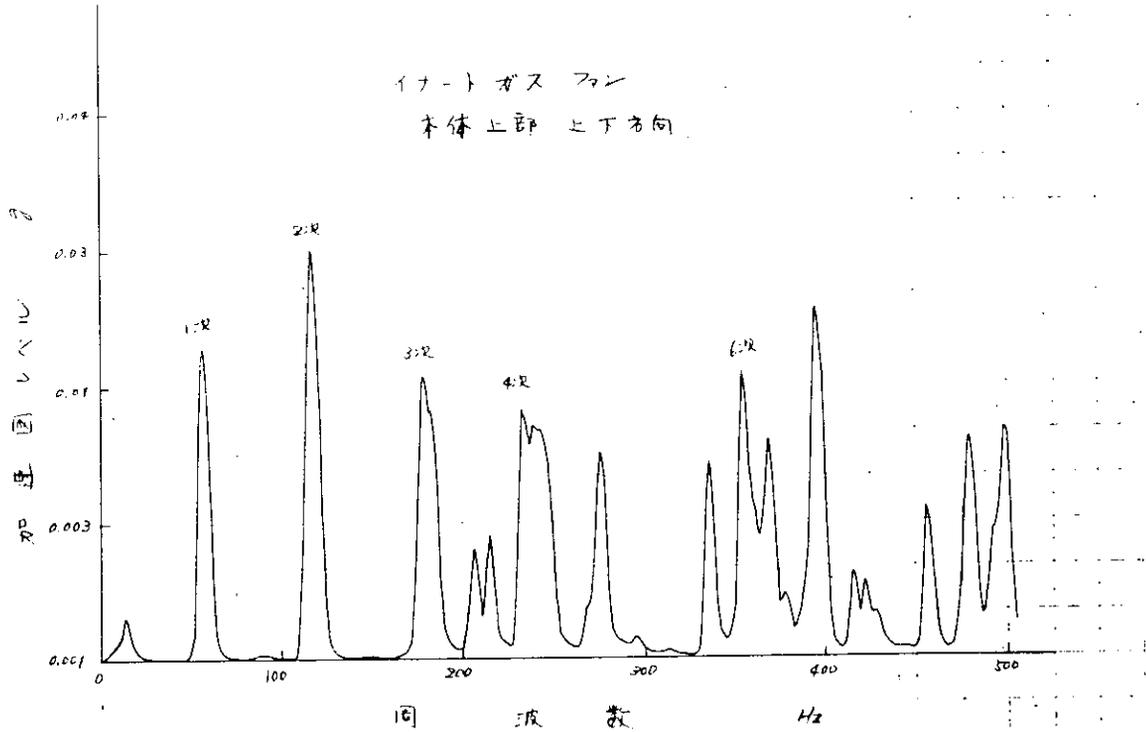


図7.222 イナートガスファン狭帯域周波数分析結果

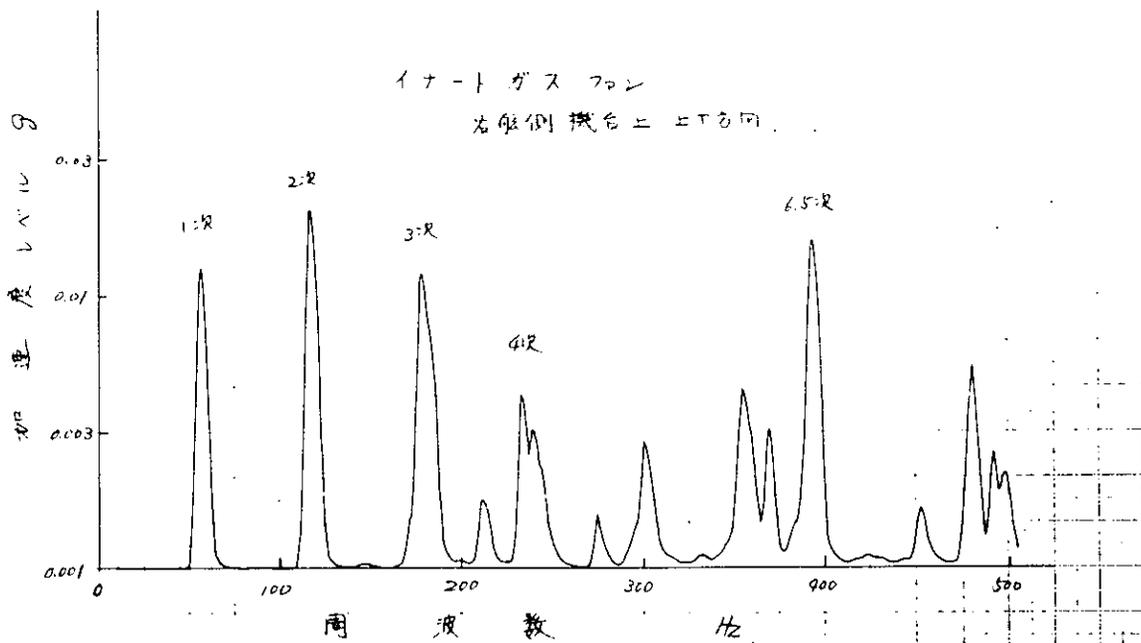


図7.223 イナートガスファン狭帯域周波数分析結果

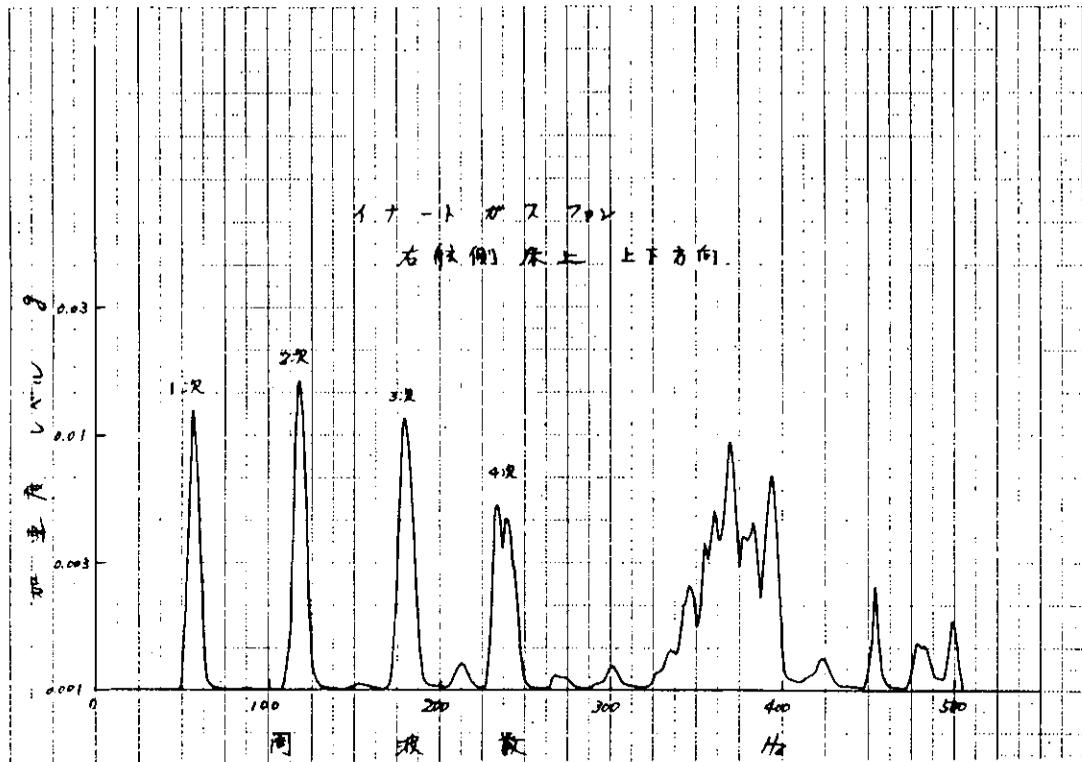


図 7.224 イナートガスファン狭帯域周波数分析結果

(d) 防振について

機器に対して防振支持を行う場合、受動的振動絶縁を目的とする場合と、能動的絶縁を目的とする場合がある。固体音対策として機器の防振を行う場合は、能動的振動絶縁を目的とするわけで、防振支持装置を設計する際、対象となる機器の起振周波数と起振力が重要な要素となる。表 7.2.4 に各機器の起振周波数を示すが、この表からもわかるように、すべて軸の回転数を基本周波数として持っている。

しかし、船舶の機関室に搭載される機器の場合、波浪や推進装置の影響で、設置場所自体が振動を起こしているため、対象機器の起振周波数のみならず床の振動の周波数も考慮しなくてはならない。

図 7.2.25 は発電機を例にとり、その床の振動を計測した結果を示しているが、発電機のみ運転時と主機と同時運転時とでは、特に低周波数域においてその差が激しい。

表 7.2.4 起振周波数

対象機器	振動数
送風機	軸回転数 軸回転数 × 羽根車
電動機	軸回転数 軸回転数 × 極数
歯車	軸回転数 × 歯数 歯の弾性振動
軸受 (ボール) 変圧器 (変圧器)	軸回転数 × ボール数 / 2 交流周波数 × 2
圧縮機 内燃機	軸回転数 二次以上の振動の振動数

(防振材の選び方 (昭和電線) よりの転載)

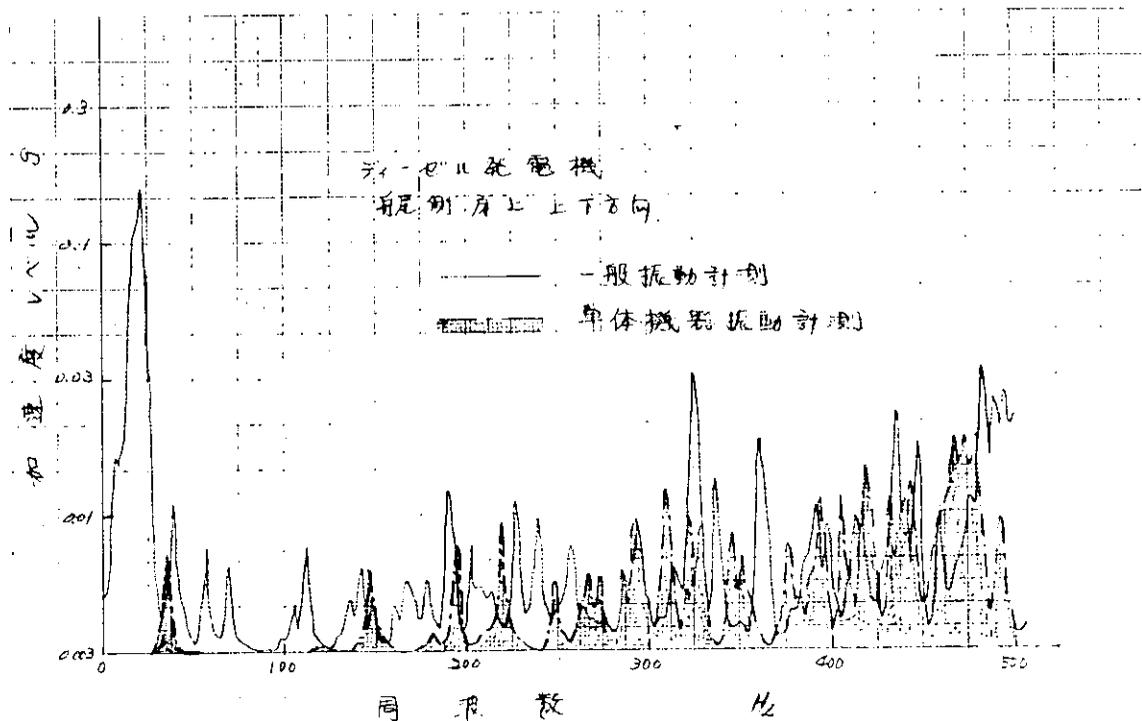


図 7.25 発電機側振動計測結果

### 7.2.3 音響域振動計測

一般的な条件は 7.1, 7.2.1 で述べた通りである。

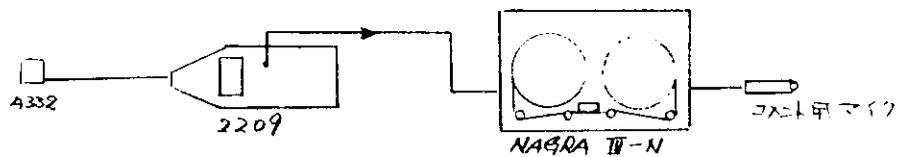
#### (1) 計測要領

##### (a) 使用計測器

- 加速度 Pick-Up : B & K 2209 (圧電型加速度計)
- 増幅器 : インパルス騒音計 B & K 2209  
B & K 2615
- データレコーダ : NAGRA III-N  
NAGRA IV-SJ

上記計測器を図 7.26 の様に接続し用いた。

##### i) NAGRA III-N を使用した場合



##### ii) NAGRA IV-SJ を使用した場合

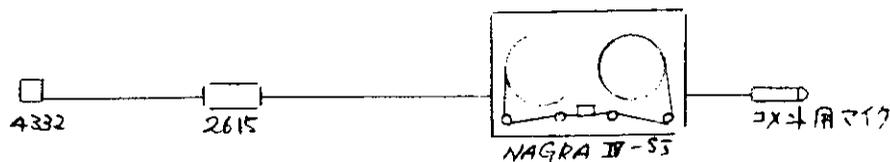


図 7.26 計測機器結線図

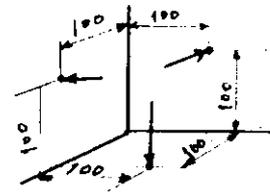
##### (b) 計測点

7.1.2 の方針に従い、前後部隔壁、柱などの剛性が高いと思われる場所を選んだ。具体的な計測場所は図 7.2.1 に示す通りである。

また、各場所のそれぞれの計測点は、図 7.2.27 の様にした。

(c) Pick-Up 取付法と周波数特性

Pick-Up は、図 7.2.28 に示すように取付法により周波数特性が異なる。最も望ましい方法は、Screw Mount であるが、居室内壁、床等にタップをたてねばならず、準備に時間を要すること、ならびに商品に傷をつけるために、両面接着テープ (Permacel P-527) を用いた。本テープは油、水等により接着力が弱くなるため、二重底上では、鋼板を滑らかにした後、四塩化炭素で洗滌し図 7.2.29 のような堰を作り取付けた。



コーナー又は機器端より 100mm 離れた位置

図 7.2.27 各計測点の関係

(d) 解析方法

(i) 使用機器

再生: NAGRA-III-N  
 " IV-SJ  
 Fourier Analyzer YHP  
 5451 B

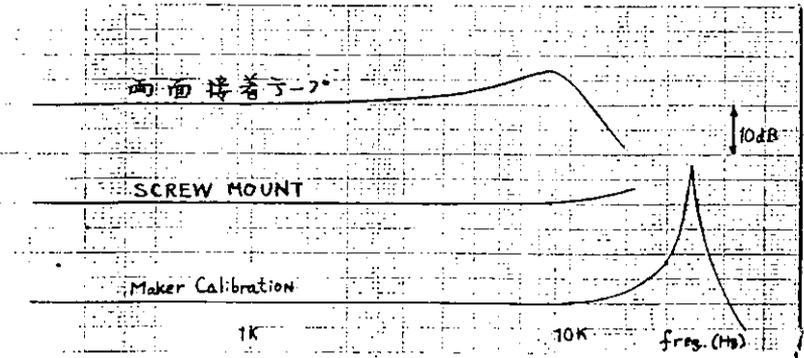


図 7.2.28 Pick-Up 取付法による周波数特性

上記機器を用いて、振動加速度データをデジタル量に変換し、 $1/3$ オクターブバンド分析結果よりオクターブバンド分析結果を求め、これらを10個加え平均を求め速度レベルに変換した。

解析機の結線図を図 7.2.30 に示す。

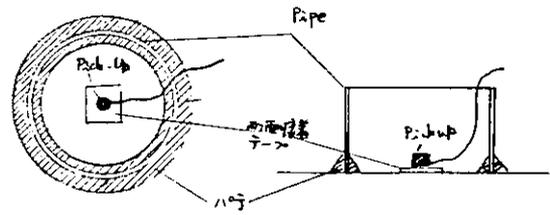


図 7.2.29 油、水分が多い場所におけるピックアップ取付法

(2) 計測結果

(a) 振動の伝播と減衰

(i) 機関室から居住区の伝播

(図 7.2.31 参照)

図 7.2.32 は、機関室内の柱及び機関室、居住区のバルクヘッドにおける振動の速度レベル dB(A) O. A. を横軸に、計測した各甲板高さを縦軸に示したものであ

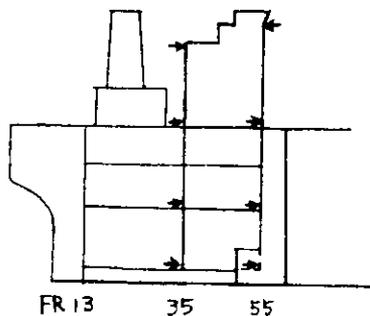


図 7.2.31 断面図

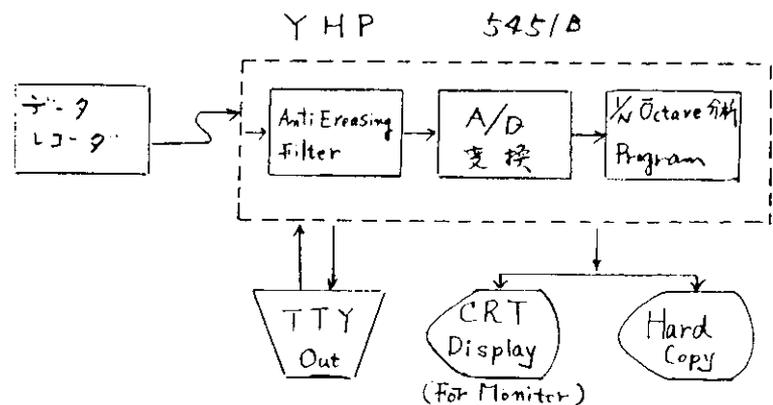


図 7.2.30 解析機結線図

る。上甲板下 2 層船側にはディーゼル発電機が配置されているため振動は最大となっている。この上甲板下 2 層から上甲板上 5 層または 6 層までの高さ方向に

おける速度レベルの減衰率は、約 1.7 dB(A)/1 mとなっている。

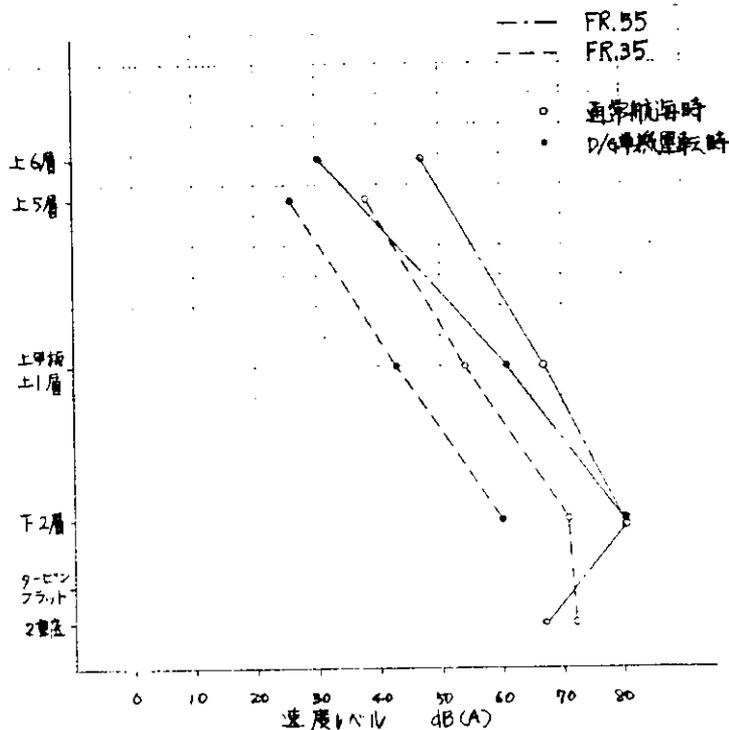


図 7.2.32 固体音の伝播

(ii) 居住区内での伝播・(その1)

図 7.2.33は、居住区内FR. 55, 49 及び 35 の鋼製バルクヘッドにおける振動の速度レベルdB(A) O. A. を横軸に、計測した甲板高さを縦軸に示したものである。

このうち空気圧縮機単機運転時のFR. 49の速度レベルのみは、上甲板上5層の値が上甲板上1層の値より

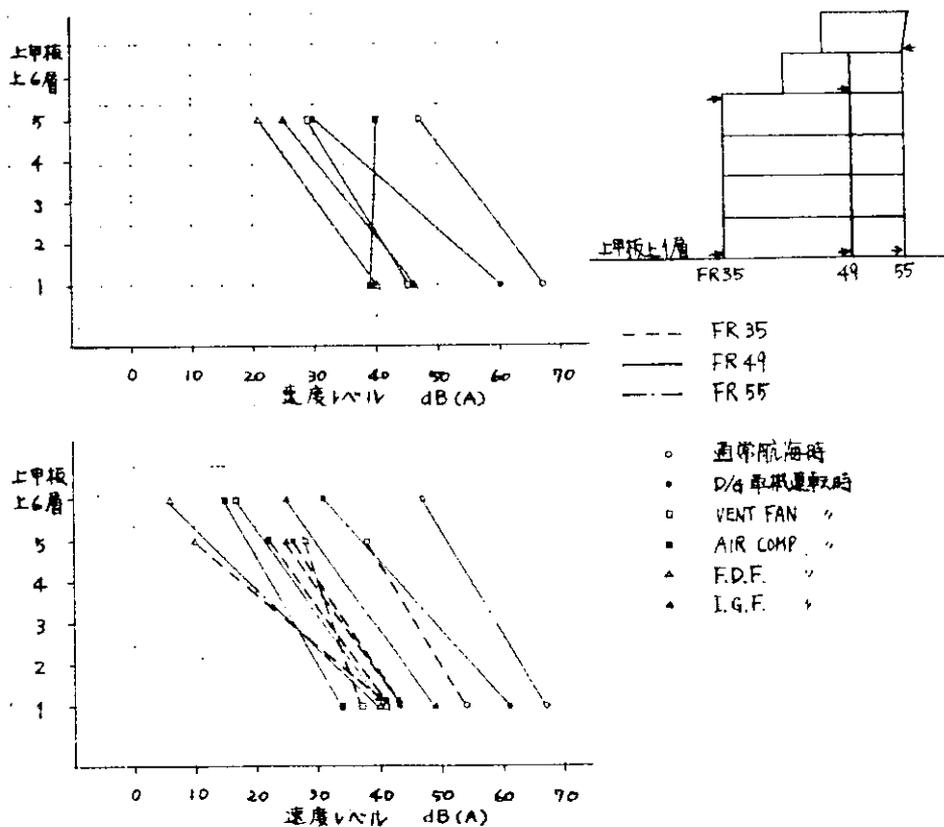


図 7.2.33 居住区の固体音伝播

大きくなっているが、これは計測点における特別な振動が表われたものと思われる。(詳細はⅢ項を参照) 上甲板上1層から上甲板上5層または6層までの高さ方向における速度レベルの減衰率は、FR55にて5.0 dB(A)/1甲板, FR 49にて(空気圧縮機運転時を除く) 5.3 dB(A)/1甲板, FR 35にて4.5 dB(A)/1甲板となっている。

(Ⅲ) 居住区内での伝播(その2)

図7.2.34は、居住区内FR.49の鋼製バルクヘッドにおける各甲板毎の振動の速度レベルdB(A) O. A.を横軸に、計測した各甲板の高さを縦軸に示したものである。

このうち空気圧縮機単機運転時の結果では、上甲板上5層の値が他の結果と異なっているが、リアルタイムアナライザによる解析では、125 Hz 付近に大きな値のピークを持っている。他の計測点においても同じ周波数のピークが存在するが、その値は大きくない、また上甲板上5層の計測点における他の計測状態の結果においても同じ周波数にピークが存在する。従って計測地点の鋼板が共振したものと考えられるが、その原因は不明である。各甲板間における速度レベルの減衰率は下記の通りである。

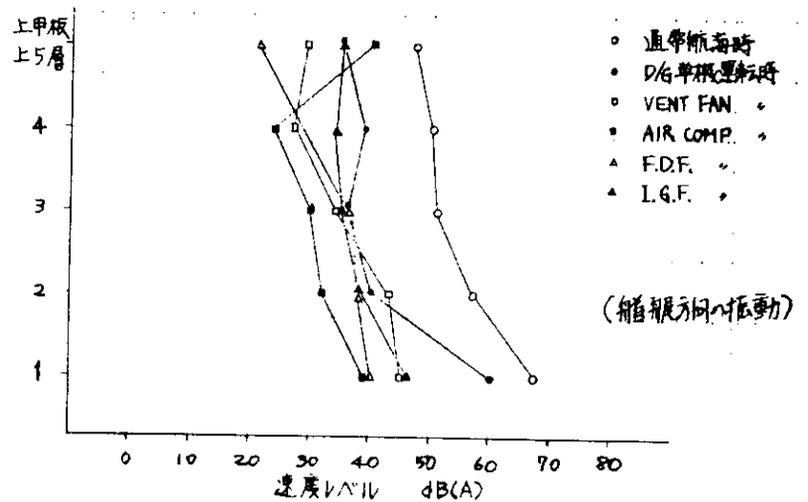


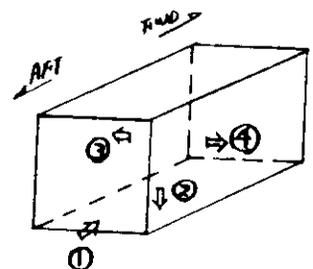
図7.2.34 居住区内の固体音伝播

上甲板上5層	} 5.3 dB(A) / 1甲板
上甲板上4層	
上甲板上3層	
上甲板上2層	
上甲板上1層	

(b) クォーターマスター(E)室の振動と音圧

上甲板上3層のクォーターマスター(E)室において各壁面の振動の速度レベル及び空気音の音圧レベルを計測した。図7.2.36は音圧レベル、図7.2.37 図7.2.38, 図7.2.39, 図7.2.40はそれぞれ図7.2.35の①, ②, ③, ④の振動の速度レベルのオクターブバンド周波数分析である。

図7.2.36によると通常航海時の室内の空気音には、ディーゼル発電機の影響が大きくその他の機器はほとんど影響していないと考えられる。一方図7.2.37, 7.2.38, 7.2.39, 7.2.40によると壁面の通常航海時の振動にはディーゼル発電機もほとんど影響を与えていないというデータになるが更に詳細なデータに基づく検討が必要と思われる。



- 計測点 (B-4) ①: 鋼製バルクヘッド  
 (B-3) ②: 床面(デッキコンポジション)  
 (B-1) ③: 内装壁左舷  
 (B-2) ④: 内装壁右舷

(c) 周波数バンド毎の減衰の割合

図7.2.42は、ディーゼル発電機単機運転時において、ディーゼル発電機台板における振動の速度レベルを基準として各甲板毎の速度レベルの減衰量を示したものである。

これによると、中心周波数63 Hz 及び125 Hz の振動は減衰が少なく、250 Hz 以上は大体一率に減少している。(図7.2.41参照)

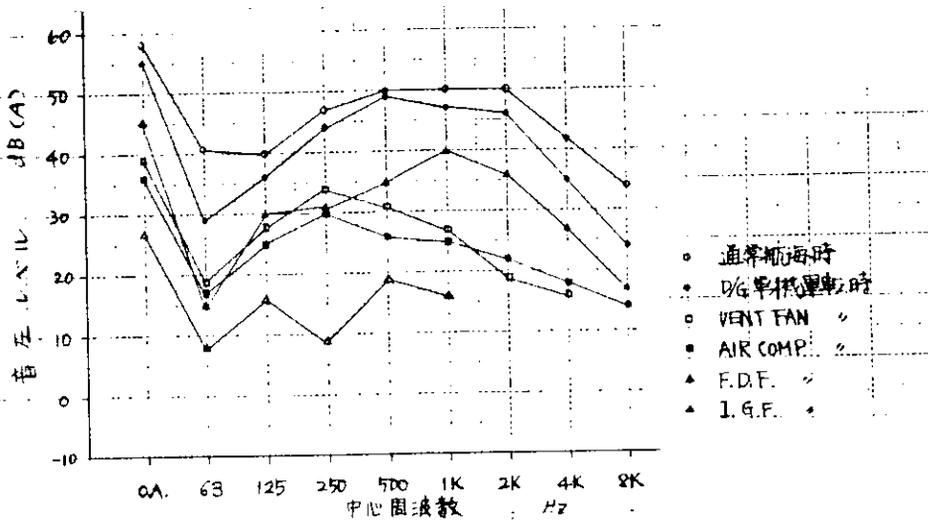


図 7.2.36 音圧レベル

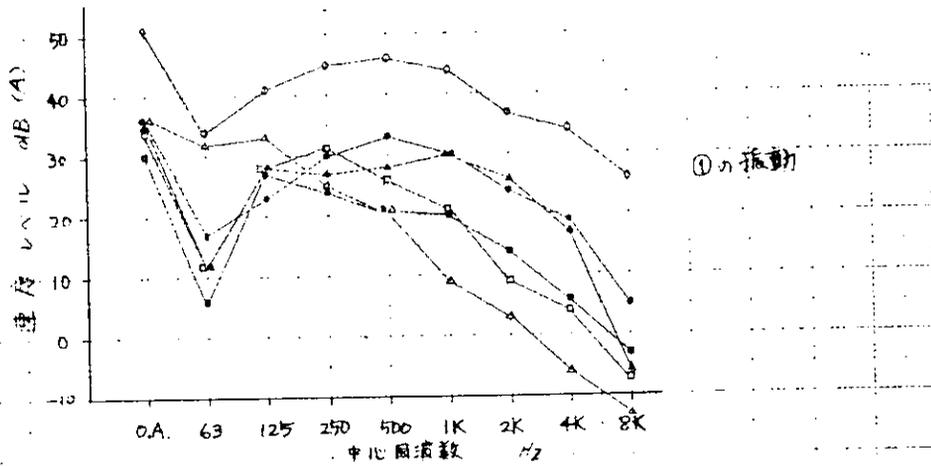


図 7.2.37 速度レベル (①の振動)

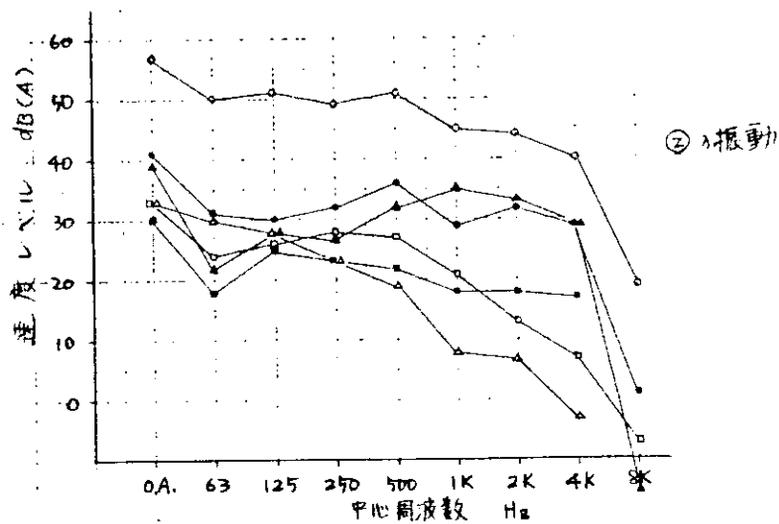


図 7.2.38 速度レベル

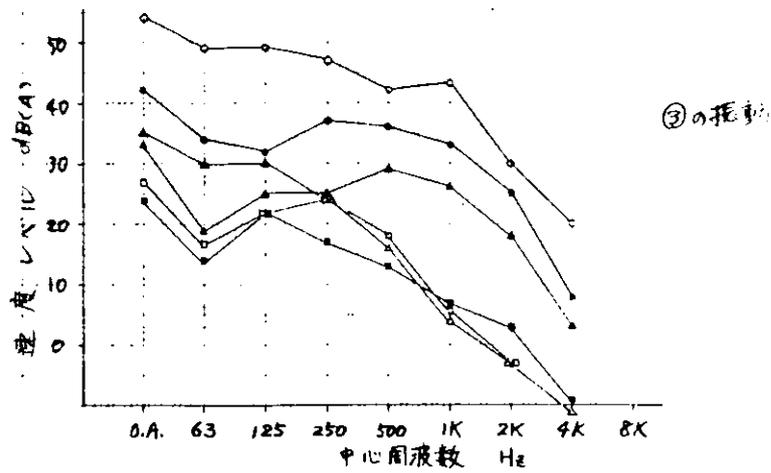


図7.2.39 速度レベル

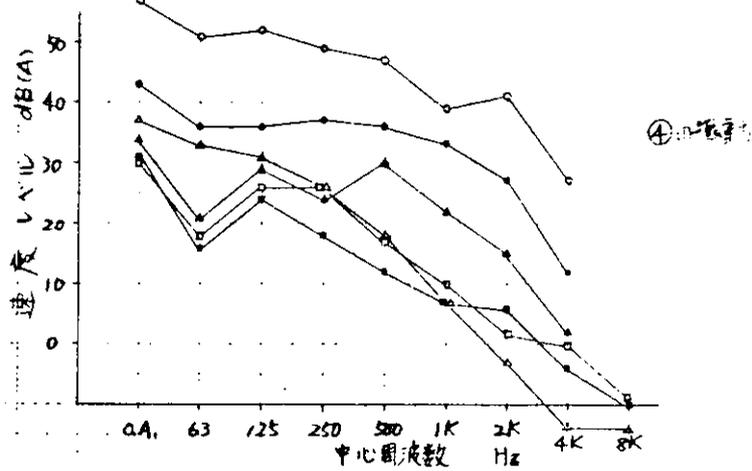


図7.2.40 速度レベル

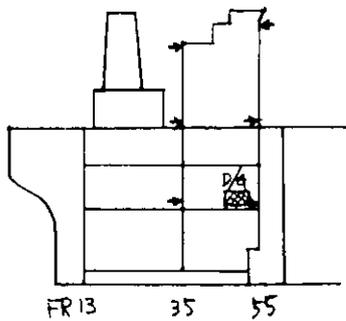


図7.2.41 断面図

(d) その他

本船での音響域振動計測は、船舶の代表的1例として行ったのでは無く、あくまで計測可能であった本船にて時間的に許される範囲内の計測を行なったものである。従って本船の結果を一般的なものとするのは危険であり、一般的結論を導き出すため

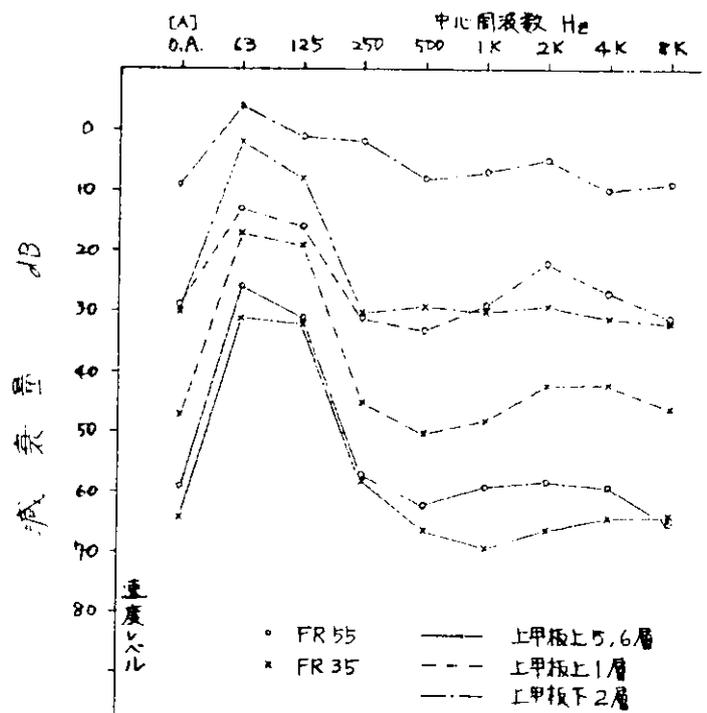


図7.2.42 振動の減衰

にはさらに多くの計測と計測する点の特異性を解析しうるだけの深い検討が必要である。

#### 7.2.4 騒音計測

##### (1) 計測要領

一般的条件は、7.2.1～7.2.3で述べた通りである。

(a) 使用計測器: RION NA-13

(b) 聴感補正回路: 総合音は、A及びC特性を使用し、重要箇所は、リニア特性のオクターブバンド分析とした。

(c) 動特性と指示の読み方: Slowとし指針の振れのある時は中央値とした。

(d) マイクロホンの位置と方向

高さ: 床より約1.2 m

方向: 機器まわりについては、それより約1 mの位置で機器方向とし、その他は、機関室中央方向を原則とした。

位置: 図7.2.1に示す。なお居室においては、部屋中央とする。

(e) 計測場所の選択について

前述の7.2.2及び7.2.3の計測を考慮して計測位置を選び計測時間も加味し、次の通りである。

(i) 海上運転時: 単体機器運転計測点を網羅するよう選択する。

(ii) 単体機器運転時: 単体機器設置デッキ以上の計測を原則とし、対象機器まわりとその影響把握が出来るべく選択した。

(iii) その他配慮事項: 居住区は、右舷側を対象とし、各デッキ最小点数とした。機関室については、機関室代表騒音レベルを求めることが出来、機関制御室、工作室等の重要場所を含ませた。具体的な計測位置は図7.2.1参照の事。

(f) 機関室代表騒音レベル

機関室内エンジンオープニングまわり4点のパワー平均値をもって代表騒音レベルとした。

##### (2) 計測結果

###### (a) 概要

(i) 機関室代表騒音レベルと機関制御室工作室騒音レベル機関室内エンジンオープニングまわり (E-13~16) 4点の各テスト条件下のパワー平均レベル、機関制御室及び工作室の騒音レベルは表7.2.5の通りであった。

表7.2.5 代表騒音レベル

テスト No	計測条件	機関室代表騒音レベル			機関制御室			工作室 <sup>*2</sup>		
		*1	dB(A)	dB(C)	*1	dB(A)	dB(C)	*1	dB(A)	dB(C)
1	海上運転時	1	102	105	1	74	90	1	90	104
2	発電機関単体運転時	2	91	94.5	2	68	76	4	77.5	83
3	機関室通風機運転時	3	82	90	3	67.5	75	2	82 <sup>*3</sup>	89 <sup>*3</sup>
4	空気圧縮機単体運転時	4	81	91.5	4	63	80	6	71.5	89
5	強圧送風機単体運転時	5	80	87	6	55	65.5	3	79	86.5
6	イナートガスファン単体運転時	6	76	81.5	5	57	66	5	77	80.5

\* 1: dB(A) 評価の大きい順を示す。

\* 2: 工作室は防音構造ではない。

\* 3: 計測点近傍に空気吐出口あり

(ii) 計測騒音レベル

全計測騒音レベルdB(A)を図7.2.43に示す。これより、騒音源抽出及び発生レベルを可能な範囲でまとめると表7.2.6の通りである。

表 7.2.6 騒音発生レベル

順位	機 器 名 * 2	海 上 運 転 時 * 1			単 体 運 転 時		
		dB(A)	dB(C)	備 考	dB(A)	dB(C)	備 考
1	主機用ターボチャージャ	108	109	空気吸入側 機関室内最大レベル	-	-	停 止
2	ディーゼル発電機関	106.5	109	負荷	105	107.5	負荷: 65 kw
3	主 機 関	100	104	推 定	-	-	停 止
4	空 気 圧 縮 機	98	105	Topping up用運転 但し暗騒音補正無	97.5	107	主空気圧縮機
5	機 関 室 通 風 機	93	99	暴露部	94	98	暴露部
6	イナータガスファン	-	-	停 止	93.5	97	但し、暴露部空気吸入 口は、102.5 dB(A)
7	強 圧 送 風 機	-	-	停 止	92	98.5	吸気側
8	船 体 部 エ ア コ ン	91	98	室内での計測値	-	-	停 止

\* 1 海上運転時の数値は計測値のみであり、暗騒音補正は行っていない。

\* 2 計測を行った範囲内で抽出可と考えられるものであり、主機、ディーゼル発電機関等の排気音、プロペラ等の影響は明らかでない。

(b) オクターブバンド分析

図7.2.44及び表7.2.7に計測した機種のオクターブバンド分析結果を示す。

表 7.2.7 騒音計測結果

機名 * 1 項目	主機用ターボ チャージャ (E-8)	発 電 機 関 (E-10)	機 関 室 通 風 機 (E-28)
dB(A)	108	105	94
dB(C)	109	107.5	98
NRN	107	100	88
ピーク中心周 波数Hz	500 Hz 4,000 Hz	500 Hz	250 Hz
凡 例	○——○	x——x	○-----○

機 名 項目	空 気 圧 縮 機 (E-12)	強 圧 送 風 機 (E-24)	イ ン ー タ ガ ス フ ァ ン (E-27)
dB(A)	97.5	92	93.5
dB(C)	107	98.5	97
NRN	92	86	87
ピーク中心周 波数Hz	125 Hz	250 Hz 4,000 Hz	250 Hz 4,000 Hz
凡 例	◇——◇	△-----△	▽-----▽

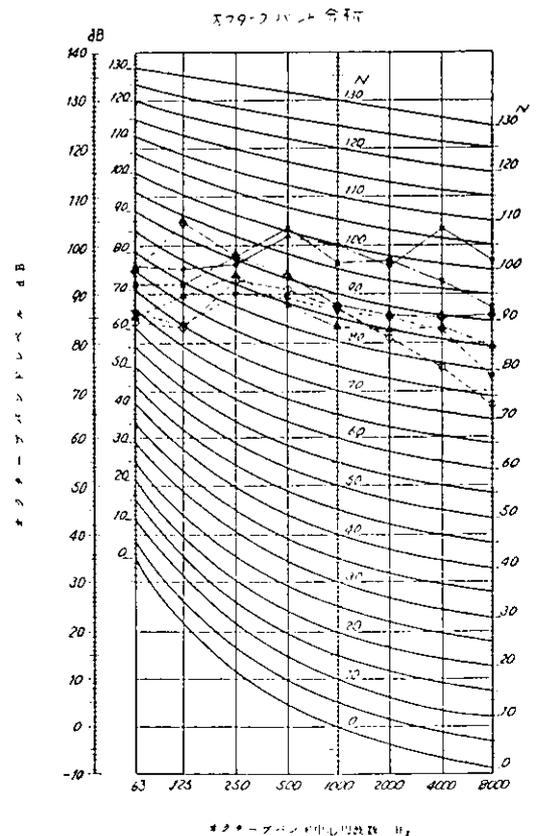


図 7.2.44 騒音計測結果

注 \* 1: 主機用ターボチャージャは、海上運転時、  
その他は、単体運転計測時のものである。

- ① ○ ○ 海上運転時
- ② × × Q4単体
- ③ ○ ○ 枝屋通風機
- ④ ◇ ◇ 空圧送風機
- ⑤ ▲ ▲ 強圧送風機
- ⑥ ▼ ▼ 仕切りファン

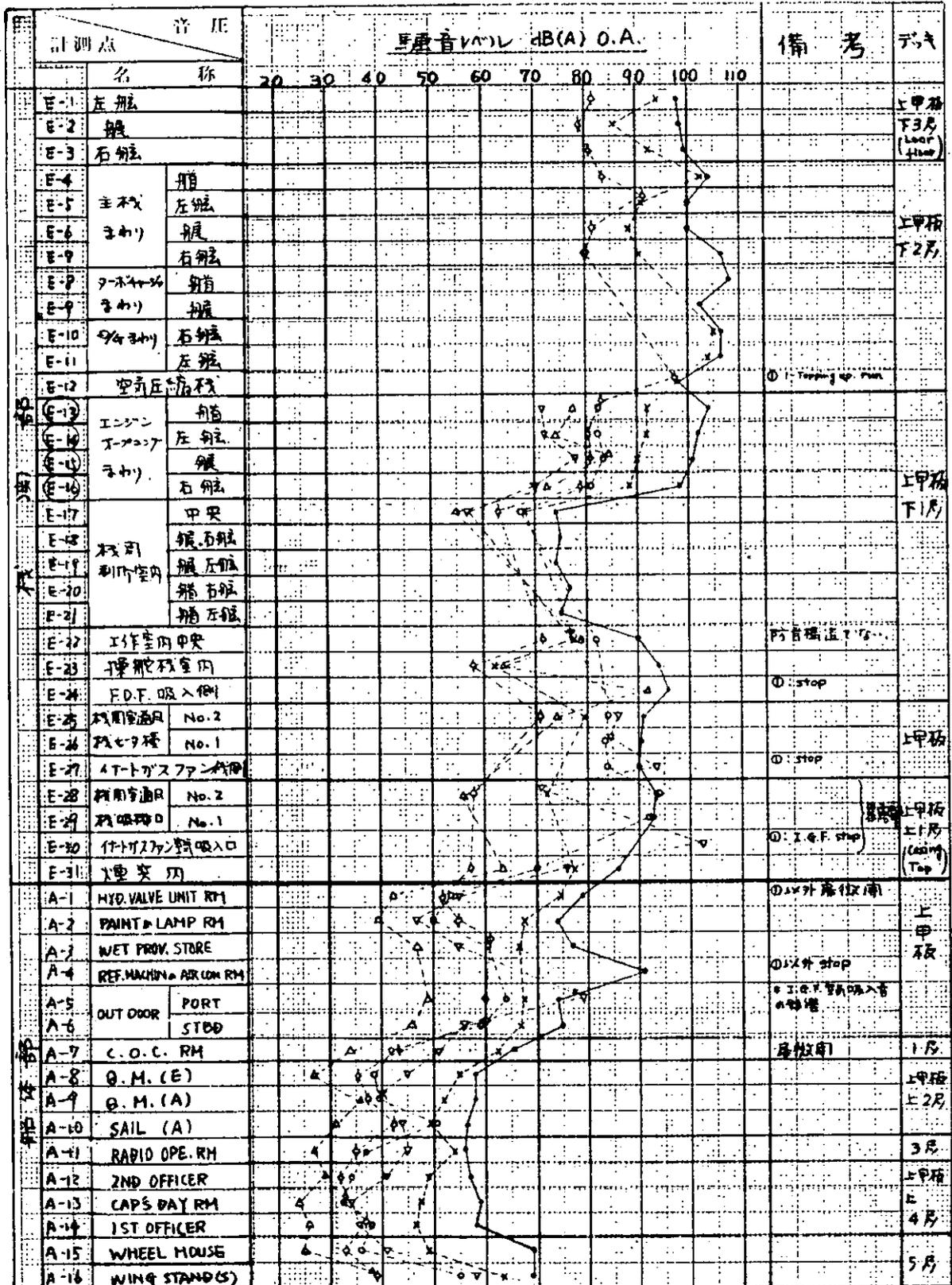


図 7.2.43 騒音レベル取りまとめグラフ

(c) 居住区垂直方向騒音レベル分布

居住区の船側中央近傍室の各デッキにおける騒音レベルdB(A)O. Aを図7.2.45に示す。

これより、上甲板3層までは、ディーゼル発電機の影響が、大変大きいことが判るが、上甲板5層及び5層については、他の影響がかなりあることが考えられる。

その考えられるものとしては、船が航行しているが故に起きるものと、航行していなくても機器を運転したが故に起きるものとに大別できると考える。

例えば、主機関の排気音、浪の音、風切り音、プロペラ、船体振動に起因するもの等、本船は、分離形居住区配置となっており、船側中央近傍室での海上運転時の騒音レベルに対し、機関室通風機及び空気圧縮機は殆んど影響ないといえる。

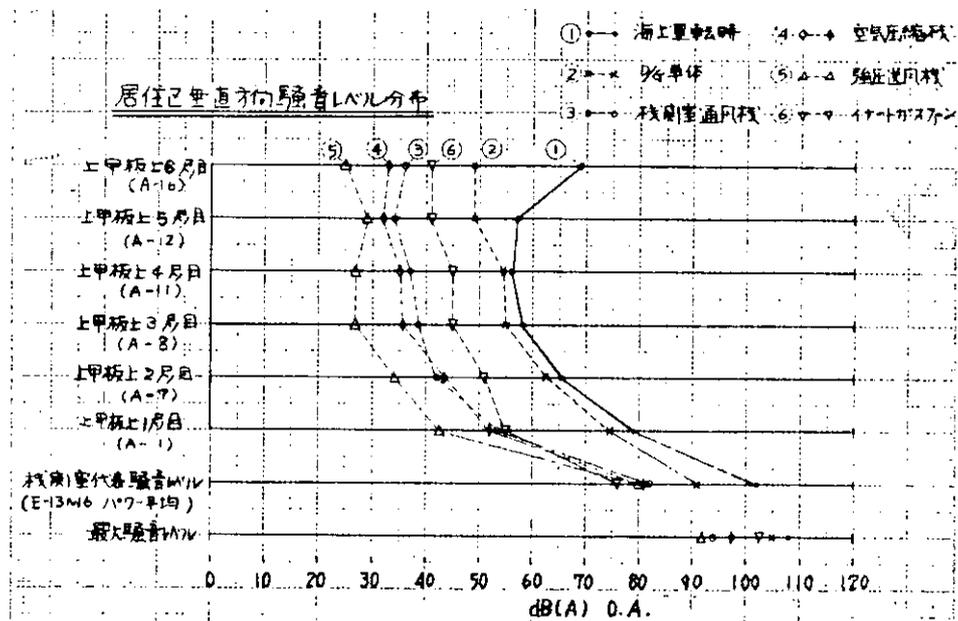


図7.2.45 居住区騒音レベル

7.3 まとめ

機関分科会固体音対策研究グループは、実船において振動計測ならびに騒音の計測を行い、その結果の一部を紹介したが、971番船にて計測して得られたデータは、図7.3.1の略図に示すように、対象機器の振動レベルならびに振動数、固体音伝播経路上における振動レベルと音の減衰特性等の把握を目的として計測されたものである。本報告書においてもこうした目的が迷せられるように記述されている。しかし、対象機器の振動レベルと居住区における騒音や音響域振動レベルとの関連性等のいわゆる音と振動の総合的な相関性についての解析は行っていない。今後、データの解析が進むにつれ、こうした総合的な解析がなされてしかるべきであろう。

一方、固体音の遮断を目的とした防振支持装置の設計方法は、本文にて上述したデータ、特に低周波域振動計測結果をもとに今後より深い検討がなされるであろう。

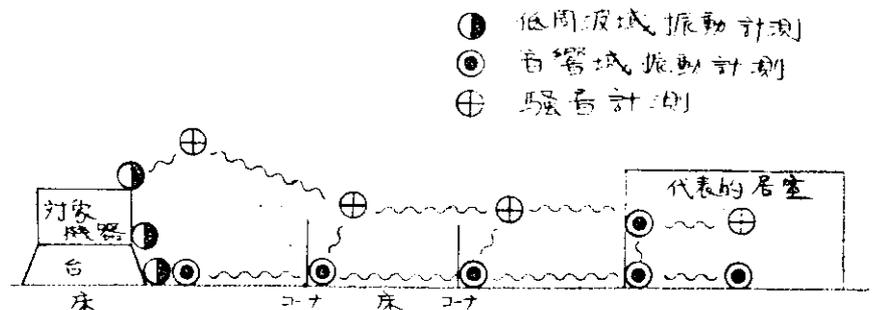


図7.3.1 計測データの関連性

## 8. 機関室内単体機器の空気音対策の研究

### 8.1 まえがき

一般に騒音問題を考える時(1)騒音発生源の特性 (2)騒音伝播経路 (3)受音側の特性の3要素について考慮されねばならない。

騒音対策とは、これらの要素に対し人工的に処置を講ずることにより音の特性(大きさ、音色等)をコントロールすることである。

これらの要素は同じ重さを持っているわけではなく(1)を完全にコントロールできるならば(2)、(3)に対策が不要となることは自明である。

しかし、一般にそのようなことが不可能であること、また仮に可能としても経済的に問題があるため(1)~(3)に対しそれぞれ適当な対策を施し全体として要求に見合う減音量を最も効率的に実現する方法がとられる。

船舶においては機関室内の機器が騒音発生源に相当し船殻構造による空間あるいは船殻自体による伝播経路を通り受音側である居住区あるいは機関制御室に伝わるわけである。騒音発生源として各種各様の機器が多数搭載されしかも船種、船型により船殻構造自体が多様であることから問題が非常に複雑化されており単純な理論解析をむづかしくしている。

SR 156 部会ではこれらの各要素を抱括的に研究しているわけであるが、本章を受持ったSR 156-SC 3-WG 3グループでは騒音源である単体機器の空気音減音のため下記のような調査研究を行っている。

まず機関部に搭載される機器について音源としての代表騒音レベルの実態を知りこれらの減音の可能性を探る必要がある。しかし一般に機関部に搭載される機器は、それぞれの専門メーカーが製作し、造船所は用途に合致した機器を選定しそれを設置するに過ぎず設計、製作上の専門知識に乏しいこと、また減音に対するメーカー側の基本姿勢を踏えた対策案でなければ実船への適用がむづかしい。そのため機器メーカー各社に騒音及びその対策についてアンケート調査を行い実態の調査、対策の可能性、予想減音効果と経済性について分析を実施した。

また従来より経験的に騒音が問題化することが多い機器について実験、研究あるいは問題点の抽出、対策の検討を行うこととし、発電機ディーゼル機関の排気音とファンの吸排気音対策をとりあげた。発電機関に対しては消音器のモデル実験を実施し形式の異なる5種の消音器に対してその減音特性及び尾管長のおよぼす影響を把握すると同時に実船における煙突部からの排気音伝播特性の実験を行ない騒音源の確認及び排気口高さや開口方向による影響等について解析を行った。

ファンの吸排気音についてはSR 156-SC 3-WG 1の実施した実態計測の結果及び騒音対策実施例アンケート結果を分析し艀装方法等の差異が騒音をおよぼす影響を調査し騒音対策案の探索を行った。

一方、複雑な様相を示す機関部騒音について単体機器からの空気伝播音の影響あるいは排気騒音のように船外暴露部に影響を与える空気伝播音を適確に把むため実船計測結果をどのように解析すべきかを検討し普遍的パラメータによる騒音源の特性の関係づけについて研究を行った。

本報告書で調査の対象とした船の種類及び主要目を以下に示す。

#### 1) 排気消音器のモデル実験

船名	船種	DWT/GT	主機	発電機	居住区形式×層数	備考
F	バルクキャリア	19,000 / 12,000	B&W 6K 6ZEF 7,600 PS	ディーゼル 460 PS × 3	取巻×5	
H	バルクキャリア	40,000 / 22,559	SULZER 7RND 76	ディーゼル 650 PS × 3	〃×6	
I	バルクキャリア	65,000 / 35,513	SULZER 6RND 90 17,400 PS	ディーゼル 750 PS × 3	〃×5	
L	タンカー	121,500 / 56,988	SULZER 8RND 90 23,200 PS	ディーゼル 1,000 PS × 3	〃×6	
M	タンカー	151,900 / 75,000	SULZER 10RND 90 29,000 PS	ディーゼル 1,300 PS × 3	〃×6	

2) フェン吸排気音減音対策

船名	船種	DWT/GT	主機	発電機	居住区形式×層数	備考
B	カーバルク	29,903 / 18,794	SULZER 7RND 68 11,550 PS	ディーゼル 900 PS × 2	取巻×5	
F	バルクキャリア	19,000 / 12,000	B&W 6K 6ZEF 7,600 PS	ディーゼル 460 PS × 3	〃×5	
I	バルクキャリア	65,000 / 35,513	SULZER 6RND 90 17,400 PS	ディーゼル 750 PS × 3	〃×5	
K	タンカー	40,161 / 23,100	SULZER 7RND 76 14,000 PS	ディーゼル 840 PS × 3	〃×6	
L	タンカー	121,500 / 56,988	SULZER 8RND 90 23,200 PS	ディーゼル 1,000 PS × 3	〃×6	
M	タンカー	151,900 / 75,000	SULZER 10RND 90 29,000 PS	ディーゼル 1,300 PS × 3	〃×6	
N	タンカー	131,699 / 71,000	蒸気タービン 24,500 PS	ディーゼル 2,200 PS × 1 タービン 1,500 kw × 1	〃×6	
O	タンカー	268,500 / 121,000	蒸気タービン 38,000 PS	ディーゼル 1,400 PS × 2 タービン	分離×7	
P	タンカー	306,971 / 159,936	蒸気タービン 36,000 PS	ディーゼル 1,200 kw × 1 タービン 1,300 kw × 1	〃×7	
Q	バルクキャリア	22,900 / 13,160	SEMT 16 PC 2V 8,000 PS	ディーゼル 200 kw × 1 * 300 PS × 1 405 PS × 1	取巻×5	* 主機駆動
T	コンテナ	26,400 / 30,700	12 UEC 85 / 180 D 36,000 PS	ディーゼル 1,120 PS × 4	〃×6	
U	艦艇	3,050 D. T	蒸気タービン 60,000 PS	ディーゼル 400 kw × 2 タービン 80 kw × 1	〃×3	
V	L. P. G	76,000 m <sup>3</sup>	23,000 PS	ディーゼル 800 PS × 2	〃×6	
W	コンテナ	23,514 / 24,770	SULZER 9RND 105 36,000 PS	ディーゼル 1,120 PS × 4	〃×5	
X	コンテナ	32,150 / 38,540	SULZER 12RND 90 34,800 PS × 2	ディーゼル 1,360 kw × 2 1,000 kw × 2	〃×6	

船名	船種	DWT/GT	主機	発電機	居住区形式×層数	備考
Y	タンカー	268,960 / 140,206	蒸気タービン 36,000 PS	ディーゼル 1,100 kw×2 タービン 1,100 kw×2	分離×7	
Z	コンテナ	33,052 / 37,780	B&W 12K 84EF 34,800 PS × 2	ディーゼル 960 kw × 2 タービン 960 kw × 2	取巻×6	
α	バルクキャリア	34,000 / 25,000	SULZER 7RND76 14,000 PS	ディーゼル 720 PS × 3	〃 × 5	

## 8.2 主機械の空気音減音対策

この資料はSR 156 研究部会機関分科会において、船用主機の空気音減音対策、費用、減音効果の見通しを立てるために50年度研究活動の一つとして実施した国内各主機メーカーに対するアンケートの回答を取りまとめたものである。

### 8.2.1 アンケート回答状況

アンケート回答数

カッコ内の数値は船用機器（単体）減音対策アンケートの回答会社の内より、各社1型式の主機について再度アンケートしたものである。

機種	アンケート先会社数 / 回答会社数	備考
蒸気タービン	5 / 5 (5)	
減速機	8 / 7 (5)	
低速ディーゼル	10 / 9 (7)	
中速ディーゼル	14 / 11 (7)	

### 8.2.2 船用主機械の騒音の現状

#### (1) 船用主機の騒音

蒸気タービン、低速ディーゼル、中速ディーゼル等機種によって騒音レベルに可成の差があり、又メーカー、型式によっても異っている。工場内運転（100%出力）時に於ける各主機の概略騒音レベルは図8.2.1のとおりである。

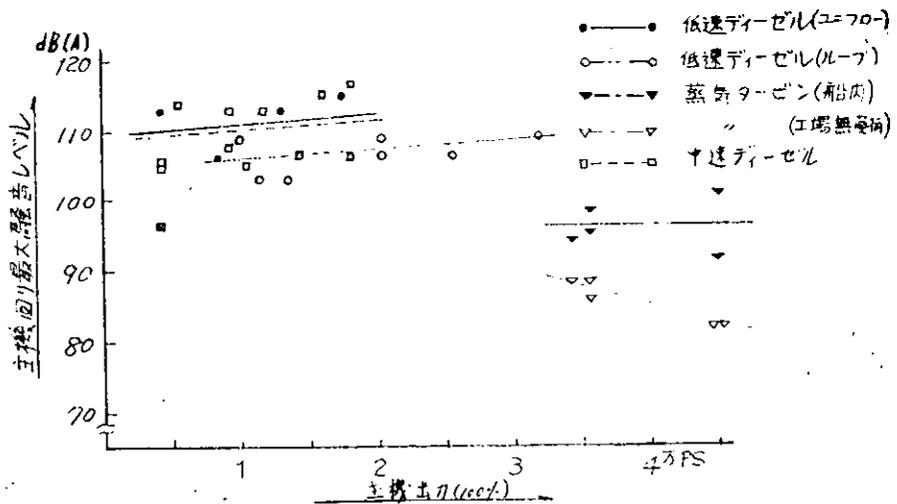


図 8.2.1 主機出力と最大騒音レベル

#### (2) 主騒音源

##### ・蒸気タービン

騒音源は操縦弁の蒸気通過音、タービンノズルの蒸気通過音、歯車の噛合音、歯車室の振動による放射音等があるがタービン部よりも減速機より出る騒音レベルの方が高い。

##### ・ディーゼル主機

騒音源は過給機附近、燃焼音、排気音、動弁機構、燃料噴射ポンプ、中高速機関については減速機等があるが過給機附近の騒音レベルが特に高い。

(3) 工場運転時の騒音計測実施状況

(4) 騒音レベルに対する各メーカーの社内許容規準値

表 8.2.1

機種	全製品について行う	一番機および注文に注文について行う	行試作試験機にて総て	必要な場合のみ行う	注文主の要求があるものについて行う	行われない	不明	回答総数
蒸気タービン	3	1			1			5
主機用減速機	5	1			1			7
低速ディーゼル		1		1	4		3	9
中速ディーゼル		3	1		3	1	3	11

表 8.2.2

機種	社内許容規準値			回答総数
	有	無	不明	
蒸気タービン		5		5
主機用減速機	3	4		7
低速ディーゼル		5	4	9
中速ディーゼル	1	7	3	11

8.2.3 騒音対策の効果及び費用

主機の空気音対策を検討する場合、船内騒音レベルの許容値、船種、船型、機関室スペース、主機の種類、型式減音対策費用と効果のバランス等によって施行方法及びそれらの組合せ方等を考慮しなければならない。しかし、機関室内騒音レベルの規準値、居室騒音の主機による影響等主機空気音の目標値を定めるまでに至っていない現段階に於いて、各メーカーの騒音対策に対する考え方が異なり、今回のアンケート調査のみの資料では、簡単な形での減音対策費用の見通しを立てることは困難であり、アンケートの回答を表にまとめるのみに終わった。

(1) 減音対策施行主機の

騒音レベル（予想）

技術面及び経済面より考え実現可能な騒音レベルは図 8.2.2 のとおりである。

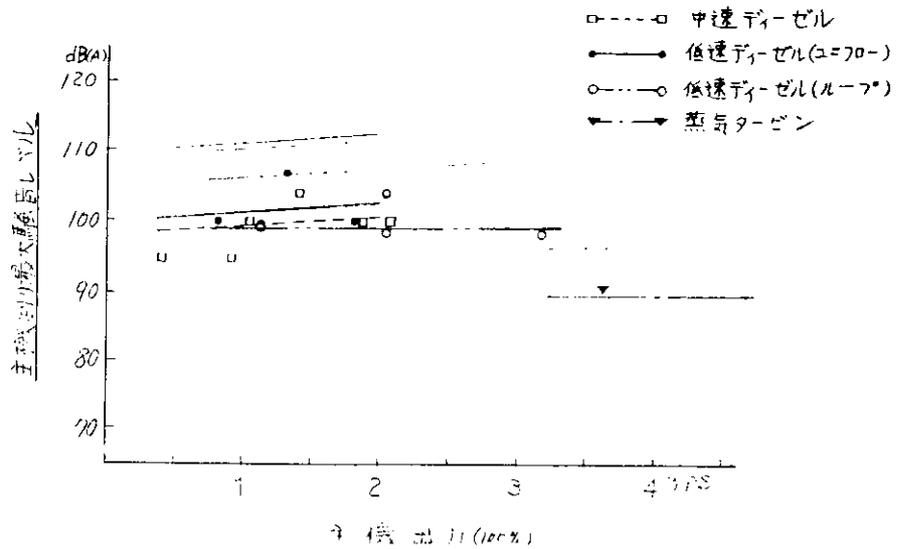


図 8.2.2 減音対策施行主機の騒音レベル

(2) 減音対策案と施行実績

表 8.2.3 蒸気タービン主機

番号	減音対策案	回答会社数	施行実績
1	減速機歯車室を遮音カバーで覆う	5	有 * 1
2	歯車の加工精度の向上	4	
3	減速機歯車室の剛性の向上	3	
4	タービンを遮音箱で覆う	2	

\* 1 大阪製鉄に於いて財団法人日本船用機器開発協会との共同研究による実績がある。

表 8.2.4 低速ディーゼル主機

番号	減音対策案	回答会社数	施行実績
1	過給機渦室及び吐出管を遮音カバーで覆う	5	有
2	過給機吸入口に高性能サイレンサーを設ける	5	
3	過給機ブロワー側を遮音箱で覆う	4	有
4	排気管ラギングの遮音性能向上	4	
5	過給機に吸音ダクトを設ける	2	有
6	排気弁駆動装置にショックダンパーを設ける	2	有
7	シリンダーカバーにボンネットを設ける	1	
8	過給機吐出管の形状変更(流線変更)	1	有
9	歯車室覆いの遮音性能向上	1	
10	クランクケースドアの材質変更	1	
11	クランクケースドアの振動絶縁	1	
12	空気弁の位置等の改善	1	有

表 8.2.5 中速ディーゼル主機

番号	減音対策案	回答会社数	施行実績
1	過給機吸入口に高性能サイレンサーを設ける	5	
2	排気管にサイレンサーを設ける	3	有
3	過給機ブロワーに吸音ダクトを設ける	2	有
4	ボンネットをシリンダーカバーから振動絶縁する	2	有
5	機関全体を遮音箱で覆う	2	
6	過給機を遮音箱で覆う	2	有
7	過給機吐出管を遮音カバーで覆う	2	
8	燃料噴射ポンプを遮音カバーで覆う	2	
9	排気管ラギングの遮音性能向上	2	
10	吸気管、排気管の材質変更(鋼板→鋳物)	1	
11	クランクケースドアの振動絶縁	1	
12	歯車覆いの肉厚増加	1	
13	主軸受回りの剛性向上	1	
14	シリンダー内の圧力上昇低下	1	
15	吸排気カムのプロフィールの変更	1	有

(3) 減音対策施行実績

表 8.2.6 蒸気タービン主機

番号	減音対策施行例	減音効果
1	①歯面の荒さ精度の向上 ②歯の精度を向上	対策① 95 dB(A) → 90 dB(A) (約 5 dB(A) 減音) 対策② 1 ~ 2 dB(A) 減音
2	①歯車室ケーシングを二重構造とし、外板にダンピング材を用いる。	効果の確認は未定

表 8.2.7 低速ディーゼル主機

番号	減音対策施行例	減音効果
1	①過給機吐出管を遮音カバーで覆う ②過給機ブロー側を遮音箱で覆う	10 dB(A) → 98 dB(A) (約 11 dB(A) 減音)
2	①過給機渦室及び吐出管に防音覆い取付 ②空気弁を中間架構内に取付ける	107 dB(A) → 104 dB(A) (約 3 dB(A) 減音) T/C 付近は 102 dB(A) に減音
3	①過給機吐出管、空気冷却器の外周を防音材で覆う	121 dB(A) → 101 dB(A) (約 20 dB(A) 減音)
4	①過給機出口空気ダクト流線変更	7 ~ 10 dB(A) 減音
5	①過給機吸込み管に吸音ダクトを設ける	115 dB(A) → 110 dB(A) (約 5 dB(A) 減音)
6	①過給機吸込みにサイレンサー取付	128 dB(A) → 107 dB(A) (約 21 dB(A) 減音)
7	①過給機ブロー側を遮音箱で覆う	過給機周囲の騒音を 100 dB(A) 以下に出来た。

表 8.2.8 中速ディーゼル主機

番号	減音対策施行例	減音効果
1	①シリンダーカバーにおいて、エンクローズを行った。	112 dB(A) → 108 dB(A) (約 4 dB(A) 減音)
2	①過給機ブロー側を遮音箱で覆う	過給機回りの騒音は下がるが機関本体から出る騒音が大きく効果が少ない。
3	①吸気ダクトを取付け	87 dB(A) (5243 dB) → 76 dB(A) (5262 dB)
4	①吸排気カムプロフィールを接線カムから複合サインカムに変更	1.5 ~ 2 dB(A) 減音
5	①ボンネットをシリンダーヘッドから絶縁	6 dB(A) 減音
6	①燃焼音、機械音に対して部分遮音 ②過給機にサイレンサー設置	101 dB(A) に低下

#### (4) 減音対策案と費用及び対策

アンケートの回答によると各社の騒音対策案は類似性を有するがその予想効果、費用面で著しい差が見られる。この原因は各社の回答姿勢、考え方等の相異によるもので予想効果や費用の算定方法を統一すれば実際には近似した値となることが推定される。

一般的な目安を握むため、平均的なデータをまとめてみると下記となる。アンケートの回答状況については表 8.2.9、8.2.10、8.2.11にまとめてあるので参照のこと。

##### 1) 蒸気タービン主機

現在のレベルでも他の主機と比べて相当低く空気伝播音としては減音の余地も殆んどないと考えられる。対策案の回答は一社から得られたが、これも副次的なものと考えられる。

##### 2) 低速ディーゼル主機

現在特にレベルの高いのは過排気系（過給機及びマニフォールド）であり他の部分と比較して 5 ~ 10 dB(A) 余り高く、又居住区に近い位置になるので各社の対策もこの部分に集中している。

対策としては局所的なものなので各社回答に示されている数字がそのまま主機全体の騒音についてあてはまるわけではないが、レベルの高いことと、寸法的にもかなり大きな部分であることから全体としても相当な効果が期待できると考えられる。

各社の回答は対策案としては全と同一の内容であるが、効果（減音量）と費用の点では非常に異なったも

のとなっている。実際に減音対策を実施する場合、それぞれの対策は局所的な性質のものであるため部分的な減音量の大きさを極大にすることより全体的なレベルを考慮して経済的な対策をとることが必要である。即ち爆発、燃焼音といった直ちに減音を実施することがむずかしいと思われる騒音源の騒音レベルを目安として過給機回りの減音を計ることが実用的であり、各種の騒音源に対し総花的に最大限の減音対策を施行することは得策ではない。

これらの点から、各社回答を整理、平均してみるとおよそ以下のような数字が得られる。

対 策	効 果 (対策後のレベル)	費 用
吸排気系の遮音	100 dB(A) (ループ掃気) 103 dB(A) (ユニフロー掃気)	350 万

### 3) 中速ディーゼル主機

中速ディーゼル主機では過給機及び減速歯車が主要な減音対象となっているが機関全体を遮音箱で覆う案の他各種の防振対策等も提案されている。ここに含まれる主機はすべて4サイクル機関であり、バルブの騒音系等、騒音の発生源が増加するため、局所的な対策では効果が少ないと予想されるが各社回答による対策後の予想レベルは相当低い値となっている。

各社回答から予想される効果と費用をまとめてみるとおよそ以下のようなになる。

対 策	効 果 (対策後のレベル)	費 用
過 給 機	105 dB(A)	200 万
過給機+減速歯車	100 dB(A)	550 万
減 音 箱	95 dB(A)	2,000 万

2) 3) の費用は主機出力と全く関連がないものとなっているが、主機の寸法に極端な差が無ければ、上記の値を一応の目安として差しつかえないと考える。

表 8.2.9 蒸気タービン主機

番号	減 音 対 策 案 例 (主 機 出 力)	概略費用*	減 音 効 果 (予想)
1	①減速歯車室ケーシングの表面を遮音カバーで覆う (36,000 PS)	150 万円	95 dB(A) → 90 dB(A) (5~10 dB(A) 減音)

表 8.2.10 低速ディーゼル主機

番号	減 音 対 策 案 例 (主 機 出 力 一 掃 気)	概略費用*	減 音 効 果 (予想)
1	①過給機吸入口に高性能サイレンサーを設ける ②シリンターカバーボンネットを設ける ③排気管ラギングの遮音性能向上 ④クランクケースドアの材質変更及び振動絶縁 ⑤歯車バックラッシュ等の適正化とケースの遮音性能向上 ⑥掃気トランクの外表面にダンピング材施行 (8,000 PS - ユニフロー掃気)	} 350 万円 } 600 万円	107 dB(A) → 100 dB(A) (約 7 dB(A) 減音)

番号	減音対策案例 (主機出力 - 掃気)	概略費用*	減音効果(予想)
2	①過給機吐出管を遮音カバーで覆う ②過給機ブロー側を遮音箱で覆う ③排気弁駆動装置にショックバンパーを設ける (13,100 PS - ユニフロー掃気)	350万円	113 dB(A) → 107 dB(A) (約5 dB(A)減音) T/C付近は105 dB(A)に減音
3	①過給機吐出管を遮音カバーで覆う ②過給機吸入口に高性能サイレンサーを設ける ③掃排気系等金属露出部を遮音カバーで覆う (18,000 PS - ユニフロー掃気)	350万円	115 dB(A) → 100 dB(A) (約15 dB(A)減音)
4	①過給機吐出管を遮音カバーで覆う ②過給機ブロー側を遮音箱で覆う (11,550 PS - ループ掃気)	600万円	105 ~ 108 dB(A) → 95 ~ 98 dB(A) (約10 dB(A)減音) T/C付近は98 dB(A)に減音
5	①過給機渦室を遮音カバーで覆う ②過給機吐出管を遮音カバーで覆う ③過給機ブロー側を遮音箱で覆う ④掃気空気弁の改善 (20,300 PS - ループ掃気)	200万円	107 dB(A) → 104 dB(A) (約3 dB(A)減音) T/C付近は102 dB(A)に減音
6	①過給機吐出管を遮音カバーで覆う ②過給機ブロー側を遮音箱で覆う (20,300 ~ 32,000 PS - ループ掃気)	T/C1台につき100万円	109 dB(A) → 98 dB(A) (約11 dB(A)減音) T/C付近は97 dB(A)に減音

表 8. 2.11 中速ディーゼル主機

番号	減音対策案例 (主機出力-機関台数)	概略費用*	減音効果(予想)
1	①機関全体を遮音箱で覆う (4,000 PS - 1)	2,000万円	106 dB(A) → 90 ~ 95 dB(A) (11 ~ 16 dB(A)減音)
2	①過給機吸入側, 吐出側に吸音ダクトを設ける ②ボンネットをシリンダカバーから振動絶縁する ③排気管の材質変更及びブラギング遮音性能向上 ④吸気管の材質変更 ⑤クランクケースドアの遮音性能向上 ⑥歯車のバックラッシュ等の適正化とケースの遮音性能向上 (5,500 PS - 1) R/Gなし	400万円 550万円	予測困難
3	①過給機吸入側, 吐出側に吸音ダクトを設ける ②歯車室強度を向上させ, 振動を防止する (9,000 PS - 2)	200万円	110 dB(A) → 105 dB(A) (約5 dB(A)減音)
4	①過給機吸入側, 吐出側に吸音ダクトを設ける ②燃料噴射ポンプを遮音カバーで覆う (10,400 PS - 1)	100万円	105 dB(A) → 100 dB(A) (約5 dB(A)減音)
5	①過給機を遮音箱で覆う (14,000 PS - 1)	350万円	107 dB(A) → 104 dB(A) (約3 dB(A)減音)
6	①機関全体を遮音箱で覆う (18,000 ~ 21,000 PS - 1)	2,000万円	107 dB(A) → 95 dB(A) (約12 dB(A)減音)
7	①過給機を遮音箱で覆う ②過給機吸入側, 吐出側に吸音ダクトを設ける ③燃料噴射ポンプを遮音カバーで覆う ④減速機表面を遮音カバーで覆う ⑤減速機の遮音カバーを振動絶縁する ⑥歯車室強度を向上させ, 振動を防止する (18,000 PS - 1)	200万円 550万円	116 dB(A) → 100 dB(A) (約16 dB(A)減音)

\*表 8. 2. 9 ~ 11 に示す費用は S. 50. 9 の時点での各社見積によるもので造船所施工工事の有無等は一切考慮されていない。

### 8.3 単体機器の空気音減音対策

#### 8.3.1 各種機器騒音対策アンケート集約

機関部単体機器の減音を計るためには個々の機器について音源としての実態を知り対応する対策を画さねばならないが造船所技術者では専門知識に欠けカバーしきれない部分が多い。そこで日本船用工業会を通して各メーカーにアンケート調査を実施した。

アンケートの回答依頼先としては、機関部機器中我々が経験的に発生音が大きいと思われる機器を選定し、それぞれの専門メーカーより回答を得た。(対象機器及び回答会社数は下表の通り。)

表 8.3.1

対象機器	回答数	対象機器	回答数
主機タービン	5	タービン駆動ポンプ	2
主機ディーゼル	7	空気圧縮機	2
減速歯車	3	送風機	4
発電機タービン	3	各種制御弁	3
発電機ディーゼル	9		

上記アンケート中主機及び減速機については8.2節にて更に詳細アンケートを実施した上で結果を集約しているので参照のこと。

従ってここでは発電機タービン以下の補機について考察する。

各機器の代表騒音レベル

表 8.3.2 に各社の回答数値の範囲をグラフ化して示す。アンケートの設問が各機器や形式の相違に対し共通性をもたせるため大まかなものとなっていることや回答会社の回答姿勢に差があり、これら回答のみでは一概に論じられないが一般的傾向は充分把握できると考えられる。

本表によれば各種制御弁は60～130 dB(A)という非常に広い騒音レベル域を示しているがこれは、流体性状(量圧力、減圧比等)や弁形式により大差を生ずるためであり今回のアンケート結果のみでその影響や対策を云々できないので対象から除外することとした。

残された5種の機器中発電機タービンは騒音レベルのバラツキもなく、またレベルそのものも他と比して非常に低く問題にならないと判断できる。逆に発電機ディーゼルは回答の最低側をとっても102 dB(A)という高い値となり騒音対策を行なわねばならぬ最大の補機といえる。

ファン、空気圧縮機、タービン駆動ポンプは平均的にはほぼ同程度のレベルを示すがタービン駆動ポンプは船種により搭載されね場合が多いことやディーゼル船においては常用航海中は使用されぬことが多いことを考慮すれば騒音源として問題化することは少ないと考えて良い。

またファンと空気圧縮機を考えた場合回答の最大値ではファンが110 dB(A)でファンの100 dB(A)より高くなっている。しかし船内での影響度を考慮するなら設置台数や使用台数が多くしかも居住区に近接して設置されることが多いファンの方がより大きな影響をもつと判断されその騒音対策の重要性が高いといえる。

これらを整理すると単体機器の騒音レベルから判断して騒音対策がより重要なのは第一に発電機ディーゼル、第二にファンであるといえる。

騒音レベル低下の設計的限界

何らかの騒音対策を設計的に講じても実現できる騒音レベルの低下には限界がある。従ってそれ以上の減音は音源としての単体機器からの発生騒音の減少以外の方法により画策されねばならない。また代表騒音レベルとこの減音限界の接近している機器は音源側での減音対策を施行しても全体的騒音レベルの低下のもくろみにおいて効率的

でないことを示している。このような観点からアンケートの回答をまとめたのが表 8.3.3 及び表 8.3.4 である。

表 8.3.3 によると機器により騒音低下限界が多様であることがわかる。特に発電機ディーゼルとファンにおいては限界値が広範に渡っており発電機タービンと空気圧縮機においては限界値の変動が少ない。これは回答会社の多少あるいは形式、要目の多様性等の影響によると推定されるがその他にメーカーの回答姿勢にも原因があると考えられる。従って極端な回答をふるい落す意味で平均値について考えると発電機ディーゼル及びファンが80dB(A) と最も低い値となっている。

#### 騒音対策による減音効果

表 8.3.4 に各機器に対する減音効果を示す。本表は各メーカーの回答にある代表騒音レベルと設計限界値の差を機器ごとにまとめたものであるが制御弁に関しては弁自体よりも使用条件の問題とする回答が多いので不定としている。本表によれば減音効果の一定しているものと変化しているものの差が非常に明瞭である。発電機タービン、タービン駆動ポンプ、空気圧縮機については一様に約10dB(A)の減音が期待でき、ファンについては約16～30 dB(A)が期待できる。発電機ディーゼルは予想効果が0～55 dB(A) と極端なバラツキを示しており一概に論じることが出来ないが平均的には20 dB(A) 強の効果を期待できると推定される。

#### 騒音対策費用

表 8.3.4 の右側に騒音対策費用の目安を減音量1 dB(A) 当りの単価として示している。アンケートの結果では各種の回答があり費用算定が現時点では不可能とするものも多く正しい騒音対策費を握むことは非常にむづかしい。

本表に採用した値はメーカー回答の予想減音効果を回答のあった費用にて除したものであるが、予想効果は費用算定不能の対策も実施したものとして考えているので実際にはこの数倍の費用を要するであろうし、また本値と実際に要する費用の差も機器によって不定であり表中の値は一つの参考値に過ぎない。

#### 騒音対策実施実績

表 8.3.5 は各種の騒音対策の実施実績を示す。本表は対策の種類、効果に無関係にアンケート回答社全数に占める実績保有社数を示している。本表から推察されることは騒音対策実施実績のない機器が3種あるがこれらは騒音問題に及ぼす影響が少ない、機器側として効果的な対策がとり得ない、あるいはメーカーの姿勢として騒音対策への考慮が余り払われていないことを示していると考えられる。一方発電機ディーゼル、ファンについては大多数のメーカーが何らかの対策施行実績を有しており影響の大きさ及び騒音減少への着手がすでに進んでいることがうかがえる。

表 8.3.5

対象機器	実 績
発電機タービン	0 / 2
発電機ディーゼル	7 / 9
タービン駆動ポンプ	0 / 3
空気圧縮機	0 / 2
ファン	4 / 4
各種制御弁	3 / 3

#### 騒音対策の方法

騒音対策の具体的方法は機器により異なり、またメーカーにより異なる。これらはアンケートの回答結果からも裏付けられているが船用機器として共通な手段があり得るかどうかを知るため特に遮音箱方式の減音対策あるいは要目変更による減音の可能性の調査結果を表 8.3.6 に示す。

表 8.3.6

方法 対象機器	回 答 会 社 数					
	全体遮音箱の採用		部分遮音箱の採用		要 目 の 変 更	
	可 能	不 可 能	可 能	不 可 能	可 能	不 可 能
発電機タービン	1	2	1	2	0	3
発電機ディーゼル	3	6	2	7	3	5
タービン駆動ポンプ	1	2	0	2	2	1
空気圧縮機	1	1	0	1	0	1
ファン	2	2	0	3	3	1
各種制御弁	2	2	2	1	3	0

アンケートの回答中にはかならずしもイエス、ノーで答えたものではなく明確さを欠く表現も多数含まれていたがこれらは適当に判断し前表とした。また一部無回答のものもあるため回答会社全数と上記数の合計が喰い違っているものもある。

本表の結果から騒音対策に対し各メーカーの足並があまり揃っていないことがうかがえる。騒音対策を可能とする側で比較的一致した傾向を見せているのはわずかにファン及び制御弁位であり制御弁については前述した通り使用条件、設計条件により大差がある点を考慮すればいわゆる前向の姿勢で各メーカーの歩調が揃っているのはファンのみとって過言ではない。

表 8.3.2. 各種機器代表騒音レベル比較表

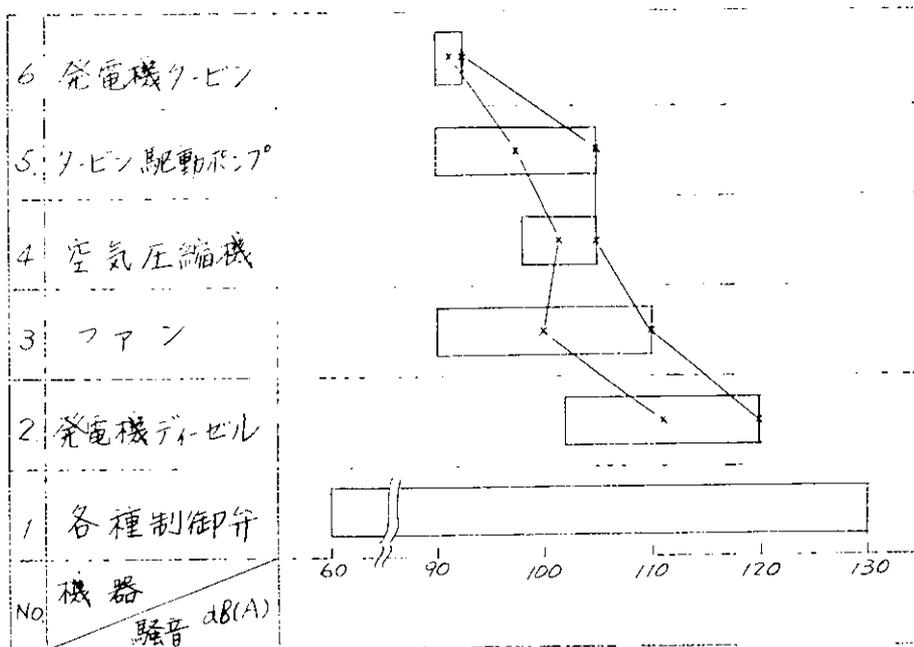


表 8.3.3 騒音対策による設計の限界騒音比較表

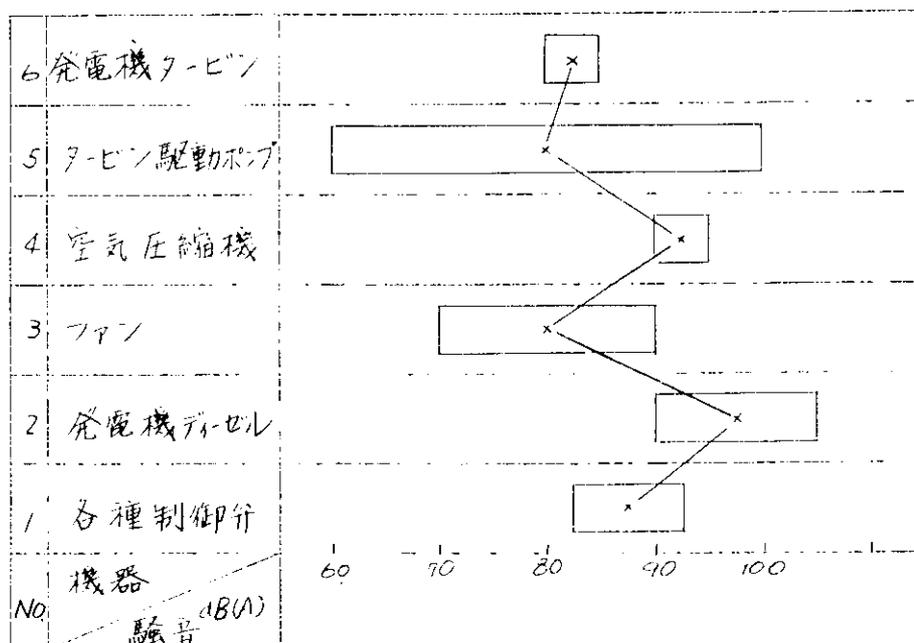


表 8.3.4 減音対策により期待できる効果

6	発電機クービン		不明
5	タービン駆動ポンプ		15~19 <sup>dB(A)</sup>
4	空気圧縮機	□	0.4 <sup>dB(A)</sup>
3	ファン	□	4.4~8.5 <sup>dB(A)</sup>
2	発電機ディセル	□	25 <sup>dB(A)</sup>
1	各種制御弁	不定	—
NO	機器騒音 (dB(A))	0 10 20 30 40 50	費用

### 8.3.2 機関部騒音に占める単体補機の割合

各種機器に対するアンケートの結果によりそれぞれの機器の騒音の現状、騒音発生源としての減音の限界あるいは騒音対策の現状と見込み等について概略の傾向が把握された。

これらの対策により単体機器の発生騒音は減少するが対策の施行が主機、補機全体の発生する騒音に対してどの程度の影響があるが検討してみる必要がある。即ち機関室騒音の減少に対してどのような対策が最も有効なのか知らねばならない。この点についてSR 156-SC 3-WG 1の行った実船における実態計測の結果を利用して考察した。

表 8.3.7 に 3 隻の船に関して各運転状態と機関室騒音レベルの比較を示す。本表はエンジンケーシング内の各デッキに対する騒音レベルをプロットしたもので 2ND 及び 3 RD エンジンデッキに対しては、エンジンオープニング回りのパワー平均をとって示している。3 隻中 2 隻はディーゼル船、1 隻はタービン船であるがいずれもかなり、類似した傾向を示している。特長を大まかに握むならば空気圧縮機の騒音レベルは最も低いこと、また下層のデッキを除けばディーゼル発電機、ファン共にエンジンケーシング内では上下方向の位置による差はそれ程大きくないことがいえる。従って特に居住区に対する騒音発生源として機関室を考える場合居住区と接するエンジンケーシング上部の騒音レベルはほぼ一定の値として考えても良いように思える。但し騒音発生源である機器のごく近傍においてはこのことはあてはまらない。

そこで居住区に対する機関室の空気伝播音の影響は機関室最上段部の騒音レベルに左右されると考えて考察を進めてみた。

表 8.3.8 は各運転状態における機関室最上段の騒音レベルを 10 隻の船について調査しその分布を示したものである。本表でタービン船のパラツキが非常に小さいことが知れる。これは対象船が 3 隻と少ないことや船種がすべてタンカーであること等によるがタービン船のもつ一般的傾向といえる。もう一つの特長は通風機運転時の騒音レベルにおいてディーゼル船よりもタービン船の方が大きいことである。

この原因はタービン船 3 隻はすべてタンカーであり、機関部が広いこともあって事前に居住区に対する騒音を配慮してフェンルーム方式が採用され音源が機関室側に接近する傾向を有することと船型が大きいことためファン自体の要目が大きく音源としてのレベルそのものが大きいことである。

表 8.3.7 各運転状態と機関室騒音レベル

次にこれらの単体機器の騒音が通常航海時の騒音レベルにどの程度関与しているかを表 8.3.9 に示す。

本表は機関室最上段における騒音について常用航海時と補機単独運転時の値を前述の10隻について調査しその単純平均値の差を示したものである。このレベル差の大きいもの程常用航海時の機関室全体騒音に関与する度合が小さい。

表 8.3.9 から第1に明らかなのは空気圧縮機はディーゼル船、タービン船共に29dB(A)の騒音レベル差がありその用途、型式あるいは船種、船型を問わず常用航海時の機関室騒音源として重みはほとんどないことである。

強圧送風機に関しても9~11dB(A)の一定の値となっているが、これは調査したデータが3隻のみであるため一般性に若干疑問を残している。

レベル差の多少から判断するとタービン船のファンがわずか1dB(A)の差となっており対策を要する

第一候補となるがこれは前述した通り居住区への騒音を配慮した結果という趣きも強いため別途考える必要がある。

これらより平均的にいえることは機関部の単体補機から発生騒音レベルは常用航海時の値に比して一般にかなり低いものに過ぎずディーゼル発電機、ファン類にあっても約10~15dB(A)の差を有する。

従って居住区を全体的に捕えた場合主機械以外の単体機器空気音対策の施行により著しい減音効果を期待することには無理があると思われる。

このことはSR 156 - SC 3 - WG 1にて実施されたスピーカテストの結果が機関室から居住区への騒音伝播に占める空気伝播音の比率が僅少であることを示した点と合せて船舶の防音設計上念頭におかねばならない重要なポイントである。

### 8.3.3 発電機ディーゼルの騒音対策について

8.3.1 及び 8.3.2 で検討したとおり機関室騒音に対する補機の影響中発電機ディーゼルの占める比率はかなり高いものである。

発電機は停泊中にも運転されるので乗組員に及ぼす不快感も大きいと思われるのでその対策について考察してみた。

発電機ディーゼルについての対メーカーアンケートの結果は中小船舶の主機ディーゼルと重複するため回答状況と

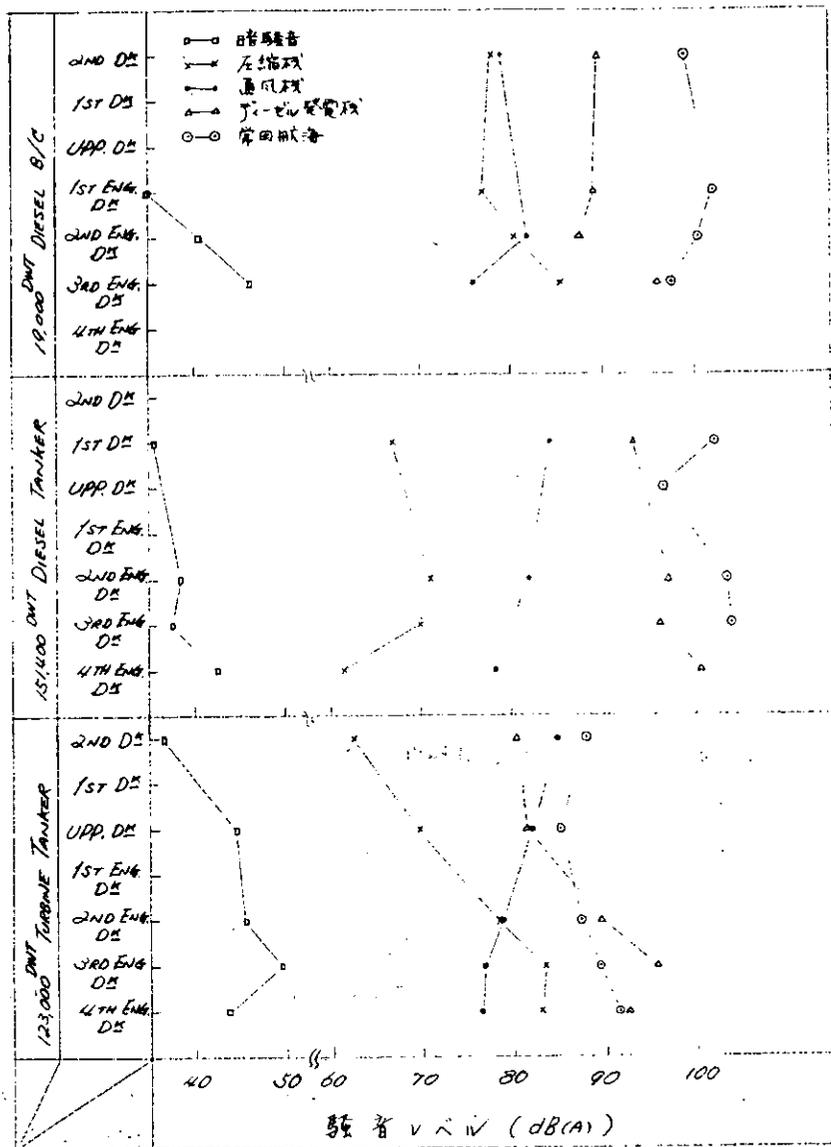


表 8.3.8 各運転状態と機関室最上段騒音レベル

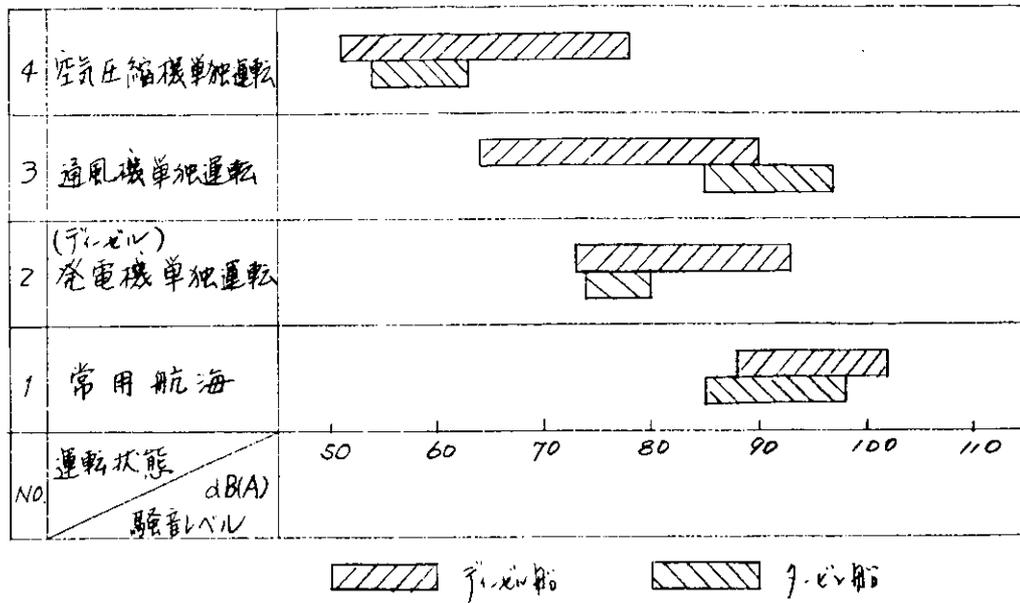
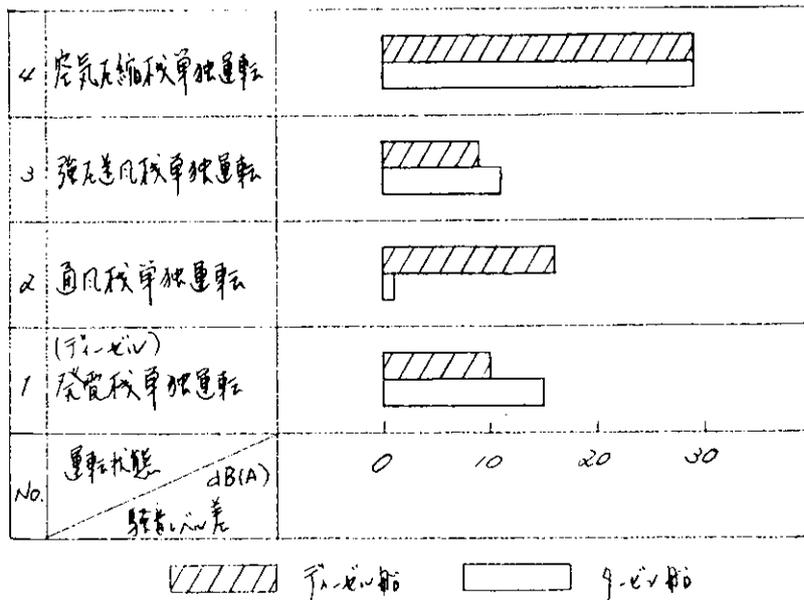


表 8.3.9 常用航海時と単体機器運転時の騒音レベル差



しては 8.2 の中速ディーゼル主機を参照されたい。

表 8.3.10 に発電機ディーゼルの騒音源と大きさについて示す。本表はメーカーのアンケートの回答をまとめ整理したものである。

本表から実に様々な音が発電機ディーゼルの騒音を形成していることが解る。これら知れる特長として、これらの各種騒音源がバラツキはあるものの約 105～115dB(A) の一定した騒音レベルにあることがあげられる。この原因はこれらの音源を単独に測ることがむづかしく目的部の騒音計測時に他音源からの音が暗騒音として相互に影響しあうためであろう。

このことは逆に考えると一部に対する騒音対策のみでは全体的効果が薄いということである。但し回答のレベル

が最も高い排気音、過給機音、に対しては効果があると考えられる。

これらについては従来より、過給機の吸排気消音器が設置されることがあり現時点でも具体的対策としては消音器、遮音箱の他に良い方法はないようである。

一方、最近になって発電機ディーゼル全体に遮音箱を設置する方法が採用され初め非常に大きな効果を上げている。この方法では約50%程度の遮音吸音壁で全周をカバーすることにより250 Hz 程度以上の周波数域で15~20 dB(A) の減音となっている。

このような遮音箱方式は発電機ディーゼルのように音源が近接して多数あり、しかもディーゼルエンジン自身の形式がメーカーにより千差万別であり且つ要目的にも大差のあるものに対しては最も有効である。

但し遮音箱設置のための十分なスペースを確保する必要があることと遮音箱設置によるマイナス面、例えば保守点検の作業性、機関異常の早期発見方法あるいは火災防止等について十分の考慮を払う必要がある。

表 8.3.10 発電機ディーゼルの騒音源とその大きさ

8	1	木ノ葉ト部	
7	1	F.O. 和音	□
6	2	機関音	□
5	3	減速歯車部	□
4	4	駆動機構	□
3	5	燃焼音	□
2	5	排気音	□
1	8	過給機	□
騒音発生源			100 110 120 130 dB(A) 騒音レベル

### 8.3.4 ファンの騒音対策について

ファン騒音の音源とその特徴は次のようなものである。

これらの音源中(3)の周波数特性は12~30 Hz 程度であり直接的な空気伝播音としての騒音源としての影響は少ない。しかし二次的な騒音源となることも考えられ固体伝播音としての実態を知る必要があるが現在のところ不明である。従ってファンから発生する直接的な騒音は(2)及び(3)で全体を二分しているとい

表 8.3.11

	騒音源	特徴
1	回転音	。インペラによる圧力変動が原因である。
2	渦流音	。気流と静止面との境界で発生する。 。チップ速度の5~6乗に比例する。
3	機械音	。回転部の不釣合による。 。ほとんど可聴周波数域以下である。

るが現在のところ不明である。従ってファンから発生する直接的な騒音は(2)及び(3)で全体を二分しているとい

良く船内ではこれらに更に吸排気ルーバ等での渦流音に加っていると考えて良い。

またファンの騒音レベルは、ファン性能（容量）とも密接な関係を有しており次の様な関係が成立つといわれている。

$$dB = K + 10 \log_{10} (Q \cdot Pt^2 / 60)$$

$$\left[ \begin{array}{l} dB = \text{ファンの騒音} \\ Pt = \text{ファンの全圧 (mm Aq)} \\ Q = \text{ファンの風量 (m}^3/\text{min)} \\ K = \text{ファン形式により定まる定数} \\ \text{軸流ファン : } 45 \sim 50 \\ \text{遠心ファン : } 40 \sim 45 \end{array} \right]$$

一方ファンの発生騒音は非常に広い周波数域に及んでいるが下記の基本周波数の倍数で大きくなる。

$$f = NZ / 60$$

$$\left[ \begin{array}{l} f = \text{周波数 (Hz)} \\ N = \text{回転数 (rpm)} \\ Z = \text{羽根枚数} \end{array} \right]$$

ファンの発生する騒音を低下させるためには、騒音の発生そのものを抑えるため次の様な方法が考えられる。

表 8. 3. 12

着 目 点	対 策
1 ファン型式	○ 可能なら遠心型の採用
2 インペラ形状の改善	○ エッジ形状、翼弦長の変更等
3 インペラチップ速度の低下	○ 多ポール電動機の採用
4 流速の低下	○ ダイア径の増大
5 吸音	○ 吸排気消音器の設置
6 その他機械音	○ 防振緩衝材の使用

ファン騒音は上述の式にあるようファン形式と要目により一定の関係となるので同要目ファンについては出来るだけ遠心式の採用が望ましい。しかし、ファン形式により風量、風圧特性が異なるのでこのような選択の余地は少ない。

インペラチップスピードの低下は、渦流音がその5～6乗に比例するといわれるのでかなりの効果が期待できるがこれは回転数を下げることと等しいのでファン要目を維持するためには翼面積の増大を計る必要があり翼弦長、口径の増大を来す。また流速の低下のためには通過断面積の増加を要し、軸流ファン等ではファン口径自体の増大につながる。一般にこのようなファン本体のみの対策では騒音低下に限度があるため吸排気消音器を設置しファン自身の低騒音化と合わせて採用するのが効果的である。ファン騒音は広範な周波数域を有するため通常吸音型消音器を使用し吸音面積の増大、吸音性能の向上が重要なポイントとなっている。

表 8. 3. 13 に一例として N 電機が試算した機関室通風機に対する減音対策、効果及び費用の一覧を示す。これは試験的なものをベースとしているのでファンの低騒音化が一般化すれば費用は更に低下する可能性も有している。

表 8. 3. 13

要求騒音レベル dB(A)	減音量 dB(A)	採用ファン形式		消音器数		縮格比 %
		従来型	低騒音型	1台	2台	
85～90	-10		○			220
80～85	-15	○		○		211
75～80	-20		○	○		313
70～75	-25		○		○	

※本表は 1,400 ml/mm×40 mmAq (30 kw× 720 rpm) の低騒音形ファンをベースとし減音量は従来型を95～105 dB(A) として考えている。上表中の○印部の対策を組合せて採用すると左の要求騒音レベルが得られることを示し価格比は従来型を 100 として示している。また騒音対策費はファン容量が小さくなる程割高になると推定される。

このようにファンの空気伝播音に関しては幾つか減音方法がありメーカー側においても試作段階を終えようとしている所も出はじめている。

しかしこのような方法に共通しているのは機器の大型化であり船内設置にあたり、どれだけのスペースが与えられるかが大きな問題となる。

さらに造船所の積装方法との組合せ(例えば給気ダクトへの吸音材の貼付等)により一段と効果的な対策となり得る。

従って今後はそのような方面での改善を研究せねばならないと思われる。

## 8.4 発電機関の排気音減音対策

発電機ディーゼル機関の騒音レベルの実態や船内騒音への影響度については 8.2、8.3 でも述べてきた通りであり主要な騒音源の一つである。ディーゼル機関の中の騒音源としては過給機音、燃焼音及び排気音が大きな地位を占め特に排気音は排気ダクトを経由して煙突上部に開放されるため居住区に対する影響という点で他の音源とは異なった性格を有するものである。

一般に機関部騒音による居住区への影響は上部程低減されるが、ブリッジ等では逆に騒音レベルの上昇が見られ、これは風雨等の外界条件の他に煙突ケーシング部よりの発生騒音の影響が強いと考えられている。事実操舵室内やブリッジウイングに於ける騒音が高く狭水路航行時にパイロットとの会話が聞きとれぬ等の苦情も受けている船もある。

また主機械を停止した停泊時や運河航行時には発電機排気音が耳ざわりとなり周辺の住民に対する配慮からも騒音の低減を要望する声がある。

一方この排気騒音対策としてはほとんどの船に排気消音器が装備されているが排気消音器の形式選定、排気系統の計画、減音効果等の実態は不明な点が多く各造船所の計画もまちまちである。

このような現状を考慮し発電機ディーゼル機関の排気騒音の実態把握、適正消音器の設置等の手がかりを握むべくモデル実験及び実船実験を実施することとした。

ここではモデル実験により現在採用されている代表的な形式の消音器について性能の調査と実船での実験により他の主要音源との重要度の比較を行ない排気音の距離減衰の実態と排気開放方向による空気伝播音の指向性の変化等を計測し、今後の設計の資料とした。

### 8.4(A) 排気消音器のモデル実験

ここでは、モデルテストにより、各種の消音器の減音性能と圧損について調査した。

#### 8.4(A).1 消音器モデルの選定

モデルは、各社で使用中的のものより構造の異なるもの 5 種類を選んだ。その形状を図 8.4(A)1 に示す。消音器が取付けてある排気管は 250 A～450 A ガス管であるが、実験装置の配管に合わせてモデルの出入口管は 50 A ガス管に統一したため、モデルの縮尺は 1/4.80～1/8.34 となっている。

#### 8.4(A).2 減音性能の計測

減音性能は、各周波数における減音量で表わされるが、それは消音器の形状及び尾管(消音器から排気口までの配管)の長さなどによって異なる。

各々の消音器について、“尾管内に反射波がない場合”(無限長の尾管に相当)と“尾管内に反射波がある場合”(有

限長の尾管に相当)の減音量を計測した。

実験装置及び方法を以下に述べる。

(1) 尾管反射波のない場合

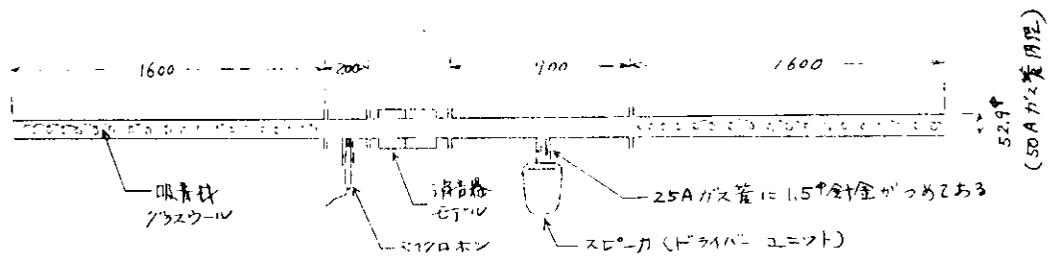
図 8.4(A)2 に実験装置を示す。(a)の実験配管では、尾管(マイクロホン側配管)及び音源側配管の反射波は吸音材でなくしてある。また、(b)の計測装置に示すように音源は 1/3 オクターブバンドノイズを使用した。

消音器の尾管内の音圧レベル ( $SPL_2$ ) を計測し、消音器を取り除き、同じ長さの管を取付けて同様に計測 ( $SPL_1$ )。

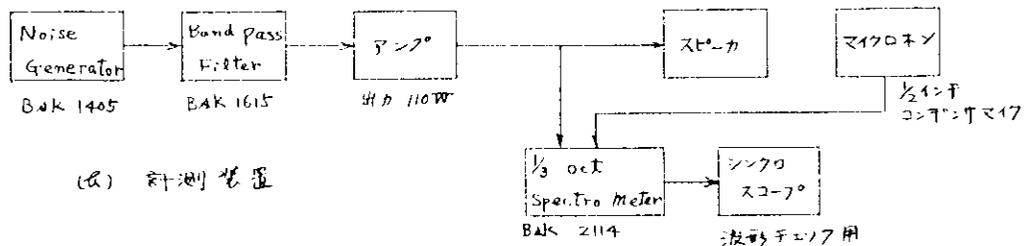
これらから減音量は  $TL = SPL_1 - SPL_2$  で求める。

型式	略 図	縮尺
M 丸型		1/8.34
H 丸型		1/5.76
F 丸型		1/4.80
I 丸型		1/6.42
L 丸型		1/6.42

図 8.4(A)1 消音器モデル



(a) 実験配管



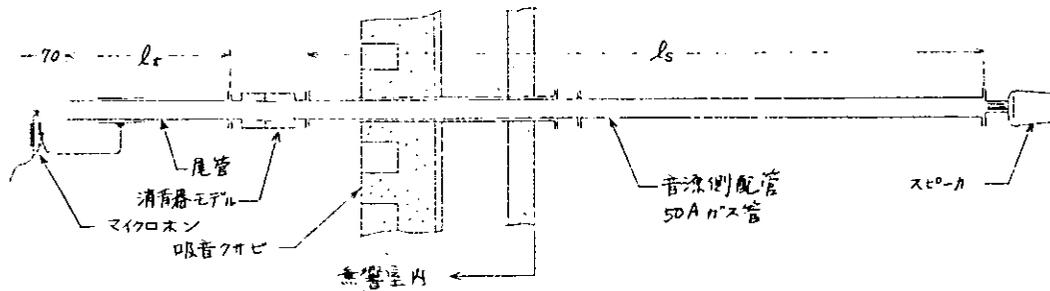
(b) 計測装置

図 8.4(A)2 実験装置 I (尾管、反射波のない場合)

(2) 尾管反射波のある場合

実験装置を図 8.4(A)3 に示す。マイクロホンは、無響室内に置き、尾管出口よりの放射音を計測した。この配管では、尾管及び音源側配管内共に反射波が存在する。

尾管反射波のない場合と同様に消音器、有無の場合の放射音の音圧レベル、 $SPL_2$ 、 $SPL_1$  を計測する。減音量は R で表わし、 $R = SPL_1 - SPL_2$  で求める。



(a) 実験配管 ;  
 (b) 計測器 ; 図8.4(A).2に同じ

図8.4(A).3 実験装置II (尾管反射波のある場合)

### 8.4(A).3 減音性能計測結果

消音器モデルの減音性能を以下に述べる。

#### (1) 尾管反射波のない場合

1/3オクターブバンドノイズにおける減音性能を図8.4(A).4に示した。

消音器は各周波数で減音量が異なるが、全体としてM丸型、F丸型の減音量が大きい。これらの消音器は共に膨脹型で、膨脹部へ内管が突き出ている形状のものである。

#### (2) 尾管の反射波のある場合

##### ・尾管長さの影響

尾管長さを各々500, 900, 1,300, 1,700mmにした場合の減音性能を図8.4(A).5に示した。

尾管長さの影響は1KHz以下の周波数で表われている。

##### ・音源側の配管長さの影響

図8.4(A).6に音源側配管長を3,000, 3,750, 4,500mmにした場合の減音性能を示したが、配管長の影響はほとんど認められない。

#### (3) 相似則

消音器の代表長さをL、音の波長をλとすると、一般に減音量(TL)はL/λの関係となる。

$$TL_a = F(L_a / \lambda_a) \quad \text{添字a: 実物}$$

$$TL_m = F(L_m / \lambda_m) \quad \text{添字m: モデル}$$

とすると

$$L_a / \lambda_a = L_m / \lambda_m$$

では

$$TL_a = TL_m \text{となる。}$$

また、波長を音速C

と周波数fで置換え

ると、

$$\lambda = \frac{C}{f} \text{より}$$

$$\frac{L_a f_a}{C_a} = \frac{L_m \cdot f_m}{C_m}$$

すなわち周波数 $f_m$

におけるモデルの減

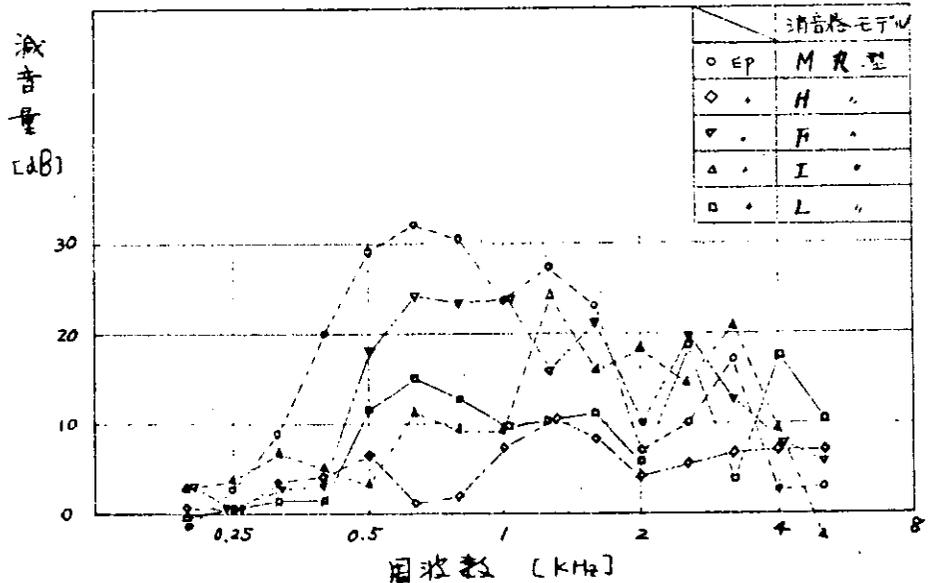


図8.4(A).4 減音性能 (尾管反射波のない場合)

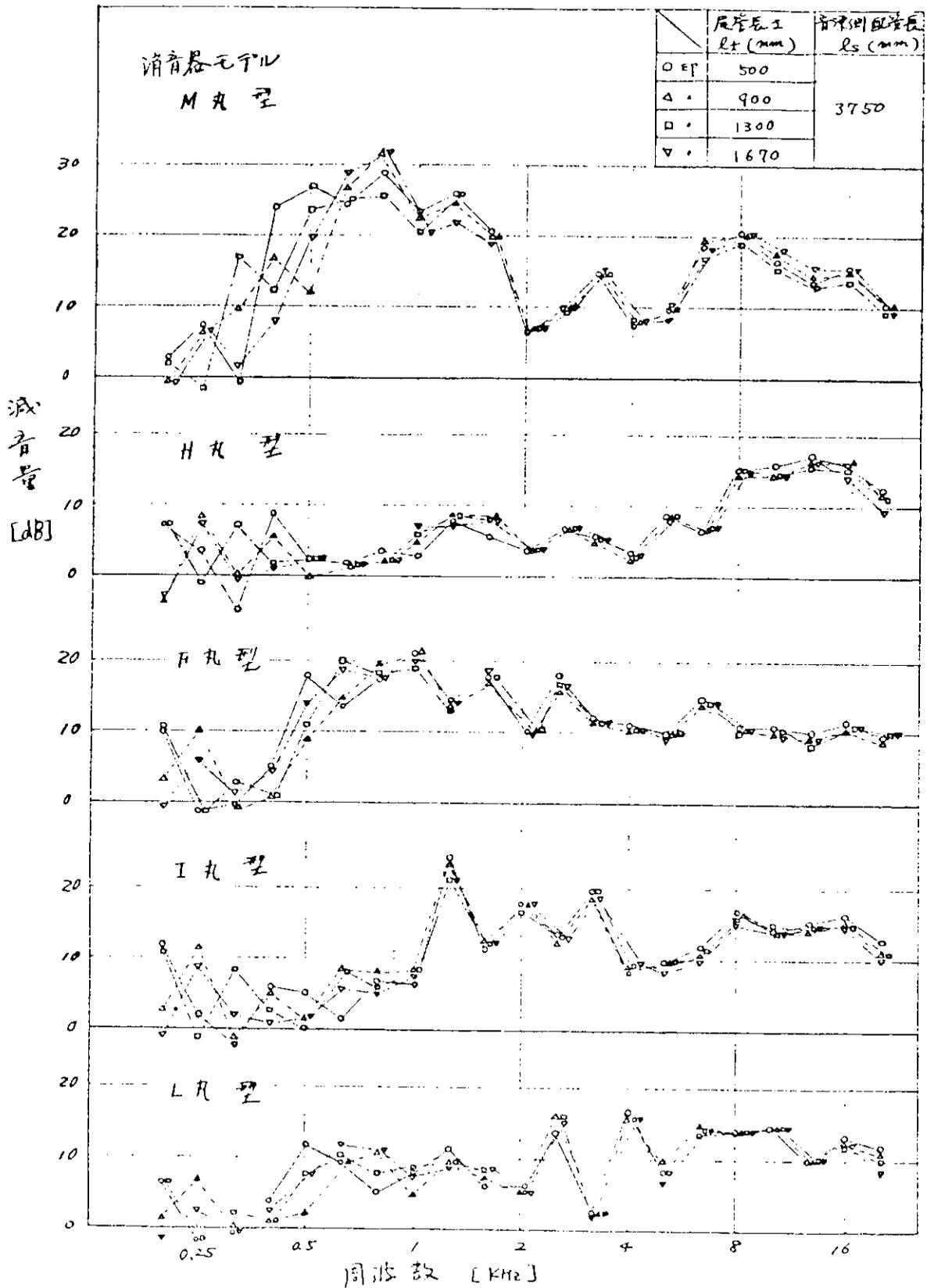


図8.4(A)5 減音性能(尾管長さの影響)

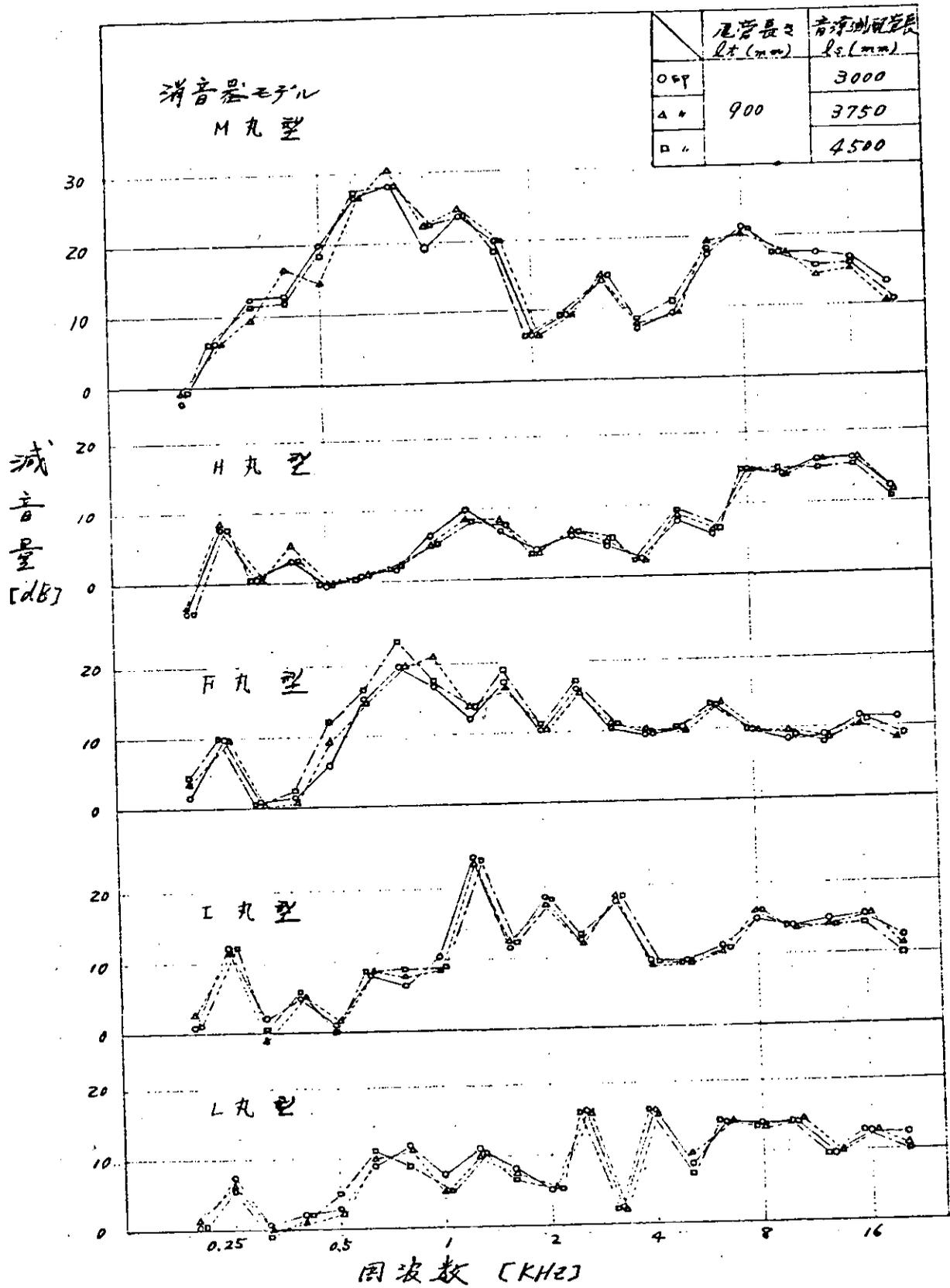


図 8.4 (A).6 減音性能 (音源側配管長さの影響)

音量 (TL<sub>m</sub>)と実物における周波数  $f_a = \frac{L_a}{L_m} \cdot \frac{C_a}{C_m} \cdot f_m$  でのそれ (TL<sub>a</sub>)は等しいことになる。

#### 8.4(A).4 圧力損失の計測

送風機を用いて消音器の圧力損失を計測した。

##### (1) 実験装置及び方法

図8.4(A).8実験装置を示す。消音器前後の直管部の静圧はマンメータ(連通管)で計測。

風速については、直管出口附近の管断面の流速分布をピトー管+ベッツ型マンメータで計測した。

##### (2) 計測結果

図8.4(A).9に各種消音器を取付けた場合の直管部の静圧を示した。消音器前後の直管の圧損が74~83mm Aqであるのに比して、消音器のそれは161~188mm Aqであり、非常に大きいものになっている。配管系の圧損(h; 図8.4(A).7参照)

$$h = (hp_1 + hp_2) + hs$$

$$= \left( \lambda \frac{l_1 + l_2}{d} + \zeta \right) \frac{v_m^2}{2g} \quad \text{となる。}$$

$l_1, l_2$  : 直管①, ②の長さ

$d$  : 直管内径

$\lambda$  : 管摩擦係数

$\zeta$  : 消音器の損失係数

管摩擦係数( $\lambda$ )は消音器を取除いた場合の計測データから求め表8.4(A).1に示す。

この $\lambda$ を使用して、図8.4(A).9の管路の静圧から各消音器の損失係数( $\zeta$ )を求めた。(表8.4(A).2参照)

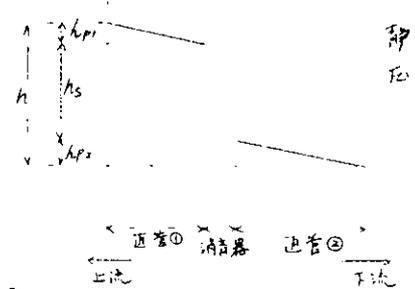


図8.4(A).7

表8.4(A).1 管摩擦係数(計算表)

直管①, ②の合計長( $l_1 + l_2$ )	4.750 mm
直管内径 ( $d$ )	52.9 mm
平均流速 ( $v_m$ )	29.03 m/S
管摩擦係数 ( $\lambda$ )	$2.36 \times 10^{-5}$

表8.4(A).2 消音器の損失係数(計算表)

消音器	M丸型	H丸型	F丸型	I丸型	L丸型
平均流速 ( $v_m$ ; m/S)	26.4	28.2	29.7	29.6	28.9
配管系の全圧損 ( $h$ ; mm Aq)	271.0	264.5	256.0	254.0	255.5
直管部の圧損 ( $hp_1 + hp_2$ ; mm Aq)	83.0	88.5	93.0	93.0	90.5
消音器の圧損 ( $hs$ ; mm Aq)	188.0	176.0	163.0	161.0	165.0
損失係数 ( $\zeta$ )	0.00528	0.00434	0.00362	0.00360	0.00387

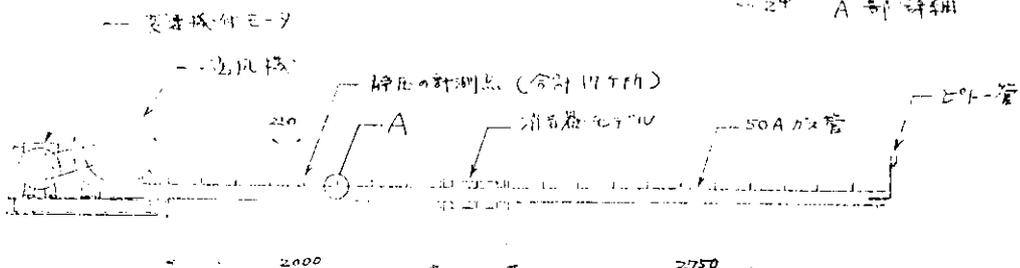


図8.4(A).8 実験装置

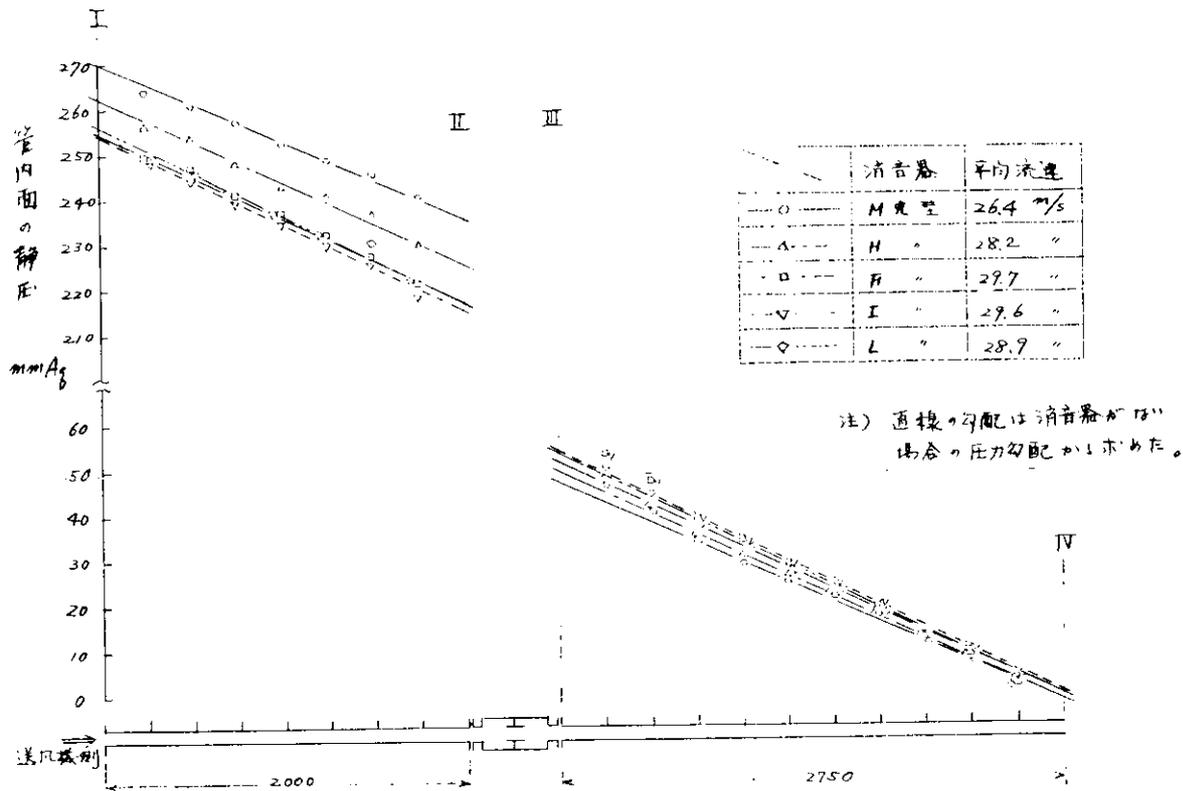


図 8.4(A).9 配管内の静圧

(3) 相似則

消音器の損失係数 $\zeta$ は一般に Re 数

$$\left( \frac{\text{平均流速} (v_m) \times \text{配管内径}(d)}{\text{ガスの動粘性係数}(\nu)} \right) \text{に} \text{関係する。}$$

前記の“消音器の損失係数計算表”では、Re 数は $10^6$ 前後であるが、平均流速を小さくして、Re 数を $\frac{1}{3}$ にした時でも損失係数はほぼ等しかった。このことから、実物の場合に配管内径が大きくなり、Re 数が実験でのそれより大きくなっても損失係数は使用可能と考える。

8.4(A).5 まとめ

- (1) M丸型、F丸型消音器の性能がよい。
- (2) 尾管長さの影響は消音器モデルの周波数で、1 KHz 以下である。
- (3) 今回の減音性能の実験では消音器モデル内に流れがないので、流れによる発生騒音などが含まれていない。
- (4) 圧損はF、I丸型が少なくL、H、M丸型へと順に大きくなっていく。
- (5) 圧損の計測値は、消音器の前後を直管で配管し、乱れた流れをなくした場合のものである。特に消音器上流側の流れが乱れていると圧損も大きくなることが考えられる。

8.4(B) 排気音実船実験

最近の船舶騒音に関して、乗組員に対する騒音問題と操舵室及び船橋ウイングに於いて相手船の汽笛が聞こえない等の問題がクローズアップされ減音対策が要請されている。操舵室、船橋ウイング等に於ける主騒音は主機関、発電機等の排気音、機関室通風機音等である。

そこで今回は煙突を設計するための資料を得るために主騒音源の確認、排気口の向きによる影響、排気音伝播状態等実船実験を行った。

### 8.4(B).1 実験供試船の概要

#### (1) 供試船要目

船種	BULK CARRIER	トン数	DWT 26,680 LT	
船級	ABS	寸法	Lpp. 162.0×B. 25.0×D. 13.8×d. 9.916	
項目	型式	台数	容量	
主機	MITSUBISHI 7RND 68	1	MCR 11,550 PS × 150 rpm	NOR 10,400 PS × 145 rpm
発電機	DAIHATSU 6 PSHT - 26 D	3	475 KVA ( 380 kw ) × 720 rpm	
機関室通風機	立軸流 給気ファン	4	450 m <sup>3</sup> /min × 30 mm Aq	

居住区の形状

居住区はエンジンケーシングと分離形で、配置は図 8.4(B).1, 図 8.4(B).2 に示す。

煙突

化粧煙突の高さは13mであり、排気管等の形状及び向きは図 8.4(B).2, 図 8.4(B).3 に示す。

#### (2) 使用計器

指示騒音計 B & K 2203, JEIC SLP - 21

オクターブバンド分析器 B & K 1613

### 8.4(B).2 実験結果

#### (1) 主騒音源

海上運転時の計測結果を図 8.4(B).4 及び図 8.4(B).5 に示す。

海上運転時の操舵室及び上層部居室騒音レベルは主機出力の増加に伴って高くなっているが、煙突トップ及び船橋ウイングでは主機出力の影響が少ない。これは発電機の排気音及び化粧煙突の透過音の影響を大きく受けているためと考えられる。船橋ウイング、操舵室等の騒音レベルを下げるためには発電機排気音減音対策及び化粧煙突の遮音性能の向上が重要である。尚本船の場合、1号及び2号の機関室通風機吸入口を船橋の陸に装備しているため船橋ウイング及び操舵室に於ける通風機音の影響は少ない。

#### (2) 排気口の向きによる影響

排気口の向きを変化させた場合の計測結果を図 8.4(B).7, 図 8.4(B).8, 図 8.4(B).9 に示す。排気口に90°エルボを取付け向きを変化させた場合の影響はスピーカテスト（主に空気音）の結果を見れば、煙突トップでの騒音レベルは排気口を艫に向けた場合と右舷（又は左舷）に向けた場合とでは5～6 dB(A)の差が有り排気口の向きによる影響は大きい。しかし発電機運転（空気音+固体伝播音）の結果を見れば、煙突トップに於いて2 dB(A)の差しかない。一方船橋騒音レベルは排気口の向きによって、3～5 dB(A)の差が有り、操舵室に於いても2 dB(A)の差が有る。又1.5 mの直管を継ぎ足した場合船橋ウイングの騒音レベルは若干高くなっている。

#### (3) 排気音伝播状態

排気音伝播の計測結果を図 8.4(B).10 に示す。船橋ウイングに於ける騒音レベルは理論値より、3～4 dB(A)高い。これは排気音の他、船体による反射音及び固体伝播音の影響であると考えられる。

#### (4) まとめ

今回の発電機排気音伝播実験によって操舵室及び船橋ウイング等の減音対策としては次のことを得た。

- 1) 発電機排気音の減音対策が重要である。
- 2) 排気口にエルボを取付け、口を艫に向けると2～5 dB(A)減音できる。
- 3) 化粧煙突の透過音の影響が意外に大きい。

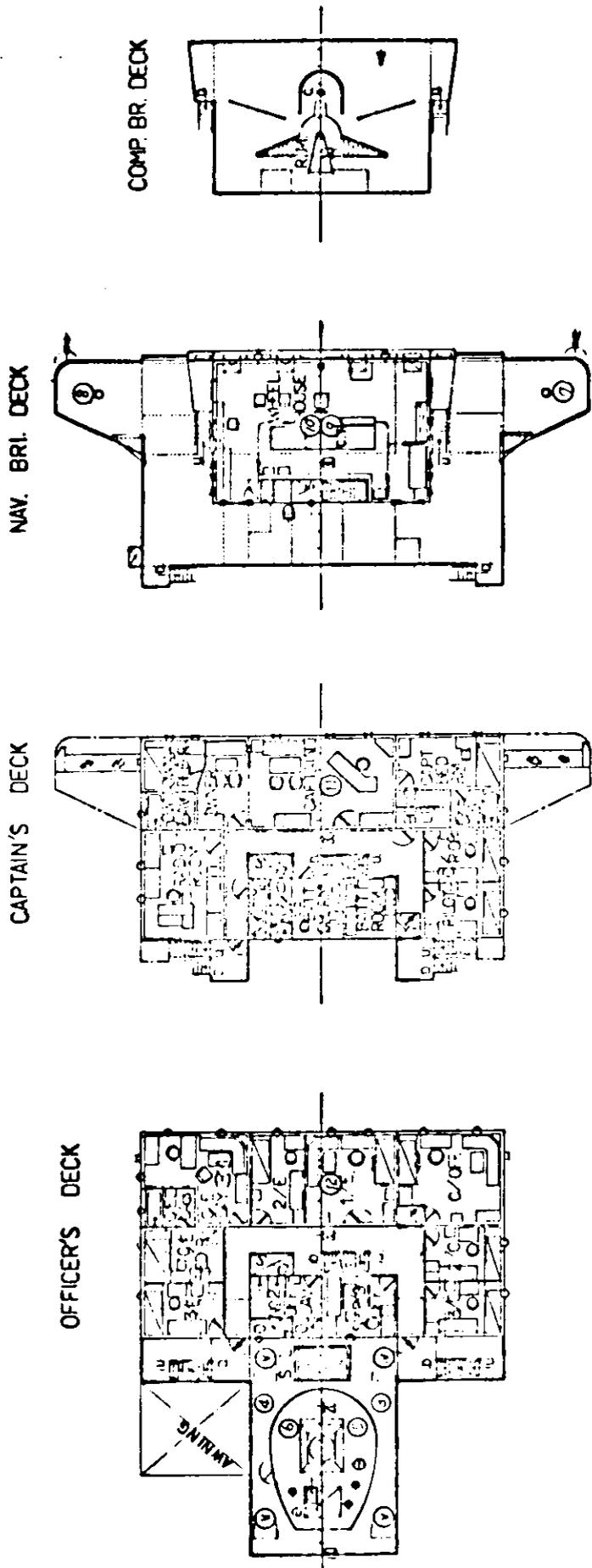


図 8.4(B).1 マイクロホンの位置

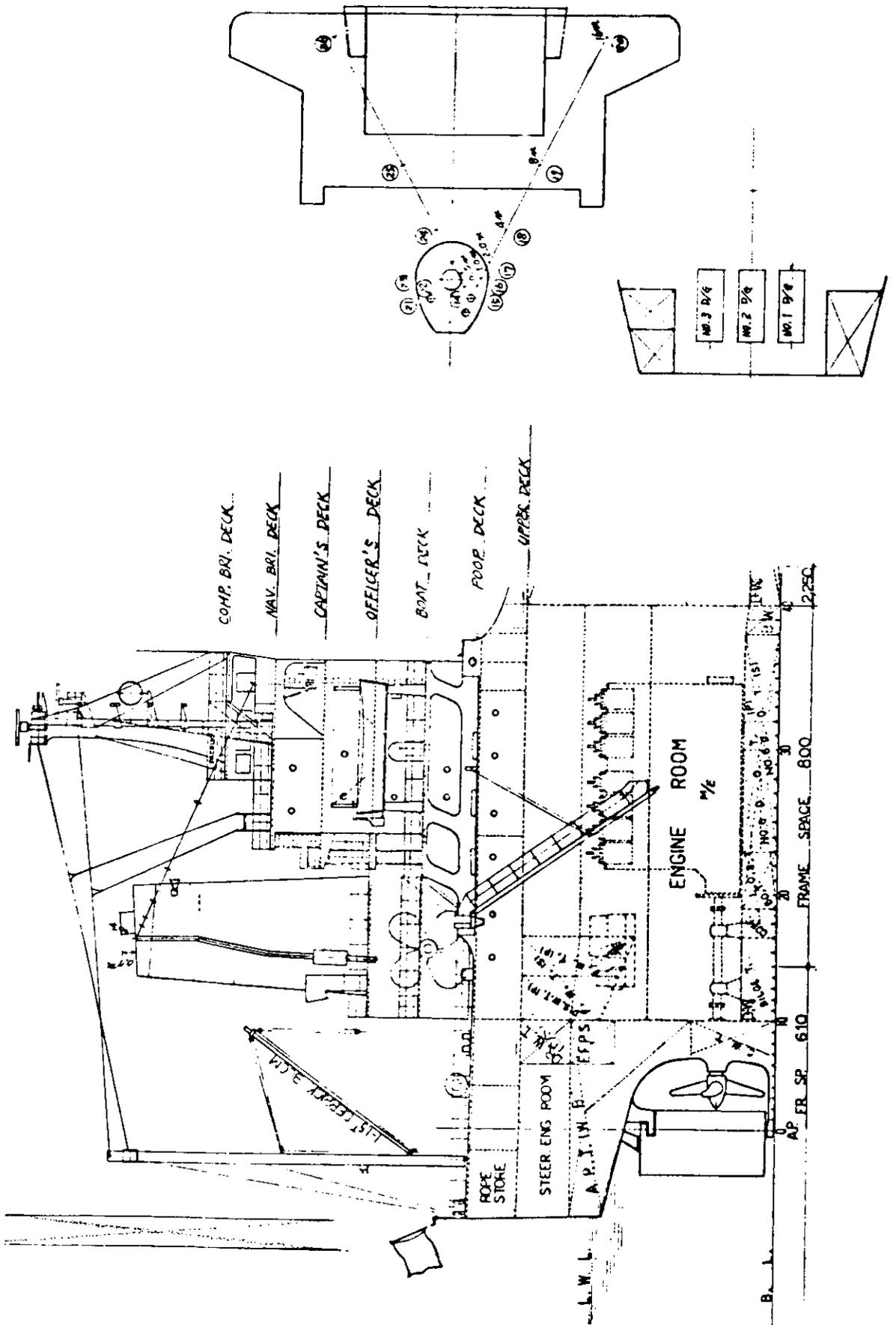


図 8.4 (B). 2 マイクロホンの位置

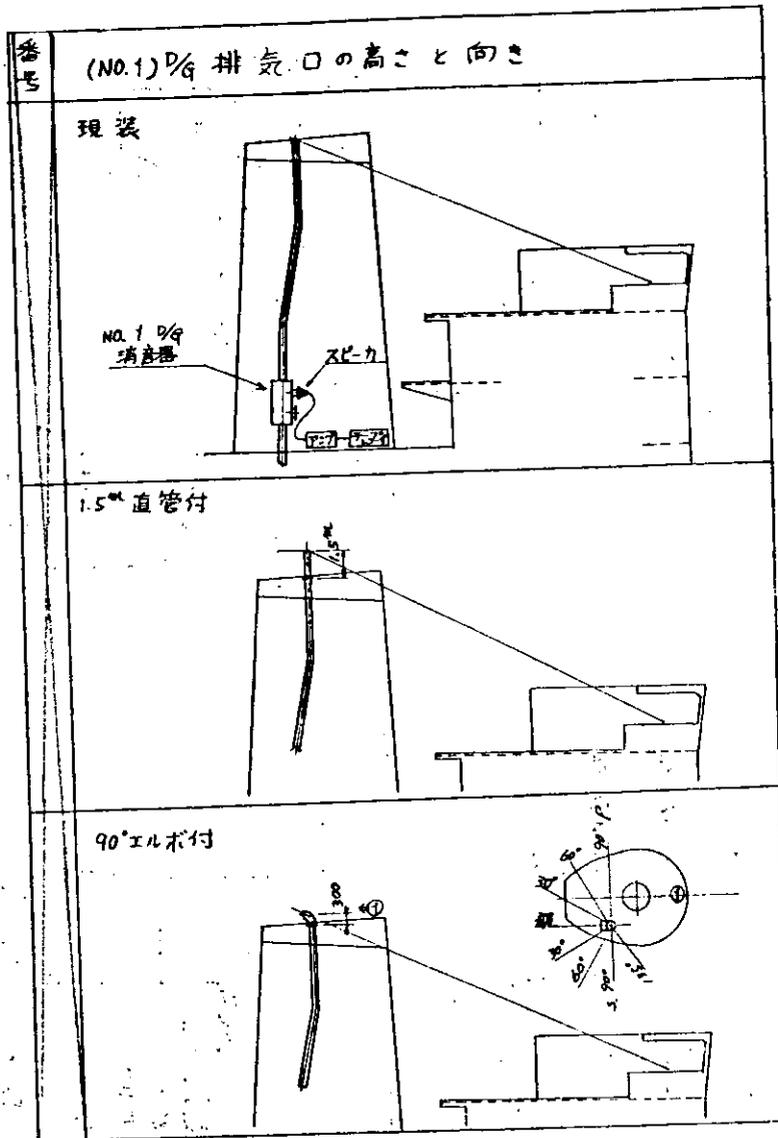


図 8.4(B). 3

4) 煙突は操舵室より 8 m 程度は離す必要がある。

5) 排気口高さより化粧煙突上縁を高くすることにより若干減音できる。

尚今回の実験結果を実際に適用する場合、1 船のみの実験データで種々の船舶に対する煙突設計資料とすることには無理があると考えられる。今後も研究課題として調査しなければならない問題である。

#### 8.4(B). 3 計測時の状況

##### (1) 海上運転

- 海上運転中は No.1 D/G (右舷機) を運転している。但し全機運転、25% 及び 50% 航走は、No.2 D/G (中央機) と並列運転。
- E/R スカイライトは開の状態
- W/HOUSE 中央付近にあるオメガ受信機カバーが振動し騒音を発生していた。
- 本船吃水  $F = 2.64 \text{ m}$        $A = 6.0 \text{ m}$

##### (2) D/G 排気ガス音伝播

- No.1 D/G を負荷 230 kw で運転 (60%) した。負荷として E/R 内ポンプ (CENTRIFUGAL) を運転。
- E/R スカイライトは閉、E/R FAN 停止状態。
- 風が吹いていたのでマイクに風防をかぶせて計測を行った。

排カス口の向きと騒音の関係 (番号 3 (1)~(5))  
(スローカーテスト)

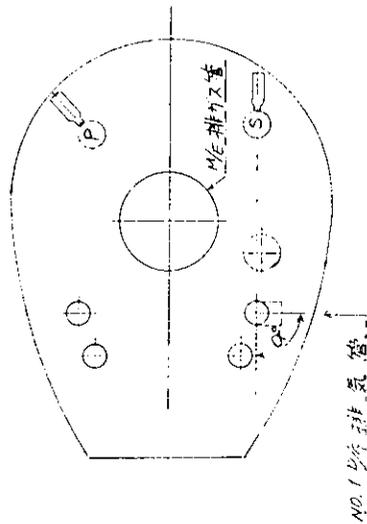


図 8.4 (B). 6

- 右舷 (CLYLL)
- 右舷 (ALYLL)
- 左舷 (CLYLL)
- 左舷 (ALYLL)

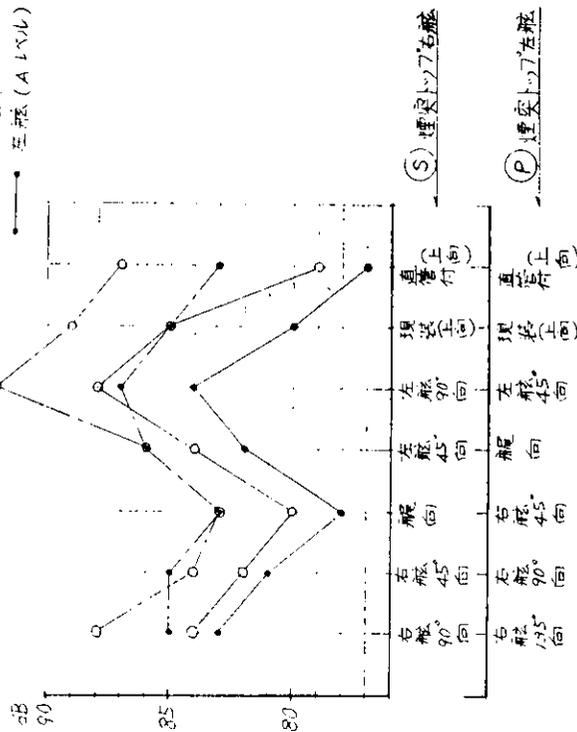


図 8.4 (B). 7

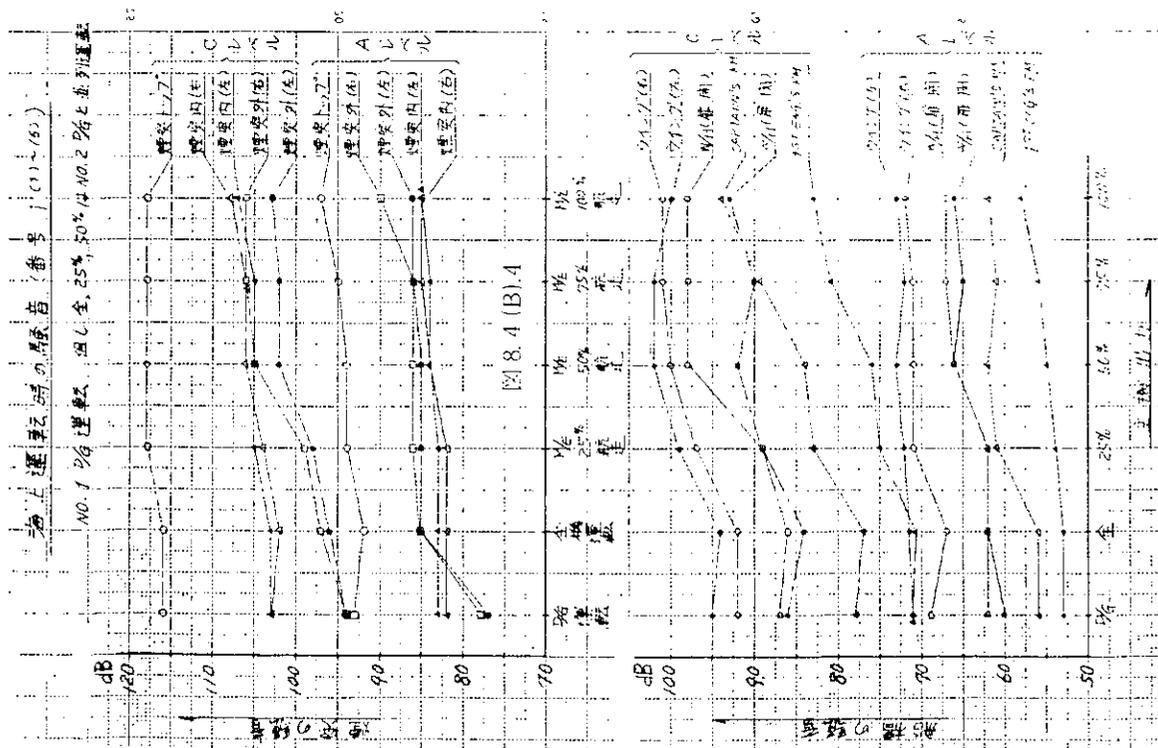


図 8.4 (B). 4

図 8.4 (B). 5

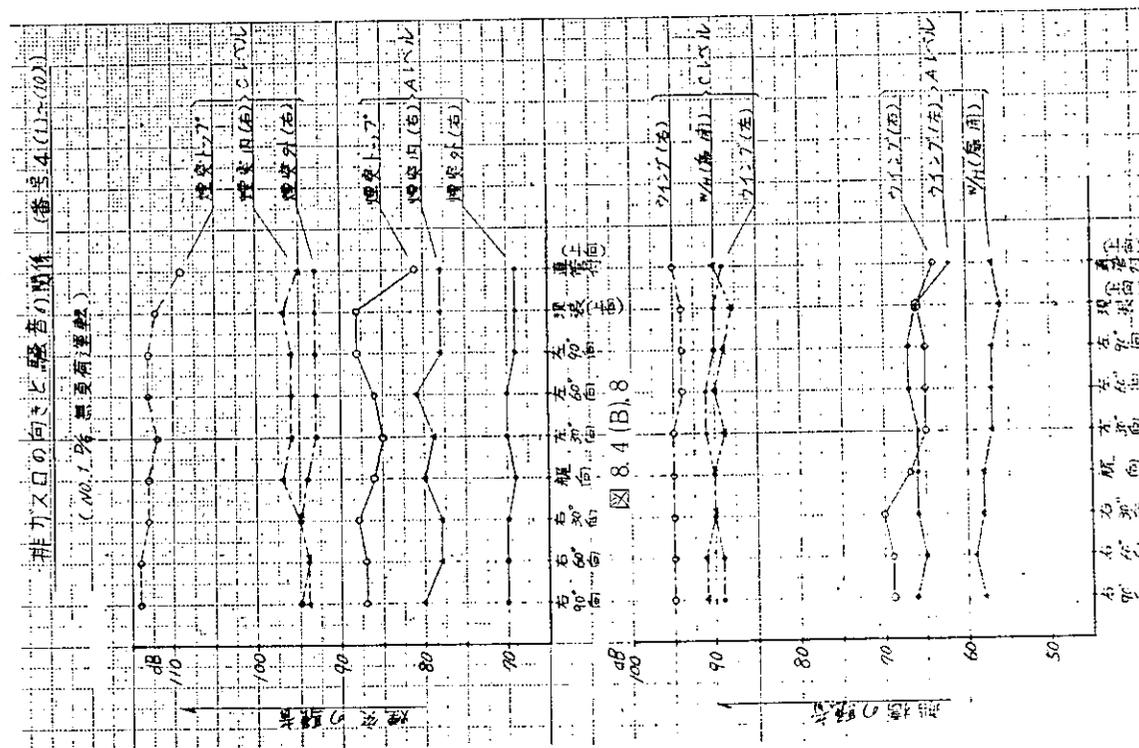


図 8.4(B).9

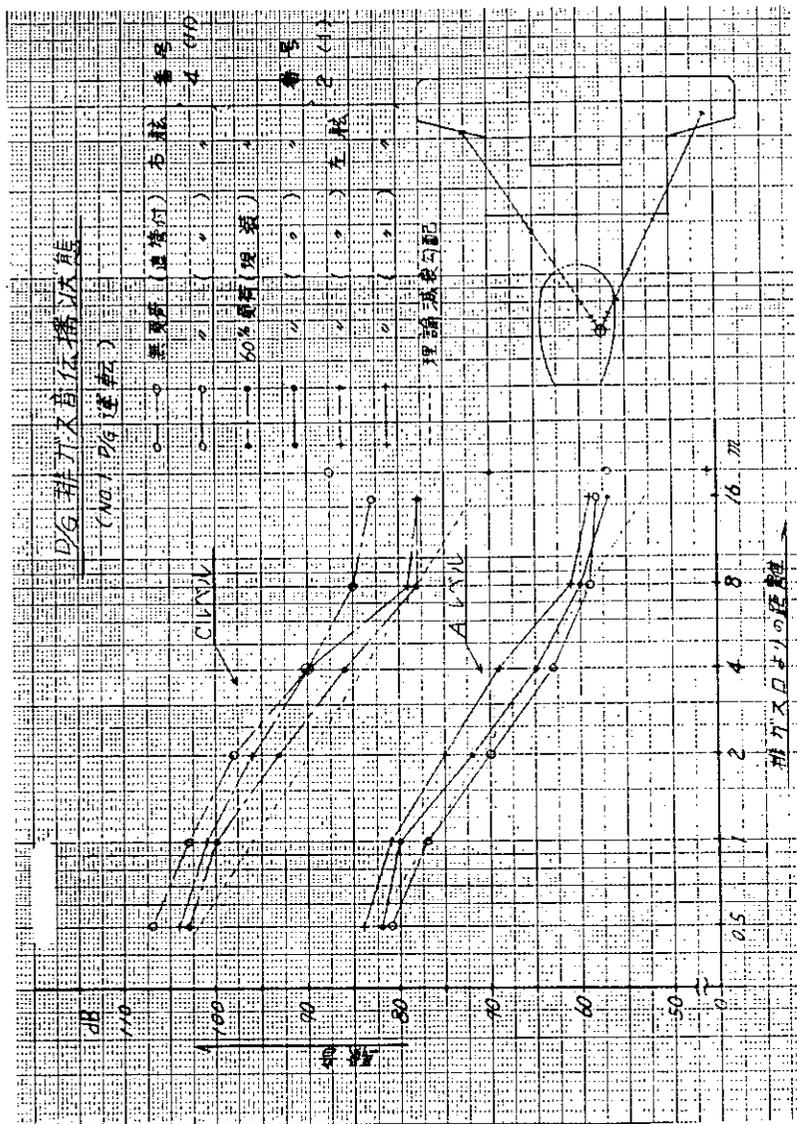


図 8.4(B).10

- 本船船内工事は行っていなかったが圧縮空気のリーク音等工場騒音が大きかった。
- (3) スピーカー音による排ガス口向きと排ガス音伝播
  - スピーカー出力の割に暗騒音（工場音）が高かったため船橋ウイング等計測できず。
- (4) D/G運転による排ガス口向きと排ガス音伝播
  - No.1 D/Gを無負荷運転した。
  - E/Rスカイライトは閉、E/R FAN 停止状態。
  - 風が吹いていたのでマイクに風防をかぶせて計測を行った。
  - 本船船内工事は行っていなかったが、圧縮空気のリーク音等工場騒音があった。

## 8.5 ファンの吸、排気音減音対策

ファンの減音対策の一環としてSR 156-SC3/WG1における機関部騒音実態調査供試船の機関室通風機及びイナートガス送風機の吸排気音による騒音の実態調査に基いて分析した。ファンの中でボイラー送風機の発生する騒音は居住区における影響は少ないと考え減音対策から除いた。

SR 156-SC3/WG1-6船船騒音対策実施例アンケートより通風機の減音対策後の減音効果があった対策を選んだ。

### 8.5.1 実船計測データの分析

居住区に伝播する空気音の影響を機関室通風機、イナートガスファンの各単独運転時と、NOR航行時の騒音レベルで表8.5.2から比較した。

- (1) 機関室通風機単独運転時の騒音はNOR航行時より約13dB(A)低く居住区における空気伝播音の影響はNOR航行時に比べると少ないと判断される。
- (2) イナートガスファンの単独運転時の騒音は隣接した居住区では局部的にNOR航行時より約6dB(A)高く、ウイング及び他の居住区では約8dB(A)低い。
- (3) 上記の(1)、(2)からNOR航行時の騒音のウイング及び居室に与える影響は、相当大きいと思われ、ファンの騒音はNOR航行時には問題ない。

### 8.5.2 艤装法による騒音の差の分析

ファンの減音対策について研究課題として次の6項目に分け分析した。

#### (1) 吸気口の流速と騒音の関係

図8.5.4（吸気口形状及び流速）より“P”丸（ファンルーム）を除いてはバラツキがあるが、各船とも大差がなく吸気口における騒音はファンの発生する空気伝播音の影響が非常に大きく吸気口の流速と騒音の関係は問題なくファンの発生音に左右される。

#### (2) ファンルームとマッシュベント形吸気口の騒音の差

(イ) 吸気口をファンルーム、マッシュルーム、カウルヘッドに分け表8.5.2より居室及びウイングに伝播する騒音レベルを比較すると各甲板で多少のバラツキはあるがファンルーム吸気口が5~10dB(A)も低く効果的である。

(ロ) “O”丸について表8.5.2でファンルーム（左舷）とカウルヘッド（右舷）を騒音レベルで比較するとファンルームが5~9dB(A)低く空気伝播音の減音効果が大きい。

#### (3) ファンの位置と伝播経路

居室及びウイングにおける伝播する空気音はファン及び吸、排気の風切り騒音レベルによって決まると思われる。

ファン吸気口にはファンルーム、カウルヘッド、マッシュルームの三種類があるがそれぞれの船体構造が取りまき型、分離型と異なり、又ファンの容量及びファンの設置場所も異なるので、非常に伝播経路の判断は困難であるが、各船で計測した騒音レベルで見ると、ファン及び吸、排気口が隣接した居室の場合に局部的に影響が大きいと考えられる。

- (イ) ウイングでは区画された居室よりも騒音レベルで10～12dB(A) も高くウイングにおける空気伝播音による影響は大きい。従って騒音レベルの差から区画(居室)の方が遮音効果を上げ、音の指向性を考慮した放射機構についての対策として考えられる。
- (ロ) 船体構造分離型でファンルーム設置の“P”丸(4台)と“O”丸(右舷2台)を表8.5.2から比較するとウイング及び居室における騒音レベルは5～12dB(A)の差があり、エンジンケーシング内とケーシングトップ(暴露部)に設置された違いが減音効果として十分表われている様に思われる。
- (ハ) イナートガスファン設置の3船を選んで各船の騒音レベルを比較するとファンの設置舷が10dB(A)も高い。機関室通風機同様、ファンの隣接した居室における影響は大きく、ウイングに対しては問題になる騒音ではない。居室では固体音の比率が大きいと思われる。
- (ニ) イナートガスファンルーム設置(O丸)で表8.5.3で見るとファンルームが右舷側に配置され、左舷側と比較した騒音レベルの差は他船よりも大きく、ファンルームの遮音効果が十分にあると考えられる。

#### (4) ダクト騒音方法の差

各居室に対して空気伝播音の影響が大と思われるダクト(通風筒)は、ケーシングウォールを1～2面兼用した騒音方法とウォールから離して単独に導く方法がある。又ダクトの内外面に吸音材及び防熱材を貼付けたものがある。

- (イ) ダクト(通風筒)をケーシングウォールから離して単独に導く方法は“O”丸だけで他8隻を表8.5.4で比較した場合、居室における騒音レベルはバラツキがあり騒音効果は判断しにくい。
- (ロ) 通風機及びイナートガスファン同様、ダクトが兼用されたケーシングに隣接した居室は表8.5.4から騒音レベルが他の居室よりも5dB(A)高く影響が大きい。
- (ハ) ダクト内外面に吸音材及び防熱材を貼付けた“P”丸と外面だけ防熱材を貼付けた方法(他8隻)を表8.5.4から隣接した居室の騒音レベルで比較すると約10～12dB(A)の差があり、“P”丸の方法が効果的で空気伝播音機構についての対策として期待出来る。

#### (5) 吸、排気口の向きによる騒音の差

ファンの発生音及び吸、排気口の風切り音が居室、ウイングに与える影響は大きく、特にウイングにおける騒音の影響は吸、排気口の向きによって左右されると考える。

- (イ) カウルヘッド形(“M”丸)を表8.5.2から他8隻と比べるとウイング(左舷)における騒音レベルは75dB(A)と高い数値を示している。
- (ロ) ファンルームとカウルヘッド形吸気口を設置した“O”丸を図8.5.2から見ると両方の吸気口とも右舷方向で、ウイングにおける騒音レベルを左舷、右舷で比較すると9dB(A)右舷が高く音の指向性の高いカウルヘッド吸気口による影響が大きいと思われる。
- (ハ) ファンルームを設置した“P”丸の吸気口は両舷(4台)とも右舷方向で、吸気口の騒音レベルは5dB(A)左舷が高く、ウイングにおいては1dB(A)低い、この差から影響を受ける場所から反対方向もしくは遠くの方が効果的である。
- (ニ) (イ)、(ロ)、(ハ)からウイングにおける影響は吸気口の向きによって左右され、ファンルームとカウルヘッド形を比較した場合カウルヘッド形吸気口の方が空気伝播音の影響が大きい。音の指向性を考慮した放射機構の対策としては吸気口の向きの変更が効果的である。

#### (6) ファンルーム内の吸音効果

ファンルーム設置は“P”丸、“O”丸(右舷2台)の2隻だけで、隔壁の遮音効果を騒音レベルから見ると“P”丸が13dB(A)、“O”丸が5dB(A)、両船の差は8dB(A)もあり、隔壁に依る遮音効果はあまり変わらないとすると、ルーム内面の吸音材貼付け(“P”丸)が音の指向性を考慮した放射機構についての対策として効

果的であると考えられる。

### 8.5.3 通風機とダクト（通風筒）の減音対策

#### (1) 通風機の設置方法（音の指向性を考慮した放射機構の対策）

- (イ) 機器カバー，専門の部屋
- (ロ) 防振ゴムの使用
- (ハ) 機器の配置，向きの変更
- (ニ) 室内に吸音材を使用
- (ホ) 消音器の装備

#### (2) ダクト（通風筒）の舩装方法

（空気伝播機構についての対策）

- (イ) ダクト内に吸音材を使用
- (ハ) エアークリースペースを設ける

以上(1)、(2)の舩装方法から通風機、ダクト（通風筒）の大幅の減音が期待出来る。

通風機の減音対策として通風機の改良、調整はメーカーの検討、研究に期待する。

表 8.5.1 通風機減音対策実施例

通風機	船名	対策の概要	対策の工事要領	対策前 dB(A)	対策後 dB(A)	減音効果 dB(A)	備考
通風機	丸コンテナ	(1)消音器の装備 (2)機器の改良、調整 (3)防振ゴムの使用	(1)メーカーが開発した消音器使用				75 dB(A)目標 実測値75 dB(A)
"	丸艇 3050	(1)防振ゴムの使用 (2)室内に吸音材を使用	(1)補機台及び風路貫通部に防振対策	78	73	5	
"	丸 L.P.G. 76,000 m <sup>3</sup>	(1)通風筒内部に吸音材を使用	(1)通風筒内部にサイレンサーを装備する			5~10	
"	丸 タンカー 255,000	(1)通風機入口、出口の通風筒内部に吸音材貼付	(1)通風機管内及び通風機用船体付箱に吸音材を貼付ける	91	86	5	
"	丸 コンテナ 32,153	(1)AIR INTAKE SPACE を設け吸入ダクトに吸音材内張り		104	82	22	吸気口の実測値で表わす。
"	丸 タンカー 273,300	(1)室内に吸音材を使用	(1)ファンルーム内のドア及びバルバー部を除く御壁、天井、全面グラスウール(50%)を貼付	90	81	9	実測の最大値
"	丸 コンテナ 40,500	(1)機器の配置、向きの変更	(1)マッシュルームをカウルヘッドに変更、又吸気口内部に吸音材の貼付(20tトヨソンフレーション)	65	59	6	WHEEL HOUSE (扉閉)
ダクト (通風筒)	丸 バルク 34,000	(1)室内に吸音材を使用	(1)マッシュルーム吸気口内部に吸音材50%グラスウール貼付	91	75	16	吸気口実測値
"	丸 バルク 22,000	(1)ダクトに吸音材を使用	(1)フィリター前遮音板とダクトの吸入口付近に吸音材25tグラスウールを貼付	80	58	22	1,000~2,000 Hz

表 8.5.2 機関室通風機実船計測比較

船名	機室通風機 容量 x 分岐	UPPER DECK		A DECK		B DECK		C DECK		D DECK		E DECK		機室通風機 容量 x 分岐	備考
		風速 (m/s)	風向 (°)												
0. F 丸	1000mm x 30mm x 45	51 (0)	49 (0)	50 (0)	42 (0)	57 (0)	44 (0)	58 (0)	44 (0)	57 (0)	44 (0)	57 (0)	44 (0)	1000mm x 30mm x 45	・取付位置
0. B 丸	570mm x 45mm x 45	47 (0)	43 (0)	51 (0)	42 (0)	51 (0)	42 (0)	51 (0)	42 (0)	51 (0)	42 (0)	51 (0)	42 (0)	570mm x 45mm x 45	・取付位置 ・取付位置
0. I 丸	650mm x 30mm x 45	45 (0)	45 (0)	45 (0)	45 (0)	45 (0)	45 (0)	45 (0)	45 (0)	45 (0)	45 (0)	45 (0)	45 (0)	650mm x 30mm x 45	・取付位置
0. K 丸	650mm x 30mm x 45	53 (0)	45 (0)	59 (0)	44 (0)	59 (0)	44 (0)	59 (0)	44 (0)	59 (0)	44 (0)	59 (0)	44 (0)	650mm x 30mm x 45	・取付位置
0. L 丸	200mm x 30mm x 45	31 (0)	31 (0)	31 (0)	31 (0)	31 (0)	31 (0)	31 (0)	31 (0)	31 (0)	31 (0)	31 (0)	31 (0)	200mm x 30mm x 45	・取付位置
0. M 丸	1100mm x 40mm x 45	24 (0)	24 (0)	24 (0)	24 (0)	24 (0)	24 (0)	24 (0)	24 (0)	24 (0)	24 (0)	24 (0)	24 (0)	1100mm x 40mm x 45	・取付位置 ・取付位置 ・取付位置
0. N 丸	1000mm x 30mm x 45	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	1000mm x 30mm x 45	・取付位置
0. O 丸	1000mm x 30mm x 45	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	1000mm x 30mm x 45	・取付位置
0. P 丸	1000mm x 30mm x 45	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	1000mm x 30mm x 45	・取付位置
0. Q 丸	1000mm x 30mm x 45	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	1000mm x 30mm x 45	・取付位置
0. R 丸	1000mm x 30mm x 45	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	49 (0)	1000mm x 30mm x 45	・取付位置

(1) 取付位置  
(2) 取付位置  
(3) 取付位置

表 8.8.5.3 イナートガスタフアン実船計測比較

船名	イナート	UPPER DECK		A DECK		B DECK		C DECK		D DECK		E DECK		MAX. BR. DECK mm	備考
		Y	Z	Y	Z	Y	Z	Y	Z	Y	Z	Y	Z		
K	14102 x 70% 10000 x 50%	52	45	47	49	51	44	38	45	57	59	51	48	60	・新机型
		(20)	(19)	(23)	(19)	(19)	(27)	(27)	(27)	(27)	(27)	(27)	(27)	(27)	
D	20000% x 1500% x 15(4)	50	46	45	53	49	41	30	40	47	39	49	47	57	・新机型
		(27)	(23)	(25)	(27)	(23)	(23)	(27)	(27)	(27)	(27)	(27)	(27)	(27)	
M	20000% x 1500% x 25	61	56	49	57	53	45	40	47	40	47	49	47	57	・新机型
		(19)	(12)	(21)	(18)	(18)	(18)	(18)	(18)	(18)	(18)	(18)	(18)	(18)	
N	15000% x 1500% x 15(4)	50	44	43	46	46	37	35	45	47	47	43	43	61	・新机型
		(20)	(19)	(16)	(15)	(15)	(15)	(15)	(15)	(15)	(15)	(15)	(15)	(15)	

1) ( ) 中数値はイナートに 70% NOR 時の値を示す。  
 2) □ 中数値はイナートに 70% NOR 時の値を示す。



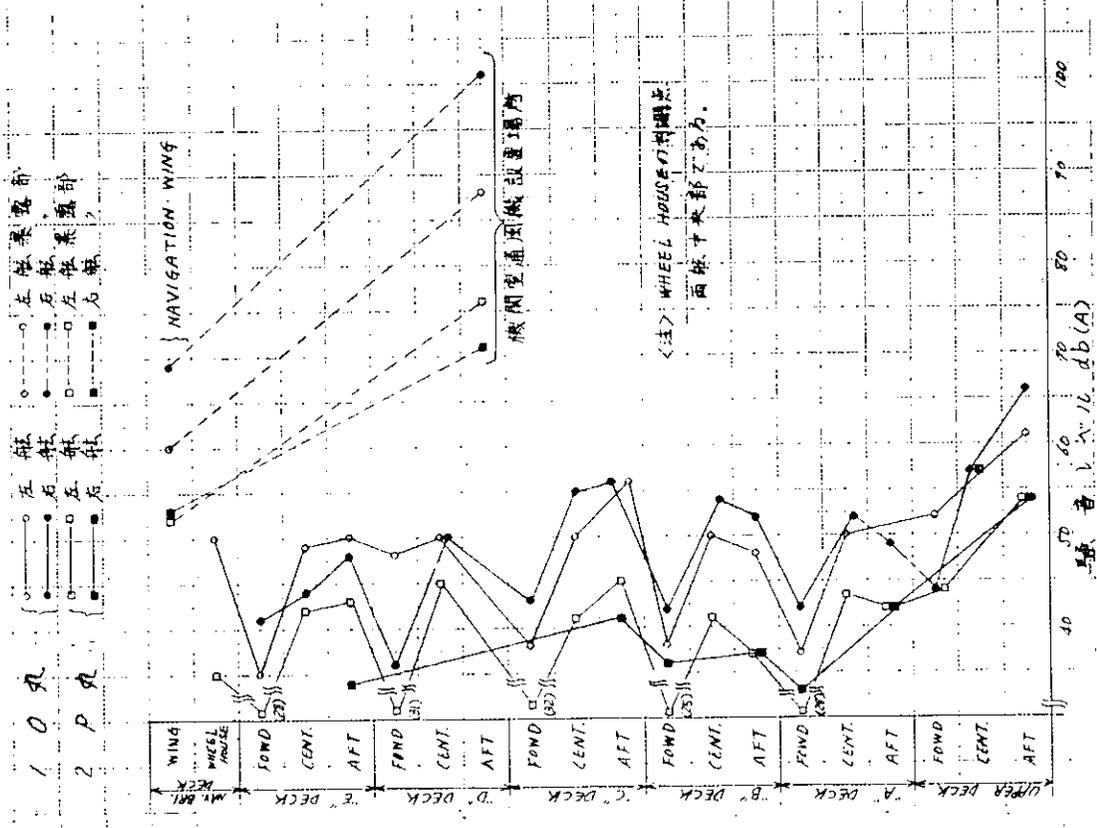


図 8.5.2 居住区に対する機間室通風機の騒音レベルの比較

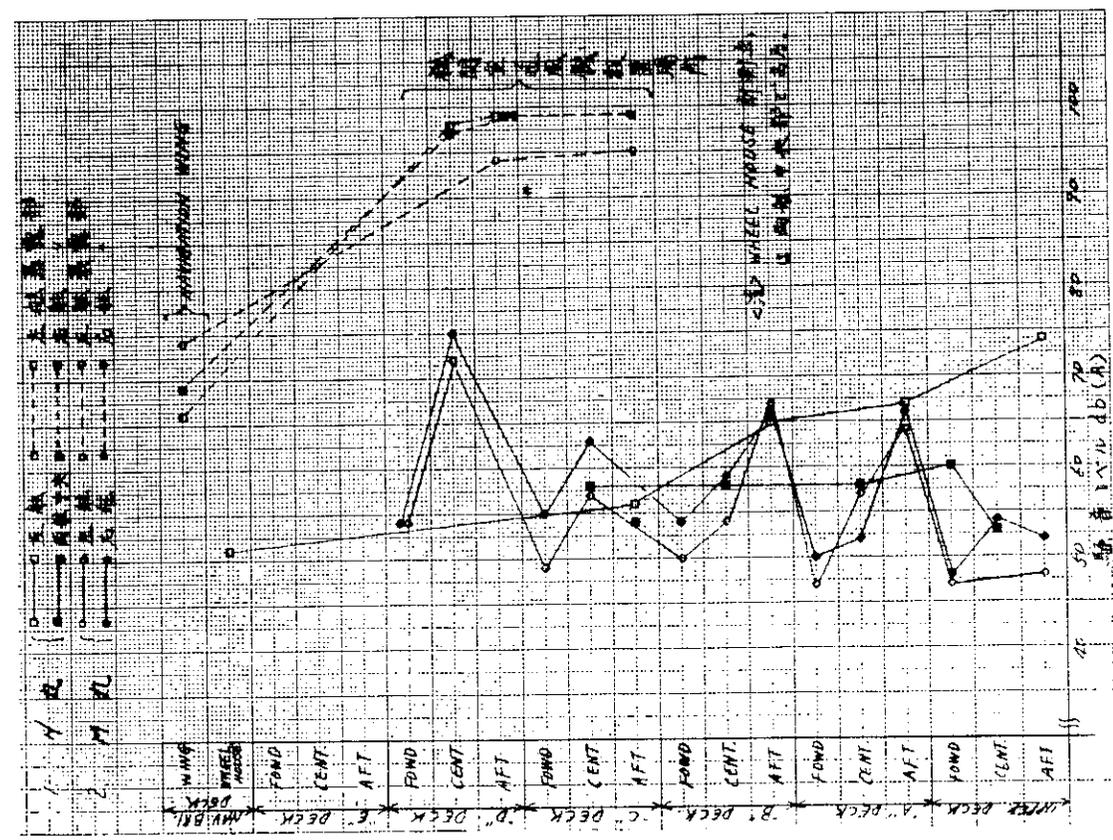


図 8.5.1 居住区に対する機間室通風機の騒音レベルの比較

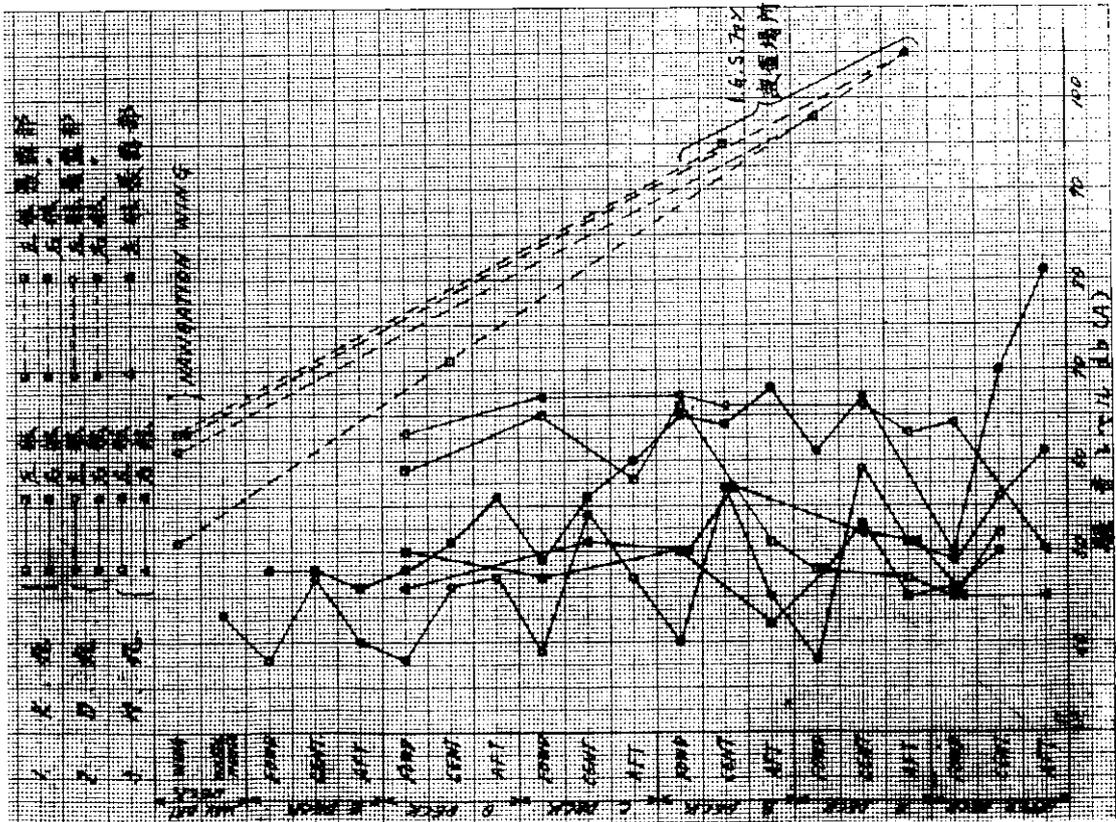


図 8.5.3 居住区に対するイナートガスファン騒音レベル比較

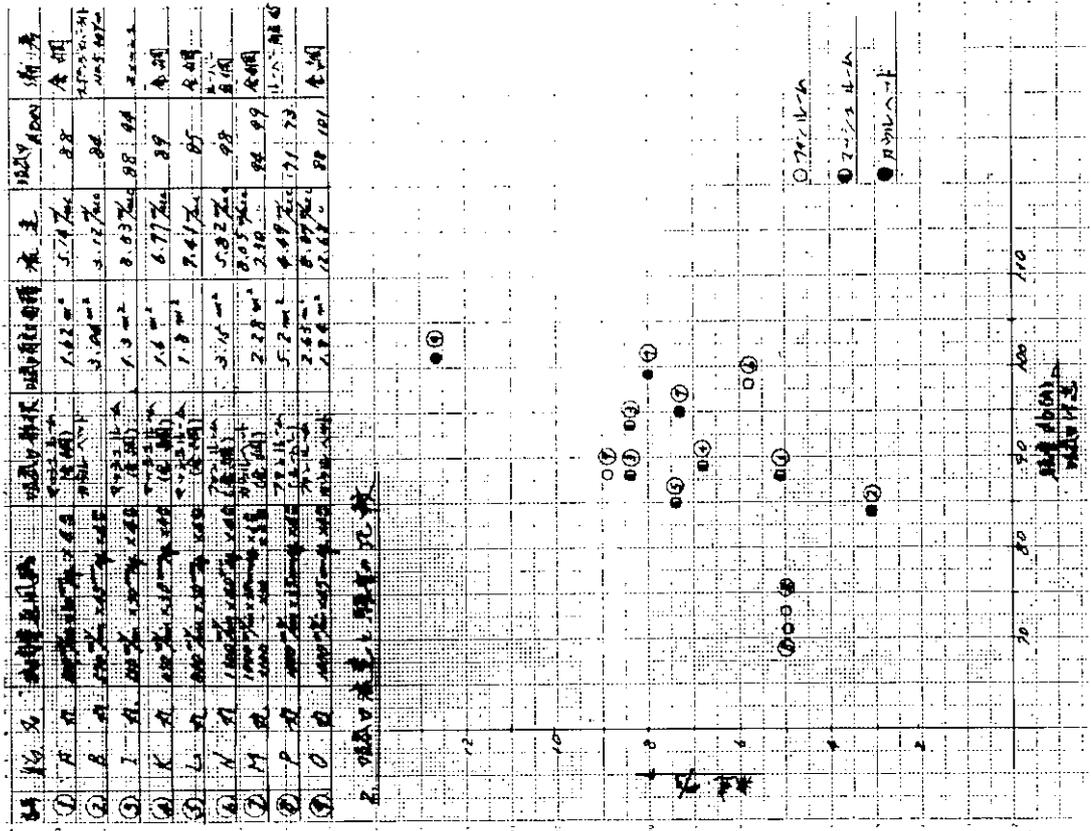


図 8.5.4 機関室通風機の吸気口形状及び流速

## 8.6 空気音対策のための実態計測分析方案

実態計測結果の全体的な把握、固体伝播音の立場からの解析、制御室工作室に着目した検討等については6、7、9章に述べられているので、ここでは、空気伝播音すなわち音源となって機器本体の表面から機関室内に放射される騒音、送風機のようにダクトの内部で発生した騒音がダクトを伝播し機関室に放射されるもの、及び、機関室通風機ディーゼル発電機の排気管からの騒音のように、船外暴露部に影響を与えるものを対象とし、機器個別の空気音対策のため参考データとなる様解析を進める。

解析の着眼点は次の3点とする。

### (1) 音源の特性把握

機器の仕様と機側1mの点の騒音レベルの関係。

音源の周波数成分の基準化。

### (2) 空気音の伝播特性解析

機関室内音源位置から代表点までの騒音伝播特性の把握。

船外音源位置（機関室通風機、ディーゼル発電機排気管）から船橋ウイングスタンドへの騒音伝播解析

### (3) 各機器の騒音影響度解析

制御室、工作室への影響を調べるため機関室内代表点への寄与率を求める。

居住区への影響を調べるためエンジンケーシング内代表点への寄与率を求める。(取巻型居住区配置の場合)

詳細な解析は51年度の研究に継続されるが、以下に各着眼点毎の基本的な考え方を示す。

### 8.6.1 解析の対象とするデータ

解析の対象とする機器は次のものとし、主に単体運転時のデータを用いる。

機関室通風機、空気圧縮機、イナートガスファン、非常用発電機、ディーゼル発電機、ボイラ用強圧送風機、主機用ターボチャージャー、主機用各種ポンプ、ディーゼル発電機排気管。

また、空気音伝播特性解析、騒音影響度解析は次の受音点のデータに基づいて分析を行なう。

各機器の機側1m、各デッキのエンジンオープニングまわり、機関室垂直方向、機関室最上段中央、エンジンケーシング内側、船橋ウイングスタンド。

### 8.6.2 音源の特性把握

各機器から放射される空気音の特性（大きさ、周波数スペクトル、指向性）は、機器の空気音対策を研究する上でも、居住区への影響を予測する上でも最も基本となるものである。しかし、その特性を細く見れば同一性の機器であっても、製作メーカー、設備される場所、負荷、測定点の位置によって異なり統一的な整理は困難である。したがって、つぎのように騒音の大きさと周波数スペクトルを大きく分類して整理し、指向性については機関室全体が略残響音場と考えられるので省略することとする。

#### (1) 機器仕様と機側1mの騒音レベル(dB(A))の関係

機器から放射される空気音の大きさは、機器の種類に応じて、動力、回転数、流量、圧力、温度といった機器の性能を表わすパラメータと関係づけられることが予想される。どのパラメータとの相関が最もよいかは今後の解析を俟つが、送風機などは〔風量〕×〔圧力〕<sup>2</sup> に比例すると言われている。

このような性能を表わすパラメータを横軸にとり、たて軸には実測騒音レベル(dB(A))をプロットする。この実測騒音レベルは一つの機器をとってもその測定位置によって数dB(A)のバラツキがあり、何を代表騒音レベルとするかの問題が残る。今のところ考えられるのは機器まわり、ほぼ等間隔にとった測定値のエネルギー平均値である。

エネルギー平均値

$$\bar{L} = 10 \log \left( 10^{\frac{L_1}{10}} + 10^{\frac{L_2}{10}} + \dots + 10^{\frac{L_n}{10}} \right) - 10 \log n$$

$L_1, L_2, L_n$  : 機器まわりの騒音レベル (dB(A))

以上のように整理した結果を図 8.6.1 に示す。

(2) スペクトルの基準化

機器騒音の周波数スペクトルは63 Hz から 8,000 Hz までのオクターブバンド成分が計測されている。このオクターブバンド成分の大きさは、騒音レベルの大きさに左右されるが、これを次の式によって dB(A) に対して基準化すると、図 8.6.2 に示すように、同一機種に対して或る程度の範囲内に納まる相対スペクトルがプロットされる。

$$LR(F) = L(F) - L_A$$

$LR(F)$  ; 63 Hz ~ 8,000 Hz の相対周波数成分 (dB)

$L(F)$  ; 63 Hz ~ 8,000 Hz の実測オクターブバンド成分 (dB)

$L_A$  ; 実測騒音レベル (dB(A))

この相対スペクトルのプロットの各オクターブバンド毎の平均値を求め、機器毎の基準周波数成分とする。

### 8.6.3 空気音の伝播特性解析

機関室内あるいは甲板上の機器の配置を検討することにより、居住区、制御室、工作室への影響を軽減することを考えるとき、機側から受音点までの間における騒音の減衰について知る必要がある。言い換えれば空気音の伝播特性であるが、これは機関室内と甲板上では想定される音場が異なるので分けて考える必要がある。

(1) 機関室内の騒音伝播

機関室の音場は壁、床が吸音率の非常に小さい鋼板で囲まれているので、準拡散音場になっていると想定される。このような音場内での音圧レベル減衰は次式で表わされる。

$$L_p = L_w + 10 \log \left( \frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right)$$

$L_p$  ; 音圧レベル (dB)

$L_w$  ; 音響出力レベル (dB)

$r$  ; 音源中心から受音点までの距離 (m)

$Q$  ; 音源位置による指向性,  $Q = 1, 2, 4, 8$

$R$  ; 室定数, 一般には壁の吸音力によって定まる値であるが、この場合には空気中の吸収の影響も考えられる。

横軸に距離  $r$  をとり、室定数  $R$  をパラメータとして  $L_p - L_w$  を引いたものが図 8.6.3 で準拡散音場内の騒音伝播特性を表わす。実測値をこの図の上にプロットすることにより機関室の音響特性が把握され、騒音減衰を推定することができるが、たて軸の値  $L_p - L_w$  を如何に定めるかが問題である。極く大ざっぱには、

$$L_w = L_{p0} + 10 \log S$$

$L_{p0}$  ; 機側 1 m のエネルギー平均音圧レベル (dB)

$S$  ; その点を含む機器包囲面積 (m<sup>2</sup>)

であり、同一機種で機器毎の大きさがあまり変らなければ  $L_p - L_{p0}$  をプロットすることも可能であろう。また DECK と DECK の間の奥の方にある音源から見透せない受音点への距離減衰にも同じ様に抜い得るかどうかが研究課題である。

(2) 甲板上機器からの騒音伝播

船外にある音源、機関室通風機とディーゼル発電機の排気管からの騒音伝播について考える。この場合、屋外の騒音伝播であるから半自由空間の関係が成り立つ。

$$L_p = L_w - 20 \log r - 8 - A_e$$

Ae ; 音源開口部の向き, 障へい物の補正項 (dB)

上式は横軸に距離r の対数をと, たて軸にAe を除いてLp -Lwをとると倍距離6 dB 減衰する直線一距離逆2乗則一が得られるから, その上に実測値をプロットし, この直線から外れる量をAe として求めることができる。このAe は音源開口部の向き, 音源から受音点(この場合は船橋ウイング) までの間にある障害物, すなわち配置上の要因に左右される量と考えられるので, 実態調査対象船の配置と合わせて検討することにより何らかの設計指針が得られるものと思う。

#### 8.6.4 各機器の影響度解析

制御室, 工作室及び居住区へ及び各機器空気音の相対的な順位づけを行うために, 機関室内代表点, エンジンケーシング内代表点での寄与率を求める。表 8.6.1 は実測値を一覧表にした一例であるが, 騒音エネルギー寄与率は次のように求められる。

$$C = 10 \frac{L_i - L_T}{10} \times 100 \quad (\%)$$

C ; エネルギー寄与率 (A特性換算)

L<sub>i</sub> ; 対象機器単独運転時の騒音レベル (dB(A))

L<sub>T</sub> ; 総合音, 単体機器影響調査時の総合音または, 海上運転時の騒音値 (dB(A))

なお, 寄与率が5% (総合音-13dB) 以下の音源機器については, 空気音対策の検討から除外してもよいと考えられる。

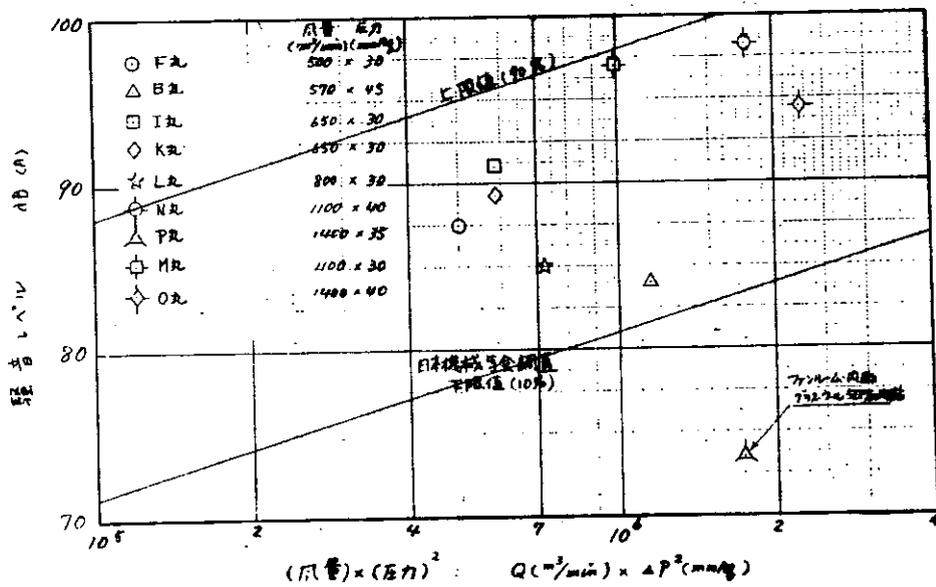


図 8.6.1 機関室通風機騒音測定値 (データ整理法の一例)

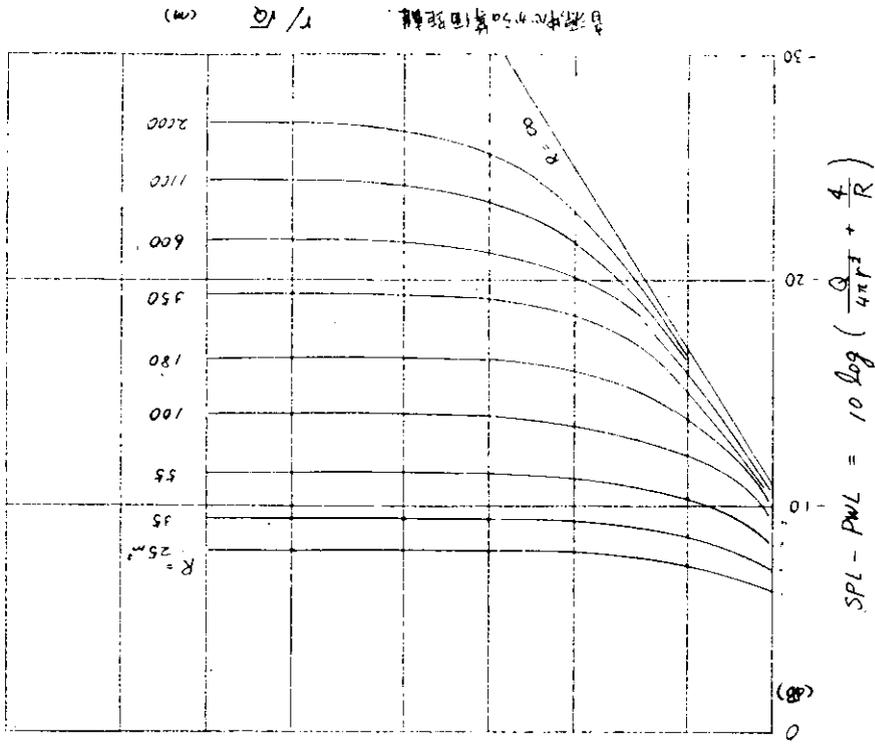


図 8.6.3 室内の騒音伝播，距離減衰  
 (註) 機器室内での実測値をこの図の上にプロットする。

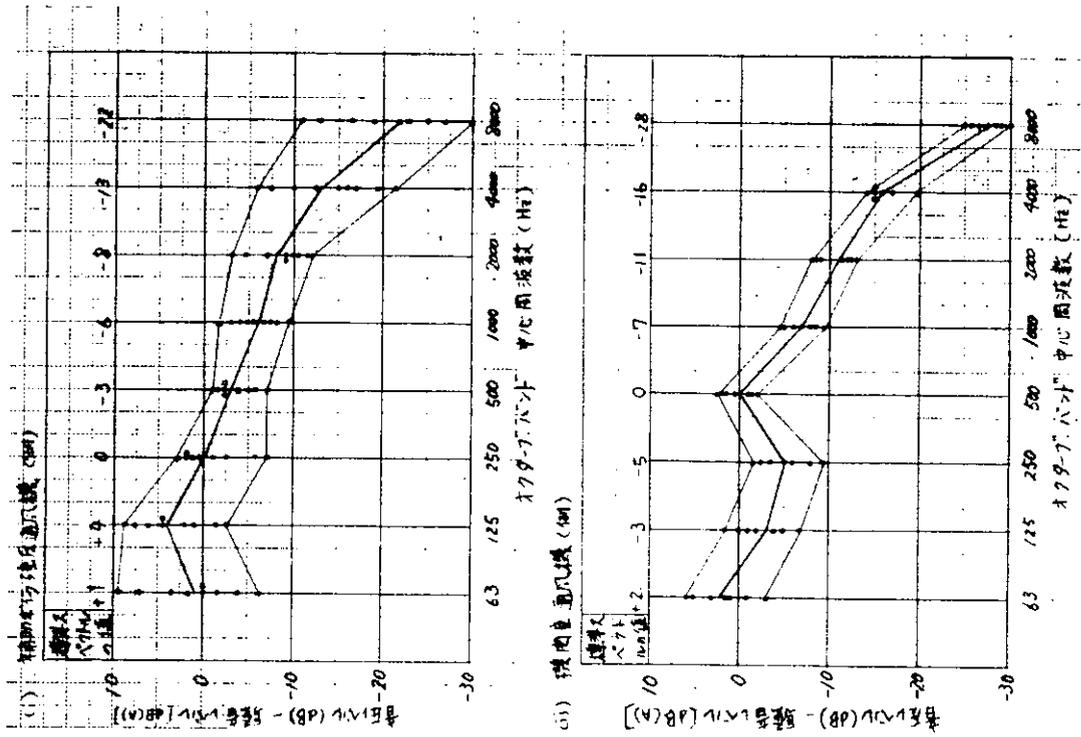


図 8.6.2 周波数スペクトル整理例

表 8.6.1 機関部音源の空気音寄与度一覧表 (例)

着目点	DECK	方向	測定位置 No.	海上運転	機関室通風機	空気圧縮機	イナートガスファン	ディーゼル発電機	ボイラ用強圧送風機	主機用全補機	全機運転	
音源位置代表騒音レベル					97	93	99	108	104 (吸入側)			
エンジン オープニング まわり	2 ND DK	箱	1		83	71.5	83	89	89	71.5	91.5	
		左	2		80.5	69	82.5	95	82	71	95.5	
		艫	3		81.5	70	82.5	100.5	77.5	71.5	91	
		右	4		81	72	81	96	82	74	96.5	
	3 rd DK	箱	7			67		90	84		90	
		左	8			70		94	82		95	
		艫	9			68		100.5	75.5		102	
		右	10			72		92	79			92.5
		機関室 垂直方向	LOWER	左	13					90.5	71	89
3rd DK	"		14									
2rd DK	"		15									
Upp DK	"		16					90	82			
Boat DK	"		17					88	81			
Bridge DK	"		18					86.5	79			
Upp Bridge	"		19					87.5	77			
Capt DK	"		20					82.5	73			
機関室内 特定点	BOAT	中央	21		84	67	90	93	74		95	
	C/R		23		56.5	41	52	69	47.5	62	69.5	
	工作室		24		66	47	59	83	56		84	
機関部 居住区 の効 壁音果	Upp DK	{	25		89	67.5	89	87.5	81		89	
			26		81	56	72	67	67		73.5	
	Bridg DK	{	27		90	64	90	85.5	78		87	
			28		76	46.5	70	66	60		68	

## 9. 機関制御室及び工作室の減音対策の研究

### 9.1 機関制御室及び工作室の実測データの調査

機関制御室及び工作室の騒音防止対策を立てる第一段階として、これらの部屋の実態把握のため、昭和49年度に行われたディーゼル船13隻、タービン船3隻の騒音計測データを資料として、制御室及び工作室の騒音値とそれらが機関室において占める位置との関係について調査を行った。騒音計測を行なった船の船種、D・W、主機関の出力など及び騒音計測データの概要を表9.1.1に示す。なお、機関制御室及び工作室に関する騒音データの詳細は別途とりまとめの上配布されているのでそれを参照され度い。(機関分科会、制御室対策グループ作成、「機関制御室及び工作室騒音計測データ」)

表9.1.1に示した騒音値は航走中の制御室及び工作室の各中心における騒音の総合値を示しているが、発電機の影響もあると思われるので発電機単機運転の場合についてもとり上げることにした。

今回調査を行なった船の多くは制御室のみ防音工事が施されて居り、工作室には施されていないのが通常であるが工作室にも防音工事(防熱工事?)の施されているものがディーゼル船で3隻、タービン船で2隻あった。また制御室に防音工事が施されていないものがディーゼル船に2隻あり、この内1隻は工作室に防音工事が施されていた。これは防熱工事として施工されたものと思われるが、防音効果が現われている。各船のこれら工事の施工の有無は表9.1.1に示した通りである。

さて先ずタービン船についてであるが、その制御室の騒音値はディーゼルに比較して、主機関自体の騒音レベルが低いこと及び配置上の影響により数dB低い値を示しており、騒音上それほど問題にならないと考えられた。また発電機の影響もデータが少ないので十分な検討を加えることが困難であると判断された。したがって以下ではディーゼル船についてのみ検討を行なうことにした。

機関室配置における制御室の位置即ち主機関との関係位置及び発電機との関係位置について調査を行なったが、二三の例を除いて各船共、上甲板下一層目又は二層目の左舷側に配置され、主機関上部ないしは最上部と対し、ガラス窓より主機関の状況を監視出来る様になっている。発電機は船尾中央の同一又は下一層目の充分強固に補強された△型甲板部に装備されている。図9.1.1の例1、例2はこれらの代表的な配置を示したものである。発電機の位置が制御室の真下又は同一甲板で非常に近接して装備されている船もあるが、これらの船では制御室の騒音は他船と比較して高い様である。

機関室内に位置する制御室及び工作室の騒音は、主機関及び補機類の運転に起因するものであるが、その伝播には2種類あり、騒音源からの空気伝播音と共に固体伝播音即ちそれらの運転による振動が船体構造を伝わって室壁より空気振動となる2次音の影響が非常に大きいことが指摘されているが、現時点ではその正確な分離計測方法は未だ確立されていない。

検討に際し、実測船の内1隻の近海航路用客船は、他の貨物船と配置が大いに異なり比較検討の対象とならないので集計より除外した。しかし制御室の騒音値は航走中77dB(A)で、他船と比較して少し高い目と云う程度で、例えば中速エンジン搭載船と比較すると大幅に低く発電機室が制御室に隣接しているにも拘らず発電機の影響が特に著しいと云うことはなかった。

ディーゼル船における機関制御室の平均騒音値は74.5dB(A)±1.5dBであった。しかし中速エンジンを搭載した1万トン未満の2隻の例では、それよりも10~15dB高い値を示している。図9.1.2は主機関の上部中心と制御室の中心との直線距離を横軸として、データを整理した結果で両者の距離が大きくなるに従って騒音値が低減するという傾向がわかる。実測値のばらつきの幅は約3dBである。この図より標準的な配置として主機関と制御室の距離を8mとすれば、騒音の平均値は74.5dB(A)となることがわかる。

図 9.1.2 において平均値より騒音値の高いものについて個々に調査して見ると発電機が制御室に近接しているとか反対舷の同一フレームに発電機が位置しているとかしており、発電機の影響が大きい様に思われた。そこでこの点を検討するために発電機単機運転のデータを上と同様の方法で調査した。その結果を図 9.1.3 に示す。図からわかる様に航走中の場合と同様、制御室と発電機との距離に逆比例して騒音値は減少し、データのばらつきも同様に約 3 dB である。この図によると標準的な配置において平均値は 65.5 dB(A)  $\pm$  1.5 dB であり、これは航走中の平均値と較べて 9 dB 低い。したがって制御室の騒音値に及ぼす発電機の影響は殆んどないと云える。しかし図に示す如く発電機が制御室に隣接しているとか制御室の真下に装備されている場合、即ち距離で示せば 10 m 以内にある場合は、上記の平均値より 10 dB 高い値を示しているので発電機の場合も距離の影響はあるものと考えられ図 9.1.2 の E 船、K 船が範囲の上限に属している理由の一つには、この発電機の影響も若干あるものと考えてよい。即ち、E 船における航走中の騒音値は 77 dB(A) であるが、これは主軸駆動発電機と並列に制御室に近接して設置されているディーゼル発電機を無負荷運転したためのデータであって、このディーゼル発電機単機運転による騒音値は図 9.1.3 に示すように 74 dB(A) であるので、これを基に航走中の騒音値即ち主軸駆動発電機のみ使用による主機関運転の場合の騒音値を求めると 74 dB(A) となるので近接したディーゼル発電機の影響を取り除くと図 9.1.2 に ㊦' で示すように範囲の下限に入ることになる。また K 船においては航走中の騒音値が 76 dB(A) であるにも拘らず発電機単機運転の場合の騒音値がこれよりも高い 80 dB(A) であることは、航走中は制御室と反対舷の発電機を、発電機単機運転の場合は制御室下の発電機を運転したデータであるため、なおかつ発電機単機運転の計測時、艤装工事中で制御室床のケーブル、パイプの貫通孔が開口のままで、この影響も現われているが、発電機が制御室に近い場合、主機関の影響よりも大きいと云うことが現われている。

制御室に防音工事が施されていない G 船、I 船では航走中において、平均値よりも 20 dB、発電機単機運転の場合で平均値より 25 dB 高い騒音値を示す。この差のすべてが防音工事の効果によるものではないと思われるが、防音工事の効果の程度を示す参考にはなるであろう。なお上記両者の差である 5 dB は主機関と発電機との固体伝播音の差が顕われたものと考えられる。

図 9.1.4 は機関室の容積、即ち船の大きさと騒音値との関係を調べるためのディーゼル船の場合について調査した結果であるが、機関室の容積の増加に伴って騒音値が漸減して行くことがわかる。即ち中小型船では騒音が大きくて大型船の場合は或る程度低くなる。

工作室の騒音値も制御室と同様の傾向を示すが、その平均値は 94.5 dB(A) を示し、制御室の平均値との差は 20 dB である。一般に工作室には防音工事が施されていないのが普通であり、この 20 dB の差は上述した制御室の防音工事の透過損失 20 dB と合致することは興味深い。これは防音工事を施されていない G 船、I 船の制御場所の騒音値が工作室の騒音曲線にのり、防音工事を施されている J 船、I 船の工作室の騒音値が制御室の騒音曲線に近いことからもうかがうことが出来る。なお変わった例として居住区画内に設けられた防音工事を施されていない E 船の工作室の騒音値が制御室の特性曲線の範囲に入っていることは配置による騒音防止の例として参考になるであろう。

これらの図より 2～15 万トンのディーゼル貨物船においては制御室の騒音平均値 74.5 dB(A)、工作室の騒音平均値 94.5 dB(A) と考えられ、機関室の大きさ、即ち船の大きさ、主機関及び発電機との距離の如何によって、騒音の大きさが平均値から増減することが、略々定量的に明らかにされたものと云うことが出来る。

表 9.1.1 機関制御室及び工作室の騒音値

船名	船種	DWT	主 機 関		防 音 工 事		騒 音 値 dB(A)			
			型 式	出力×回転数	制御室	工作室	航 走 中		発電機単機	
							制御室	工作室	制御室	工作室
B	カーゴバルクキャリア	29,900	SULZER	11,500 × 150	○	×	75	87	—	—
C	木材運搬船	7,900	三菱ディーゼル	4,500 × 230	○	×	89	106	78	96
D	"	8,270	"	4,500 × 230	○	×	85	100	79	85
E	バルクキャリア	14,800	PIELSTICK	5,130 × 500	○	×	77	83	74	—
F	"	19,000	B & W	8,300 × 144	○	×	72	96	62	84
G	"	27,400	SULZER	11,500 × 150	×	×	95	95	90	88
H	"	40,000	"	14,000 × 122	○	×	76	95	62	77
I	"	65,000	"	17,400 × 122	×	○	95	77	90	73
J	"	71,700	"	17,400 × 122	○	○	74	70	65	64
K	タンカー	40,000	"	14,000 × 122	○	×	76	93	80	82
L	"	121,500	"	23,200 × 122	○	×	73	92	66	81
M	"	151,900	"	29,200 × 122	○	○	74	85	69	83
N	"	131,600	TURBIN	24,500 × 105	○	×	64	74	58	64
O	"	268,500	"	38,000 × 91	○	○	69	77	78	81
P	"	304,350	"	36,000 × 90	○	○	72	82	69	67

注 ※1 航走中は発電機を1台、発電機単機運転の場合は2台を運転。

※2 航走中主機駆動発電機及び無負荷のディーゼル発電機を運転。

※3 航走中は制御室、工作室と反対舷の発電機を、発電機単機運転の場合は同舷制御室下の発電機を使用。

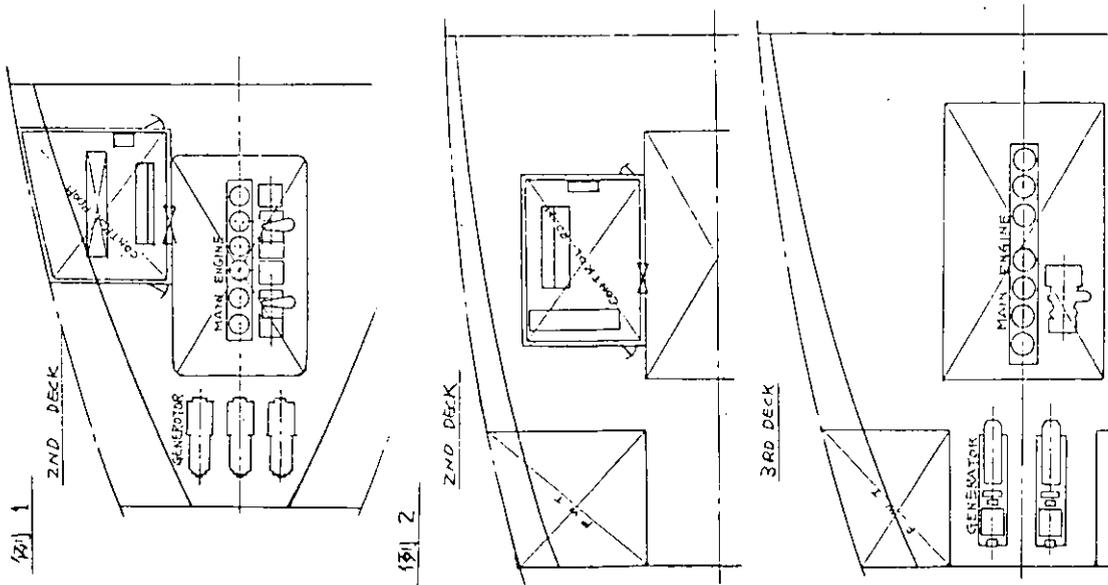


図 9.1.1 機関室配置 (ディーゼル船)

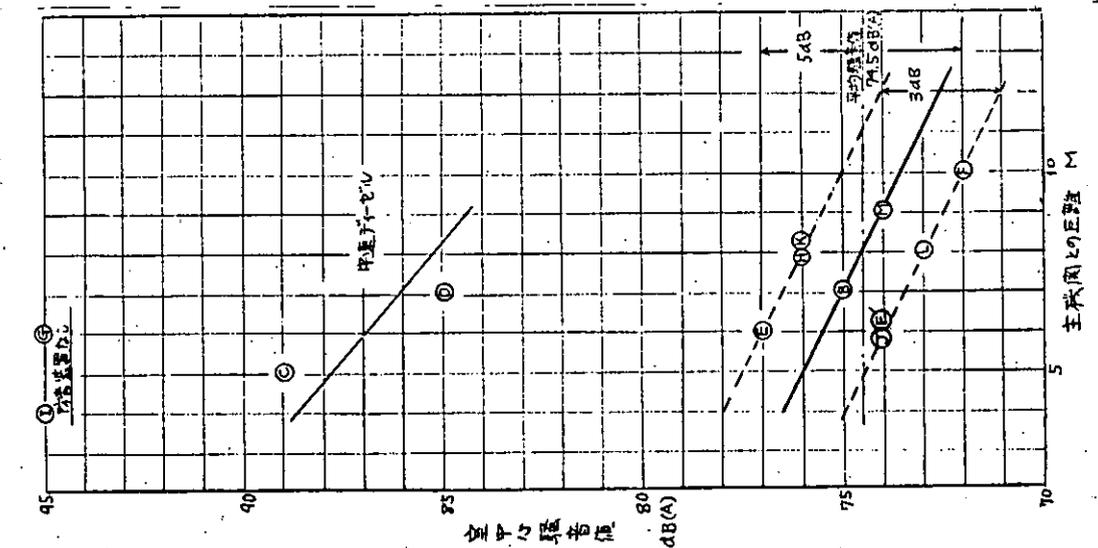


図 9.1.2. 航行中の制御室の騒音 (ディーゼル船)

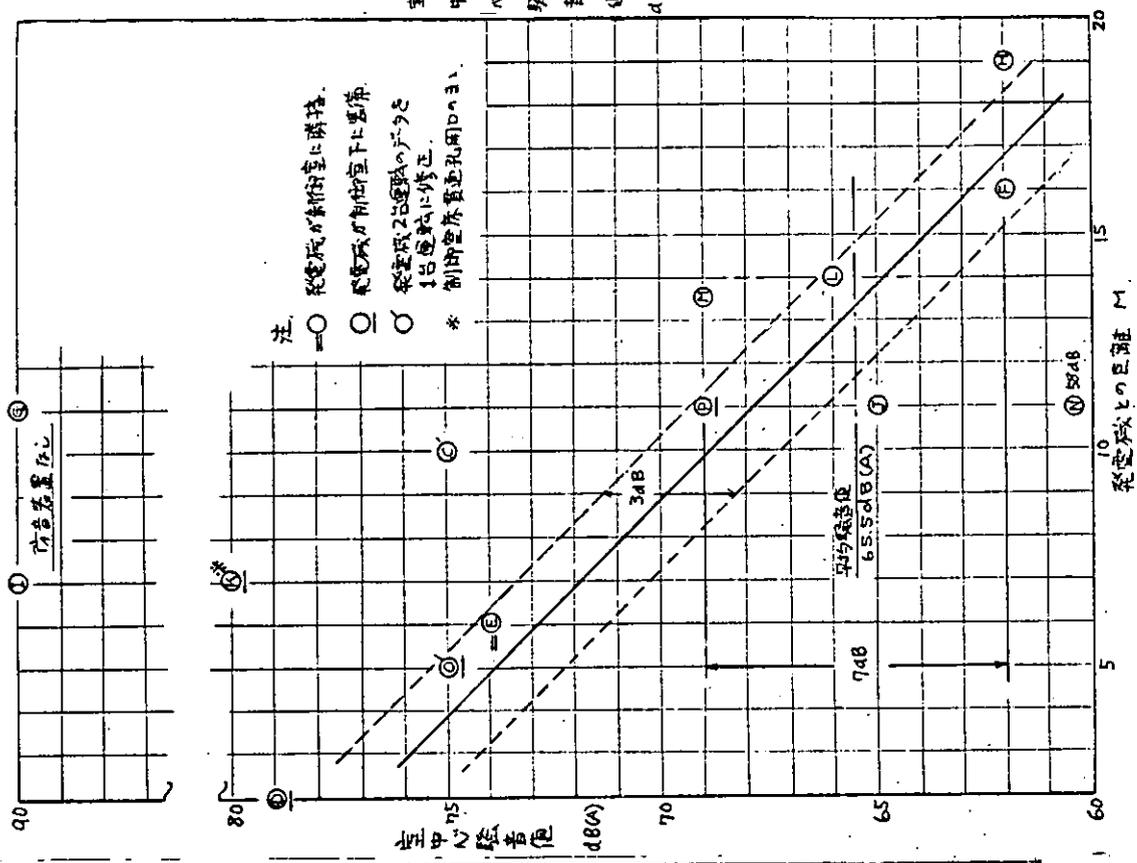


図 9.1.3 発電機の制御室に及ぼす影響

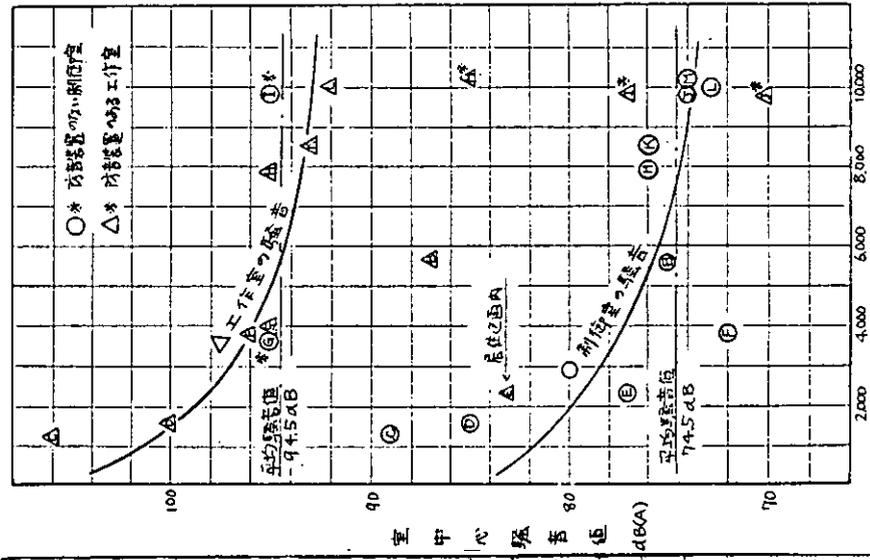


図 9.1.4 制御室及び工作室の騒音値 (ディーゼル船)

## 9.2 防音（防熱）構造の調査

### 9.2.1 制御室の防音（防熱）対策アンケートまとめ

機関制御室の防音（防熱）対策を調査するため、騒音計測船を含む18隻を対象にしてアンケートをまとめた。18隻のうち、12隻は制御室が設けられていなかった。工作室に対しては、7隻は防音（防熱）の設備がしてあった。

#### (1) 制御室騒音レベルの目標値

アンケート調査を行った18造船所のうち、16造船所が75 dB(A) 1造船所が80 dB(A) を目標値としており、1造船所が目標値なしと回答があった。

#### (2) 天井、側壁、床の構造

天井、側壁、床の構造について表9.2.1～表9.2.6にまとめた。

室内側の板は、吸音板（多孔板）のものもあるが、分類の便宜上、化粧板という名称にした。

##### (a) 天井について（表9.2.1参照）

i) 上方のデッキとは別に鋼板が設けてあるのは、8隻（50%）、鋼板を設けてないものは、プライウッド、アスベストボード、パーチクルボード、トタン板等が使用されている。

ii) エヤスペースを二層としたが、そのうち、デッキに近い方は、防音のために設けられたものではなく、艀装構造上設けられたものと考えられるが、一応エヤスペース（0-1）として分類した。

エヤスペース（0-2）の幅は、100～800%で平均は258%である。

iii) 吸音板の設けているのは、4隻で材料は各船まちまちであるが、プライウッド、アスベストボードが使用されている。

iv) 吸音材は、グラスウール（50t）が一般的で14隻（88%）に使用されている。

v) 化粧板は、プライウッド（6～10t）が7隻（44%）、アスベストボード（6～9t）が6隻（38%）に使用されている。

##### (b) 側壁（船体中心側）について（表9.2.2参照）

i) 全船、鋼板仕切り壁があり、構造のタイプは

（壁外板）－（吸音材）－（エヤスペース）－（化粧板）のタイプが7隻（44%）、（壁外板）－（エヤスペース）－（吸音板）－（吸音材）－（化粧板）のタイプが7隻（44%）となっている。

ii) エヤスペースの幅は、25～250%で平均は128%である。

iii) 吸音板は、各船まちまちで、プライウッド、アスベストボード、パーチクルボードなどが使用されている。

iv) 吸音材は、グラスウール（50～100t）が一般的で、13隻（81%）に使用されている。

v) 化粧板は、プライウッド（5～9t）が7隻（44%）、アスベストボード（6～12t）が6隻（38%）に使用されている。

##### (c) 側壁（外板側）について（表9.2.3参照）

i) 船体外板を室壁とせず、仕切り壁として別途に鋼板を設けているが8隻（50%）、その他（プライウッド、パーチクルボード、トタン板）が6隻（38%）、そして、船体外板を室壁外板とし、直接グラスウールを施工したものが1隻あった。それらの構造のタイプは、

（壁外板）－（エヤスペース）－（吸音板）－（吸音材）－（化粧板）のタイプが6隻（38%）

（壁外板）－（吸音材）－（エヤスペース）－（化粧板）のタイプが4隻（25%）

（壁外板）－（吸音材）－（化粧板）のタイプが4隻（25%）となっている。

ii) エヤスペースの幅は、20～250%で平均119%である。

iii) 吸音板は、船体中心側と同様である。

iv) 吸音材は、グラスウール（50～100t）が一般的で、13隻（81%）に使用されている。

v) 化粧板は、プライウッド(6~10t)が8隻(50%),アスベストボード(6~12t)が5隻(31%)に使用されている。

(d) 側壁(艀側)について(表9.2.4参照)

i) 鋼板仕切壁があるのは、15隻(49%)であり、構造のタイプは、

(壁外板) - (吸音材) - (エヤスペース) - (化粧板)のタイプが8隻(50%)

(壁外板) - (エヤスペース) - (吸音板) - (吸音材) - (化粧板)のタイプが6隻(38%)となっている。

ii) エヤスペースの幅は、20~500%で平均128%である。

iii) 吸音板は、船体中心側と同様である。

iv) 吸音材は、グラスウール(50~100t)が一般的で、14隻(88%)に使用されている。

v) 化粧板は、船体中心側と同様である。

(e) 側壁(艫側)(表9.2.5参照)

i) 全船、鋼板仕切り壁であり、構造のタイプは、

(壁外板) - (吸音材) - (エヤスペース) - (化粧板)のタイプが7隻(44%)

(壁外板) - (エヤスペース) - (吸音板) - (吸音材) - (化粧板)のタイプが6隻(38%)となっている。

ii) エヤスペースの幅は、70~250%で平均131%である。

iii) 吸音板は、船体中心側と同様である。

iv) 吸音材は、グラスウール(50~100t)が一般的で、13隻(81%)に使用されている。

v) 化粧板は、船体中心側と同様である。

(f) 床構造(表9.2.6参照)

構造は、三層構造が一般的で8隻(50%)を占めている。その構造は、デッキ上第一層目は、セメント(30~50t)が、5隻(63%),ハイヒードボード(25~50t)が、2隻(25%),アスベストボード(50t)が、1隻(12%)に使用されている。第二層目は、ラテックス(6~15t)が、5隻(63%),ハイヒードボード、セムテックスが、それぞれ1隻に使用されている。第三層目は、ビニールタイル(2t)が、5隻(63%),ロンリウムが、1隻に使用されている。

その他、デッキ上に、エヤスペース、吸音材を設けたものや、デッキ下面を制御室の天井のように防音施工をしたものがある。

(2) 制御室監視窓の構造(表9.2.7参照)

ガラスの構造は、二重が一般的で、13隻(81%)を占めている。四重が1隻、1枚のみのものが、1隻となっている。

ガラス板々厚は6~8t、ガラス間隔は、6%が一般的である。

ガラス部面積は、2.1~3.0㎡が4隻(27%),3.1~4.0㎡が4隻(27%),1.1~2.0㎡が4隻(27%),1.0㎡以下が3隻(20%)となっている。

(3) ドアの構造

ドアの構造は、各船ともに大差はなく、両面が鋼板(1.0~2.3t)で、その間に吸音材(グラスウール、ロックウール)を入れたものが使用されている。

(4) 機器の取付方法

床への取付方法は、全船ともメタルタッチ方式である。機器下にデッキコンポジションが施とされているのは8隻(50%)であるが、床のコンポジションに比べて薄いようである。

壁への取付方法は、ボルト締めによるメタルタッチ方式が一般的である。特に防振対策を考慮して、パッキン等を挿入している船はなかった。

(5) 制御室壁及びデッキの貫通構造 (c, d, e 項目に対しては表 9.2.8 参照)

(a) ダクトは、一般的に天井を貫通し、空気は、パンカルーバを通して吹出している。

(b) 排気口が消音構造になっているのは、6 隻 (38%) である。

(c) ゲージ管は、各船まちまちで充填材を使用しているもの 6 隻、使用していないものが 4 隻、ジョイント式のものが 5 隻である。

(d) 操縦用ロッドは、防音の処置が施こされていないのが一般的である。

(e) 電線は、充填材の使用が一般的であるが、中には何の処置も施されていないものもある。

充填材には、パテが使用されている。

(f) 試運転の電線の引込み方法は、ドアの隙間を通すのが一般的で、特に貫通穴を設けて通しているものが、4 隻 (25%) ある。

(6) エヤコンの空気吹出し方法

エヤコンは、全船にパッケージ形が装備されている。

空気の吹出し方法は、エヤコンから直接が、11 隻 (69%) ダクトを通してが、4 隻 (25%)、併用が 1 隻である。

表 9.2.1 天井の構造

材料 構造形式	厚さ寸法 (mm)									
	船名	(0) エヤコンベース	(1) 天井外板	II 吸音板		III 吸音材		IV 化粧板		
	(0-1) (0-2)	鋼板	ファイバーグラスボード	その他	ファイバーグラスボード	グラスウール	ミネラルウール	ファイバーグラスボード	その他	その他
1 	D	○						50	6	
2 	B		800					50	6	
	F	○						50	6	
3 	M		2300		6			50		6
	A		1000			10		25		6
	C		1600			○		50	10	
	β	○				25		50		5
4 	H	○	○		○			50	6	
	K	750	100	○				50		6
	P	2600	○	○				50		8
	β	○	○	○				50		5
5 	E	○	○	○				50	9	
6 	O	○	150	○			○	50	○	
	J	1100	100	○			12	50	6	
	L	○	135	○				6	50	9
7 	N	○	260	○				22	24/30/25	6

○印は厚さ不明



表 9.2.4 側壁（船側）の構造

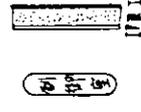
材 料 構造形式	船 名	厚 さ 寸 法 (mm)									
		(0) 工 事 入 止	鋼 板	外 板	吸 音 板	面 吸 音 材	化 粧 板	其 他	鋼 板	吸 音 材	其 他
1 	0	○				30					25
	H	○		6		50					
	K	○				50				6	8
	M	○				50x2					12
	D	○				50				6	
	B	○				50				9	
	C	○				50				5	
	F	○				50					6
	β	○				50					
	A	○				55					6
2 	0	○				30					
	J	○				50x2				6	
	E	○							50	9	
	L	○							50		10
	P	○				50					8
	N	○				22					
	M	○				22					6
	○ 詳細不明										

表 9.2.5 側壁（艇側）の構造

材 料 構造形式	船 名	厚 さ 寸 法 (mm)									
		(0) 工 事 入 止	鋼 板	外 板	吸 音 板	面 吸 音 材	化 粧 板	其 他	鋼 板	吸 音 材	其 他
1 	0	○				30					25
	H	○				50				6	
	K	○				50					8
	M	○				50x2					12
	D	○				50x2				6	
	B	○				50				9	
	C	○				50				5	
	β	○				50					6
	A	○				50					6
	D	○				50				○	
2 	0	○				30					
	J	○				50x2				6	
	E	○							50	9	
	L	○							50		10
	P	○				50					8
	N	○				22					
	M	○				22					6
	○ 詳細不明										

表 9.2.6 床の構造

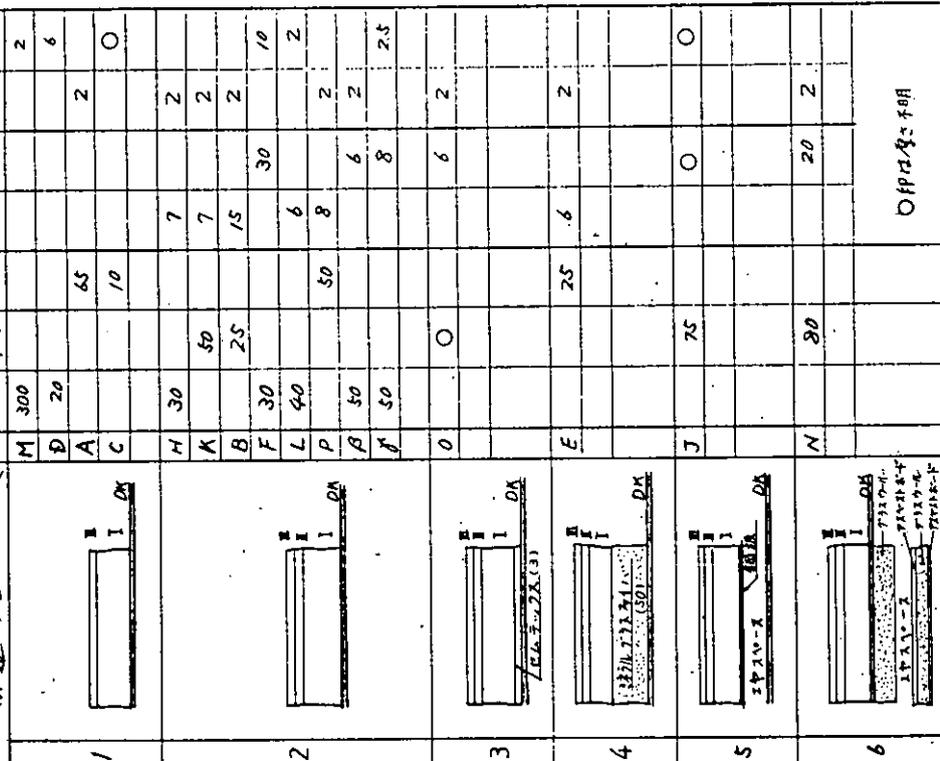
材料	船名	厚さ寸法 (mm)				(mm)	(mm)	(mm)	
		セメント	ハイボルト	その他	ウレタン				その他
構造形式 	M	300						2	
	D	20						6	
	A		65				2		
	C		10					0	
	H	30			7		2		
	K	50			7		2		
	B	25			15		2		
	F	30				30		10	
	L	40			6			2	
	P	50		50	8		2		
	A	50				6	2		
	J	50				8		2.5	
	O		0				6	2	
	E								
	J								
	N								
								○印は厚さ不明	

表 9.2.7 監視窓ガラス構造

構造 ガラス厚さ (mm)	船名	ガラス枚数				ガラス厚さ (mm)				ガラス間隔 (mm)			
		1	2	4	6	6	8	10	10	8	10	10	12
1 1.0以下	D		○				○						
	B		○				○						
	F		○				○						
2 1.1 ~2.0	H		○				○						
	C		○				○						
	J		○				○						
	E	○					○						
3 2.1 ~3.0	N			○				○					○
	O			○				○					
	L			○				○					
	P			○				○					
4 3.1 ~4.0	H			○				○					○
	M			○				○					○
	P			○				○					○
	J			○				○					○

表 9.2.8 デッキ貫通方法

デッキ貫通要領		デッキ貫通要領		
		1	2	3
デッキ貫通金物	船			
	名			
(c) ケーブル管	H		○	
	K	○		
	D	○		
	B	○		
	N		○	
	A			○
	C	○		
	F		○	
	O			○
	J		○	
	E			○
	L			○
P		○		
B			○	
D		○		
(d) 操縦紙ロッド	H	○		
	K	○		
	D	○		
	B	○		
	N	○		
	C	○		
	O			○
	E		○	
	P			○
	B			○
	D			
	(e) 電線	H		○
K		○		
M			○	
B		○		
D		○		
N		○		
A			(ケーブルプロテクト管使用)	
C			○	
O			○	
J			○	
E			○	
L			○	
P		○		
B		○		
D		○		

9.2.2 工作室の防音（防熱）対策アンケートまとめ（表 9.2.9 参照）

(1) 天井について

- i) 構造は、各船まちまちであるが、大体制御室に準じて施行されている。
- ii) 吸音板は、プライウッドが使用されている。
- iii) 吸音材は、全船グラスウール（50t）である。
- iv) 化粧板は、プライウッド、アスベストボード、穴あき亜鉛板が使用されている。

(2) 側壁について

- i) 鋼板は、全船に設けてあり、構造のタイプは、
  - （壁外板）－（吸音材）－（化粧板）のタイプが、2隻
  - （壁外板）－（吸音材）－（エヤスペース）－（化粧板）のタイプが、3隻
  - （壁外板）－（エヤスペース）－（吸音材）－（化粧板）のタイプが、1隻となっている。
- ii) 吸音板にはプライウッドが使用されている。
- iii) 吸音材は、全船グラスウール（50t）である。
- iv) 化粧板は、天井と同様である。

(3) 床について

床には、デッキの下に、吸音材（グラスウール）が施してある。

なお、制御室及び工作室の詳細については、制御室防音（防熱）対策アンケート回答集を参照されたい。

表 9.2.9 工作室の防音構造

天 井						側 壁						床					
構造形式	材料	厚さ寸法 (mm)					構造形式	材料	厚さ寸法 (mm)					構造形式	船名	厚さ寸法 (mm)	
		鋼板	グラスウール	グラスウール	グラスウール	その他			鋼板	グラスウール	グラスウール	グラスウール	その他			グラスウール	グラスウール
1	OK IV	β			50	1	J	○		50		○	OK II	~	50		
2	OK IV	M	6		50	6	P	○		50		○	J	50			
3	OK IV	J	○		50	2	M	○		50		12	N	○			
4	OK IV エアスペース	N	○		50	13	β	○		50		1	β	○			
5	OK IV エアスペース	0	○	○	50	○	0	○	○	50		○	0	○			

1) 0解J船は窓が装備してある  
2) 01Pは厚さ不明

9.2.3 機関制御室の防音壁の防音効果

機関制御室の騒音低減に寄与する防音壁の防音効果を構造別に分析してみた。

分析には、先にまとめた「制御室防音（防熱）対策アンケート集」と、「機関制御室及び工作室騒音計測データ集」とを対比させた。ここにまとめたデータは、後者の中から、なるべくデータのそろった数隻を選択し、そのうち、天井と床については、データが少ないので省略し、壁（表 9.2.11）、監視窓（表 9.2.12）、ドア（表 9.2.13）についてまとめた。表中の騒音値は、オクターブ分析の 1000 Hz の値であるが、これは、機関室の騒音は、聴感補正回路 A 特性において、500~1000 Hz が最大値を示しているのをこのためである。

透過損失は、主にその壁の単位面積あたりの重量・エアスペースの幅・音の周波数によって左右されるものであるが、実測結果は、上の 3 条件が同じであっても、測定箇所によって異なっている。即ち室外の騒音の小さい方が大きい方より、透過損失が小さくなっているような傾向にある。これは、測定箇所室内の騒音が、測定箇所以外からの騒音例えば、他の壁面よりの透過音・空気吹出し口・エアコンディショナ・ドアの隙間などよりの騒音によって、表 9.2.10 に示すように、影響されていると考えられる。特にタービン船のように室外騒音の比較的小さい船では、空気吹出し口のパンカールーバからの影響があるようである。

表 9.2.10 パンカルーバの壁内側騒音値への影響

船名	騒音値 オクターブバンド 1000 Hz dB				パンカルーバ又はエアコンによる影響	
	イ) 船体中心側, 側壁の透過損失	ロ) パンカルーバ及びエアコンの値の大きい方	ハ) 側壁内	ニ) 室中央	ロ) - ハ) 対側壁側	ロ) - ニ) 対室中央
K	23	71	70	70	+1	+1
M	30	71	69	66	+2	+5
B	27	68	67	67	+1	+1
J	28	69	67	67	+2	+2
F	25	64	68	64	-4	0
O	16	68	54	66	+4	+2
N	30	62	53	55	+9	+7

以上の検討結果からみて、実船騒音計測データより、防音壁の性能即ち透過損失は、見掛け上の透過損失であって、防音壁の効果を定量的に求めることは、できなかった。

表 9.2.11 壁の構造と透過損失

壁構造	船名	騒音値(オクターブバンド 1000 Hz dB)				側壁中央
		室外-室内-差				
		船体中心側壁	舷側壁	船側壁	外板側壁	
1					?	-70
2					?	66
3	K	100-50	(93-70-23)	(89-68-21)	(87-71-16)	
	M	150-100	(99-69-30)	?	(88-69-19)	
	B	120-50	(94-67-27)	(88-71-17)	(68-66-2)	?
4	D	150-50	(80-64-16)	?	(74-64-10)	(77-63-16)
	J	190-100	(95-67-28)	(96-69-27)	?	?
	P	250-50	(84-63-21)	?	(73-60-13)	?
5	F	?-60	(93-68-25)	(89-66-23)		
	N	120-70	(83-53-30)	?		
6					?	(68-55-13) 20

表 9.2.12 監視窓の構造と透過損失

ガラス面積 (㎡)	ガラス枚数	ガラス根巻(mm)				ガラス間隔(mm)				透過率(%)	
		2	4	6	8	10	8	10	12	室内	室外
1 10以下	B	○	○	○	○						67
	F	○		○	○						64
2 11~ 2.0	J	○		○							67
	D	○		○	○						66
3 2.1~ 3.0	N	○	○	○				○			55
	K	○		○				○			70
4 3.1~ 4.0	M	○		○				○			66
	P	○		○	○						72

表 9.2.13 ドアの構造と透過損失

ドア厚さ(mm)	船名	ドア鋼板厚さ(mm)				透過率(%)
		1.0	1.2	1.6	2.3	
1 35	O	○				66
	M		○			66
2 40	P			○		72
	B			○		67
3 45	F				○	64
	K			○		70
4 50	J			○		57
5 55						
6 60						
	N			○		55
7 65						

### 9.3 機関制御室及び工作室における規格、規則、船主要求値の調査

SR 156 調査資料第1号「船舶の騒音に関する規則及び船主要求」により、制御室及び工作室における騒音レベル要求値を表9.3.1にまとめた。

尚各国規則資料は必ずしも、英文にて発行されているとは限らず、船主又は日本にて、英訳又は和訳されたものもある。

従って公式でないものもあるので、注意する必要がある。

表9.3.1によると騒音規制値は、制御室においては70、75 dB(A)の2種類、工作室においては75、85、90 dB(A)の3種類がある。船舶の騒音対策の確立されていない現在においては、制御室における70 dB(A)、工作室における75 dB(A)という値は特殊列であり、また推奨値でもあるため、一般的には制御室においては75 dB(A)、工作室においては85 dB(A)を確保すれば、だいたいのルールには満足できるものと思われる。しかし近い将来この推奨値も規制値となり、又これらの規則の適用を受ける船の建造も多くなると思われる。

昭和49年度騒音実態調査を行ったディーゼル船13隻、タービン船3隻の制御室及び工作室での騒音の実態は、表9.3.2に示す如く制御室においては50%、工作室においては、防音工事を行った場合のみ過半数これらの制限値を満足している。

表9.3.1 騒音レベル要求値一覧表

	規 制 値		備 考	
	制 御 室	工 作 室		
規 則	ノルウェー (SFD)	75 dB(A) 70 (ISO N-curve)	85 dB(A) 80 (ISO N-curve) (Recommendation)	
	スウェーデン (SBS)	70 dB(A) curve No 4*1	75 dB(A) curve No 3*2 (Recommendation) ※1,2 図9.3.1を参照	
	西ドイツ (SBG)	—	90 dB(A) curve No III *3 ※3 図9.3.2を参照	
	ソ 連	70 dB(A)	—	
	ユーゴスラビア	75*4/85*5 dB(A) 70*4/80*5 (ISO N-curve)	—	※4 防音施工をしている場合 ※5 防音施工をしていない場合
	ポーランド	75 dB(A) 70 (ISO N-curve)	90 dB(A) 85 (ISO N-curve)	制限N-curveは、2オクターブ未満までは越えても良い。
	オランダ	75 (ISO N-curve)	—	
船 主 要 求	船主協会	75 dB(A)	85 dB(A) ○ 20,000 総トン以上の船舶に適用 ○ 20,000 総トン未満の船舶はできるだけ左記の数値に近づけるよう努力する。	
	ESSO	70 (ISO N-curve)	70 (ISO N-curve) 必ずしも実施されていない	
	Bergesen D Y	—	75 dB(A) 実施されていない	
	日本郵船	75 dB(A)	75 dB(A) 必ずしも実施されていない	

注) ISO N-curve 適用には図9.3.3参照

表 9.3.2 騒音実態の取りまとめ

単位: 隻

	制 御 室		工 作 室	
	75 dB(A) を越えるもの	75 dB(A) 以下	85 dB(A) を越えるもの	85 dB(A) 以下
ディーゼル船	7 (5)	5 (5)	8 (0)	4 (3)
タービン船	0	3 (3)	0	3 (2)

注) ( ) 内数値は防音工事をしている隻数を示す。

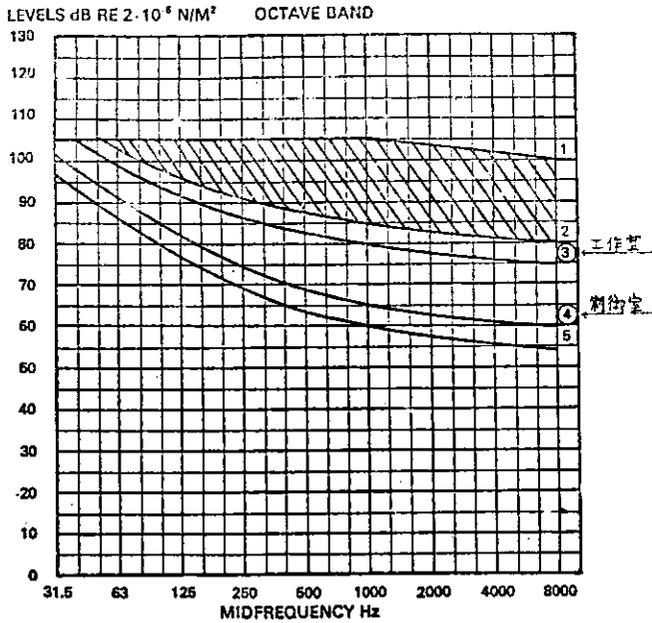


図 9.3.1 船舶騒音制限値 (スウェーデンSBS)

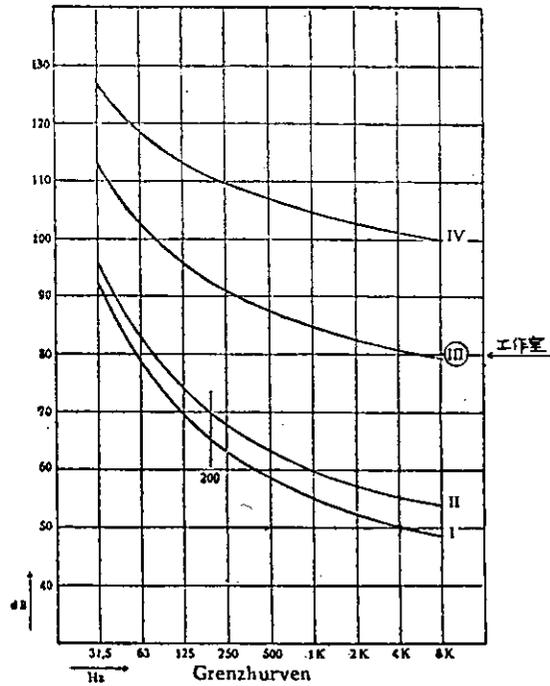


図 9.3.2 騒音限界曲線 (西ドイツSBG)

タービン船については、どの船も制御室においては75 dB(A)、工作室においては85 dB(A) の値を満足しているため問題とはならず、以下ディーゼル船のみについて検討することにする。

(1) 制御室

制御室に対して、75 dB(A) に+ 2 dB の許容値を考慮すると、77 dB(A) を超える船は、制御室に防音施工をしていない船を除くと2隻となる。

しかもこの2隻の共通点は、D. W. Tが10,000 トン以下の小型船であり、かつ中速ディーゼルエンジン (4,500 PS × 230 rpm) を搭載している。

従って、逆にいえば小型船で中速エンジン搭載の場合、75 dB(A) を確保することは、非常に困難であり、又そのための防音対策は、ただ単に壁、床、天井の防音装置のグレードアップだけでは不十分であり、もっと根本的な対策すなわち、制御室の位置換え、制御室の防振支持等を考えなければならない。

大型、中型船、低速エンジン搭載船に対しては、75 dB(A) + 2 dB という値はさほど厳しいものではなく、ある程度の制御室の防音装置のグレードアップにより、確保できるものと思われる。

(2) 工作室

防音施工している工作室は、すべて85 dB(A) 以下におさまっているが、防音施工をしていない工作室は、上甲板に配置された例を除いては、すべて85 dB(A) を越えている。

工作室を制御室の防音装置に準じて、防音効果を10~15 dB(A) 程度の防音施工すると、すべての場合、85 dB(A) 以下におさまることが予想出来る。

ただし、この場合防音施工したための室内温度上昇が考えられ、室内温調装置の設置が必要となる。

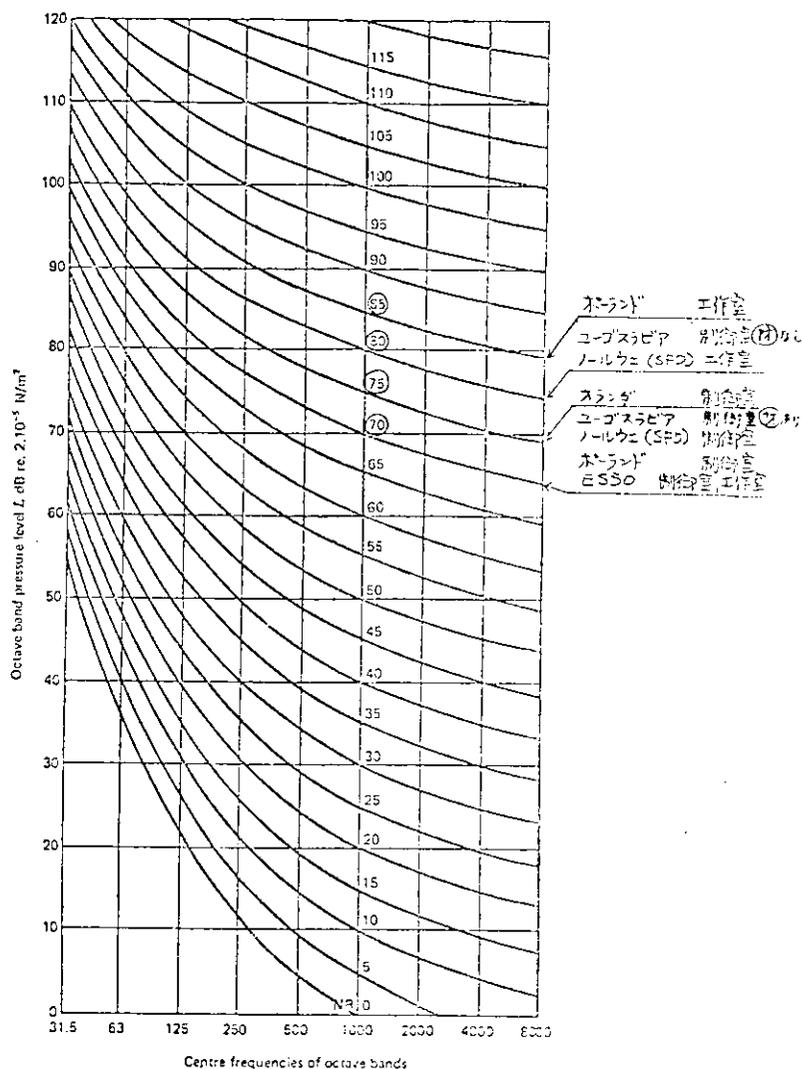


FIGURE - Noise rating curves.

図9.3.3 ISO N-CURVE

#### 9.4 機関制御室の防音、防熱材の性能調査

機関制御室の防音、防熱構造に現在各社で用いられている材料には下記のようなものがある。

側壁 (外側)「しゃ音板」	鋼板
側壁 (中間)「吸音材」「断熱材」	グラスウール、ミネラルグラスファイバ、ロックウール
側壁 (内側)「吸音板」「しゃ音板」	アスベストボード、プライウッド、フレキシブルボード、チップボード

材料の性能、しゃ音に関しては「透過損失」で、吸音に関しては「吸音率」で、断熱に関しては「熱伝導率」で表わされるが、この中で透過損失について、材料の性能が実際にどのように表われているか調査を行った。

ただし、実船における計測データに見られる防音効果の差異には、防音材料以外の要因が大きく作用しているため実測値と、防音材の性能とを直接結びつけるのは困難であった。そこで、ここでは代表的な防音構造を選び、それに関して、実船における計測値にみられる防音効果と、材料そのものの性能との関係を調べるにとどめた。

表9.4.1は、鋼板、グラスウール、中空層、アスベストボードよりなる複合壁の防音効果の実測値を示し、表9.4.2は二重ガラス窓の防音効果の実測値を示す。これらの表より、一部例外を除くと、総合音で21.5 ± 3 dB(A)の防音

効果が得られているのがみられる。

理論的には、防音材料の透過損失は、質量法則により、次式で算出される。

$$TL = 20 \log_{10} m + 20 \log_{10} f - 23 \text{ (dB)}$$

又は  $\begin{pmatrix} = 18 \log f \cdot m - 44 \\ = 14.3 \log f \cdot m + 12.7 \end{pmatrix}$  ただし、 $m$ : 壁の  $1 \text{ m}^2$  当りの重量 (kg)  
 $f$ : 音の周波数 (Hz)

一方、これら防音材料の透過損失の実験値も、いくつか発表されており、これについては、SR 156 調査資料第2号「船舶防音材料」にまとめられている。ただし、材料単独の性能より、それらの複合壁の性能を算出する方法は未だ確立していないようである。一般に、これら実験値は、上記の計算値より小さくなっている。これら実験値の中より、機関制御室に広く用いられている材料に関するものを抜粋したのが表 9.4.3～表 9.4.8 である。

実船の制御室構造に類似の構造の実験値 (表 9.4.6～7) と、実船の防音効果 (表 9.4.1～2) とを比較してみると、実験値の 50～60% の効果が実際に表われているのがみられる。実験値は一定面積における空気伝播音を対象としているのに対し、実際の制御室の騒音は、かなりの部分を固体伝播音が占めるから、実測値の方が、防音効果が小さいように表われると考えられる。今回の調査より、一般的に実船においては、透過損失実験値の  $\times 50\%$  の防音効果が得られることが判明した。

表 9.4.1 実船計測データによる防音効果 (鋼板、50mmガラスウール、中空層、アスベストボード) による複合壁

造船所 符号	総合音		オクターブバンド分析 (dB)							
	dB(A)	dB(C)	63 Hz	125	250	500	1,000	2,000	4,000	8,000
B	22	9	13	15	16	20	27	29	28	27
K	19	—	10	13	16	18	23	24	26	19
I	18	—	11	12	16	13	16	16	22	12
J	25	17	11	14	21	27	28	30	33	37
L	29	8	10	16	19	29	35	36	37	36
M	25	9	8	14	17	23	30	31	29	27
O	15	8	20	12	13	15	16	21	21	21
P	19	13	19	22	18	13	21	19	17	12
平均	21.5	10.6	12.8	14.8	17.0	19.8	24.5	25.8	26.6	23.9

表 9.4.2 実船計測データによる防音効果 (二重ガラス窓部)

構造	造船所 符号	総合音		オクターブバンド分析 (dB)							
		dB(A)	dB(C)	63 Hz	125	250	500	1,000	2,000	4,000	8,000
ガラス 6mm 間隔 6mm	B	23	13	14	16	18	19	27	28	27	27
	J	27	18	12	16	22	25	28	29	33	36
ガラス 8mm 間隔 6mm	D	20.5	—	20.5	13.5	15	10.5	21.5	26	21.5	20
	F	22	8	13	10	16	20	24	27	31	32
	H	26	15	16	16	22	25	26	25	29	32
	L	26	13	12	13	19	24	31	32	33	33
ガラス 8mm 間隔 12mm	O	15	11	13	16	18	15	15	18	19	19
ガラス 8mm 間隔 12mm	K	19	2	7	14	16	20	21	23	27	20
平均		22.3	11.4	13.4	14.3	18.3	19.8	24.2	26	27.6	27.4

表 9.4.3 鋼板の透過損失 (実験値) (dB)

厚さ \ 周波数	125Hz	250	500	1,000	2,000	4,000
0.4mm	4.0	20.0	23.5	22.0	32.5	-
0.7	9.0	14.0	19.0	26.0	30.0	37.0
1.0	18.0	21.0	35.0	28.0	33.0	38.0
4.5	23.0	28.0	33.0	39.0	44.0	40.0
8.0(スチファ-付)	23.0	35.0	39.0	37.0	38.0	46.0

表 9.4.4 アスベストボードの透過損失 (実験値) (dB)

厚さ \ 周波数	125Hz	250	500	1,000	2,000	4,000
6.0mm	19.0	19.0	20.0	25.0	32.0	34.0
8.0	20.0	19.0	22.0	26.0	33.0	28.0
10.0	23.0	23.0	24.0	28.0	31.0	35.0
12.0	22.0	25.0	27.0	30.0	24.0	30.0

表 9.4.5 プライウッドの透過損失 (実験値) (dB)

厚さ \ 周波数	125Hz	250	500	1,000	2,000	4,000
3.0mm	11.0	8.0	14.0	12.0	20.0	23.0
6.0	11.0	18.0	16.0	21.0	25.0	22.0
9.0	21.0	12.0	18.0	19.0	30.5	24.0

表 9.4.6 複合壁の透過損失 (実験値) (dB)

厚さ \ 周波数	125Hz	250	500	1,000	2,000	4,000
A	20	38	44	49	51	48
B	26	32	40	43	45	43

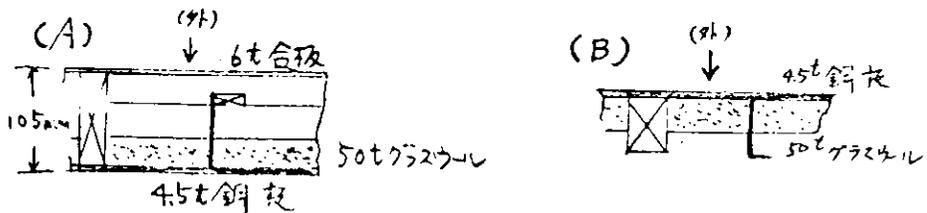


表 9.4.7 二重ガラス窓の透過損失 (実験値) (dB)

構造 \ 周波数	125Hz	250	500	1,000	2,000	4,000
ガラス6mm 隔6mm	27.0	22.0	27.0	34.0	25.0	34.0
" 6mm " 12mm	23.0	22.0	29.0	35.0	21.0	30.0
" 8mm " 6mm	26.0	25.0	29.0	33.0	27.0	35.0
" 8mm " 12mm	24.0	23.0	30.0	33.0	24.0	34.0

表 9.4.8 グラスウールの吸音率 (実験値)

周波数 厚さ, 密度	125	250	500	1,000	2,000	4,000
25mm (10kg/cu)	0.09	0.39	0.55	0.68	0.80	0.72
50 ( " )	0.19	0.63	0.84	0.82	0.88	0.84
25 (15 " )	0.11	0.28	0.51	0.75	0.72	0.73
50 ( " )	0.21	0.71	0.91	0.79	0.81	0.68

注) 透過損失の「実験値」は, SR 156 調査資料第 2 号「船舶用防音材料」, 西部造船会会報第 34 号, 及び日本音響材料協会編の「騒音対策ハンドブック」より抜萃した。

### 9.5 機関制御室の固体音と空気音の割合調査

機関制御室は一般に騒音源のある機関室内に配置されている為、従来よりいろいろと防音対策が行われてきた。

ところが防音材料, 防音構造の改良では, 十分なる効果が得られなかったのが実状である。その原因としては音源よりの振動が船体を通じて制御室に伝わり, そこで二次音を発する, いわゆる固体伝搬音の影響によるものと思われる。

そこで本章では, 将来制御室の適切なる防音対策を立てる上での指針とするため, 制御室の固体音と空気音の割合を求めることとした。

尚検討にあたっては, 昭和 49 年度, 船内騒音実態調査として D 船にて行われたスピーカテストのデータを資料とすることにする。

#### 9.5.1 スピーカテスト装置

D 船にて行われたスピーカテスト装置の概略を図 9.5.1 に示す。

発生バンドノイズは, 250, 500,

1,000, 2,000, 4,000 Hz である。

#### 9.5.2 固体音と空気音の影響割合の計算

固体音と空気音の影響割合を求める手順を述べる。図 9.5.2 によりこれらの関連を示す。

尚, 海上運転時とスピーカテスト時の機関制御室入射音圧分布モードは同一とする。

(1) 実船計測時の制御室の代表点の音圧レベル ( $SPL_T$ ), 室外面積平均音圧レベル ( $SPL_{T0}$ ) を求める。

室外面積平均音圧レベル ( $SPL_{T0}$ )

は下式による。

$$\overline{SPL_{T0}} = 10 \log \frac{\sum (A_i \cdot 10^{\frac{SPL_i}{10}})}{\sum A_i} \quad (9.5.1)$$

$A_i$  : 機関制御室各面 (天井, 床, 壁) の面積

$SPL_i$  : 機関制御室各面外部の入射音圧レベル

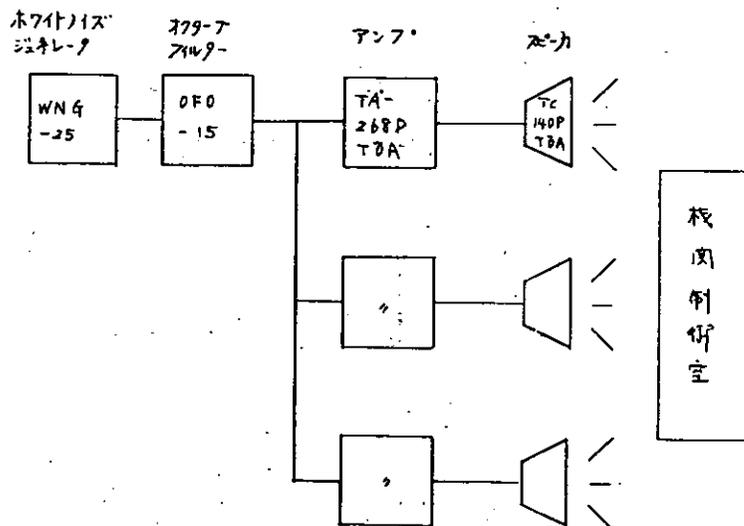


図 9.5.1 スピーカテスト装置図

- (2) スピーカテスト時の室内代表点の音圧レベル ( $SPL_S$ ), 室外面積平均音圧レベル ( $\overline{SPL}_{S0}$ ) を求める。

室外面積平均音圧レベル ( $\overline{SPL}_{S0}$ ) は (9.5.1) 式と同じ手順による。

- (3)  $\Delta = \overline{SPL}_{T0} - \overline{SPL}_{S0}$  を求める。

- (4) 実船計測時での制御室内空気音 ( $SPL_{TA}$ ) を求める。

$$SPL_{TA} = SPL_S + \Delta$$

- (5) 実船計測時での制御室内固体音 ( $SPL_{TS}$ ) を求める。

$$SPL_{TS} = SPL_T - SPL_{TA}$$

- (6) 機関制御室内の固体音と空気音のエネルギー割合 ( $R_{TA}$ ) ( $R_{TS}$ ) を求める。

$$R_{TA} = \frac{W_{TA}}{W_{TA} + W_{TS}} \times 100 (\%)$$

$$R_{TS} = \frac{W_{TS}}{W_{TA} + W_{TS}} \times 100 (\%)$$

$$W_{TA} = W_0 \times 10^{\frac{SPL_{TA}}{10}}$$

$$W_{TS} = W_0 \times 10^{\frac{SPL_{TS}}{10}}$$

$R_{TA}$  : 空気音のエネルギー割合

$R_{TS}$  : 固体音のエネルギー割合

$W_{TA}$  : 空気音のエネルギー

$W_{TS}$  : 固体音のエネルギー

$W_0$  : 基準エネルギー

### 9.5.3 結果と検討

- (1) 固体音と空気音の音圧レベル

前記手順に従って求めた海上運転時での制御室内における固体音と空気音の音圧レベルを図 9.5.3 に示す。

これによると中周波数域から高周波数域においては, 1,000 Hz を除いては, だいたい空気音の方が固体音よりも高いレベルを示めている。

これは制御室が機関室内に配置されているため, 中周波及び高周波成分の占める割合の高い発電機や主機過給機よりの空気音の影響が, 直接働いたものと思われる。

- (2) 固体音と空気音のエネルギー割合

前記手順に従って海上運転時での固体音と空気音のエネルギー割合を求めると次の様になった。

海上運転その 1	空気音	43 %
	固体音	57 %
海上運転その 2	空気音	58 %
	固体音	42 %

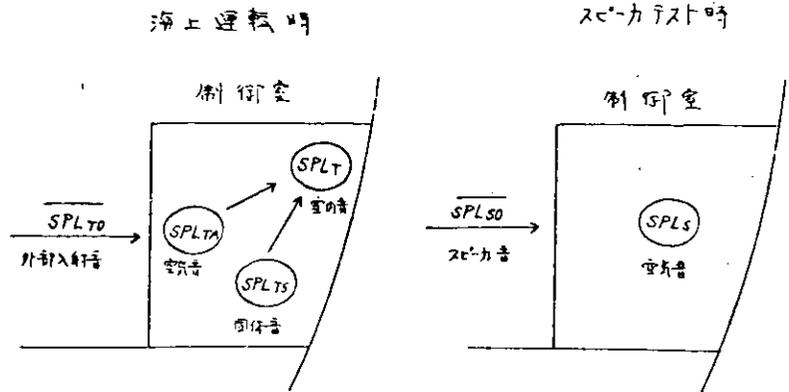


図 9.5.2 固体音と空気音

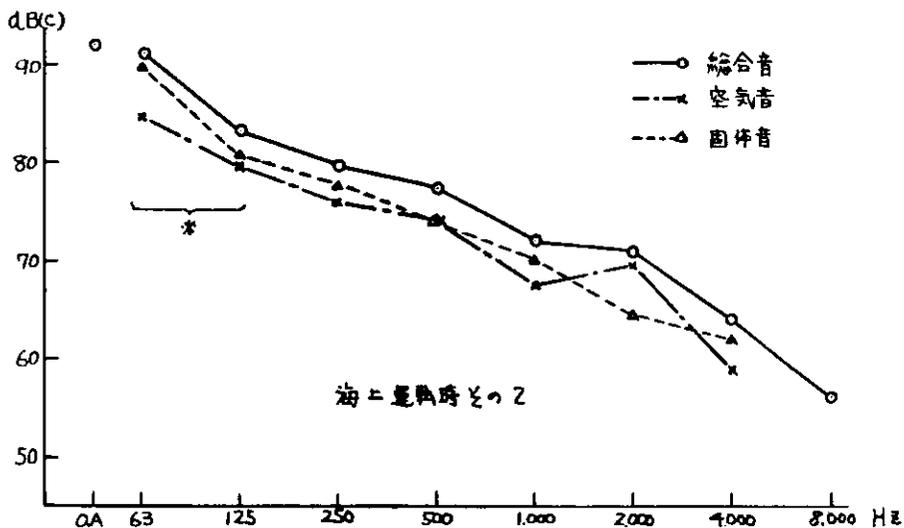
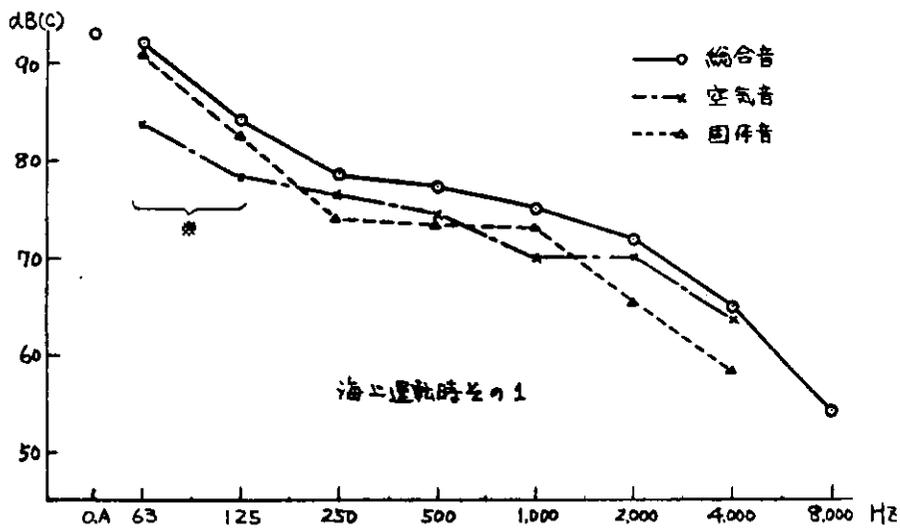


図 9.5.3 制御室騒音レベル

注) ※室壁の透過損失を20dB と仮定し計算。

従って固体音と空気音は大なり小なり同じ位の比率となる。しかし、スピーカテストは250 Hz より4,000 Hz までのオクターブバンド周波数5点において行われたため、計算の結果は上記の割合となったが、固体音の割合を算出するためには、特に低周波域のエネルギーを考慮する必要があるので63 Hz, 125 Hz について、この周波数帯域の制御室の防音構造の透過損失を20 dB と仮定して63 Hz より4,000 Hz までのエネルギーの割合を算出すると次の如くなる。

海上運転その1	空気音	19%
	固体音	26%
海上運転その2	空気音	26%
	固体音	74%

この計算結果より見て固体音は空気音より、エネルギー割合が大きく、特に63, 125 Hz での固体音エネルギーは非常に大きいと思われる。この場合、海上運転その1は制御室直下の発電機を海上運転その2は反対玄の発電機を運転したもので、当然前者の方が発電機関の振動の影響により固体音の割合が大きくなっている。

以上の結果からみて、制御室防音対策としては固体音を除去することが先決問題だということはいうまでもない。

尚、上記値はスピーカテストによる結果であり、固体音推定法に関してはその他理論的解析（有限要素法）とか、実験的手法（Janssen法）等があり、今後これらの研究の成果に期待したい。

## 9.6 機関制御室騒音、温度測定要領、作成

制御室内の騒音、温度についての環境改善の要求は今後増々強くなる傾向にあり、それにつれて、これらの正確な計測が必要となってくると思われる。そして、防音、防熱構造の効果について計測データを分析検討し、あるいは他船におけるデータとの比較検討などの必要性も増すであろう。これらの要求に応じるため測定法を合理的で、かつ統一したものとすることを目的として、SR 156「船舶機関部一般騒音計測方案」を参考として、「船舶機関制御室騒音測定要領」及び「船舶機関制御室温度測定要領」を作成した。

「騒音測定要領」には、使用する計測器の種類、操作方法、計測箇所、計測用紙、計測条件が具体的に示されており、この要領に従って計測することにより、制御室の騒音レベル、騒音源、二次騒音源、防音効果等の騒音の実態を把握出来るようにした。

「温度測定要領」には、使用する温度計の種類、取付方法、計測箇所、計測用紙、計測条件が具体的に示されており、計測結果より、制御室内の温度の実態を把握し、防熱効果、制御室内発熱体の影響等を分析、検討出来るようにした。

工作室については、現在は防音、防熱構造となっている例は多くないようであるが、今後は増す傾向にあるように思われる。これに関する測定要領も、この制御室の測定要領に準じて行えるであろう。

なお、実際の計測に際し、特に注意すべき点は、計測時における諸条件を十分に調査確認しておくということである。即ち、防音、防熱工事の完成状態、機器の配置、計測時の機器の運転状態、通風の状況、計測部周囲の船体構造等を正確に調査し、要すれば、計測法を条件に合せ適宜修正し、また検討に際しても、これらの条件を合せて考察すべきである。そして、実際の計測に当っては、計測条件をなるべく詳細に附記しておくのが望ましい。

## 10. 船内騒音伝搬予測法とその問題点

### 10.1 騒音伝播予測法の研究例について

居室騒音が55 dB A以下という規制になれば、船舶が完成した後、55 dB A以下へ騒音を低減する対策を実施することは、対策施工法ならびに効果の点で極めて難しい。

従って、設計段階で、居住区及びその他船内区画における騒音の概略予測が必要となってくる。国外、とくに欧州では、騒音規制が行われる以前から船舶騒音に関する研究が行われており、最近では船内騒音の予測法もいくつか発表されている。これらの予測法は、現段階では不十分なものであり、船種、トン数に対する適用性及び定量化性に疑問があるにしても、その方向づけは認めざるを得ない。

こゝには、国外で実施された予測法の研究例を紹介するが、こゝで紹介する以外にも研究例があると考えられる。

船内騒音の要素としては、次の3種類が与えられる：

- 1) 空気音 発生源から放射される騒音のパワーが空間を伝搬及び隔壁などを直接透過してくるもの。
- 2) 1次固体音 発生源からの振動が構造体内を伝搬して、壁体などから影響として放射されるもの。
- 3) 2次固体音 発生源からの騒音または、ある空間における騒音の音圧によって、壁体に振動が誘起され、その振動が構造体内を伝搬し、別の空間へ壁体などから音響放射されるもの。

以下に紹介する例は、空気音と2次固体音の実験計測による分離が難しいので、両者を合せて空気音としている。

#### 10.1.1 空気音の予測法

- (1) BBN<sup>\*)</sup> : Hand book for shipboard Airborne Noise Control<sup>\*\*)</sup>

このハンドブックは、BBNで過去二、三年にわたって行った船内騒音の空気音対策に関する研究結果に、建築音響学及び建築物、産業騒音対策の手法を含めて船内騒音の空気音対策法としてまとめたものである。

目的は、音響に関する特別な知識のない人でも簡単に、しかも系統的に船内騒音の解析ならびに対策法が行えるようにすることである。

##### (a) 基本構成

- (i) 手法のモデルは、発生源—経路—受音点を追跡する手法
- (ii) 発生源の特性は、各種機器に対し、オクターブバンドの発生パワーが与えられると、機器の定格馬力、回転数から振動レベルを推定できる。
- (iii) 甲板、隔壁、ダクトの透過損失、ダクト、廊下の距離減衰、障壁、指向性、構造不連続部での減衰の測定値または推定値を用いて、空気音及び固体音の伝搬効果を評価できる。
- (iv) 振動面の放射特性は、共振及び質量則を基本としている。
- (v) 受音室特性は、室定数を用い、室内の音圧レベルを残響音場として求める。

##### (b) 予測計算方法

(a)に述べた構成をもとに予測計算は全て、ワーク・シートで実施する。

ワーク・シートの一例を図10.1.1に示すが、一つの騒音問題に対して、数種類のワーク・シートが必要であり、各ワーク・シートの関係はハンドブックに説明してある。

\*) U. S. A. の振動・騒音に関する有名な民間研究会社 Bolt Beranek and Newman Inc. の略称

\*\*) 1974年中に U. S. A. の NAVSEC により刊行される予定。 U. S. A. の Coast Guard 及び NAVY が共同で依頼している。

(c) 対策法, その他

- (i) 予測法に加えて, 騒音対策設計法及び各対策法の効果の定量的推定法の概略を示している。
- (ii) 一般的なものとして, 計測法, とくに船内騒音解析のための計測法も示している。
- (iii) このハンドブックの適用限界として, 鋼材またはアルミ材で構成されている船舶としている。

**WORKSHEET NO. 17. SOUND TRANSMISSION THROUGH BULKHEADS AND DECK. p. 133.**

The following procedure is used only when source space criterion sound pressure levels exceed the receiver space criterion levels. For a given receiver space, repeat the following procedure for each appropriate source space.

**SOURCE COMPARTMENT** \_\_\_\_\_

**RECEIVER COMPARTMENT** \_\_\_\_\_

**AREA OF PARTITION BETWEEN SOURCE AND RECEIVER COMPARTMENTS,  $A_p$  =** \_\_\_\_\_ **sq ft**

**PARTITION CONSTRUCTION** \_\_\_\_\_

**SOURCE ROOM: NOISE CATEGORY** \_\_\_\_\_

**RECEIVER ROOM: NOISE CATEGORY** \_\_\_\_\_

Add Lines 1 through 4.

DESCRIPTION	OCTAVE BAND CENTER FREQUENCY IN CPS (Hz)								
	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1. Source Space SPL (see text)									
2. $10 \log (A_p)$									
3. $-TL$ (see Tables 4.10 through 4.17)									
4. Constant	-16	-16	-16	-16	-16	-16	-16	-16	-16
5. Receiver Space PWL									

図10.1.1 予測計算用ワーク・シートの一例

10.1.2 空気音及び固体音の予測法

(1) J. H. Janssen の方法<sup>3)</sup>

船舶の基本設計時における居室内騒音の概略予測法を述べるもので, 客船以外の船舶にも一応適用可能としているが問題があると考えられる。

Janssen の手法は, 空気音は, 建築音響その他の分野の手法が適用できるとして固体音に関して詳細に述べている。

この予測法の成果と今後課題として, Janssenは次のようにまとめている。

- ㊦ プロペラ及び主要機器による居室騒音をかなりの精度で予測できる。
- ㊧ 居室計画, 防振支持, 低騒音機器などの再計画の見通しが与えられる。
- ㊨ 基本計画時にとられた種々の対策効果を比較するのに有効である。
- ㊩ 今後の課題として,

1. 実船での固体音測定法の確立

2. 種々の機器の固体音に関する統計的調査
3. 居室の振動絶縁に関する実寸モデル実験
4. 固体音の伝搬経路のスケールモデルによる調査
5. 統計的エネルギー解析法の導入と展開
6. プロペラによる騒音を決定する因子の研究
7. エンジン排気音の遮断

(a) 予測計算法

居室騒音を以下に述べる手法により、空気音と固体音をそれぞれ、個別にオクターブバンド毎に求める。

(i) 空気音レベル  $L_{PA}$

$$L_{PA} = L_{PO} - TL + 10 \log_{10} \frac{S}{A} - IL \quad [\text{dB}] \quad \dots\dots (10.1.1)$$

- |                         |                    |
|-------------------------|--------------------|
| $L_{PA}$ : 居室内の空気音レベル   | TL : 仕切壁の透過損失      |
| $L_{PO}$ : 隣接音源空間の騒音レベル | IL : 壁の構造による挿入損失効果 |
| A : 居室の吸音力              | S : 居室と音源室間の仕切壁面積  |

TL 及び IL の数値例は表10.1.1 参照のこと。

(ii) 固体音レベル  $L_{PS}$

$$L_{PS} = 10 \log_{10} \left[ \sum_{i=1}^6 \log_{10}^{-1} \left( \frac{1}{10} L_{PSi} \right) \right] \quad [\text{dB}], \quad i : \text{周壁の番号} \quad \dots\dots (10.1.2)$$

$$L_{PSi} = L_{vd} - \Delta L_{v d w i} + 10 \log_{10} (4 s_i S_i / A) - IL \quad [\text{dB}]$$

$$L_{vd} = L_{v0} - TD - IL_0 \quad [\text{dB}]$$

- |                                 |  |
|---------------------------------|--|
| $L_{PS}$ : 居室内の固体音レベル           | $L_{vd}$ : 居室甲板の振動速度レベル                  |
| $L_{PSi}$ : i 番目の壁から放射される固体音レベル | $\Delta L_{v d w i}$ : 甲板から i 番目の壁への伝達損失 |
| $s_i$ : i 番目の壁の放射係数             | A : 居室内の吸音力                              |
| $S_i$ : i 番目の壁の面積               | IL : 甲板, 壁の構造による挿入損失効果                   |
| $L_{v0}$ : 機器の振動速度レベル           | IL <sub>0</sub> : 機器の防振支持効果              |

$\Delta L_{v d w i}$ ,  $10 \log_{10} s_i$  の数値例は、表10.1.1を参照のこと。

船体の伝搬経路による伝達損失 TD は

$$TD = C_1 \cdot m + C_2 \cdot n \quad [\text{dB}]$$

m : 発生源機器から居室までの横骨材の数	}	(10.1.3)
n : 居室がある甲板の番号 (タンクトップを n = 0 とする)		

$$C_1 = \begin{cases} 0.57 : \text{プロペラについて} \\ 1.0 : \text{機器について} \end{cases} \quad C_2 = \begin{cases} 2 + 12/n : n > 4 \\ 5 : n < 5 \end{cases}$$

$m > 25$  については、TD の推定精度が低下すること及び発生源機器が  $n = 1$ ,  $n = 2$  に相当する甲板にあるときは、それぞれ 5, 10 dB 差引くことに注意。

(b) 音源機器の振動・騒音特性

代表機器について、振動速度レベル  $L_{v0}$  及び騒音レベル  $L_{p0}$  のレベルとスペクトルの推定を行う。

(i) 騒音レベル  $L_{p0}$  から振動速度レベル  $L_{v0}$  を推定する場合

\*) 音圧の基準値  $p_0 = 20 \mu \text{ Pa} = 20 \mu \text{ N/m}^2 = 2 \times 10^{-4} \mu \text{ bar}$

\*\* ) 振動速度の基準値  $v_0 = 50 \text{ nm/s} = 5 \times 10^{-8} \text{ m/s}$

表10.1.1 式(10.1.1)(10.1.2)(10.1.3)で用いる居室構造関係の数値例

オクターブ中心周波数〔Hz〕		32	63	125	250	500	1 K	2 K	4 K	8 K
構造	記号									
①甲板に立てたチャンネル	ΔL <sub>vdwi</sub>	-	-3	0	2	5	5	-	-	-
②浮き床に立てたチャンネル		-	3	6	9	12	15	-	-	-
③ワッシャ付きラグ板		-	3	6	9	12	15	-	-	-
④浮き床	IL	-	3	5	12	15	18	-	-	-
⑤チップウッド天井		-	0	2	7	9	13	-	-	-
⑥鋼板甲板(5t)	10log <sub>10</sub> S <sub>i</sub>	-	-20	-22	-14	-10	-7	-	-	-
⑦鋼板甲板(5t)+デッキコンポ(20t)		-	-12	-16	-16	4	8	-	-	-
⑧デコラ板		-	-5	-5	-5	-5	0	-	-	-
⑨鋼板甲板(5t)	TL	10	17	30	34	36	39	36	40	42
⑩鋼板甲板(5t)+デッキコンポ(20t)		15	22	38	38	40	41	52	58	54
⑪鋼板甲板(5t)+浮き床		-	28	33	52	56	60	-	-	-

㊦ 機器の表面から1mの点でのA特性騒音レベルL<sub>PO</sub>とそのスペクトルを測定または推定する。

㊧ 同種の機器の実測データから統計的にえられた(L<sub>VO</sub> - L<sub>PO</sub>)の数値、表10.1.2を用いてL<sub>PO</sub>からL<sub>VO</sub>を求める。

(ii) 主要発生源機器の騒音レベルL<sub>PO</sub>の推定

㊦ ディーゼル機関(中・高速)

$$L_{PO} = 5.5 \log_{10} N_d + 10 \log_{10} n_b - 30 \log_{10} \frac{n_b}{n} + 90 \quad (\text{dB A}) \quad (10.1.4)$$

n<sub>b</sub> : 定格回転数〔Hz〕

N<sub>d</sub> : 定格出力〔MW〕

n : 実際の運転回転数〔Hz〕

㊧ 減速歯車

$$L_{PO} = 10 \log_{10} N_g + 2.5 g - 20 \log_{10} (R + 1) + 87 \quad (\text{dB A}) \quad (10.1.5)$$

N<sub>g</sub> : 実際に伝達される出力〔MW〕

g : 歯車の品質階級により決る定数 (g = 1 ~ 10), B<sub>3</sub> ~ C<sub>1</sub> クラスの歯車で g = 4

〔参考〕蒸気タービンのL<sub>PO</sub>は、g ≥ 4の歯車よりも小さい。

ガスタービンのL<sub>PO</sub>は、g ≥ 8の歯車と同程度

(iii) プロペラ・バウスラストの振動レベルL<sub>VO</sub>の推定

$$L_{VO} = L_{VO}(1 \text{ MW}) + 20 \log_{10} N_s \quad (\text{dB}) \quad (10.1.6)$$

N<sub>s</sub> : 全プロペラ軸の合計出力〔MW〕

L<sub>VO</sub>(1 MW) : 表10.1.2 参照

L<sub>VO</sub>を与える見掛上の振動源は、プロペラ翼を含む平面内のタンクトップとする。

(2) AIMS\*)の方法<sup>4)</sup>

三井造船千葉造船所で建造したスエーデン向タービタンカ995/996番船のリクリエーション甲板の騒音対策をAIMSが技術指導したものである。

図10.1.2に騒音対策を実施したリクリエーション甲板周辺の概略を示す。

(a) 騒音対策の手法

(i) 995/996番船と同型979番船の海上公試時に、対応するリクリエーション甲板の室内の騒音レベル及び

\*) AIMS= Analytical Institute for Maritime Services の略称。

表10.1.2 発生源振動レベル $L_{v0}$ 推定に用いる $(L_{v0} - L_{p0})$ の数値

オクターブバンド中心周波数 [Hz]			3 2	6 3	1 2 5	2 5 0	5 0 0	1 K	2 K	4 K	8 K
機 器		記 号									
① ディーゼル 主機	剛支持 7機の平均 標準偏差	$L_{v0} - L_{p0}$	-17	-19	-20	-21	-24	-28	-34	-43	-50
		$\sigma$	5	5	3	3	6	5	5	4	6
	防振支持	$L_{v0} - L_{p0}$	-17	-34	-35	-31	-30	-38	-49	-53	-64
		$\sigma$	-	-	-	-	-	-	-	-	-
② ディーゼル 補機	剛支持 5機の平均 標準偏差	$L_{v0} - L_{p0}$	- 8	- 8	-10	-14	-16	-21	-26	-34	-45
		$\sigma$	3	- 6	5	6	7	10	9	9	7
	防振支持 6機の平均 標準偏差	$L_{v0} - L_{p0}$	-30	-28	-36	-36	-34	-41	-49	-58	-62
		$\sigma$	10	10	6	5	6	4	6	8	4
③ 減速歯車	剛支持 3機の平均	$L_{v0} - L_{p0}$	-20	-22	-30	-27	-25	-27	-38	-49	-54
			-	-	-	-	-	-	-	-	-
④ プロペラ	タンクアップ での振動レ ベル11船の 平均 標準偏差	$L_{v0}(1MW)$	-	82	78	72	66	58	-	-	-
		$\sigma$	-	6	5	6	7	8	-	-	-
	弾性層の効 果	IL	10	10	8	9	15	15	-	-	-
⑤ バウスラス タ	3機の平均	$L_{v0}(1MW)$	95	98	100	96	88	81	74	68	60
	ユニットの 弾性支持効 果	IL	11	22	25	31	18	14	15	4	-11?

周壁の振動レベル、周辺の主要発生源として、F・D・Fの発生騒音レベル、F・D・F取付台の振動レベル、通風ファン吸入側及びダクト内の騒音レベルを測定している。

(ii) 979番船の測定データから、リクリエーション室への空気音、固体音の伝達損失を求めこの伝達損失は、同型船の995/996番船と同じと考える。

(iii) 995/996番船では、発生源のF・D・F及び通風ファンの騒音レベル、振動レベルだけを測定し、リクリエーション室の騒音レベルを推定する。

この場合、図10.1.2に示す伝搬径路A、B、C、Dごとに室内の騒音レベルのスペクトラムを推定計算する。その結果が図10.1.3の $A_0$ 、 $B_0$ 、 $C_0$ 、 $D_0$ である。

(iv) 図10.1.3の $A_0$ 、 $B_0$ 、 $C_0$ 、 $D_0$ のスペクトルの中で許容曲線8\*\*<sup>1)</sup>をこえる伝搬径路について、対策案を作り、対策によるスペクトラムの変化を各伝搬径路ごとに再計算する。第1次対策後の各伝搬径路ごとの騒音スペクトラムの推定結果が図10.1.3の $A_1$ 、 $B_1$ 、 $C_1$ 、 $D_1$ である。

\*\* ) NSASNから出されたスウェーデンの船内騒音規制 (Nr. 1973: A 27, '73/9)による居室及び事務室、無線室の最大許容騒音を規定している。

(V) 室内騒音レベルのスペクトルが許容曲線8より小さくなるまで、対策を修正していく。

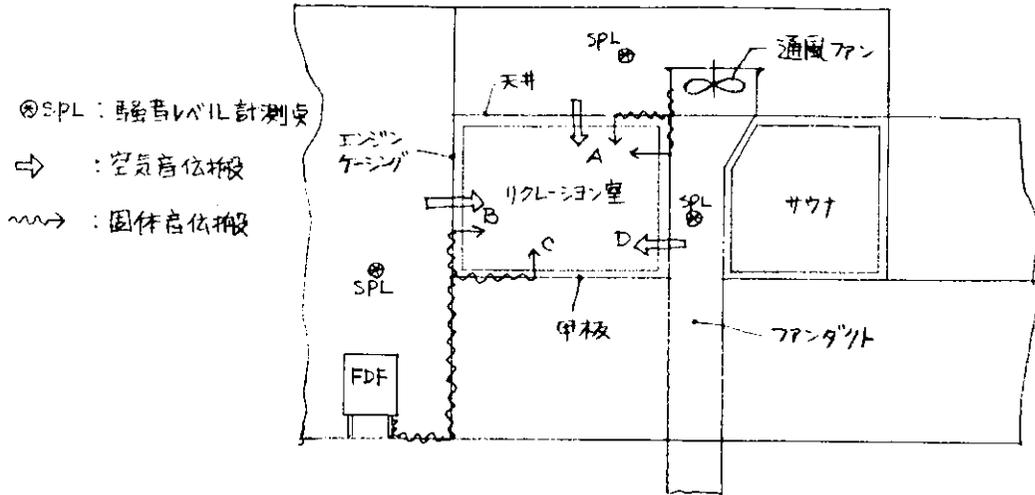


図10.1.2 レクリエーション甲板の概略

(b) 対策結果と考察

(1) 対策

図10.1.4 にAIMSが提案した対策案を示す。提案された対策は次の通りである。

- ① 通風ファン室をコンクリート床及び周壁に吸音材を貼る。
- ② リクリエーション室を浮き床構造にし、内壁は浮き床に結合し、ボイラ室壁と絶縁する。

伝搬経路	現状 ○	1次対策 I	2次対策 II
天井 A			
エンジンケーシング B			
甲板 C			
ファンダクト D			

図10.1.4 騒音対策構造案

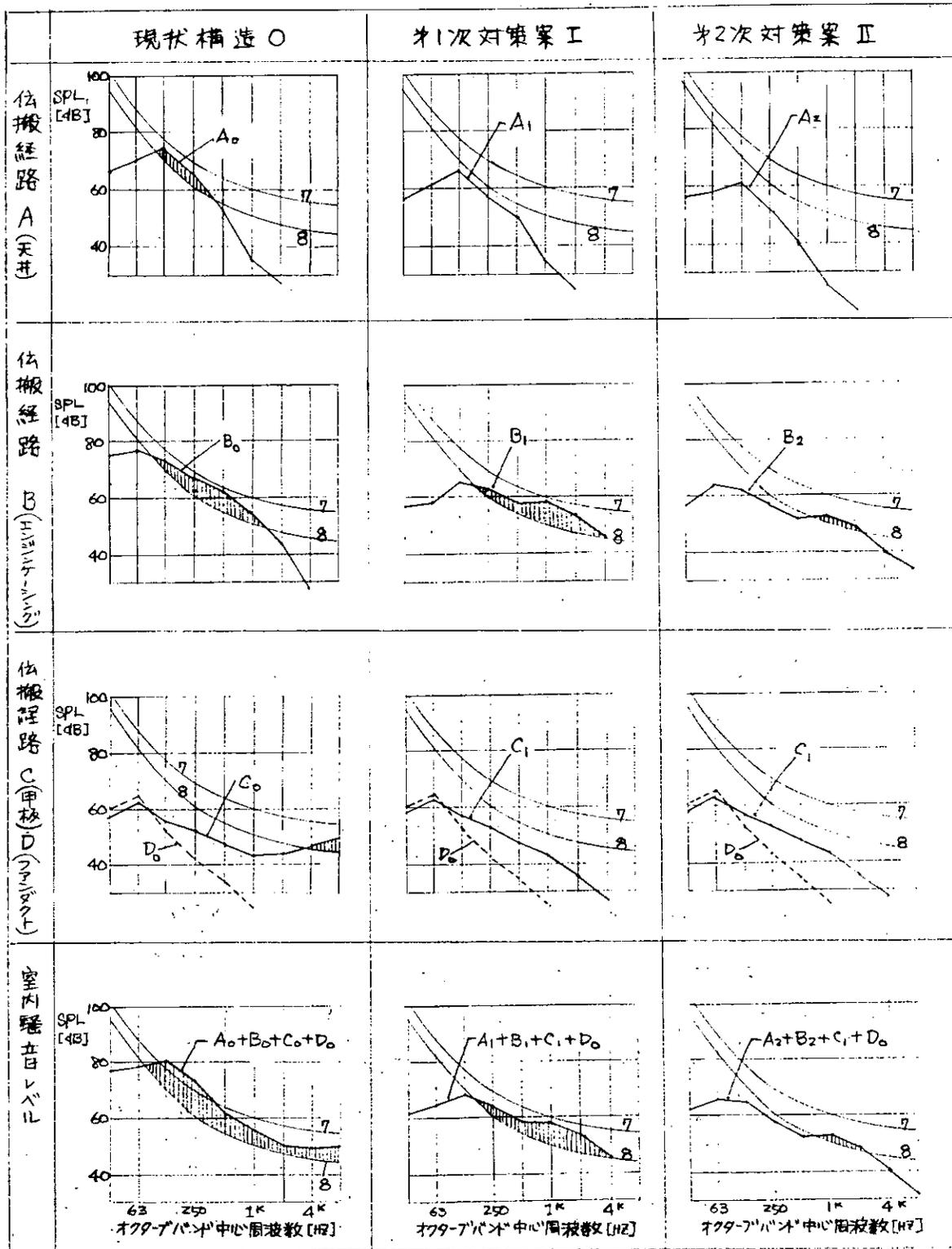


図10.1.3 リクレーション室内騒音の推定スペクトルと推定対策効果  
(各伝搬経路ごとの対策案 I, II は図10.1.4 参照)

- ⊙ F. D. F に遮音壁と、吸入口に消音器を設置する。
  - ⊖ AIMSの提案による対策案 II を用いた場合、リクレーション室の騒音レベルは許容曲線 8 以下になる。
- (ii) 手法への考察
- ① 995/996 番船に対しては、同型船 979 番船の実測結果を利用しているが経路 B, C の固体音をどのようにして求めたかが不明。
  - ② 各対策案について、推定計算を行なっているが、対策構造の騒音低減特性のとり方が不明。

② AIMSの騒音予測技術は、実騒データを主体にしたものかどうかは不明であるが、実用技術の段階まで達していることは評価される。

(3) SEA 法による方法<sup>5)</sup>

B B NのR. J. Sawleyが380 PS の小型汽船（長さ66'、幅19'）で機関室の上部に隣接したデッキハウス内の騒音、主に固体音の予測と伝搬経路の推定をSEA 法を用いて行った例である。

解明すべき問題は、①機関室からデッキハウスへ伝達される空気音と固体音の割合

②空気音と固体音の伝搬経路

である。こゝで空気音と固体音を次のように考える：

① 空気音： 機関室内の音圧によるデッキハウスの騒音、すなわち2次固体音を含む。

② 固体音： 機関室内の振動源から構造を通り、デッキハウス境界壁へ伝達される振動エネルギーによるもの。

図10.1.5に、機関室、デッキハウスの概略図を示すが、この船は科学調査船であり、デッキハウス内で研究作業を行うため、作業及び会話妨害が問題となる。

(a) 実船の計測・解析法

(i) デッキハウス内の騒音スペクトルはNC-75を目標にする。

(ii) 主機停止時に、機関室に人工音源を設け、機関室とデッキハウス間の空気音低減量を調べる。

(iii) 主機運転中の機関室とデッキハウス間の見掛けの低減量を調べ、(ii)で求めた低減量との差が固体音となる。

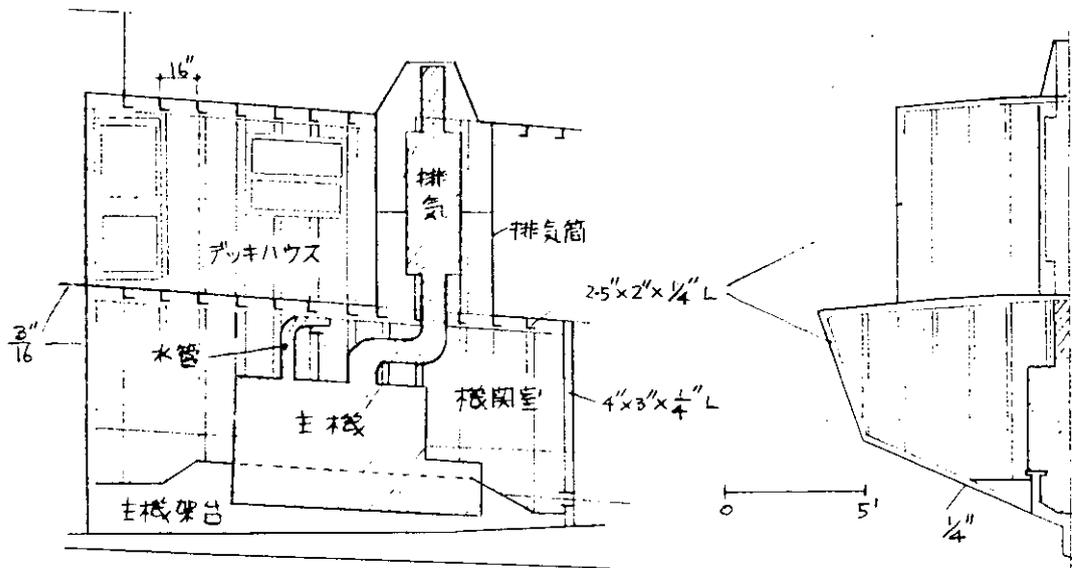


図10.1.5 機関室・デッキハウスの概略

(iv) 人工音源及び主機運転中の2条件について、主機架台、配管系、機関室及びデッキハウスの境界面の振動レベルならびに機関室、デッキハウスの騒音レベルを計測し、これらのデータから固体音の伝搬経路を推定する。

(b) 固体音の寄与度

(i) 必要低減量

図10.1.6にデッキハウス内の騒音レベルと許容騒音レベルとしてのNC-75曲線の関係を示す。

必要低減量の最大値は1 KHZ バンドで11 dB である。

(ii) 機関室とデッキハウス間の騒音低減量

図10.1.7に、人工音源を用いたとき及び主機運転中の

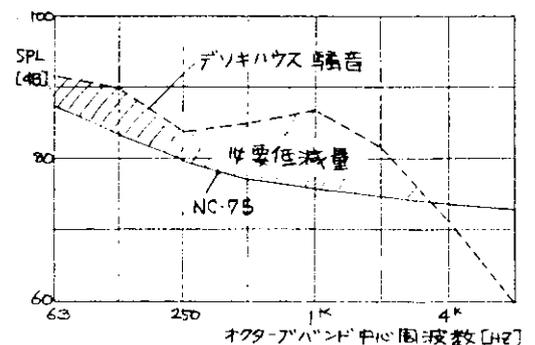


図10.1.6 主機運転中のデッキハウス内騒音レベル

両方について、機関室とデッキハウス間の騒音低減量を示す。

両方の低減量を比べると、主機運転中の方が小さく、両方の低減量の差が固体音の影響ということになり、デッキハウス内でNC-75を実現するには固体音の低減が必要となる。

(iii) 機関室騒音による甲板の加速度

図10.1.8に人工音源を機関室に設置したとき、甲板に誘起される加速度レベルを示す。

質量則を用いて推定した加速レベルは、実測レベルに比べて15~20dB低いSEA法を用いて推定した加速度レベルは、実測値とは一致している。SEA法による音圧  $p$  と加速度  $a$  の関係式は、

$$\frac{\langle a^2 \rangle}{\langle p^2 \rangle} = \sqrt{3} \pi \frac{A c^2}{M h c_L \rho c} \left( \frac{\eta_c}{\eta_c + \eta} \right)$$

$\langle \rangle$ : 時間, 空間平均…………… (10.1.7)

$A, h, M, c_L, \eta$ : 甲板の面積, 板厚, 質量, 縦波速度, 内部損失率

$\rho, c$ : 空気の密度, 音速

$\eta_c$ : 音場と甲板の結合損失率

(R. H. Lyonによる数値を用いた。)

(c) デッキハウスの周壁の加速度レベル及び騒音レベルの予測

(i) 周壁の加速度レベル

図10.1.9は主機運転中のデッキハウス周壁の加速度レベルの実測結果である。図から明らかなように、全ての壁の加速度レベルには大きな差はみられない。

(ii) デッキハウスの騒音レベルの推定

図10.1.10は、図10.1.9に示した周壁の加速度レベルから(10.1.7)を用いて推定したデッキハウス内の騒音レベルである。

ここで、125 Hz 及び 2 KHz バンドについては、排気筒壁の振動レベルだけを考慮し、他のバンドでは全周壁の振動レベルを用いている。

(d) 固体音の伝搬経路

SEA法を用いれば、固体音に寄与する振動エネルギーの伝搬経路を、ある程度まで把握することができる。

構造系をいくつかの要素(板, 梁など)に分けて、隣接する要素間のエネルギーフローを調べるとよい。要素  $i$  と要素  $j$  の間のパワーフロー  $W_{ij}$  は、次式で与えられる。

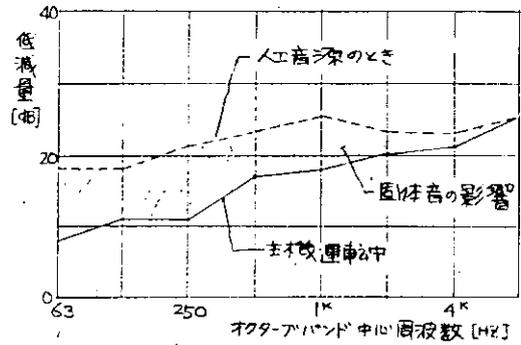


図10.1.7 機関室とデッキハウス間の騒音低減量

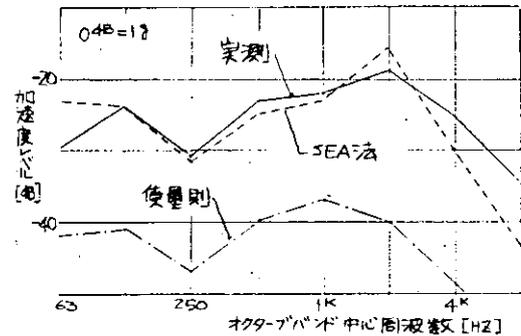


図10.1.8 甲板の加速度レベルの実測と推定

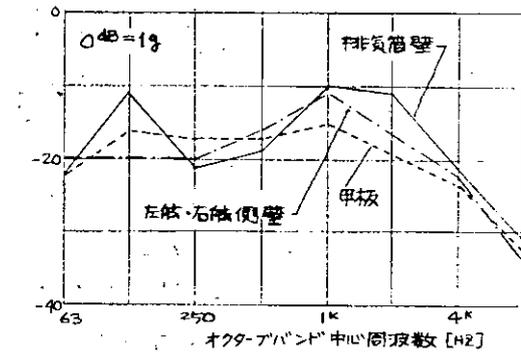


図10.1.9 デッキハウス周壁の加速度レベル

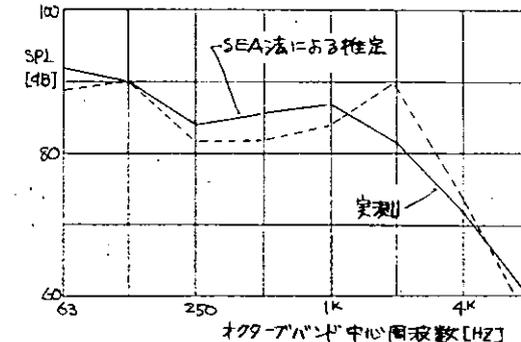


図10.1.10 デッキハウス内騒音レベルの推定

$$W_{ij} = \Omega N_i \eta_{ij} \left( \frac{E_i}{N_i} - \frac{E_j}{N_j} \right), \quad E_i = M_i < \alpha_i^2 > / \Omega^2 \quad \dots \dots \dots (10.1.8)$$

- $\Omega$  : バンド幅 $\Delta\omega$ の周波数バンドの中心周波数
- $N_i$  : バンド幅 $\Delta\omega$ における要素iの固有モード数
- $E_i$  : バンド幅 $\Delta\omega$ における要素iのエネルギー
- $M_i$  : 要素iの質量
- $\eta_{ij}$  : 要素iと要素jの結合損失率

(i) 機関室構造要素の振動エネルギー

図10.1.11は機関室内の機関周辺の構造要素について加速度レベル $\alpha_i$ を測定し、 $\alpha_i$ と(10.1.8)を用いて、各要素の平均モーダルエネルギー $E_i/N_i$ をオクターブバンド毎に求めた結果である。デッキハウスの固体音伝播を表わす目安としては、機関室内の各要素からデッキハウス周壁への振動エネルギーのパワーフロー $W_{ij}$ で決まる。

$W_{ij}$ は、(10.1.8)によって、要素iと要素jの平均モーダルエネルギーの差( $E_i/N_i - E_j/N_j$ )に比例するから図10.1.11では、機関室内の各構造要素からデッキハウス甲板への振動エネルギー伝搬は、両者のモーダルエネルギーの差が大きい要素ほど寄与度が高いとみなせる。

例えば、甲板への振動エネルギー伝搬は、水管に比べて、主機架台からの寄与度が高い。

図10.1.12は、機関室周壁の平均モーダルエネルギー $E_i/N_i$ である。求め方は、図10.1.11の説明と同じである。

この結果では、デッキハウス甲板が最も小さく、後部B<sup>HD</sup>が最も大きい。従って、図10.1.11と合せて考えると甲板への振動エネルギー伝搬は、主機架台後部側から、後部B<sup>HD</sup>を通り、デッキハウス甲板への径路で、伝達されていることが推定される。

(ii) デッキハウス周壁の振動レベル推定

① 伝搬径路に対する甲板の振動レベル推定

図10.1.13は、デッキハウス甲板、機関室周壁のモーダルエネルギーを用いて、甲板に結合されている機関室内の4要素(後部B<sup>HD</sup>、前部B<sup>HD</sup>、船殻及び水管)から、甲板へのパワーフローを各々求めて、甲板の振動レベルに対する寄与度を示したものである。

この結果、水管からの寄与度は小さく、B<sup>HD</sup>及び船殻からの寄与度が高いことがわかる。この寄与度の差はB<sup>HD</sup>、船殻と水管の結合損失率 $\eta_{ij}$ の差と考えられる。

また、船殻に比べ、B<sup>HD</sup>からの寄与度が高周波で減少するのは、甲板につけられた、補強材の方向性に

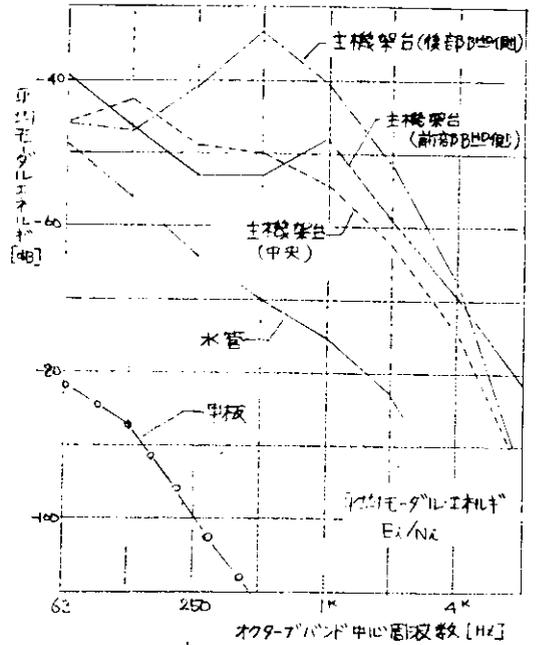


図10.1.11 機関室内の振動源の平均モーダルエネルギー

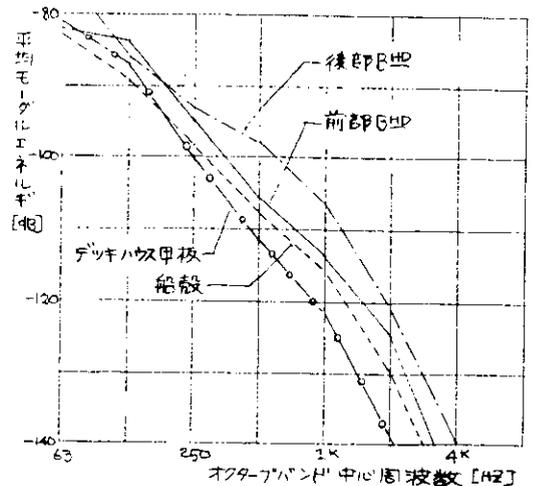


図10.1.13 機関室周壁の平均モーダルエネルギー

よると考えられる。

図10.1.14は、図10.1.13に示した各伝搬経路ごとの甲板振動レベルの推定値を合計したものと実測された甲板振動レベルを比較したものである。両者の差は±3 dB程度である。

㊟ デッキハウス側壁の振動レベル推定図10.1.15は㊦で述べた甲板振動レベル推定と同様SEA法を用いて、デッキハウスの左舷/右舷側壁の振動レベル推定値と実測レベルとを比較したものである。

(e) 結論と問題点

R. J. SawleyによるSEA法を用いた固体音伝搬経路の推定法について、結論と問題点をまとめておく。

(i) 結論

- ㊦ デッキハウス内騒音をNC -75以下にするには、船殻、前部B<sup>HD</sup>、後部B<sup>HD</sup>から伝達される固体音の対策が必要である。
- ㊟ 対策としては、機関室内の船殻及びB<sup>HD</sup>に減衰材を貼付する方法がよい。

また、排気管の防振支持も有効である。

- ㊠ SEA法の有用性を示したが、SEA法は、現在も発展中で完成されたものでないので、適用例を増加しながら注意しつつ利用すべきである。

(ii) 問題点

- ㊡ この適用例は、船舶の形状が単純で、しかも、発生源から受音点までの距離が短かったために、簡単にしかも比較的良好的な精度で推定できたと考えられる。しかしながら、一般的に、発生源と受音点の距離が遠くしかも、構造が複雑な場合は、この例のように簡単な計算式だけでは解決しないし、また精度も著しく低下すると考えねばならない。
- ㊢ 複雑な構造系に対して、SEA法を適用するときの最大の問題点は、要素間の結合損失率の推定である。結合損失率を実験的に求めることは難しく、また、理論的にも単純な系について近似値が知られているのみである。
- ㊣ しかしながら、船舶のような構造の固体音を解明し、その対策を立案するには、現在SEA法に優るものが見当たらない。従って、今後研究を進めて実用化を推進する必要がある。

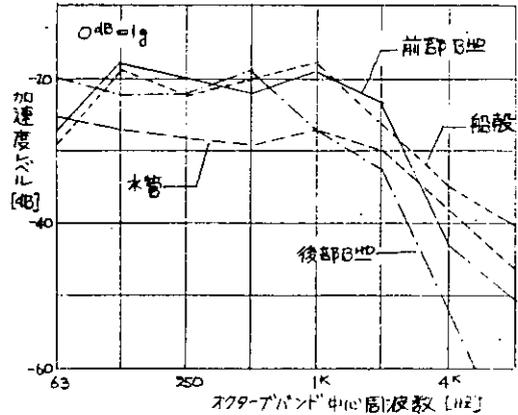


図10.1.13 デッキハウス甲板の振動レベルに対する寄与度

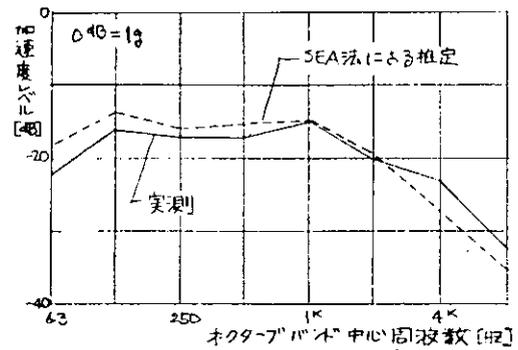


図10.1.14 デッキハウス甲板の振動レベル

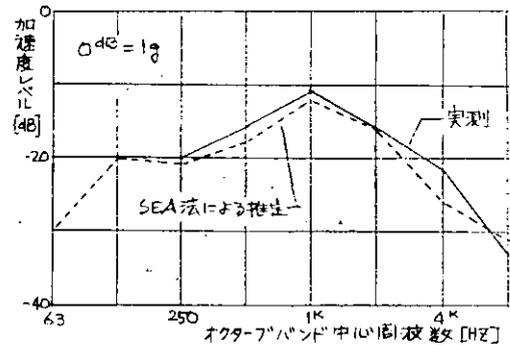


図10.1.15 デッキハウス側壁の振動レベル

参 考 文 献

1) D. L. Nelson & D. P. Lewis : Methodology for Shipboard Noise Analysis and control, INTER- NOISE '74, 1974/9

2) J. F. Snuggs & D. P. Lewis : Applications and Implications of a Shipboard Airborne Noise Handbook INTER- NOISE '74, 1974/9

- 3) J. H. Janssen & J. Buiten: On Acoustical Designing in Naval Architecture. INTER-NOISE '73 1973/8
- 4) P. A. Berg : BROSTRÖM MITSUI TT 995/996 Noise on Recreation Deck and Navigation Decks. AIMS AKTIEBOLAG, 3302, 1974/3  
(S 49/8/20, SR 156 船内騒音講演会における三井造船株古川浩氏の提出資料)
- 5) R. J. Sawley: The Evaluation of a Shipboard Noise and Vibration Problem using Statistical Energy Analysis. Cont. to Stochastic Processes in Dynamical problems, A. S. M. E. 1969

## 10.2 船内固体伝搬音実船計測結果

船舶における固体音の実態を把握するため、A船(S. No 1057, 1058), B船(S. No 2411)の2種類の船舶に対し単体機器運転及び海上運転の状態における固体音の実船計測を実施した。以下、それぞれの計測結果について述べる。

A. S. No 1057, 1058

### 10.2.1(A) 対象船の概要

#### (a) 本船の仕様

船内固体伝搬音の単体機器運転時の実船計測はS. No 1057 において、また、海上運転時の実船計測は別の船であるS. No 1058 において実施しているが、これらの船は全く同型船であり、単体機器運転時と海上運転時の船内固体伝搬音について計測値を比較する場合、何ら支障はないものと思われる。これらの船の仕様は次の通りである。

(1) 船 種	ディーゼルタンカ		
(2) ト ン 数	151,900DWT, 75,000GT		
(3) 寸 法	L <sub>pp</sub> 280 × B 53.3 × D 20 × d 15.24		
(4) 主 機	三菱スルザー	10 RND 90	
	連続最大出力	29,000 PS	122 RPM
	常用出力	26,100 PS	118 RPM
(5) 発 電 機 (D/G)	850 kw	3 台	
(6) 機関室通風機	給	1,000 m <sup>3</sup> /min × 30 mm Aq	2 台
	排	1,100 m <sup>3</sup> /min × 30 mm Aq	2 台
(7) 空気圧縮機 (MAIN)	400 m <sup>3</sup> /h × 25 K. D. P.		
(8) イナートガスファン	13,500 m <sup>3</sup> /h × 1,500 mm Aq		

#### (b) 計測時の本船の状態

- (1) 単体機器運転時  
係留状態(陸電)

#### (2) 海上運転時

i) Out Put	NORMAL
ii) 主機回転数	122 r. p. m
iii) 進行方向	A head
iv) 荷	バラスト状態
v) アフトピークタンク	空

#### (c) 計測日時

- (1) 単体機器運転時

昭和50年1月10日

19:00~22:15

昭和50年1月14, 15日

19:00 ~ 7:00

(2) 海上運転時

昭和50年7月16日

19:00 ~ 24:00

昭和50年7月17日

5:00 ~ 8:00

### 10.2.2(A) 計測方法

(a) 使用計器

計測は高周波数域の振動を精度よく計測するため振動を加速度で計測し、後で速度レベルに変換することにした。計器はB & K社の加速度ピックアップ、騒音計、分析器を用い図10.2.1(A)に示す方法で計測した。

なお、加速度レベルの基準値を  $0 \text{ dB} = 10^{-3} \text{ cm/sec}^2$  (実効値)、すなわ

ち  $60 \text{ dB} = 1 \text{ cm/sec}^2$  (実効値) とし、中心周波数63 Hz から 8,000 Hz までのオクターブ分析を行った。

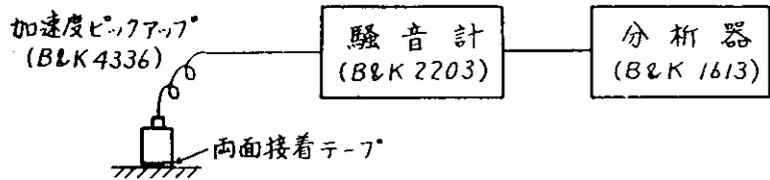


図10.2.1(A) 計器構成

(b) ピックアップの固定法

振動を計測する場合ピックアップの固定法によって計測できる周波数範囲が異なる。ここでは作業性等を考慮両面接着テープを用いてピックアップを固定する方法を採用した。しかし、両面接着テープを使用する場合にもテープの材質や厚さによって計測可能な周波数範囲が異なるので、あらかじめ種々の両面接着テープについて周波数特性試験を実施した。その結果の1例を図10.2.2(A)に示す。

図10.2.2(A)に示すように両面接着テープによっては周波数10 K Hz まで均一な特性で計測可能であることを示している。

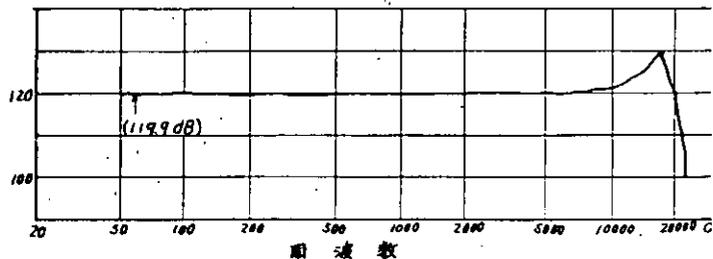


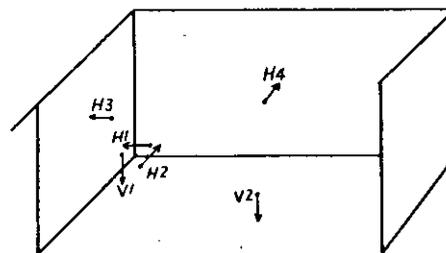
図10.2.2(A) 周波数特性試験結果の1例 (両面接着テープ Scotch No.464 を使用)

しかし、機関室における機器まわり等、油で両面接着テープが使用できない場所ではマグネットを用いてピックアップを固定した。

### 10.2.3(A) 計測位置

計測は主に Bare Steel部を選び計測した。各 Deck の計測位置を決めるにあたっては、まず各 Deck において Laundry Deck Store Room, Locker Room 等の Bare Steelの室を選び出し、これらの室の位置関係を考慮して計測する室を決めた。以上のように考え決めた計測点数は機関室で21点、居住区で27点

(a) 居住区・室・場合



- V1: 隅鉛直方向
- V2: 床中央鉛直方向
- H1: 隅進行方向
- H3: 壁中央部進行方向
- H2: 隅進行方向と直角方向
- H4: 壁中央部進行方向と直角方向

(b) 機関室・場合

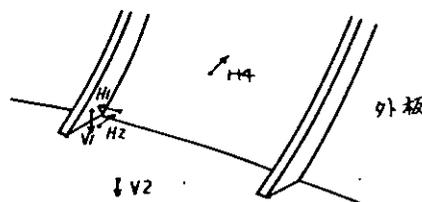


図10.2.3(A) 各計測位置における計測要領

の計48点であった。また、計測位置における構造の相違によって計測値が異なることが考えられるので、ここでは一応構造の相違の代表としては室のコーナ部とパネル部に分け、それぞれにおいて平均的な計測値が得られるよう鉛直方向、進行方向、進行方向と直角方向の3方向について計測した。この時の各計測位置における計測要領を図10.2.3(A)に示す。

また、これらの計測位置以外に、単体機器運転時、海上運転時のそれぞれにおいて下記の観点に基づき計測点を任意に決めて計測した。

単体機器運転時

- (i) 各機器の振動レベル
- (ii) 各機器の居住区に与える影響
- (iii) 伝達経路による伝達損失

海上運転時

- (i) プロペラの影響による振動レベルの把握
- (ii) 主機の振動レベルの把握

#### 10.2.4(A) 計測結果とその考察

##### (1) 振動加速度レベルから振動速度レベルへの変換

振動と騒音レベルとの関連を考察するため、加速度レベルで計測した振動を次の方法で速度レベルに変換した。

$$L_v = 20 \log_{10} \frac{V}{V_0} \quad \dots \dots \dots (10.2.1)$$

ここに、 $V = A / 2 \pi f_c$

$V_0$  = 基準速度レベル

$$V_0 = 5 \times 10^{-8} \text{ m/sec}$$

(音圧レベル  $2 \times 10^{-4} \mu \text{ bar}$  に相当)

$$A = A_0 \cdot 10^{\frac{L_{vA}}{20}}$$

$A_0$  = 基準加速度レベル

$$A_0 = 10^{-5} \text{ m/sec}^2$$

$L_{vA}$  : 加速度レベル

$f_c$  : オクターブバンドの中心周波数

故に、

$$\begin{aligned} L_v &= 20 \log_{10} \frac{A_0 \cdot 10^{\frac{L_{vA}}{20}}}{\pi f_c \cdot 10^{-7}} \\ &= 20 \log_{10} \frac{A_0 \cdot 10^{\frac{L_{vA}}{20}}}{A_0} + 20 \log_{10} \frac{10^2}{\pi f_c} \\ &= L_{vA} + 20 \log_{10} \frac{10^2}{\pi f_c} \quad \dots \dots \dots (10.2.2) \end{aligned}$$

従って、加速度レベルから速度レベルへ変換する場合、加速度レベルに  $20 \log_{10} (10^2 / \pi f_c)$  すなわち、各オクターブ中心周波数において表10.2.1(A)に示す数値を加えれば速度レベルへ変換することができる。

表10.2.1(A) 加速度レベルから速度レベルへの変換表

$f_c$	63	125	250	500	1 K	2 K	4 K	8 K
$20 \log_{10} \frac{10^2}{\pi f_c}$	-6	-12	-18	-24	-30	-35	-42	-48

(2) 計測値のバラツキ

船舶のように構造が複雑で、かつ振動源が幾つもある構造物の振動を計測する場合最も懸念されたのは計測値のバラツキである。今回の計測もこの点を留意し、計測位置の平均的な値を把握するため図10.2.3(A)に示すように、各計測位置においてCorner部、Panel部に分けそれぞれ3方向成分の振動について計測した。計測結果の1例として図10.2.4(A) (a)及び(b)に主にUpper Deckにおける計測結果を示した。実線はCorner部の計測値を、点線は床及び壁の中央部いわゆるPanel部の計測値を示し、更に図中にはCorner部の平均値及び最大偏差、Panel部の平均値及び最大偏差をそれぞれ示している。

これらの図から明らかなようにCorner部の各計測方向における計測値の偏差はあまりないが、Panel部の計測値には最大10dB程度の偏差があることがわかる。また、図10.2.4(A) (a)及び(b)はディーゼル発電機(D/G)単体機器運転時と海上運転時の計測結果をそれぞれ示すが、相方において上記した傾向はほぼ同様であり、単体機器運転時と海上運転時とは計測値のバラツキに関しては大差はないようである。

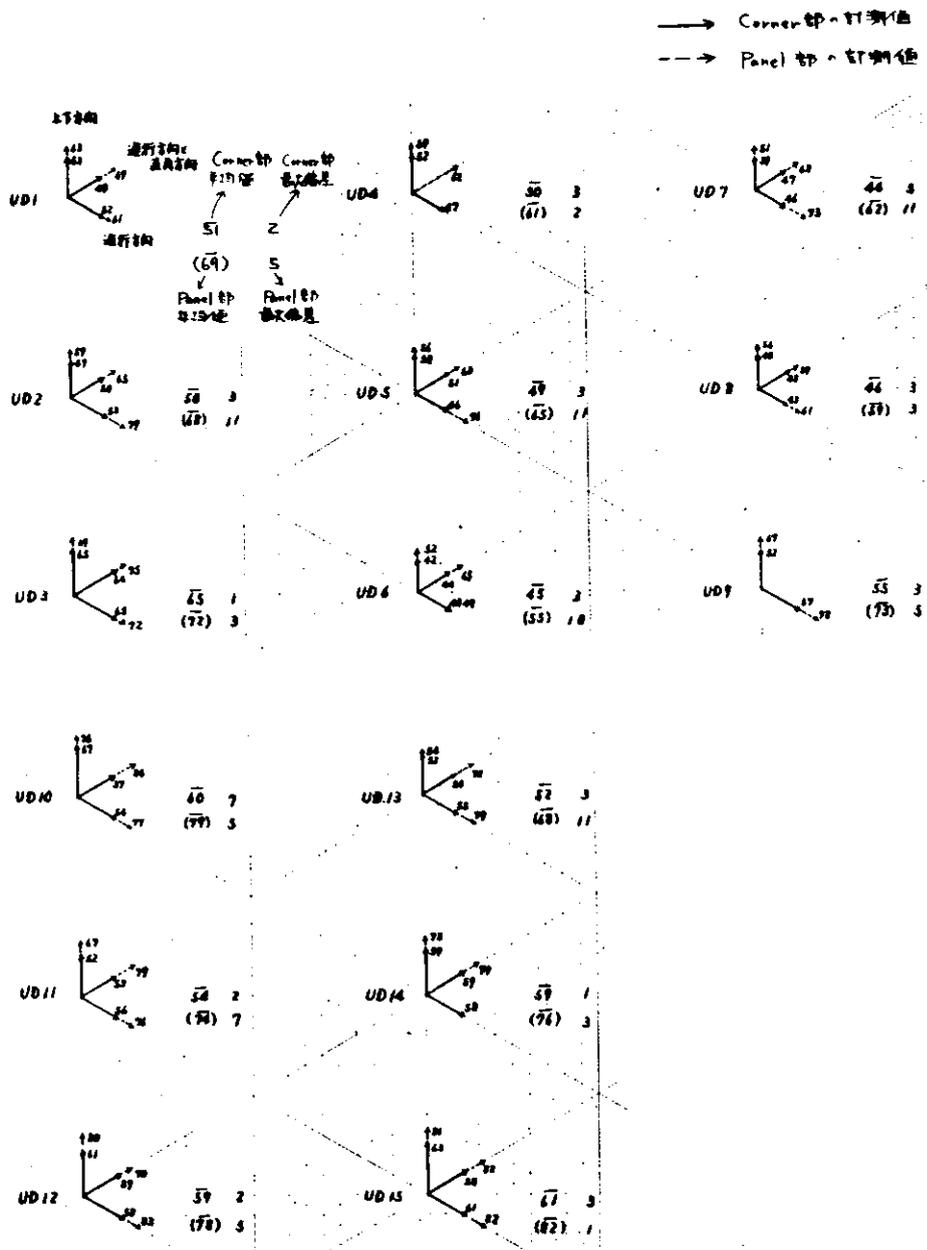


図10.2.4(A), (a)計測値のバラツキ (D/G単機運転時のUpper Deckの振動計測値)

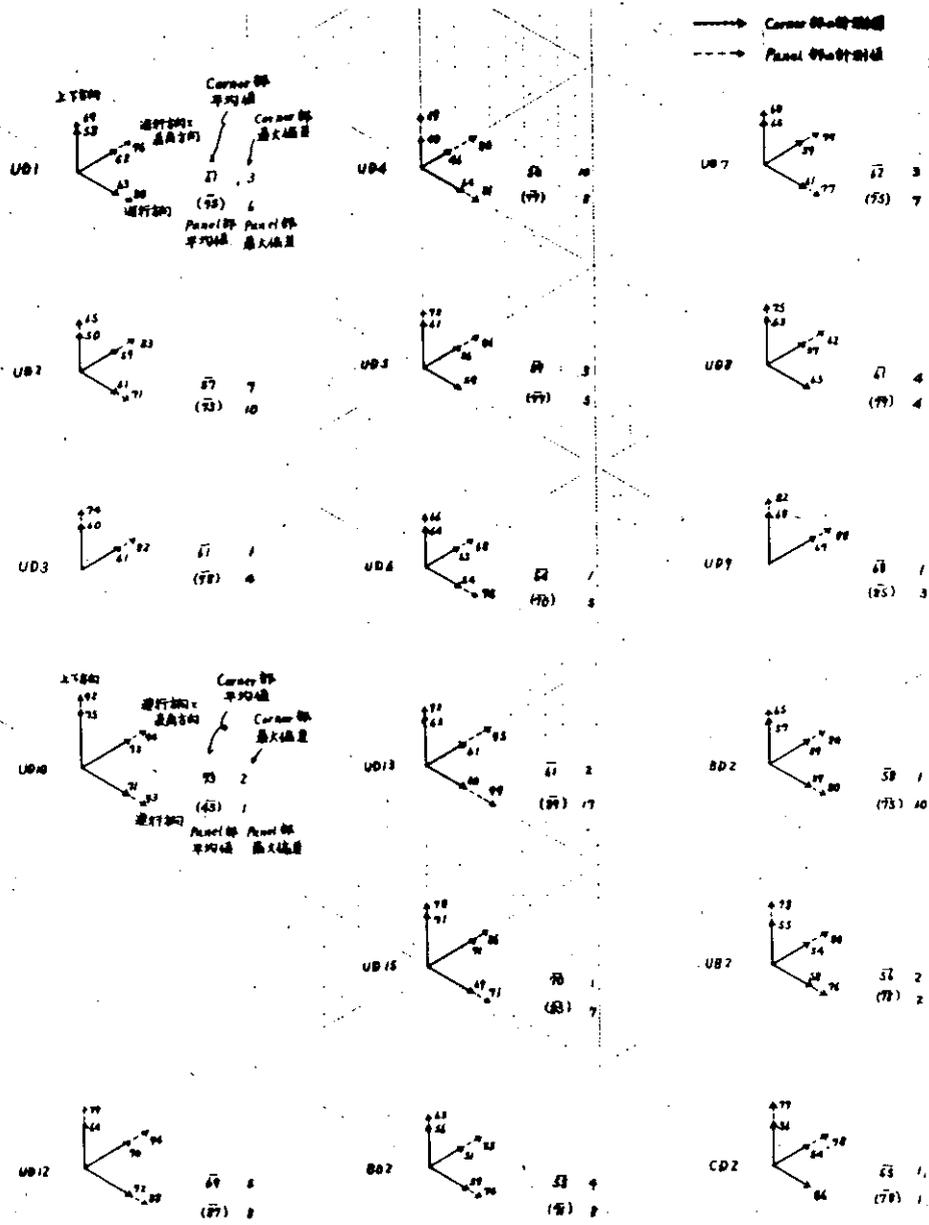


図10.2.4(A), (b) 計測値のバラツキ (D/G単機運転時のUpper Deckの振動計測値)

(3) 機器の振動レベルとその影響

ディーゼル発電機, イナートガスファン, 空気圧縮機, 機関室通風機, 強圧送風機の各機器の振動レベルについては単体機器運転時に, またプロペラによって誘起される振動(キャビテーションや水準による振動)及び主機の振動レベルについては海上運転時に計測した。表10.2.2(A)にこれらの機器の振動レベル及びそのオクターブ分析結果を示す。

また, 各機器の居住区へ与える影響を調べるため, 各機器の単機運転時の機器の振動レベルと居住区の代表計測点として, B O 1 (Boat DeckのNo 1の計測点)の振動レベル及び機器が据付けられているDeckの計測点でB O 1の計測点に位置関係が一致する機関室の振動レベルの関係を図示すると図10.2.5(A)のようになる。図10.2.5(A)から判るように機器の振動レベル(Over All値)とこれらの機器が居住区(この場合B O 1に限るが)の振動へ与える影響の大きさは異なっており, 単体機器運転時に計測した機器のなかで居住区へ与える影響の大きさの順に記すとディーゼル発電機, 機関室通風機, 強圧送風機, イナートガスファン, 空気圧縮機, 主機用全補機となる。

表10.2.2(A) 機器の振動レベル

代表的機器	$f_c$								
	O. A	63	125	250	500	1 K	2 K	4 K	8 K
1. プロペラ	88	88	71	68	65	67	65	66	67
2. 主機	76	74	66	68	67	56	54	55	32
3. ディーゼル発電機	89	81	83	84	82	76	67	66	50
4. 機関室通風機	74	68	70	66	64	60	50	48	36
5. 強圧送風機	70	64	64	63	61	59	60	58	32
6. イナートガスファン	80	78	70	66	69	67	56	61	49
7. 空気圧縮機 (MAIN)	75	60	64	69	64	70	58	67	64
8. 空気圧縮機 (AUX)	74	70	60	64	67	66	58	66	56

(4) 伝達損失

a. Deck 当りの伝達損失

ディーゼル発電機及び空気圧縮機をそれぞれ単機運転した時の各 Deck の振動レベルを図10.2.6(A)及び図10.2.7(A)に示す。太い実線は室コーナー部の O. A. 値 (Over All 値) であり、太い破線は室パネル部の O. A. 値である。また、太い一点鎖線は室コーナー部の A 特性における O. A. 値である。

これらの図を比較して判るようにディーゼル発電機と空気圧縮機の場合で距離による減衰曲線が異なることである。単純に各 Deck 当りの伝達損失を求めてみるとディーゼル発電機の場合は約 1 dB (Lin), 約 3 dB(A) であり、空気圧縮機の場合は約 3.5 dB (Lin) 約 4.5 dB(A) となり、Deck 当りの伝達損失はかなり異なっている。この原因として考えられるのは両者の周波数成分の違いである。図10.2.6(A)及び図10.2.7(A)には室コーナー部におけるオクターブ分析

した結果も記してあるが、この結果からもわかるようにディーゼル発電機では 63 Hz 成分が主であり、この成分は成分の居住区においてもほとんど減衰していない。一方、空気圧縮機では 4,000 Hz 成分が主で、1 deck の間でかなり減衰しており、この相違が各 Deck 当りの伝達損失を異ならしめているものと思われる。

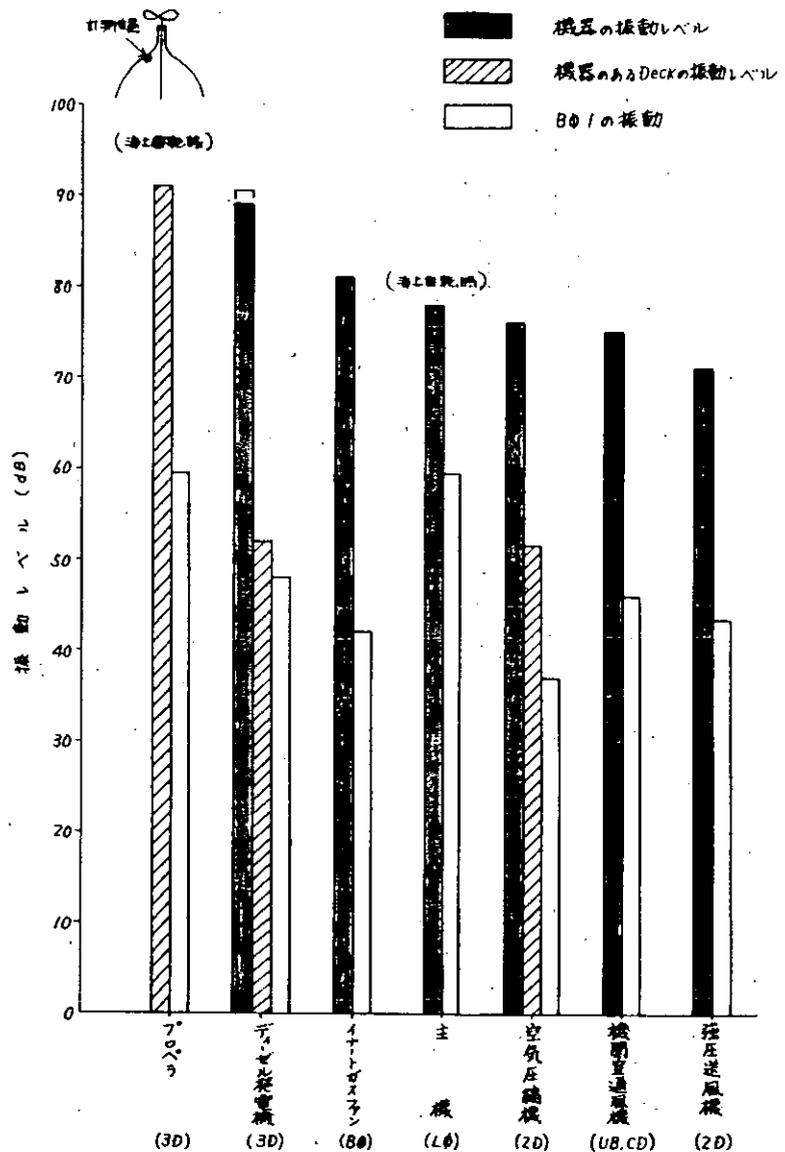


図10.2.5(A) 機器の振動レベルとBO1 (Boat Deck) の振動レベル (O. A)

同様に海上運転時の高さ方向の振動レベル分布を図示すると図10.2.8(A)のようになる。同図には Outer Casing 側と Inner Casing 側の振動レベルについて図示しているが、これらの図と先の単体機器運転時の振動レベル分布と比較してみると高周波数域においてかなり異なっていることがわかる。

b. Web Frame 当りの伝達損失

ディーゼル発電機単機運転時の 3 rd Deck と Upper Deck の振動レベル分布を図10.2.9(A)及び図10.2.10(A)に示す。3 rd Deck はディーゼル発電機がある Deck であり、Upper Deck は機関室から居住区の境界にあたる Deck である。これらの Deck の減衰曲線から Web Frame 当りの伝達損失を求めると、3 rd Deck では、約 2.4 dB/fr (Lin)、Upper Deck では約 1.4 dB/fr (Lin) 及び約 2.0 dB/fr(A) となり、3 rd Deck と Upper Deck では 1 dB (Lin)/fr の差が生じている。これらの差は各々の Deck の構造及び振動レベルの相違等が原因していることが考えられる。

また、図10.2.10(A)には海上運転時の振動レベル分布をも記しておるが、この場合もディーゼル発電機単機運転時と同様に船尾から船首へ向って減衰していることが判る。この図から Web Frame 当りの伝達損失を求めると約 1.2 dB/fr となり、ディーゼル発電機単機運転時の伝達損失に比べてわずかに小さくなっている。これは、海上運転時には伝達損失を求めた Frame 間の途中には、幾つかの機器が運転されており、これらの機器の影響によるものと思われる。

(5) 海上運転時と D/G 単機運転時の相違

海上運転時と D/G 単機運転時の振動レベルを比較してみると図10.2.11(A)のようになる。当然のことであるが図が示すように海上運転時の方が各 Deck とも平均して約 11 dB 程度（コーナー部の振動）大きく、D/G を除く機器数及びプロペラの影響がかなりあることを示している。

また、これらの周波数成分について比較してみると図10.2.12(A)のようになる。機関室、特に図中(a)に示す 3 rd Deck における振動レベルは、各周波数成分においてほぼ同レベルを示し、ほとんど White noise の様相を呈しており、D/G 単機運転時のそれとはかなり異なっている。海上運転時には主機をはじめとして補機類及びプロペラ等が動いているためこれらの機器による影響が考えられるが、主機及び主機用全補機の振動レベルについては先の機器の振動レベルにおいて記したようにそれ程大きいものではない。従って、これらの相違は主にプロペラによって生じる流動水が船体を打たくことによる衝撃及びキャビテーション等によるものと考えられる。

しかし、居住区においては図中の(d)に示す Captain's Deck の振動のように各 Deck を通過する毎に高周波成分の振動が減衰し、D/G 単機運転時の周波数分布とはほぼ同じ分布になっている。

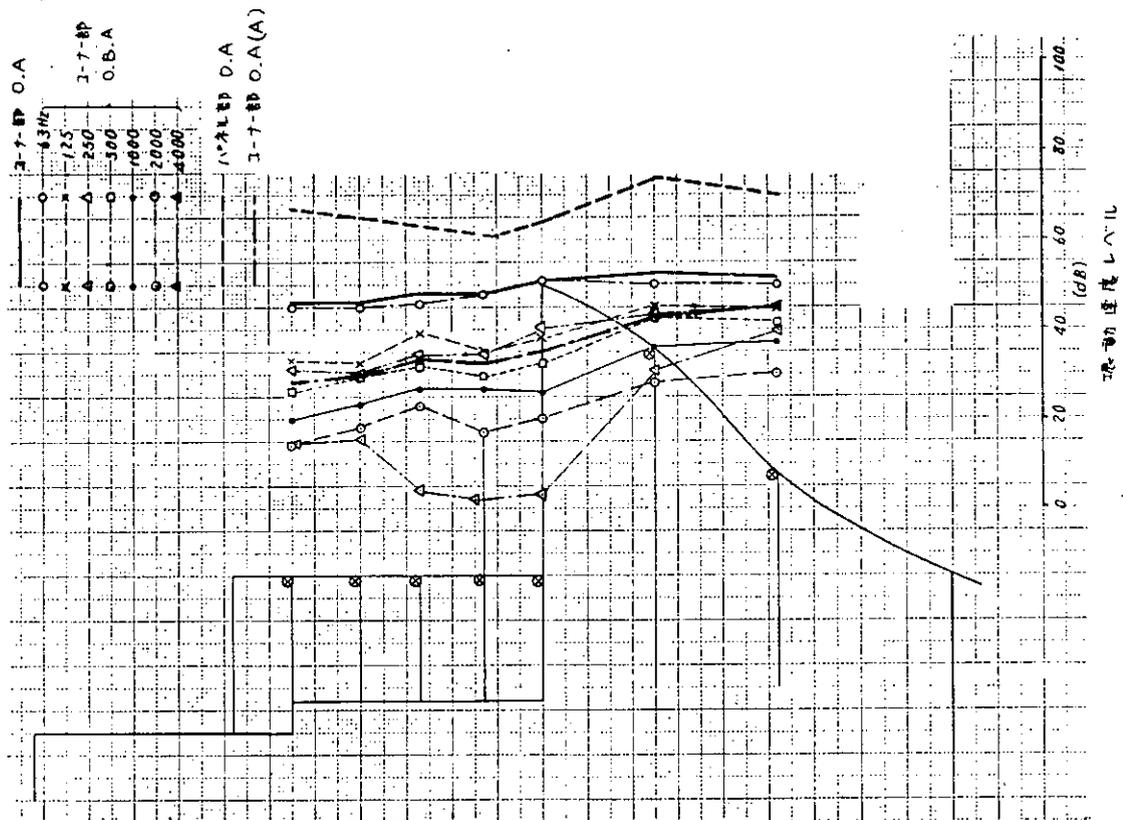


図10.2.6(A) ディーゼル発電機単機運転時の高さ方向振動レベル分布

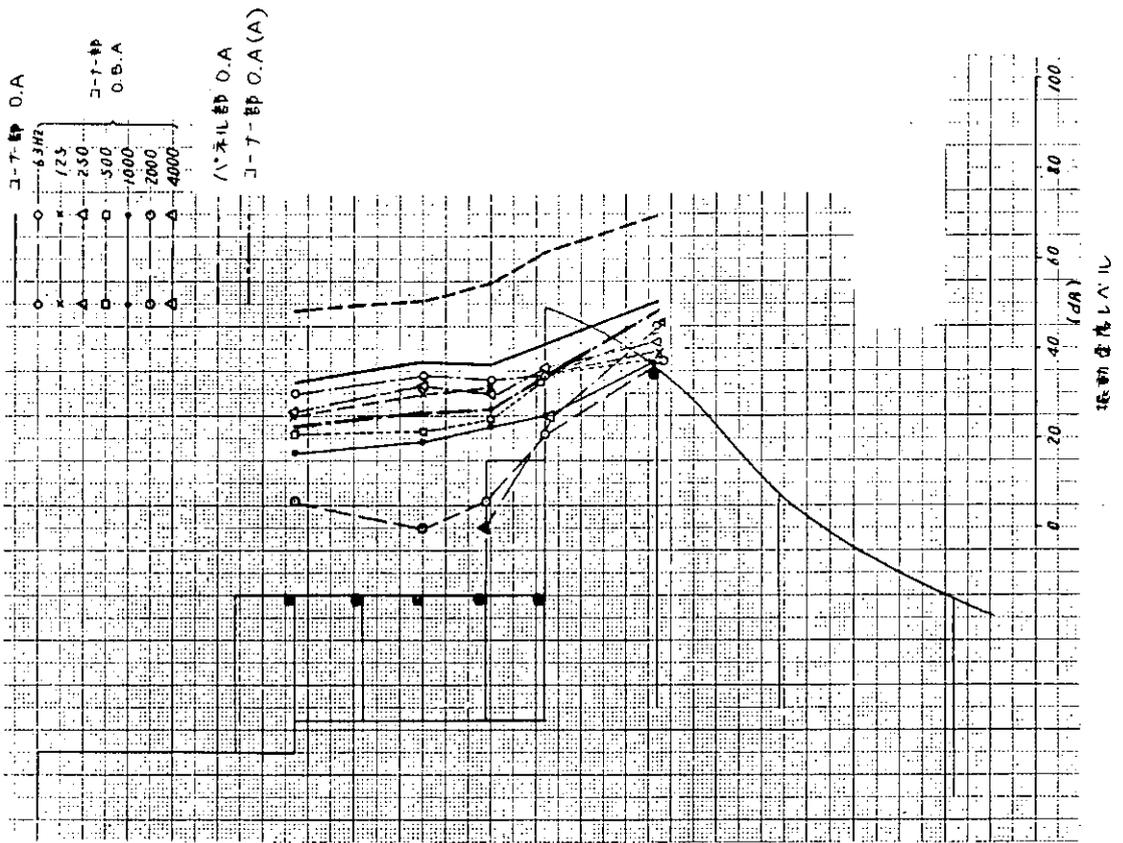


図10.2.7(A) 空気圧縮機単機運転時の高さ方向振動レベル分布

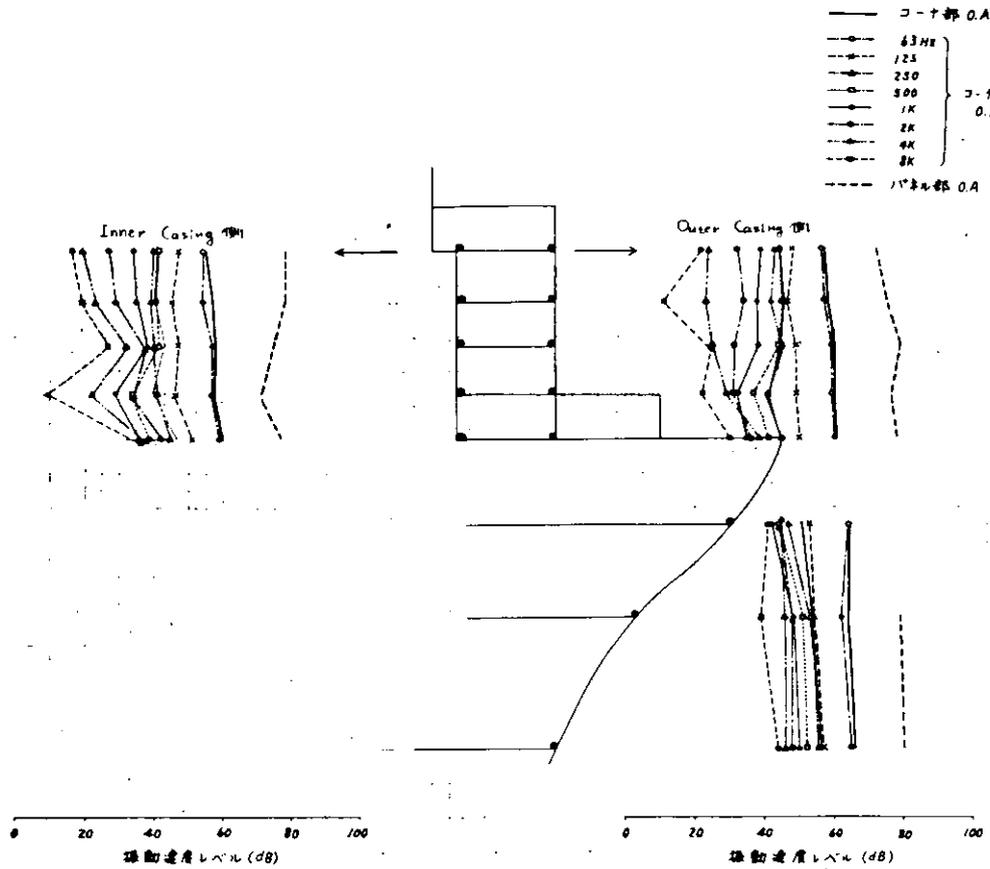


図10.2.8(A) 海上運転時の高さ方向振動レベル分布

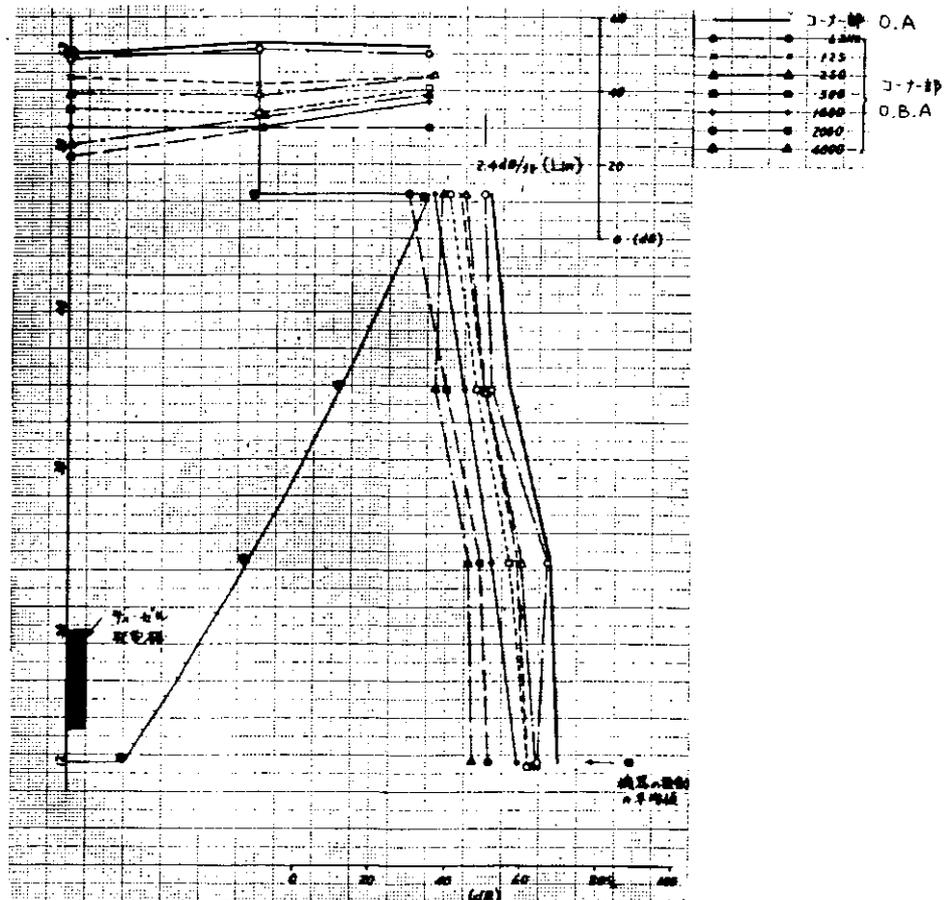


図10.2.9(A) 3rd Deck 振動レベル分布 (ディーゼル発電機単機運転時)

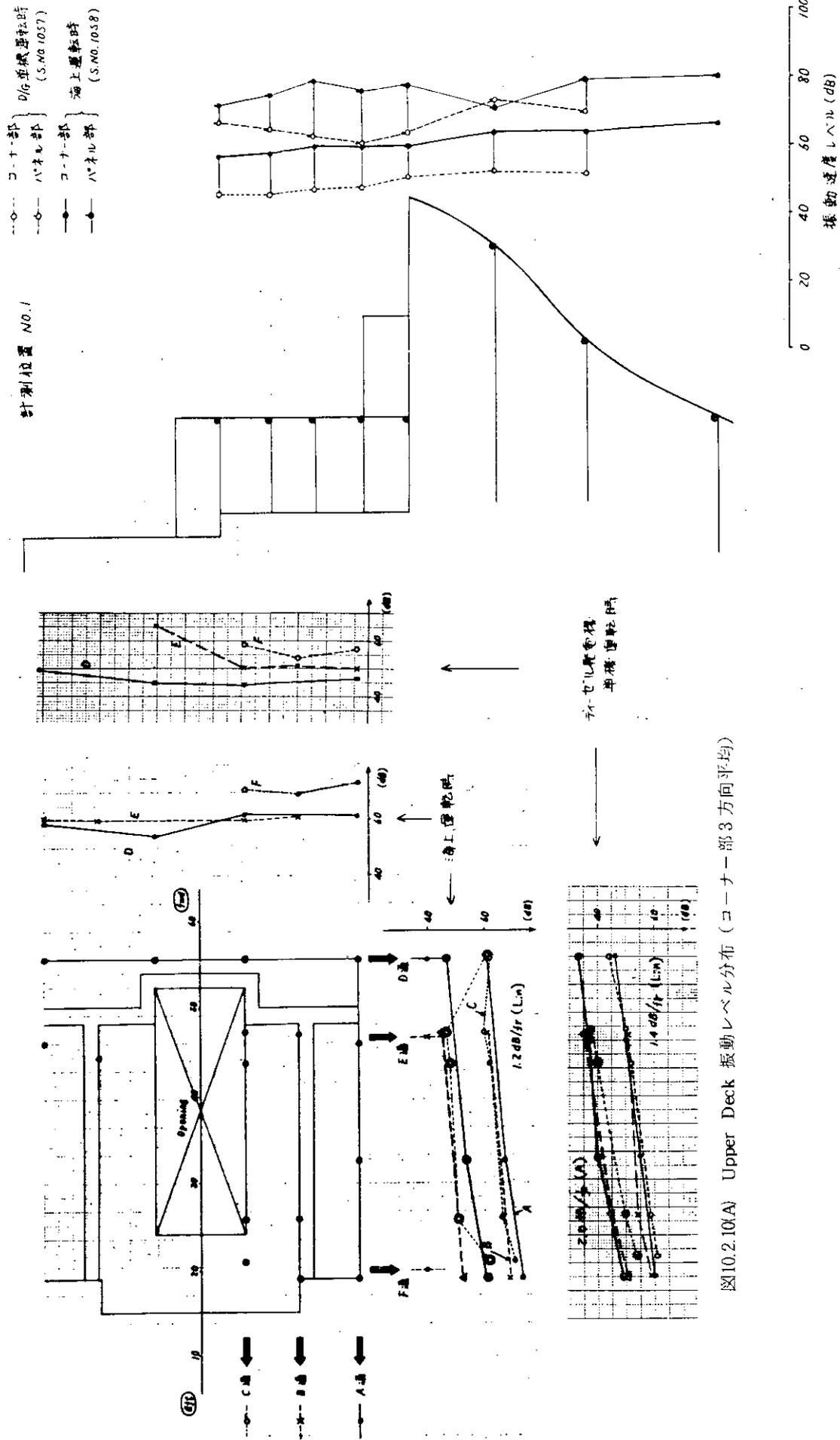


図10.2.10(A) Upper Deck 振動レベル分布 (コーナー部3方向平均)

図10.2.11(A) 海上運転時とD/G単機運転時の振動レベルに関する比較

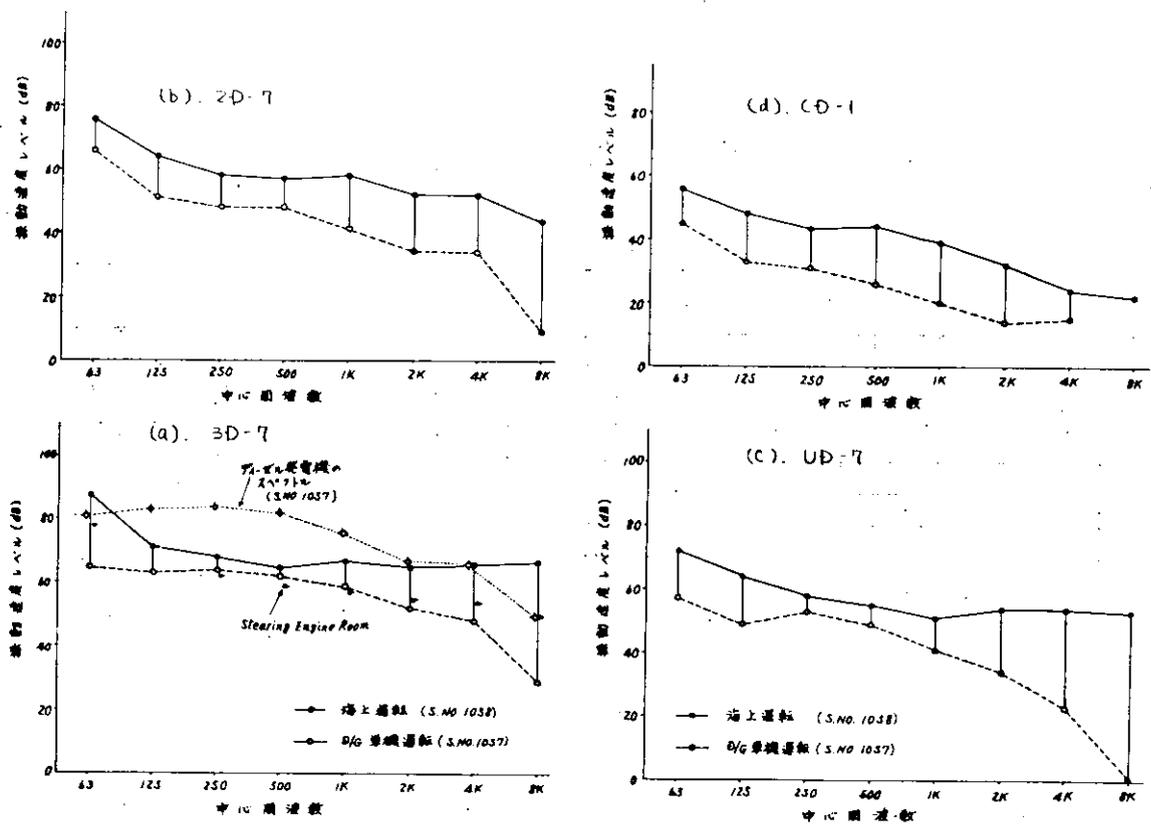


図10.2.12A 海上運転時とD/G単機運転時の振動周波数に関する比較 (コーナー部)

## B. S. No. 2411

### 10.2.1(B) 対象船の概要

- (1) 船種: 多目的貨物船
- (2) 載貨重量: 14,800 LT
- (3) 主機械: IHI-PIELSTIC 12PC 2V × 1基  
MCR 5,130 PS × 500 RPM
- (4) 発電機械:  
主: ディーゼル駆動 310 kw × 450 V × 2台  
補助: 主機駆動 180 kw × 450 V × 1台
- (5) 主空気圧縮機: 100 m<sup>3</sup>/h × 25 kg/cm<sup>2</sup> × 2台

### 10.2.2(B) 計測方法

加速度ピックアップを両面接着テープで貼りつけ騒音計で読みとった。

- (1) 加速度ピックアップ: RION 製 PV-06 A
- (2) 騒音計: RION 製 NA-13 (オクターブ分析計付)

### 10.2.3(B) 計測位置

#### (1) 機関室内

主床及び2nd デッキ上1mの外板部左右舷の13点と艀、艀バルクヘッド各1点、艀側2nd デッキ上1点を計測したが主床上1mの位置は喫水線下、2nd デッキ1mの位置は喫水線より上に位置している。

#### (2) 居住区画

居住区画艀及び中央部に位置する居室及び通路と、暴露甲板上の計25点、1居室当りの測定点数は原則として

床1カ所とし、天井及び壁面は参考として数カ所計測している。

#### 10.2.4(B) 計測結果とその考察

##### (1) 計測値のバラツキ

図10.2.1(B)からみると平均値に対し1～9 dBの範囲でバラツキがあるが居住区艙、中央部及び上層、下層の計測位置による特徴ある傾向は見受けられない。

##### (2) 機器の振動レベル

計測されていない。

##### (3) 伝達損失

###### (a) デッキ当りの伝達損失

図10.2.2(B)からみると機関室2ndデッキからUPPデッキに至る間に17dB、UPPデッキからOFF'Sデッキでは2dB減衰し、OFF'SデッキからCAPT'Sデッキ間では逆に2dB増加している。

図10.2.3(B)は鋼板デッキ上の計測値を表わしたものであるが、この図では機関室2ndデッキからUPPデッキ間で20dB、UPPデッキからNAV.BRIデッキは3dB減衰し、図10.2.2(B)とは若干異なる傾向を示している。

参考として添付した図10.2.4(B)から各デッキに於ける速度レベルの周波数成分を分析するとオーバーオール値はほとんど63Hzの低周波で決っている。

###### (b) フレーム当りの伝達損失

###### (i) 機関室内外板

図10.2.5(B)からみると測定位置が喫水線下に於いては艙から中央部にかけては大体60dB(A)とコンスタントな値を示し、中央部から艙にかけては急激な減衰傾向を示し約26～32dB(A)となっている。

測定位置が喫水線より上にある場合に於いてもほぼ同様な傾向を示し、艙から中央部にかけては73～78dB(A)、艙側では30dB(A)となっており、測定位置が喫水線下と上では艙が中央部約20dB、艙側では約2dB程度喫水線下の方が低い値を示している。

###### (ii) 居住区

図10.2.6(B)からみると中央部と艙では、UPPデッキに於いては艙側が8dB大きい値を示しているが、OFFデッキ、CAPT'S BRIデッキでは2～4dB小さくなり逆の傾向を示している。

##### (4) 海上運転時と単体機器運転時の相違

###### (a) 機関室内外板

図10.2.5(B)からみると航走中に於いては中央部から艙にかけて急激な減衰傾向を示しているのに対し、単体機器運転時は各機器毎にレベルこそ違おうが艙から艙まではほぼ同程度のレベルに統一されている。また、一部の測定位置では航走中に於いて単体運転時より小さいレベルを示している所も見受けられる。

###### (b) 居住区

図10.2.2(B)及び10.2.3(B)にみられるとおり一般的には運転機械のパワーが大きい順に振動レベルも大きく出ているが一部では機関室内外板と同様単体運転時の方が航走中より大きい値を示している所も見受けられる。以上(1)～(4)に於いて傾向が定量的につかめなかった共通の問題点として、

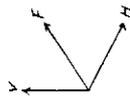
###### (i) ピックアップ取付不良(特に鋼板部)

今後鋼板部は磁石式を使用すべきである。

###### (ii) 骨の上を測定するか、パネル部を測定するか意志統一が行われていなかった。

音を問題とする場合はパネル部とすべきであろう。

V: 本中央室の方向  
 F: 層中央進行方向  
 H: 進向方向  
 ( ) 内は振動値 (1/20計)  
 の計測値 (単位) である



	居住区一般船内	居住区石炭船内
UPP 704		
OFF'S 704		
CAPT'S BRI 704		

図10.2.1(B) 計測値のパラッキ

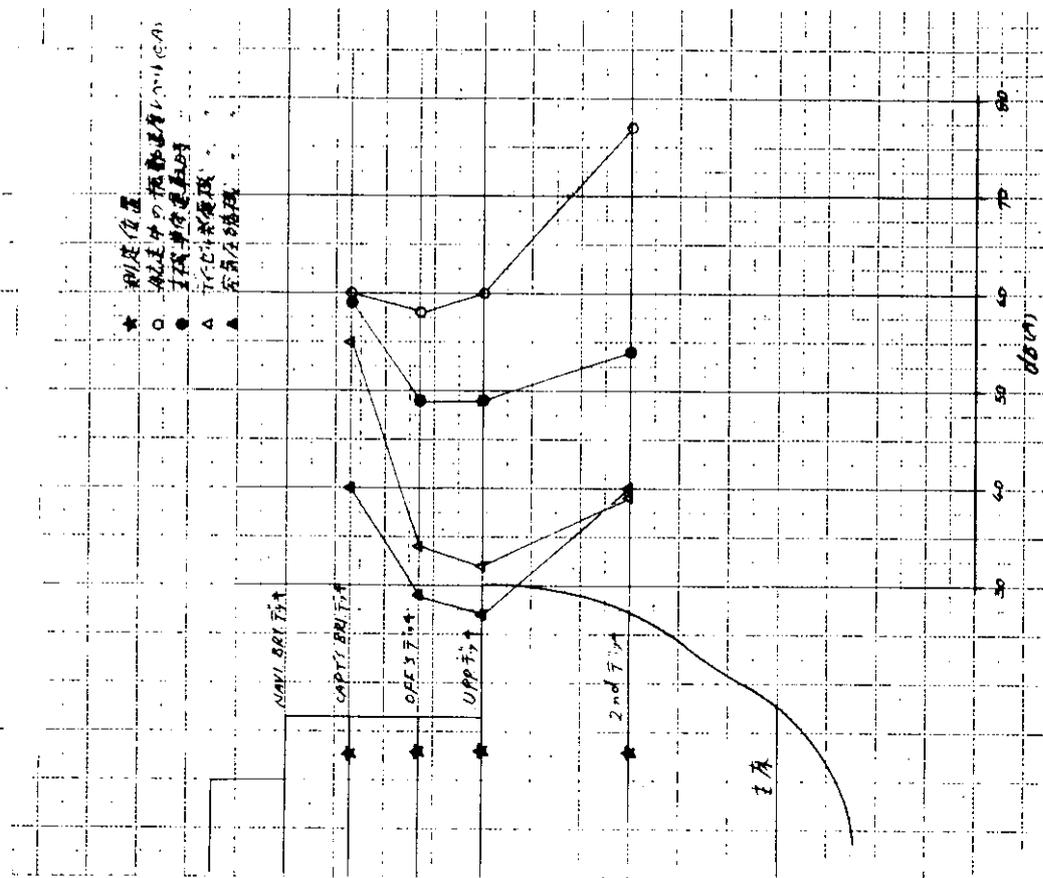


図10.2.2(B) 高さ方向の振動速度レベル図  
 (甲板内は居室内を計測)

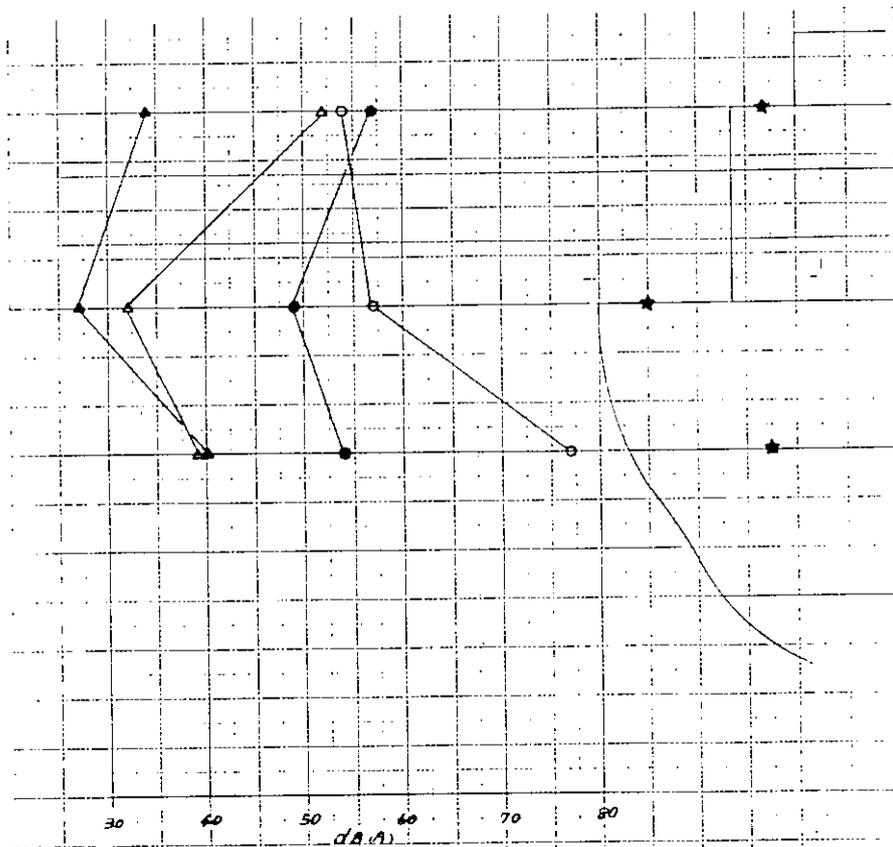


図10.2.3(B) 高さ方向の振動速度レベル図（鋼板デッキ上）

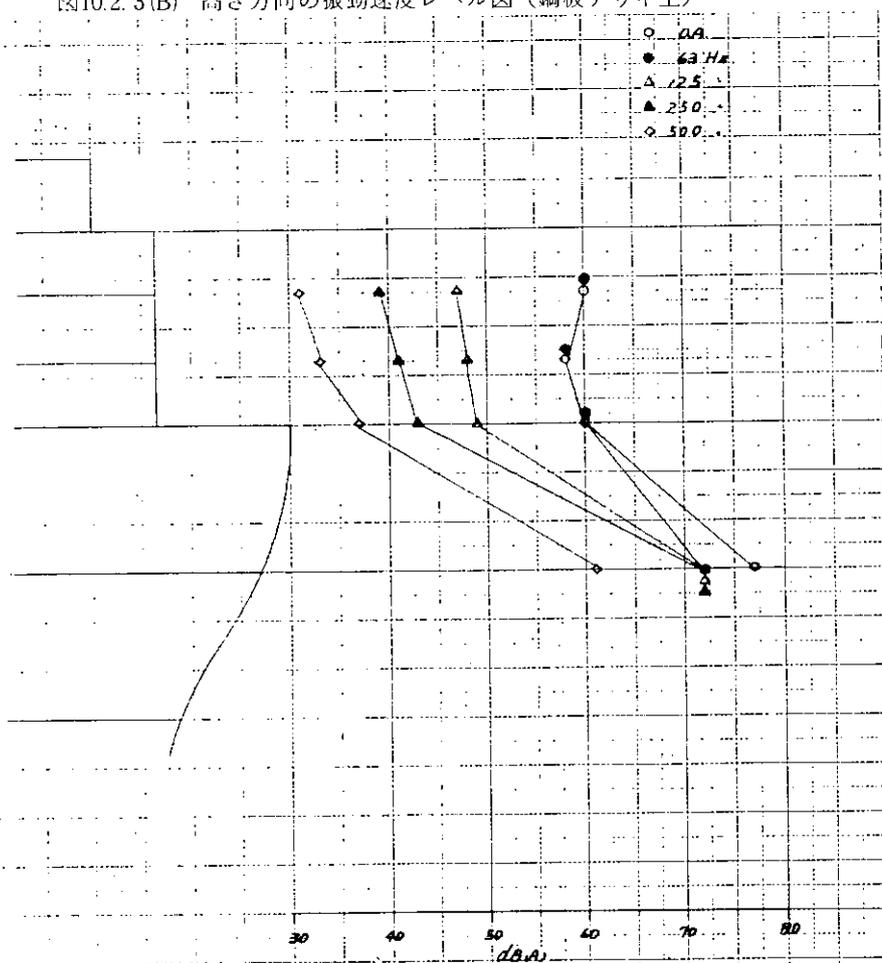


図10.2.4(B) 航走中に於ける高さ方向の周波数別振動速度レベル図

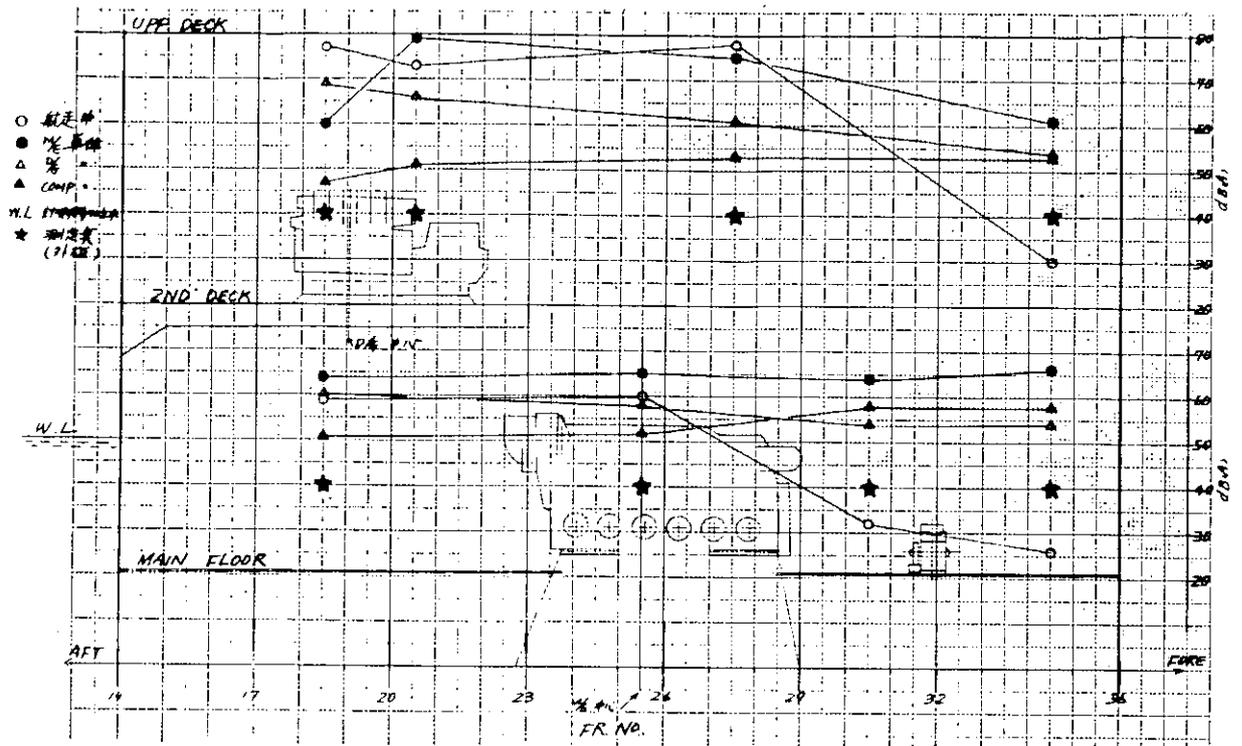


図10.2.5(B) 機関室内外板横方向の振動速度レベル図 (O. A)

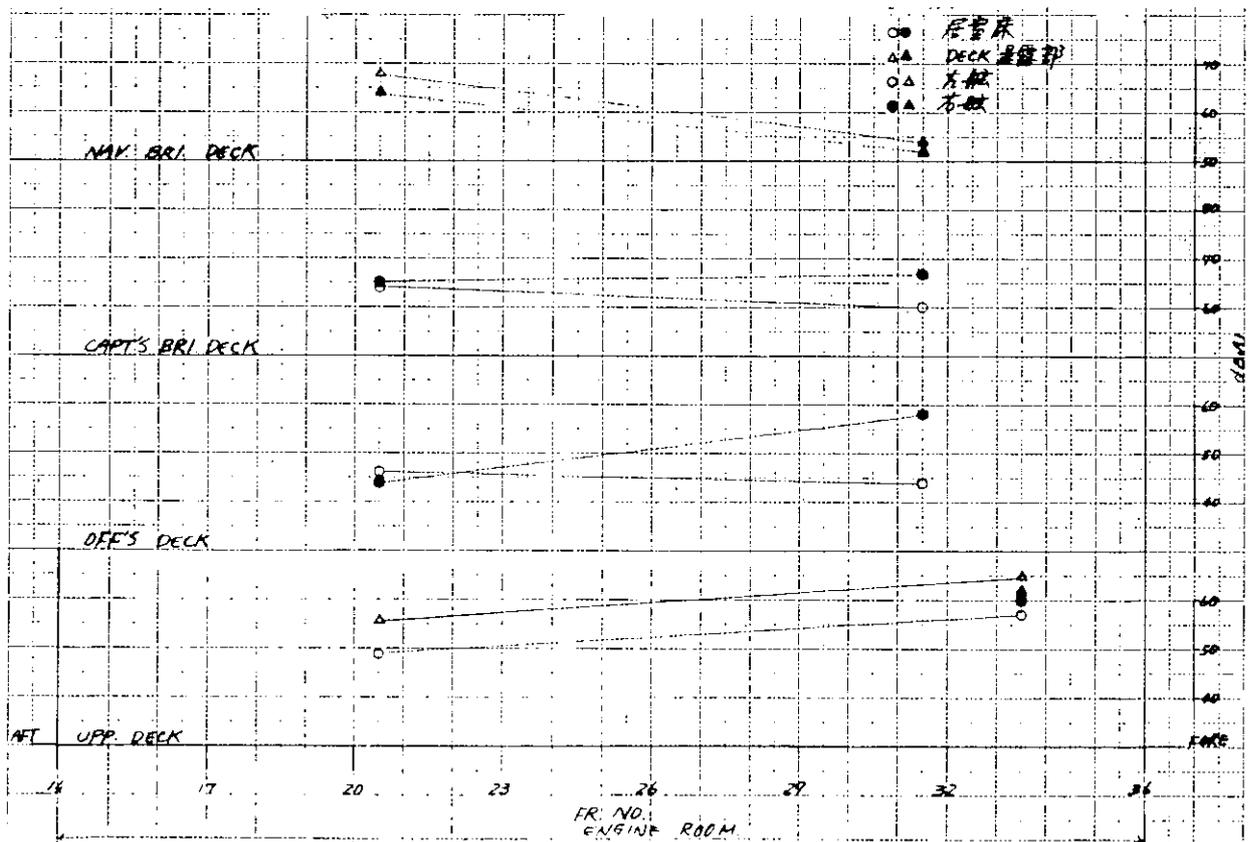


図10.2.6(B) 居住区横方向の振動速度レベル図 (航走中O. A)

### 10.3. 船内空気伝搬音実船計測結果

#### A. S No 1057

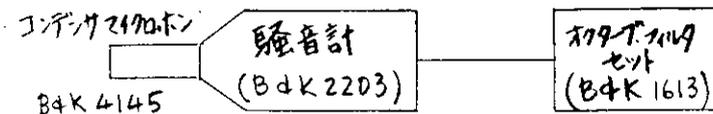
船内騒音の計測はSC 3/WG 1の実態調査の一環として実施されたものであり、その結果は6章・実船の実態調査に述べられている。したがって本節には、10.1で示された空気音の予測法に従って解析した結果について述べる。

#### 10.3.1(A) 計測方法

計測方法はSC 3/WG1で定められた下記の計測方案に従ったが、本文ではその中で1/1オクターブ分析を行ったデータのみをピックアップした。

- (1) SR 156 SC 3/WG 1-2 船舶機関部一般計測方案
- (2) SR 156 SC 3/WG 1-3 船舶機関部単体機器の影響調査方案
- (3) SR 156 SC 3/WG 1-4 船舶船体部騒音計測方案

計器はB & K社製、コンデンサマイクロホン、騒音計、1/1オクターブ・フィルターを使用し、マイクロホンは、機関室内計測では音源方向に向け、居室の計測では部屋のはゞ中央で、床上1.2 m水平方向に向けている。



#### 10.3.2(A) 計測位置

10.3.1の計測方案に指示された位置での計測結果から次の各点のデータをピックアップした。計測位置の数字はSC 3/WG1報告書に記載されている位置番号である。

- (1) 機関室音響特性把握のため ③④⑩⑫⑲
- (2) 機関部と居住区壁の遮音効果 ⑮⑯⑳㉑
- (3) 機関室内単体機器発生音レベル把握のため

・ 強圧送風機 ⑤⑥⑦⑧

・ 空気圧縮機 ④⑤⑥⑦

・ イナートガスファン ⑪⑫⑬⑭

・ ディーゼル発電機 ⑮⑯⑰⑱

注 単体機器周囲、前後、左右の4点でO、A、(A)の計測を行ない◎の点のみオクターブ分析を行っている。

- (4) 居室の騒音レベル把握のため △<sub>5</sub> △<sub>13</sub> △<sub>23</sub> △<sub>24</sub> △<sub>6</sub>

#### 10.3.3(A) 計測結果と考察

##### (1) 機器の騒音レベル

ディーゼル発電機、FDF、空気圧縮機、イナートガスファン、機関室通風機について機器表面から1 m離れた周囲4カ所で計測した騒音レベルの平均値及びオクターブバンド音圧レベルを表10.3.1(A)に示す。音圧レベルは1カ所しか計測していないので、騒音レベルの平均値から差分だけ補正して求めている。J. H. Janssen は機器の固体音振動速度レベル $L_{v0}$ を音圧レベル( $L_{p0}$ )から推定しているが、これと対比するために $L_{v0} - L_{p0}$ を求めたものを同表に示す。(表10.1.2, 表10.2.2(A)参照)

機関室内代表点の騒音における各音源の寄与を図10.3.1(A)に示す。たて軸の機関室パワー平均レベルは2 ND Dk, 3 RD Dk エンジンオープニングまわりの計8点の計測値のエネルギー平均値である。機関室代表点における騒音寄与は、主機、ディーゼル発電機を除く各補機は82~83 dB(A)どまりで影響が少ないのに対し、ディーゼル発電機は95 dB(A)、また、航走時の負荷変化による発生音の変化が少ないと考え、主機は103 dB(A)に達し、この二つの音源が機関室内の騒音を支配しているといえる。また、聴感補正カーブAの補正を行ったスペクトルは全機器に共通して1,000 Hzをピークとした山なりのカーブを示しており、中・高周波数成分の影響が大きいことがわかる。



(10.3.3) 式の左辺を計測結果から求め、右辺を表10.3.2(A)に示す音響データを用いて計算しそれぞれ距離  $r$  についてプロットしたものを図10.3.2(A)に示す。

容積  $V$ 、表面積  $S$  は機関室を図10.3.3(A)に示すようにモデル化して求めた。

また、機関室内の吸音力  $A$  を求める際には、壁の吸音率が相対的に小さいので、空気の吸収を考慮した。

表10.3.2(A) 機関室騒音伝播計算データ

	63	125	250	500	1 K	2 K	4 K	8 K
壁面平均吸音率 $\bar{\alpha}$	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
空气中減衰係数 $4m$	0	0	0	0	0.004	0.012	0.026	0.072
吸音力 $A$	211	211	211	211	278	412	646	1414
室定数 $R$	222	222	222	222	298	456	762	2124

$$A = \bar{\alpha} S + 4mV$$

機関室内の騒音は(10.3.1)式で示される簡単な室内音響の理論減衰より、かなり大きな割合で減衰し、距離の逆自乗則の減衰曲線に近い割合である。このことは、壁面の反射の影響が少ないことを意味し、定数  $R$  の推定値が小さすぎることも考えられるが、むしろ機関室は音源と受音点の間がデッキで仕切られており、単純な理論では表わし得いと考えるのが妥当であろう。

### (2) 機関室騒音と居室区騒音の関係

図10.3.4(A)に単体機器運転時の機関室及び居室の高さ方向の騒音レベル分布を示す。図10.3.5(A)にディーゼル発電機運転時の周波数成分などの高さ方向の減衰を示す。また、図10.3.6(A)に居室の代表として選んだBR・DKの箱側の室内騒音のスペクトルを示す。機関室内の空気音は主機を除いてディーゼル発電機の影響が最も大きく10 dB(A)のレベル差をもって、強圧送風機、機関室通風機、イナートガスファンが同等の影響度を持っていた。しかるに居室では影響度の順序が逆転し、機関室通風機の影響が最も大きく、ついでイナートガスファン、ディーゼル発電機となっている。このことから居住区騒音と機関室空気音との直接的な関連は少ないと考えられる。機関室から居住区への空気の通路が無いとすると、機室空気音が居住区に伝播する径路はエンジン、ケーシングと上甲板からの透過音と二次固体音とであり、いずれも鋼板層を経由している。

この空気音の透過量を評価するために(10.1.1)式を用いてエンジンケーシング両側の音圧レベル計測値から見かけの透過損失を求めたものを図10.3.7(A)、図10.3.8(A)に示す。この見かけの透過損失は残響室法で求めた透過損失より20 dB以上小さく、居住区側の騒音は固体音に支配されていることが推定される。

### (3) 振動レベルと騒音レベルの関係

居住区側の騒音が固体音に支配されていることは、さきに示した騒音レベルの高さ方向の分布(図10.3.4(A)、図10.3.5(A))と振動速度レベルの高さ方向の分布(図10.2.8(A)、図10.2.9(A))の傾向が近似していることから推察される。居室に伝わってくる空気音の大きさを評価するために(10.1.1)式によって空気音レベルを計算した結果を表10.3.3(A)に示す。空気音の計算に使用した受音室側の音響特性を図10.3.9(A)に示す。また、隣室の騒音値として固体音も含んだ実測値を使ったので空気音としては過大評価していることになる。

表10.3.3(A) 居室空気音の計算値と実測騒音レベルの比較 (dB(A))

種類	甲板層		1 層目		2 層目		3 層目		4 層目		5 層目	
	音源		デ発電機	FDF	デ発電機	FDF	デ発電機	FDF	デ発電機	FDF	デ発電機	FDF
空気音計算値			61 ?	39	36	27	28	24	21	18	26	29
実測騒音値			52	52	49	53	48.5	48.5	43	41	43	39.5

表10.3.3(A)から空気音が居室騒音に対し有意の影響を持つのは甲板層一層目までと判断される。

次に、10.2 固体伝搬音実船計測結果から計算した固体音と上記の空気音及び実測騒音レベルの比較を図10.3.10(A)に示す。空気音は上に述べたように無視できるのに対し、固体音は2,000 Hz 以上を除いて実測騒音レベルとほとんど一致し、機関室音源が居室騒音に及ぼす影響予測には甲板層一層目を除けば、固体音のみを対象とすればよいと結論できる。

なお、2,000 Hz 以上で固体音と実測騒音値が一致しない理由は次項で触れるように室内空調騒音の影響と考えられる。

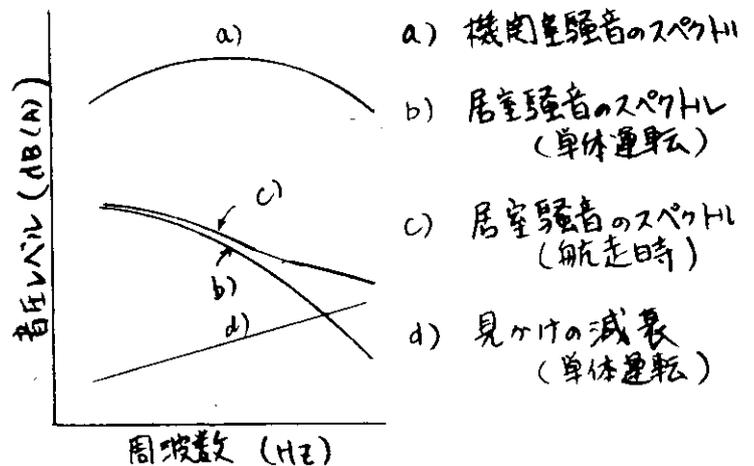
#### (4) 海上運転時と単体機器運転時の比較

図10.3.1(A) (機関室)，図10.3.6(A) (居室) に示した航走中のスペクトルと単体機器運転時のスペクトルの比較から、主機、プロペラ、その他の音源の寄与度が推定される。ここに問題となるのは両条件における機器の運転条件の違いによる空気音、固体音の発生レベルが異なる可能性があることである。

しかし、ディーゼル発電機を除く各機器は単体運転時にも航走時とはほぼ同じ運転状態に保つことができるので発生音レベルも同じであったと考えられ、ディーゼル発電機も回転数は同一で、負荷も定格値の1/3～1/2 (船内電源として負荷をかけた) であったので低周波域を除けば、発生音レベルにそれほど大きな差があったとは考えられない。従って両者の比較からエネルギーの引算により航行にともなう音源の影響をほぼ正しく求めることができる。そのようにして求めた結果、機関室では主機とプロペラの影響が支配的 (主機とプロペラの影響は分離できないが、機関室内では船尾等の局所を除けば主機が大きいと考えられる) で、次にディーゼル発電機の影響が大きく、その他の機器は相対的な意味では無視してよいと考えられる。

居室の騒音では航走時と単体運転時のレベル差が小さく、測定誤差も含めて考えると寄与度の分離を行うのは計算精度上や、困難であるが、主機、プロペラの影響は機関室通風機の影響とは同等か、あるいは若干大きい程度であり、これらから約5 dB(A) の差をもって、ディーゼル発電機、強圧送風機、イナータガスファン (場所によって影響度が大きく異なる) の寄与がある。空気圧縮機、主機用補機類については、機関室、居室区とも全く考察しなくてもよい。

次に機関室騒音と居室騒音のスペクトル形状を比較すると、単体運転時にはa) b) の差からd) のように周波数とともに増加する見かけの減衰が得られるが、航走時には、c) のように高周波の成分が増加し、減衰量が減少する傾向が見られる。これは機関室付近にある音源と別の種類の音源、すなわち居室に直接到達する空調吹出口からの空気音の影響と考えられる。この様に考えると前節で述べた振動速度レベルから計算した音圧レベルと実測音圧レベルが1,000 Hz 以下では良く一致し、2,000 Hz 以上の高周波では一致しないのも納得できる。



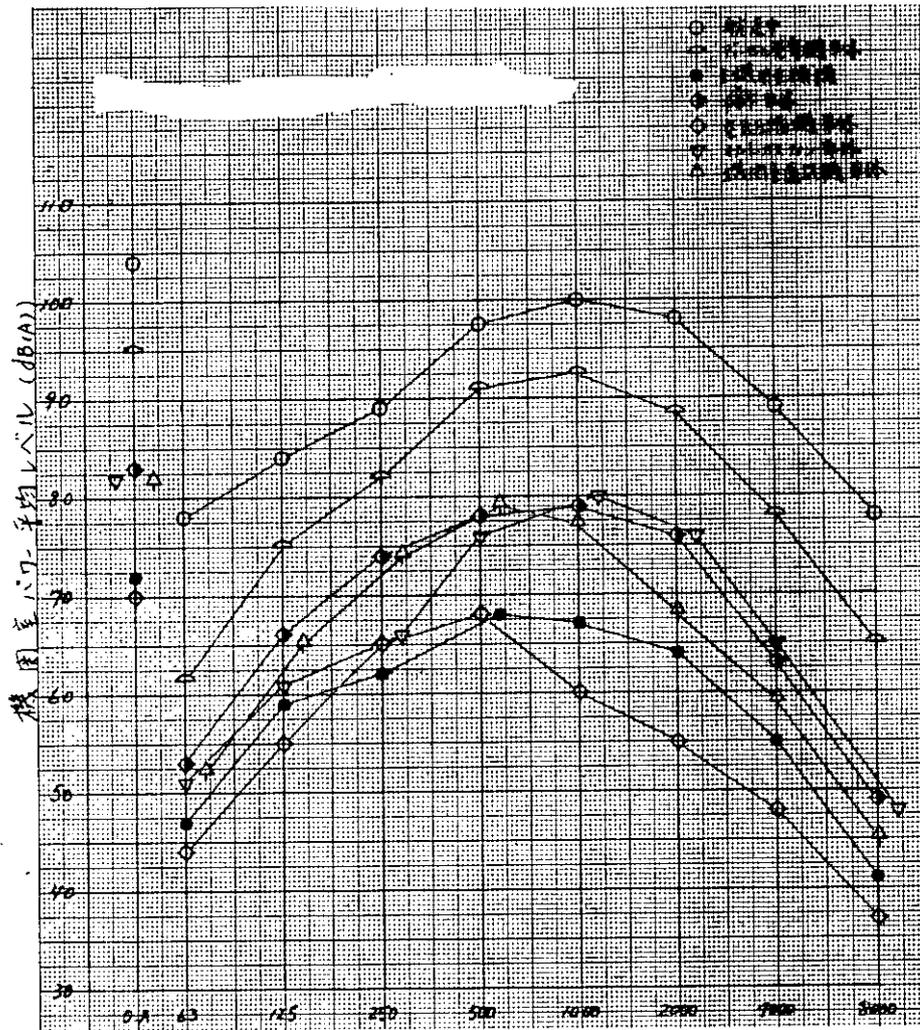


図10.3.1(A) 機関室内騒音のスペクトル

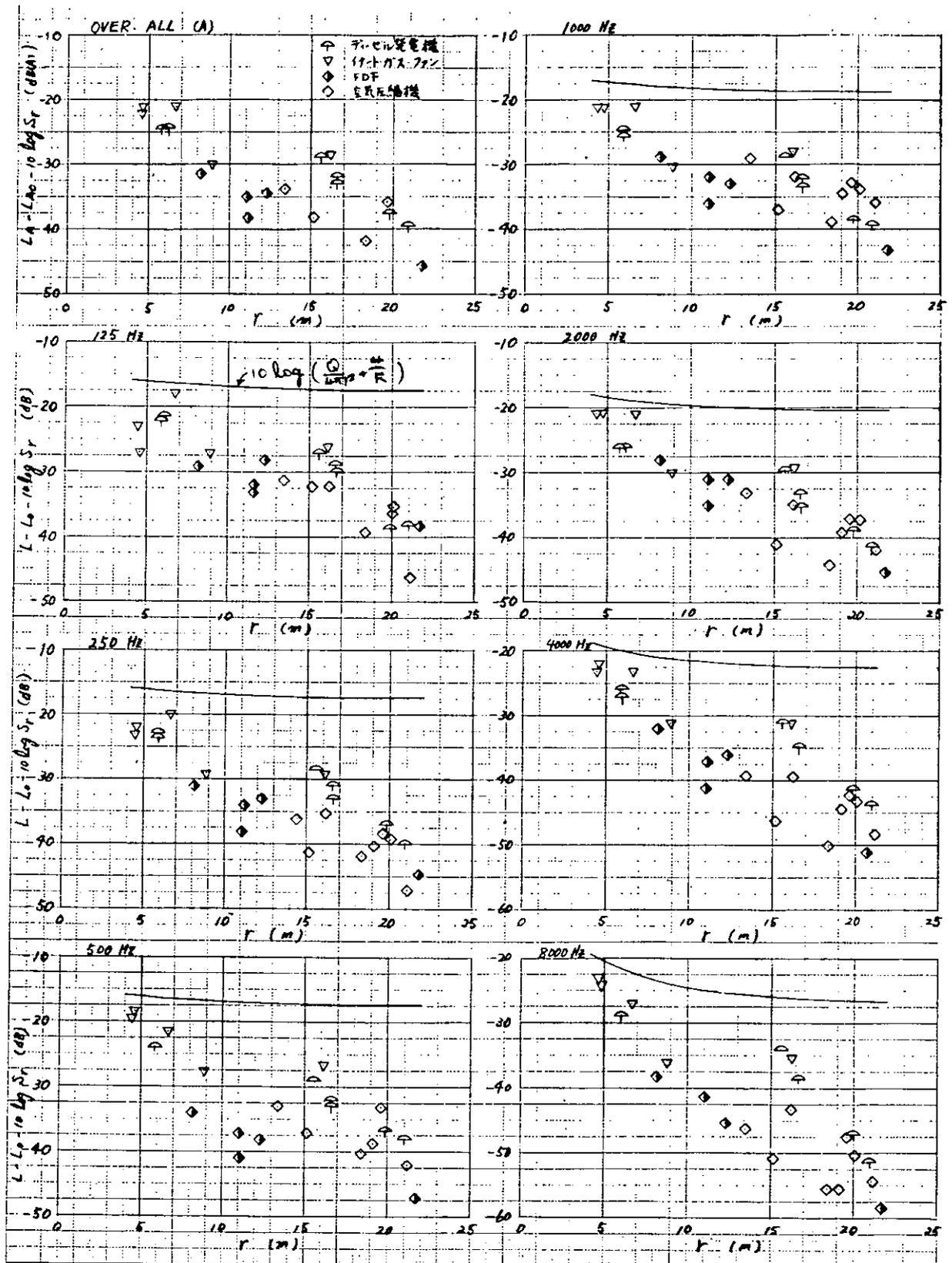


図10.3.2(A) 機関室内音圧レベルの減衰

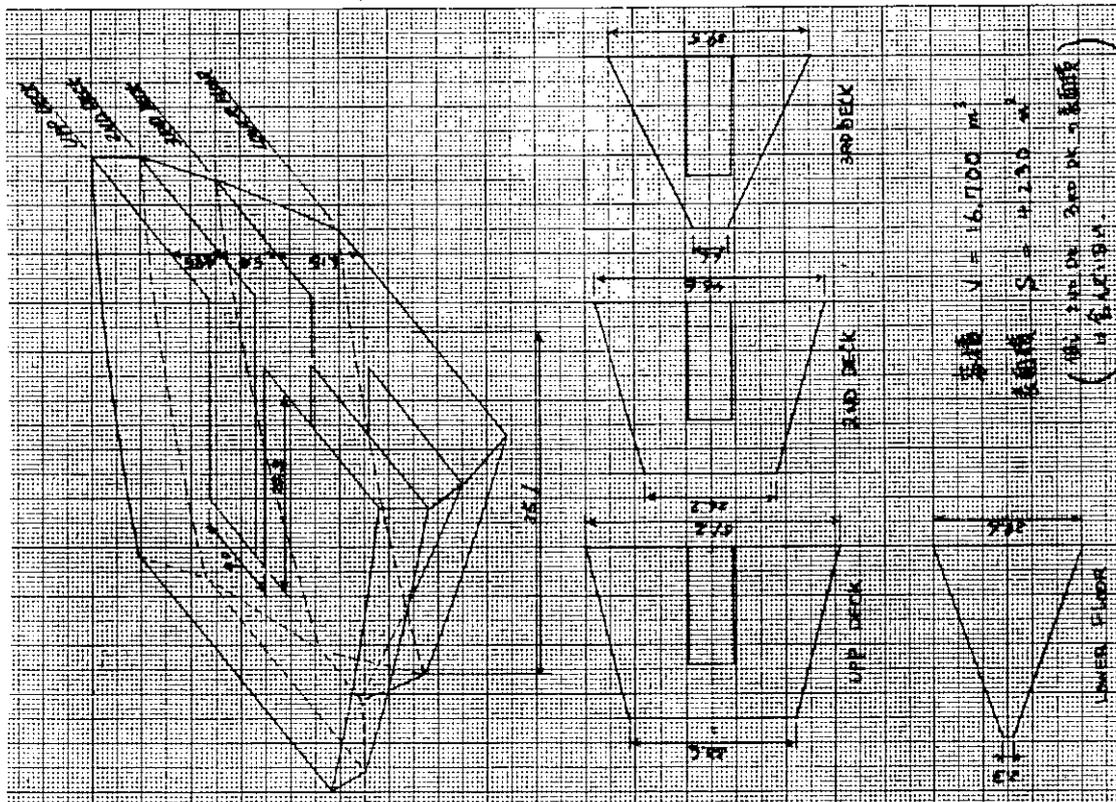


図10.3.3(A) 機関室寸法図

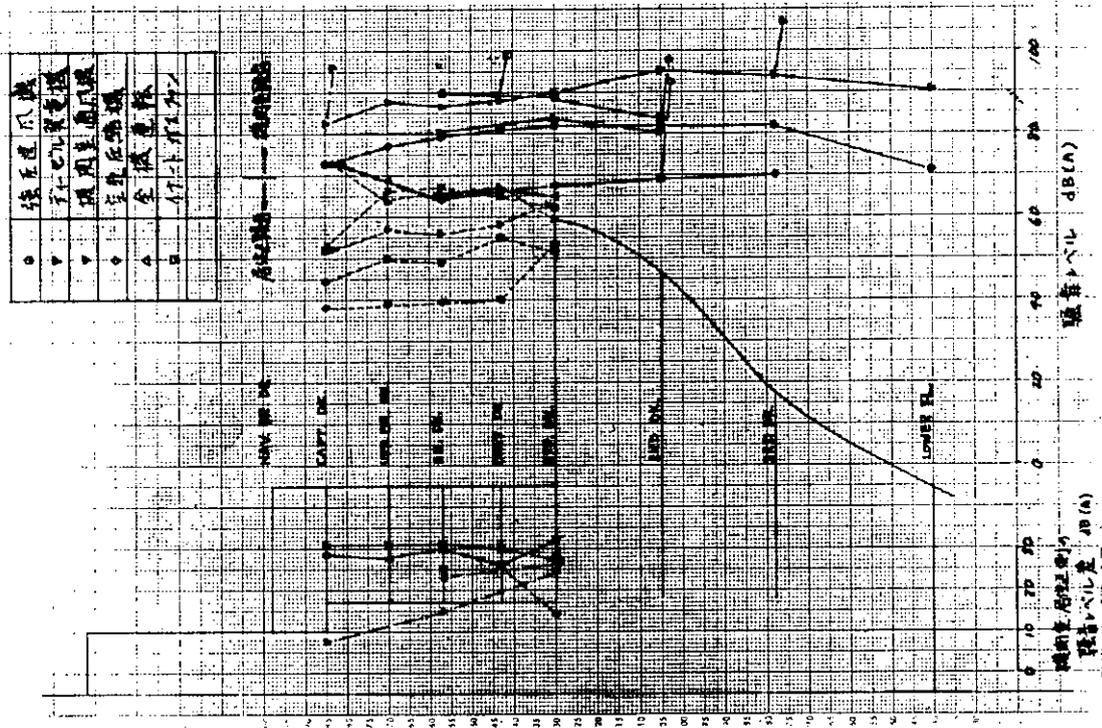


図10.3.4(A) 単体機器運転時の高さ方向騒音レベル分布

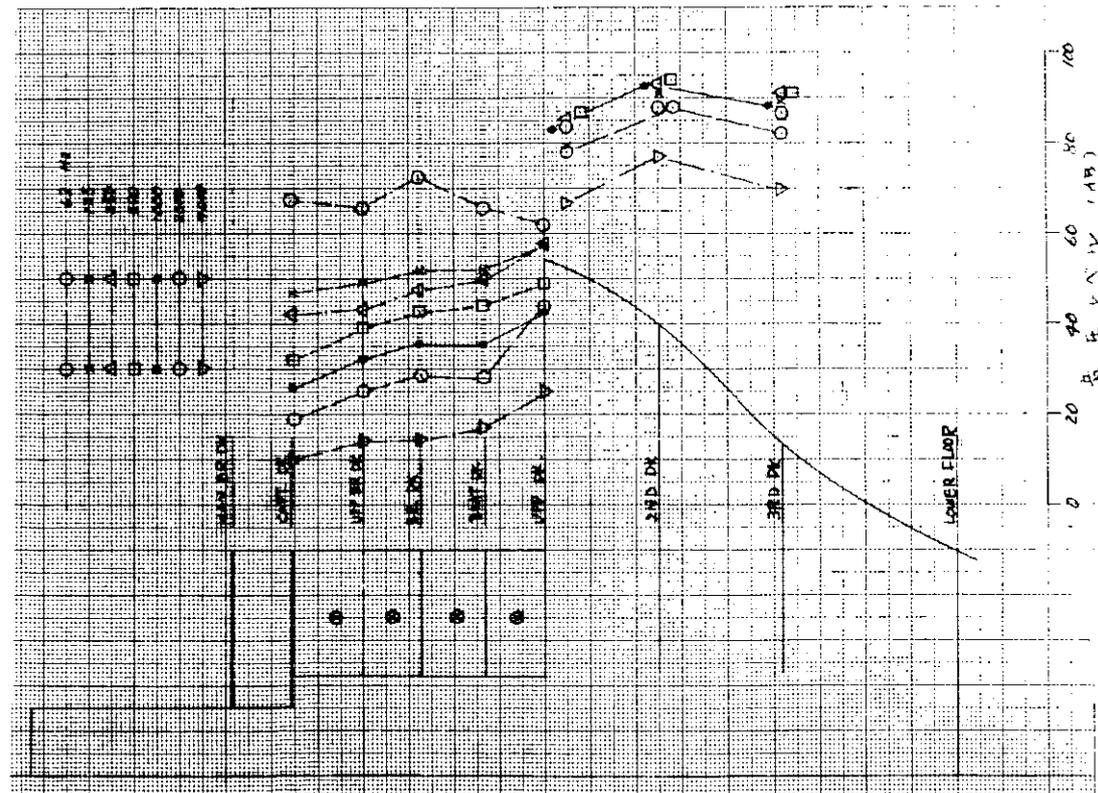


図10.3.5(A) ディーゼル発電機単体運転時の高さ方向音圧レベル分布

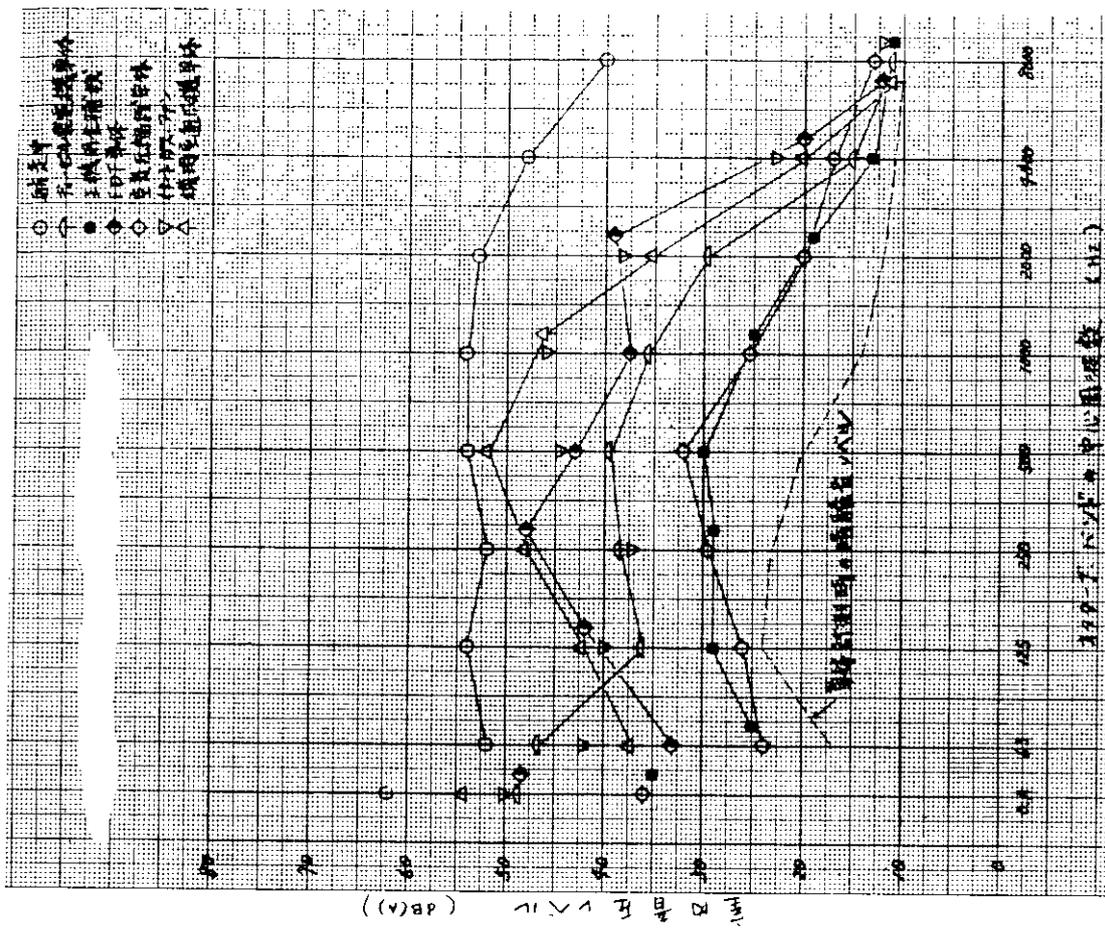


図10.3.6(A) 居室騒音のスペクトル



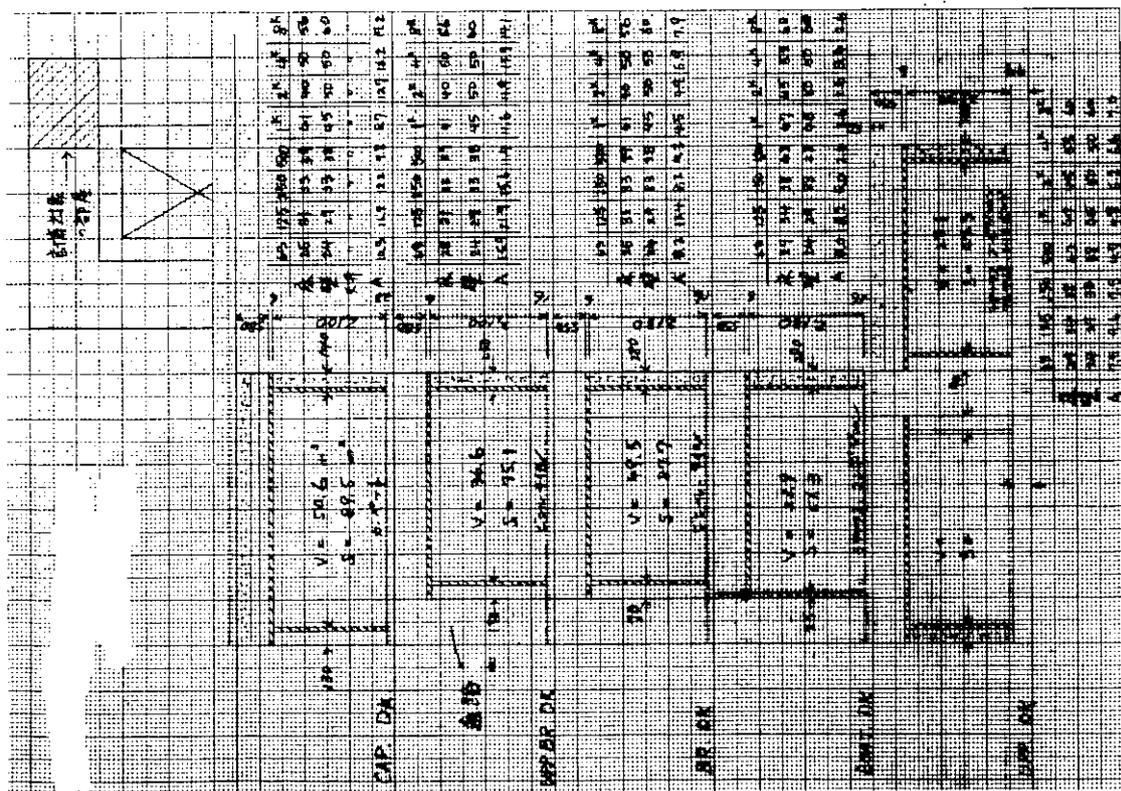


図10.3.9(A) 居住区の内装仕様と音響計算シート

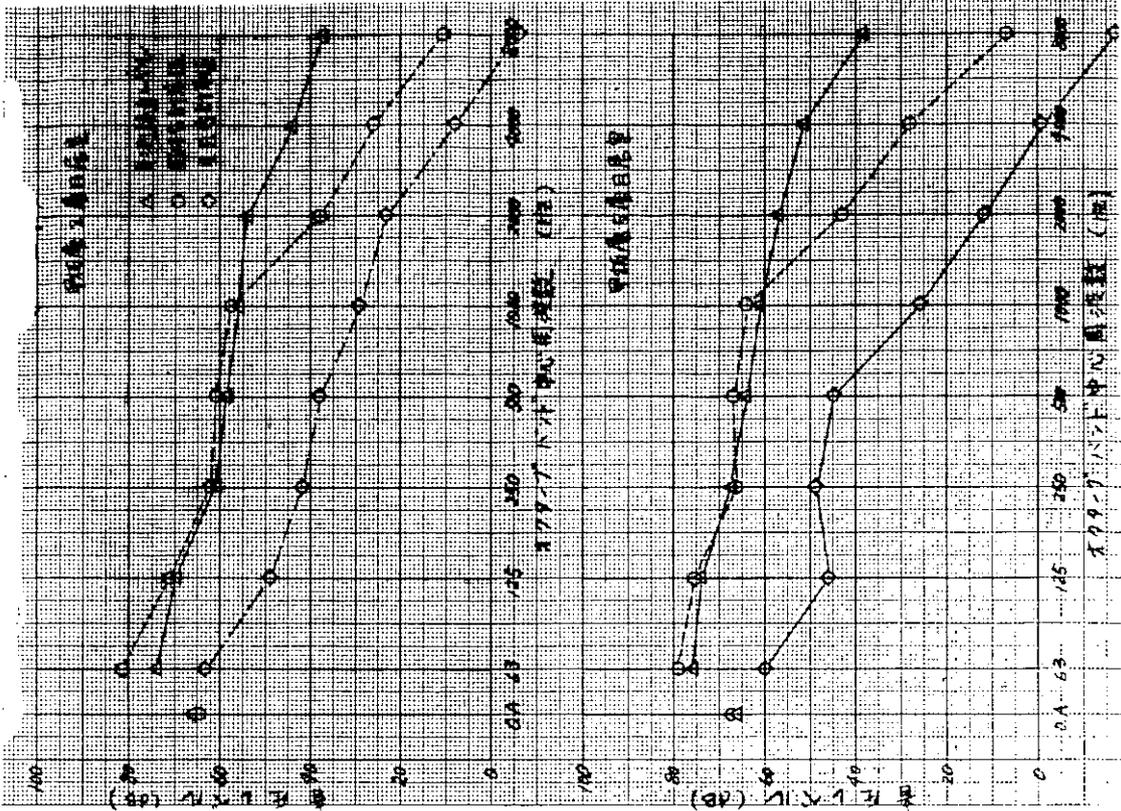


図10.3.10(A) 固体音, 空気音, 計算値と実測騒音レベルの比較 (航走中)

10.3.1(B) 計測方法

次の計測方案に従って計測した。

- (1) SR 156 SC 3/WG 1-2 船舶機関部一般計測方案
- (2) SR 156 SC 3/WG 1-3 船舶機関部単体機器の影響調査方案
- (3) SR 156 SC 3/WG 1-4 船舶船体部騒音計測方案

10.3.2(B) 計測位置

10.3.1 に示す計測方案で指示された位置とした。

10.3.3(B) 計測結果と考察

(1) 機器の騒音レベル

図10.3.1(B)からみると同じ形式の機械（往復動機械）にあってはパワーの大きい機械ほど騒音レベルも大きいと言う一般的な傾向を示している。

この図によると航走中と主機単体、ディーゼル発電機単体時を比較すると各々 4 dB, 11 dB の差が出ているが単体運転時は両者と無負荷であり、ほぼ定格に近い負荷で運転される航走中にあってはいずれも機関室内騒音レベルに影響を与えていると考えられる。

(2) 機関室内騒音と居住区騒音の関係

図10.3.2(B)は騒音計で測定された実績値（1次、2次固体音の合成値）のグラフに図10.3.1(B)の機関室内騒音をベースに計算した空気音（2次固体音）をプロットしたものであるがこれによると航走中にあっては機関室内空気音が居住区に及ぼす影響は2層目までみられる。

またこの時の空気音減衰量は機関室-居住区1層目では45 dB, 1層目-2層目で9 dB, 2層-3層で5 dB, 3層目-4層では0となっている。

参 考

上記空気音は次式により算出した。

(a) 1層目

$$L_{A1} = L_{T0} - TL_1 + 10 \log S_1 / A_1$$

$$VA_1 = L_{A1} - 10 \log S_1 / A_1 - 6 - 10 \log r_1$$

(b) 2層目～4層目

$$L_{Ai} = VA_i + 10 \log S_i / A_i + 6 + 10 \log r_i$$

$$VA_{2-4} = VA_{1-3} + \Delta Vd_{2-4}$$

$$L_A = \text{各層居室の空気音 (dB)}$$

$$L_{T0} = \text{機関室内空気音 (図10.3.1(B)) (dB)}$$

$$TL_1 = \text{1層床の透過損失} = 18 \log f \cdot m - 44 \text{ (dB)}$$

$$f = \text{各中心周波数 (Hz)}$$

$$m = \text{床の面密度 (kg/m}^2\text{)}$$

$$S = \text{各室内の全表面積 (m}^2\text{)}$$

$$A = \text{吸音力} = S \cdot \alpha \text{ (m}^2\text{)}$$

$$\alpha = \text{平均吸音率} (\alpha_1 \sim \alpha_3 = 0.3 \quad \alpha_4 = 0.2 \text{ とした)}$$

$$VA = \text{各室毎の平均速度レベル (dB)}$$

$$\Delta Vd = \text{各デッキ間の速度レベル減衰量 (dB)}$$

$\Delta Vd_1 \sim \Delta Vd_4 = -5 \text{ dB}$  とした。

$10 \log r = \text{放射効率 (dB)}$

$10 \log r_1 \sim 10 \log r_3$

250 Hz = -5

500 " = -6

1 K " = -4

2 K " = +2

$10 \log r_4 = 250 \text{ Hz} \sim 2 \text{ K Hz} = 0$  とした。

図10.3.3(B)は上記計算に使用した居住区内装仕様と各壁面の面密度を示す。

### (3) 振動レベルと騒音レベルの関係

図10.3.4(B)からみると航走中に於ける騒音レベルが1層目から3層目にかけてそれぞれ8 dB, 2 dB と順次減衰する傾向を示しているのに対し、速度レベルは、1層目か2層目にかけて2 dB 減衰しているものの3層目では再び1層目と同じレベルとなり全く異なる傾向を示している。

また同図の空気音と固体音はそれぞれ

(a) 10.3.3(B)2)で算出した空気音

(b) 航走中の騒音レベルを差し引いた残りの固体音

を示し、参考としてプロットした。

### (4) 海上運転時と単体機器運転時の相違

図10.3.2(B)は航走中と単体機器運転時の騒音レベルの実測値（1次、2次固体音の合成音）と空気音の計算値をプロットしたものであるが、いずれの場合もほぼ図10.3.1(B)と同様パワーの大きい機械が大きなレベルを示している。

一方、居住区に与える影響の度合と言う点では実測値の主機及びディーゼル発電機単体が3層目まで影響しているのに対し、空気音は航走中に於いて2層目まで影響しているのみで単体機器の場合はいずれの甲板層でもその影響は見受けられない。このことは3層目以上の居住区騒音は1次固体音による影響もしくは、ここで触れていない通風機等機関室以外の空気音による影響と考えられる。

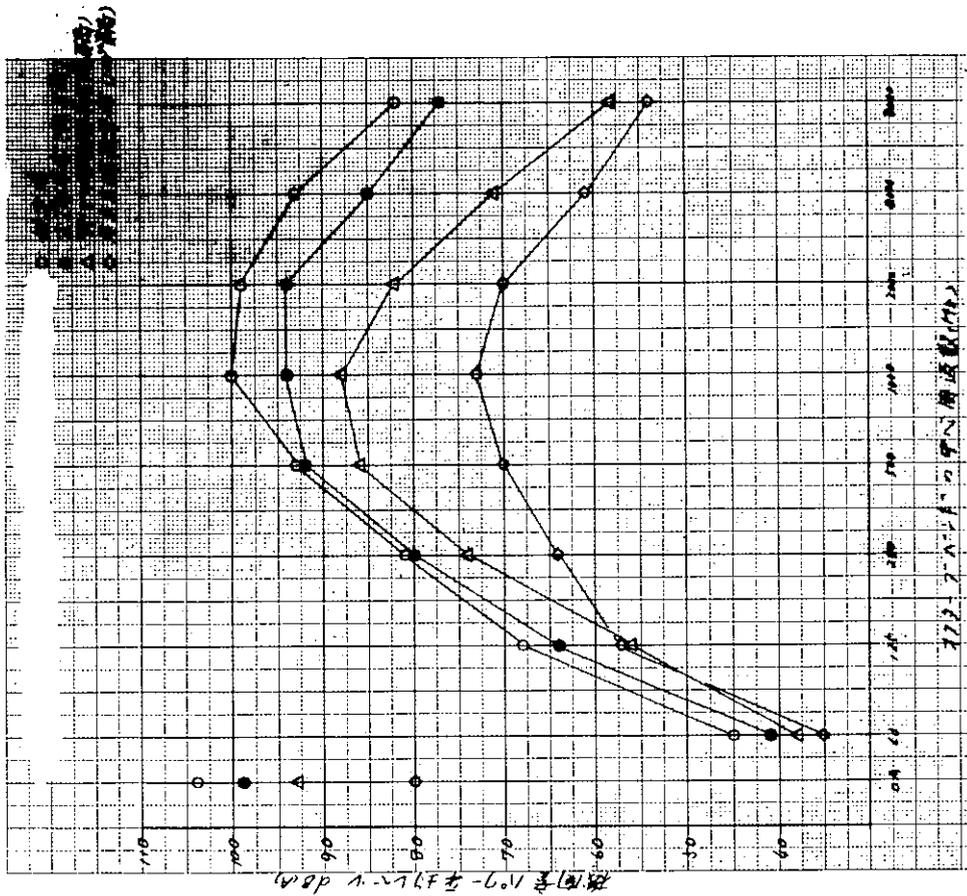


図10.3.1(B) 機関室内の機器騒音レベル (空気音)

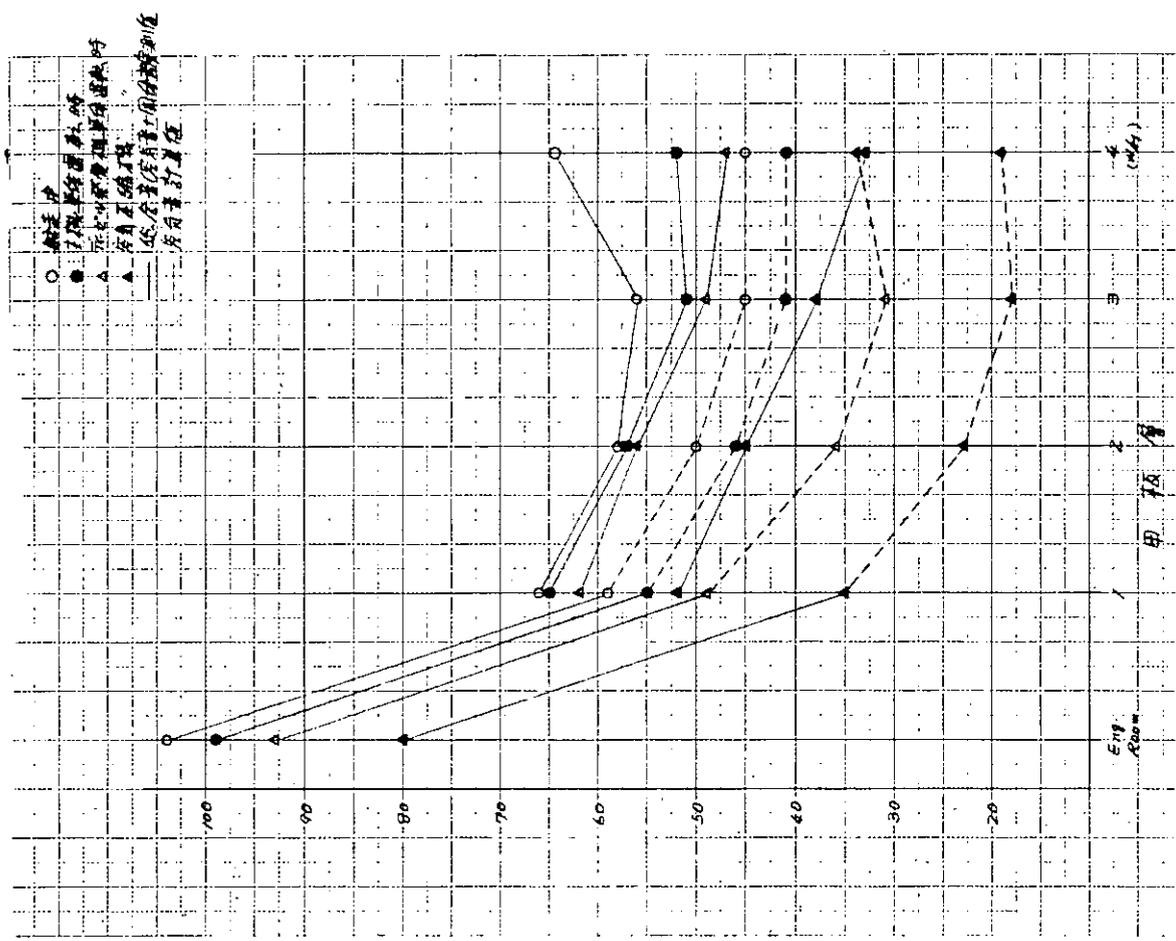


図10.3.2(B) 機関室内騒音と居住区騒音の関係



## 10.4 船内騒音予測における問題点

### 10.4.1 固体伝搬音

船内固体音の予測法については10.1に記したように(1)J. H. Janssenの方法、(2)AIMSの方法、(3)SEA法の3つの方法があるがAIMSの方法についてはその詳細は不明であり、またSEA法については、現在SR156/SC2において船舶に適用すべく研究実施中であるので、主に、ここではJ. H. Janssenの方法による予測値と実測値を比較しその問題点について述べることにする。

#### (a) J. H. Janssenの手法による騒音予測値と実測値

S. No. 1057におけるディーゼル発電機の単独運転時の実測値を用いて、Janssenの手法による予測結果と比較してみた。注目した室はBOAT DECKにあるBOSUNの室である。

まず、はじめに機器の振動レベルにディーゼル発電機の実測振動レベルを与え、あとはJanssenの手法に基づいて計算を行った。以上のようにして計算した結果を表10.4.1に示す。表10.4.1には本予測法の計算過程である振動レベルについても実測値と比較するため振動レベルの実測値をも記入した。

表10.4.1 Janssenの手法による計算値と実測値 (1)

オクターブ中心周波数	O. A	63	125	250	500	1 K	2 K	4 K	8 K
① 機器の振動レベル $L_{v0}$	89	81	83	84	82	76	67	66	50
② 支持による伝達損失 $IL_0$		0	0	0	0	0	0	0	0
③ 距離による伝達損失 (10.1.3)式において $m=B, n=3$	TD	23	23	23	23	23	23	23	23
④ BOSUNにおけるdeckの 振動レベル $L_{vd}$		58	60	61	59	53	44	43	27
⑤ BOSUNにおけるdeckの 振動レベル実測値	48	48	35	34	29	27	17	0	-

表10.4.1 Janssenの手法による計算値と実測値 (2)

オクターブ中心周波数	O. A	63	125	250	500	1 K	2 K	4 K	8 K
⑥ BOSUNの床への伝達損失 表10.1.1による $IL$		3	5	12	15	18	-	-	-
⑦ BOSUNの床の振動レベル ④ - ⑥	59	55	55	49	44	35	-	-	-
⑧ BOSUNの床の振動レベルの 実測値	46	44	36	35	36	29	27		
⑨ BOSUNの壁への伝達損失 表10.1.1による $\Delta L$		-3	0	2	5	5	-	-	-
⑩ BOSUNの壁の振動レベル ④ - ⑨	65	61	60	59	54	48	-	-	-
⑪ BOSUNの壁の振動レベル 実測値	61	61	49	44	42	30	11		
⑫ BOSUNの天井にあたるdeck の振動レベル		53	55	56	54	48	39	38	22
⑬ BOSUNの天井への伝達損失 表10.1.1による $IL$		0	2	7	9	13	-	-	-

⑪ BOSUNの天井の振動レベル ⑨-⑩	57	53	53	49	45	35	-	-	-
⑬ BOSUNの天井の振動レベルの 実測値	61	60	53	44	30	24			

⑫ 床の放射係数	$s_1$		-12	-16	-16	4	8	-	-	-
⑬ 天井の放射係数	$s_2$		-12	-16	-16	4	8	-	-	-
⑭ 壁の放射係数	$s_3$		-5	-5	-5	-5	0	-	-	-
⑮ "	$s_4$		-5	-5	-5	-5	0	-	-	-
⑯ "	$s_5$		-5	-5	-5	-5	0	-	-	-
⑰ "	$s_6$		-5	-5	-5	-5	0	-	-	-
⑱ 床の放射面積	$S_1$		10	10	10	10	10	10	10	10
⑲ 天井の放射面積	$S_2$		10	10	10	10	10	10	10	10
⑳ 壁の放射面積	$S_3$		9	9	9	9	9	9	9	9
㉑ "	$S_4$		9	9	9	9	9	9	9	9
㉒ "	$S_5$		8	8	8	8	8	8	8	8
㉓ "	$S_6$		8	8	8	8	8	8	8	8
㉔ 床からの固体音⑥+⑫+⑱	$L_{s1}$		53	49	43	58	53	-	-	-
㉕ 天井からの固体音⑪+⑬+⑲	$L_{s2}$		51	47	43	59	57	-	-	-
㉖ 壁からの固体音⑧+⑭+⑳	$L_{s3}$		65	64	63	58	57	-	-	-
㉗ " ⑧+⑮+㉑	$L_{s4}$		65	64	63	58	57	-	-	-

表10.4.1 Janssen の手法による計算値と実測値 (3)

オクターブ中心周波数	O. A	6 3	1 2 5	2 5 0	5 0 0	1 K	2 K	4 K	8 K
㉘ 壁からの固体音⑧+⑭+㉑ $L_{s5}$		64	63	62	57	56	-	-	-
㉙ " ⑧+⑮+㉑ $L_{s6}$		64	63	62	57	56	-	-	-
㉚ 各壁からの固体音の和 $10 \log \left( \sum_i 10^{\frac{L_i}{10}} \right)$		71	70	68	66	63	-	-	-
㉛ 吸音力による損失 $A = \bar{\alpha} S$ $\bar{\alpha} = 0.3$ $S = 42 \text{ m}^2$ $10 \log \frac{4}{A}$		-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5
㉜ 固体音による騒音の計算値	70	66	65	63	61	58	-	-	-

㉝ 騒音の実測値 (含空気音)	68	68	53	51	45	40	37	20	13
-----------------	----	----	----	----	----	----	----	----	----

表10.4.1 に示す J. H. Janssen の手法による計算値 (㉚Line) と実測値 (㉝Line) と比較してみると Over All 値についてはあまり差異がないが、個々のオクターブにおける値にはかなりの差が生じている。特に計算過程における Deck の振動レベル、室床の振動レベル、室壁の振動レベル、室天井の振動レベル等については実測値と全く異なったものになっている。

次に、これらの計算において、室の床、壁および天井のそれぞれの振動レベルに実測値を用いて計算すると表

表10.4.2 振動レベルに実測値を用いた場合の騒音予測値と実測値

オクターブ中心周波数	O. A	6 3	1 2 5	2 5 0	5 0 0	1 K	2 K	4 K	8 K
㉔' 床からの固体音⑬+⑭+⑮ L <sub>s1</sub>		42	30	29	50	48	-	-	-
㉕' 天井からの固体音⑬+⑭+⑮ L <sub>s2</sub>		58	47	38	44	42	-	-	-
㉖' 壁からの固体音⑬+⑭+⑮ L <sub>s3</sub>		65	53	48	46	39	-	-	-
㉗' " ⑬+⑭+⑮ L <sub>s4</sub>		65	53	48	46	39	-	-	-
㉘' " ⑬+⑭+⑮ L <sub>s5</sub>		64	52	47	45	38	-	-	-
㉙' " ⑬+⑭+⑮ L <sub>s6</sub>		64	52	47	45	38	-	-	-
㉚' 各壁からの固体音の和 $10 \log \left( \sum_i 10^{\frac{L_{si}}{10}} \right)$		71	59	54	54	50	-	-	-
㉛' 吸音力による損失 $A = \alpha S$ $\alpha = 0.3$ $S = 42 \text{ m}^2$ $10 \log \frac{4}{A}$		-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5
㉜' 固体音による騒音の計算値	67	66	55	49	49	45	-	-	-
㉝' 騒音の実測値 (含空気音)	68	68	53	51	45	40	37	20	13

10.4.2 のようになる。この時の計算値 (㉜' Line) と実測値 (㉝' Line) を比較してみると Over All 値及び個々のオクターブバンドにおける値ともかなり一致している。しかし、㉔' 及び㉕' Line の値からも判るように床及び天井の放射係数については問題があることが判る。

(b) 船内騒音予測における問題点

実船計測結果及びその検討結果などから船内騒音予測における固体伝搬音に関する問題点をあげると次のようになる。

- (1) 船舶のような複雑な構造体内における騒音予測法を確立していこうとする場合、まず適切な、かつ精度の良い計測データを収集する必要がある。それには、騒音予測にいかなる理論を用いるかを決めその理論に基づいた計測場所ならびに計測方法を選ぶ必要がある。
- (2) 実際に、ある計測場所の振動レベルを計測する場合、計測する位置の少しの構造の違いによって振動レベルが異ってくる。従って、その計測場所を代表できるような計測法、例えば一つの計測場所において Stiffness が高い点は高い点どうし、あるいは低い点は低い点どうし幾つか計測して平均し、相方あるいはいずれかにおいてその計測場所の計測値とするような計測方法等を採用する必要がある。
- (3) 騒音予測に J. H. Janssen の手法をそのまま適用する場合、次の点について検討する必要がある。
  - (i) 伝達経路による伝達損失
  - (ii) Deck から室の床、壁及び天井等の内装材までの伝達損失
  - (iii) 床、壁、天井の放射係数
  - (iv) 室の吸音率
- (4) J. H. Janssen 手法は船舶のような複雑な構造体内の騒音を予測するには、実用的な手法と思われる。しかし、この方法を全ての船に普遍的に適用するには不備な点もあり、統計的エネルギー解析等の理論的な方法をもとり入れ理論的な肉付をして行く必要がある。
- (5) 上記した J. H. Janssen の手法による騒音予測計算において機器の振動レベルは実測値を用いて計算しているが実際には機種、出力、回転数等を与えて計算しなければならない。従って、空気及び固体伝搬音に関する研究と

同時に、各種機器の音源及び振動源レベルの予測についても研究を進めていく必要がある。

- (6) 10.2 にディーゼルタンカーとディーゼル貨物船の2種類の船舶に対し固体伝搬音の実船計測結果について記したが、相方の結果においてかなり様相が異なっていることが判る。これらのことから、現在研究中である船内騒音予測をより普遍的なものにするためには、同じ計測思想に基づいた幾つかの船種についての計測データの収集が今後必要と思われる。

#### 10.4.2 空気伝搬音

空気伝搬音の予測に関する問題については10.3 空気音計測結果の中で計測値の解析とともに触れてきたので、ここでは、それらの要約を列記する。

- (1) 機関室内空気音の予測は、機関室容積、表面積、平均吸音率を用いた単純な室内音響理論だけでは困難である。デッキで仕切られた空間中での空気音伝搬、デッキ間のエンジンオープニング、階段等の空気通路における伝搬を考慮に入れた解析モデルを作成し、実船計測結果を解析する必要がある。
- (2) 機関室空気音の居住区への影響は甲板層一層目とエンジンケーシングに接する廊下、居室までと考えられる。この部分の透過音の推定精度を向上するために空気音透過損失の実測値が必要である。
- (3) 居室天井、床、壁の内装表面の平均振動速度レベルと室内騒音レベルを結ぶ音響放射係数と室内吸音力の精度よ推定が必要である。音響放射係数は板の振動が空気音加振の場合と固体音加振の場合で異なることも考えられるので注意を要する。また室内吸音力は壁面の吸音率が全体的に小さいので、ベッド、カーテン等の吸音力も考察する必要がある。
- (4) 本文では取り上げなかったが、空調吹出口等船体部にある音源からの空気伝搬音も予測計算に含める必要がある。また、機関室通風機、吸出口騒音、煙突出口音が船外の壁から室内に透過してくる量も検討の対象である。

## 付録 1 船体部単体機器振動及び騒音計測方案

### 1. 適用範囲

この方案は一般商船の船体部において使用する各単体機器の振動レベル及び騒音レベル計測について規定する。

### 2. 計測の目的

本計測は、船体部の各単体機器のみの運転時にそれらの単体機器が、どのように居住区画に影響を与えているかを振動計測をすることにより、明らかにすることを目的とする。

### 3. 調製要領

各船用計測方案を調製する際は、この方案に規定した項目に必要な事項を記入し調製すること。

### 4. 計測要領

#### 4.1. 計測方法

振動レベルは、加速度レベルで計測する。又、原則として、O. A. 以外にオクターブ、バンドレベルで周波数分析も行う。

ただし、これらの振動加速度の基準値は 1,000 Gal (又は  $1 \bar{g} = 980 \text{ Gal}$ ) を 100 dB とする。

#### 4.2 対象機器

計測対象機器は、船体部のものとし、下記の機器を計測することを前提とし、その他の機器についても必要に応じて計測する。

- 通風機 (居住区用のうち最大のもの 1 台)
- 冷凍機 (エアコンデッキユニット)
- 油圧ポンプ (1 台)

#### 4.3. 計測時の条件

計測は、極力暗振動の影響が無い状態で計測するため、駆動電源は陸上電源を使用する。その場合の対象機器の作動状態は通常運転時の状態とする。

#### 4.4 計測点

機器を中心とし、船体前後方向及び船体横方向に計測点を取り計測をする。計測範囲は、機器の振動が影響を与えていると考えられる範囲とし、補機台取付位置での dB 値の約 1 / 2 の減衰量を目安とする。

##### (i) 機器本体及び機器取付部の甲板の振動計測

防振ゴムがある場合には、防振ゴムをはさんでその上下の振動も計測する。

尚、計測は原則として鋼板上を計測するものとするが、止むを得ず他の材料の上を計測する場合にはその旨明記しておくこと。

##### (ii) 船体前後方向の振動計測

少なくとも 3 フレームスペース間隔にてビーム上を計測する。

##### (iii) 船体横方向の振動計測

ビームに沿って、フレームスペース (又はロンジスペース) 間隔にて計測する。

##### (iv) 鋼壁があっても平面的計測は続ける。

##### (v) 鋼壁に沿っても又振動計測をする。

##### (vi) 影響のある限り上下のデッキにおいても計測する。

##### (vii) トランク、パイプに沿っても適宜行う。

##### (viii) 騒音レベル (音圧レベル) も計測する。

(ix) 暗騒音、暗振動の計測も行なう。

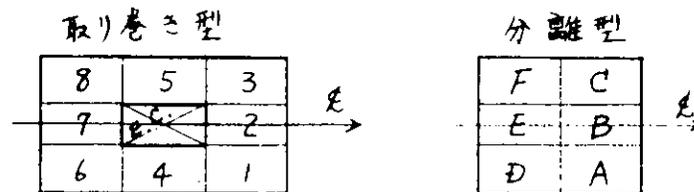
注) エアコン用デッキユニットの計測に際しては、ファン及びコンプレッサーの同時運転を行ない、前記(i)~(ix)以外にも、各ゾーンで1室以上の騒音計測を行なう。

この騒音値が大きい場合には振動も適宜計測する。(この場合の振動計測は室内各面を1点以上計測する。)

又、この計測に際しては計測場所の吹出し口は全閉としておく。

尚、ゾーニングは下記に示す如く造船設計委員会第2分科会P37居住区騒音特別委員会研究報告書に記載されるものと同じ要領にて行う。

居住区画のゾーニング要領



更に、ダクトの振動計測も可能な範囲において計測する。

#### 5. 計測器

計測は騒音計（JIS 1502 以上の性能を有するもの）に振動ピックアップを接続して行う。この振動ピックアップは加速度型を使用し、鋼板を計測する場合には磁石を使用し、それ以外の場合には両面接着テープを使用する。

#### 6. 計測時の船内状態

原則として計測対象機器以外は全て停止する。又、室内を計測する場合は、窓及び扉は全て閉鎖状態とする。

#### 7. 計測結果の表示方法

全てdB 値で表示する。

#### 8. 計測結果のまとめ方

計測対象機器要目及び計測データは附表に記入する。更に、機器周辺の配置図を添付し、計測点の位置、ビームの大きさ及び鋼板の厚さなどを記述しておくこと。

## 付録2 SR156-SC3-WG2-1 船舶機関部低周波域振動計測方案

### 1. 適用範囲

本方案は、SR156 部会 船内騒音に関する調査研究における機関部固体音作業グループの防振対策のため振動計測に対して適用され、ディーゼル主機を有する船舶を対象として下記2項目の計測を行う。

- (1) 主機振動計測（一般振動計測）
- (2) 単体機器振動計測

### 2. 計測目的

船内固体伝搬音に及ぼす影響の強い機器に対する振動実態調査及びその遮断を意図とした防振支持装置の設計に必要なデータの蒐集を目的とする。

### 3. 計測条件

計測条件は下記の通りとする。

#### 3.1 主機振動計測

- (1) 海上運航時原則として、バラスト状態（満載状態でも可）で下記主機出力に於いて計測を行う。
  - a. 通常出力時
  - b. 軸系振り振動試験時

#### 3.2 単体機器振動計測

- (1) 対象となる単体機器は原則として下記とする。
  - a. ディーゼル発電機（非常用発電機）
  - b. 空気圧縮機
  - c. 機関室通風機
  - d. イナートガスファン（タンカーのみ）
  - e. 主あるいは補助ボイラ用強圧送風機
- (2) 船舶は停泊状態とし原則としてバラスト状態（満載状態でも可）で陸電の取れる状態であること。
- (3) 計測にあたっては、可能な限り、雑振動（船内工事等）の低い状態とする。
- (4) 各機器は通常運転の負荷程度とし、その状態を併記すること。

### 4. 計測要領

計測は下記要領にて行う。

#### 4.1 計測器

原則として加速度が微分回路を通さずに電気信号として出力されるものを使用する。得られたデータはデータレコーダ（磁気テープ）に収録し、解析は陸上にて行うことを原則とする。

##### (1) 振動計

ピックアップは圧電素子型加速度計測用のものを使用し、ピックアップ及び振動計は、次の特性を有しているものを使用する。

	周波数	加速度
範囲	5～6,000 Hz	0.01 g～10 g

##### (2) データレコーダ

データレコーダの収録方式はFM(周波数変復調)方式とし、周波数特性は少なくとも  
0～500 Hz とする。

### (3) 校正

データレコーダには必ず基準加速度に対応した校正電圧（周波数の校正を兼ねて交流が望ましい）を入力しておく。

またピックアップと振動計は、使用前に検定を行っておくこととする。

#### 4.2 ピックアップ取付位置

取付位置は原則として図1に示す各機の本体、機台上及び床上とする。またディーゼル発電機は図2に示すように取付ける。一方主機に関しては図3のような取付位置とする。以上の取付は片舷のみを原則とする。

なお、床上は原則として台より500 mm以内の骨のある地点あるいは骨に近い地点を取付位置とする。

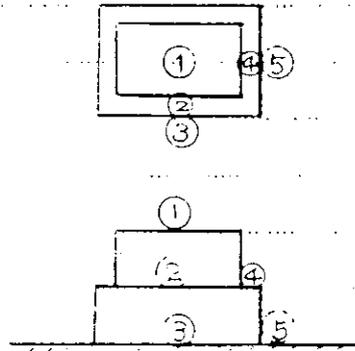


図1 単体機器計測点

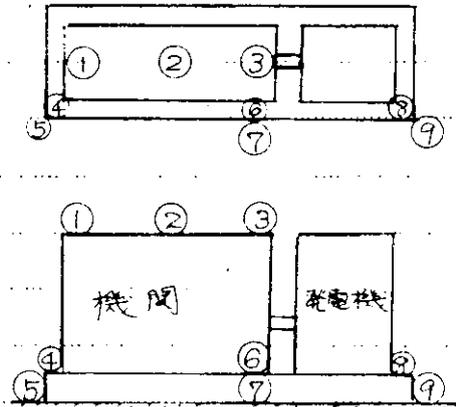


図2 発電機計測点

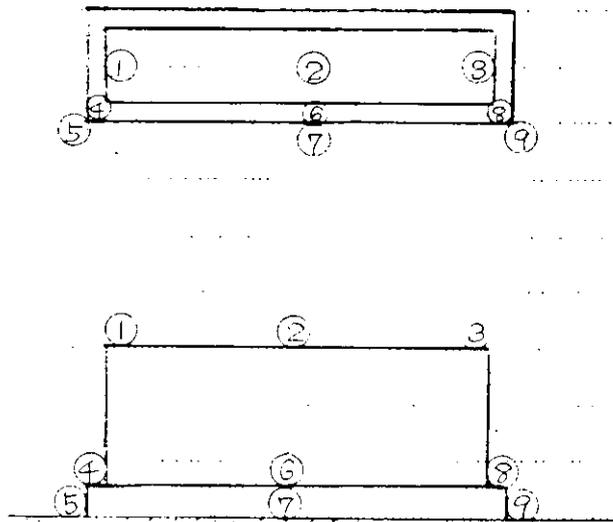


図3 主機計測点

#### 4.3 ピックアップ取付方法

ピックアップの取付方法は、マグネット、ワックスまたは両面粘着テープ等とし、少なくとも0～500 Hz程度の周波数をもつ振動に追従できる結合方式とする。

#### 4.4 振動の測定方向

原則として、3方向（前後、左右、上下）の測定とし、3方向ピックアップ又は1方向ピックアップを3方向に向けて使用する。

#### 4.5 計測点

#### 4.5.1 主機振動計測

##### a. 通常出力時

主機のピックアップ取付位置全てと、各単体機器のピックアップ取付位置のうち各代表点1点を計測する。代表点は床上の点のうちの一つとする。

##### b. 軸系振り振動試験時

主機上部船側および下部船側の2点のみの計測とする。

#### 4.5.2 単体機器振動計測

各単体機器のピックアップ取付位置を計測点とする。

### 5. データ解析方法

データレコーダに収録した記録は陸上にて再生する。解析は狭帯域の周波数分析を原則とし、その掃引周波数は0～250 Hz程度とする。解析は加速度についてのみ行う。

#### 5.1 主機振動計測

##### a. 通常出力時

計測データすべてについて、狭帯域、周波数分析を行い、その結果をパワースペクトルとして図に表わす。

##### b. 軸系振り振動試験時

計測データを狭帯域周波数分析し、結果をキャンベルダイアグラムに表わす。方法は縦軸に加速度と主機回転数を、横軸に掃引周波数をとって、主機の各回転数に対するパワースペクトルを図4のように重ね書きする。

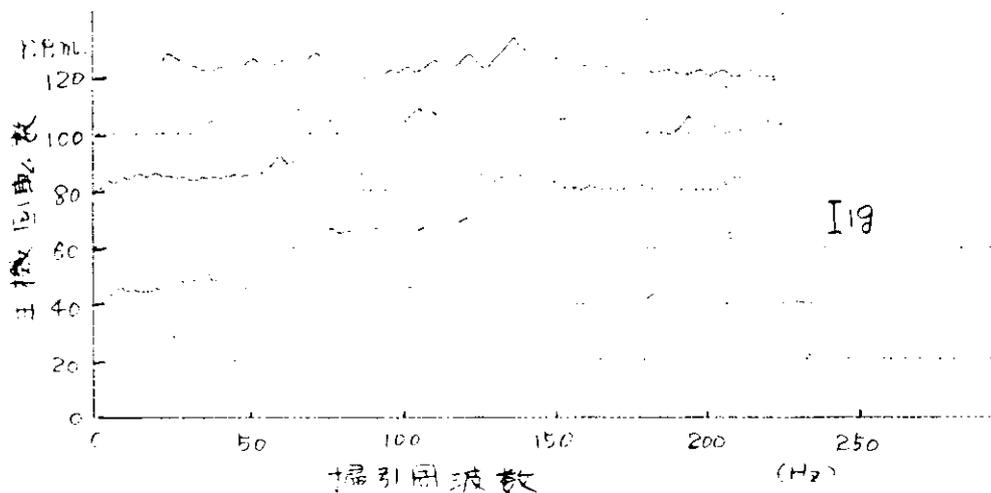


図4 キャンベルダイアグラム

#### 5.2 単体機器振動計測

計測データすべて、狭帯域周波数分析を行い、その結果をパワースペクトルとして図に表わす。

## 付録3 SR156-SC3-WG2-2 船舶機関部音響域振動計測方案

### 1. 適用範囲

本方案は、船舶海上運転時及び停泊時における機関部音響域振動計測に適用する。

なお、機器の防振設計の為の低周波数域振動計測方案は、別冊の下記を骨子とする。

海上運転時及び停泊時共：SR 156 SC 3 / WG 2 - 1

船舶機関部低周波域振動計測方案

また、機関部騒音計測については、別冊の下記を骨子とする。

海上運転時：

SR 156 SC 3 / WG 1 - 2

船舶機関部一般騒音計測方案

停泊時：

SR 156 SC 3 / WG 1 - 3

船舶機関部単体機器の影響調査方案

### 2. 目的

船舶騒音計測法の確立の為、船体分科会で考えているストーリーに必要な機関部実船データを得るのが目的である。

### 3. 計測要領

下記要領にて計測を行う。

#### 3.1 計測器

3.1.1 JIS C 1502に定める指示騒音計あるいは、それ相当以上の性能を有するオクターブバンド分析計、精密騒音計に圧電型ピックアップを装着した振動加速度計とし、加速度レベルを計測し、最終的には速度レベルにて評価をする。

よって、積分器を使用するのが便利であり、その時はHigh Pass Filterの使用を推奨する。

3.1.2 計器は、計測時を想定し、同一の系にて検定されること。

#### 3.2 基準レベル

加速度及び速度レベルの基準を次のように定める。

3.2.1 加速度レベルの0 dB を  $10^{-5} \text{ m/s}^2$  (実効値) とする。

3.2.2 速度レベルの0 dB を  $5 \times 10^{-8} \text{ m/s}$  (実効値) とする。

#### 3.3 聴感補正回路

使用する聴感補正回路は次の通りとする。

3.3.1 積分器の使用あるいは不使用にかかわらずリニア特性のオクターブバンド分析とし、結果は、速度レベルとする。

なお、指針に振れのある場合は、最高及び最低の中央値とする。

3.3.2 レコーダを使用する場合もリニア特性とし計器の性能を考慮のうえ計測時間を決めること。

なお、繰り返し変動のある場合は少なくとも4～5回の変動を録音する事が望ましい。

計測結果の取りまとめ方は3.3.1と同じとする。

#### 3.4 動特性

原則として緩 (slow) とするが、レコーダ使用の場合はこの限りではない。

#### 3.5 ピックアップの取り付け方法

原則として両面接着テープを用いるものとするが、止むをえない場合は、この限りではない。

### 3.6 周波数分析

結果は、原則として下記の中心周波数を有すオクターブバンド分析とする。

表1 オクターブバンド分析中心周波数

中心周波数 〔Hz〕	63	125	250	500	1,000	2,000	4,000	8,000
---------------	----	-----	-----	-----	-------	-------	-------	-------

### 3.7 測定方向

3.7.1 騒音と振動の相関関係把握を狙いとする場合は面と垂直方向にて振動を計測する。

3.7.2 振動の伝搬経路の把握を狙いとする場合は、原則としてx、y、zの3方向計測とする。

しかし、計測場所により、必要に応じ調整してよい。(5. 計測箇所参照)

## 4. 計測条件

計測条件は下記の通りとする。

### 4.1 一般音響域振動計測

4.1.1 海上運転時、原則としてバラスト状態(満載状態でも可)で通常航海状態とし、可能な限り直進航行時に  
行う。

4.1.2 各機器が正常に稼動している状態であること。

### 4.2 単体機器の影響調査

4.2.1 船舶は停泊状態とし、原則としてバラスト状態(満載状態でも可)で陸電の取れる状態であること。

4.2.2 計測にあたっては、可能な限り暗振動の低い状態であること。

4.2.3 各機器の運転状態は、通常航海状態の負荷程度を原則とし、それを明記のこと。

### 4.3 計測対象機器

最小限計測する機器は次の通りとする。

- (1) 主機(減速歯車のある場合は、その周りも計測のこと)
- (2) ディーゼル発電機(非常用発電機)
- (3) 空気圧縮機
- (4) 機関室通風機

その他として下記のものも計測する事が望ましい。

- (5) イナートガスファン(タンカーのみ)
- (6) 主あるいは大型補助ボイラ用強圧送風機

なお、暗振動が無視出来ないと考えられる時は下記を追加のこと。

- (7) 暗振動計測

## 5. 計測箇所

### 5.1 選択の着眼点

計測箇所は、次の着眼点により選択する。

- (1) 機関部代表振動レベルの把握の為
- (2) 機器の発生振動レベルの把握の為
- (3) 伝搬経路の把握の為(伝達損失把握の為)
- (4) 振動と騒音の相関把握の為

### 5.2 具体的計測箇所

5.2.1 座標の定義

直交座標を次のように定義する。

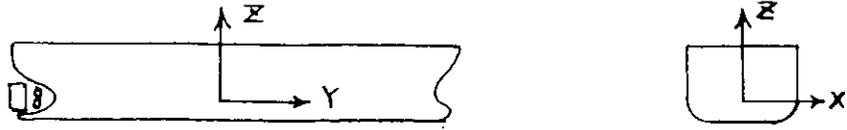


図1 座標の定義

5.2.2 計測箇所

5.1の着眼点毎に次の通りとし、計測船に応じ調整を行う。

着眼点 1 機関部代表振動レベルの把握の為

一般音響域振動計測及び単体機器の影響調査の両者に対し、次の通りとする。

(1) 計測場所

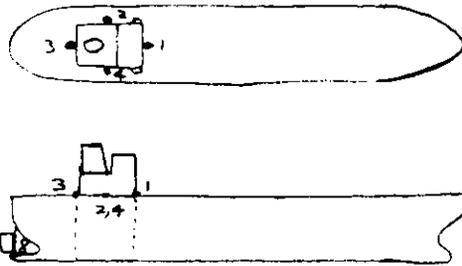


図2 機関部代表振動レベル計測場所

図2で示す通り、船体と居住区構造の交点略中央位置にて4点を原則とする。

(2) 計測方向

原則としx, y, zの3方向計測とする。

着眼点 2 機器発生振動レベルの把握の為

機器周りの計測位置は原則として図3の通りとし、計測条件により、調整を行う。(下記1)及び2)参照)

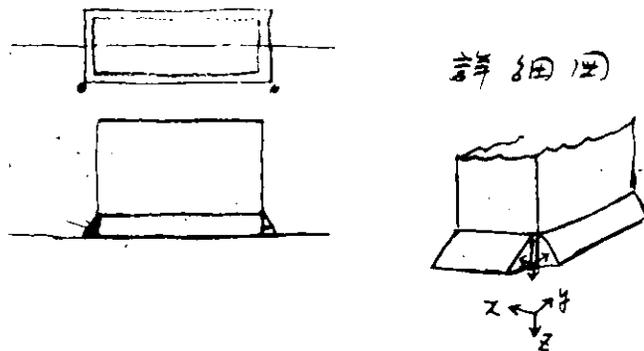


図3 機器のまわり計測位置

機器据え付台と船体設置部にて2箇所x, y, zの3方向とする。

1) 一般音響域振動計測時

海上運転時の機器まわりの計測は、主機及びディーゼル発電機を重点的に行う。

(1) 主機及びディーゼル発電機

図3に従って計測点を選択する。

(2) その他対象機器まわり

主機及びディゼル発電機を除く各対象機器まわりは、各1点とし、方向はz方向計測を原則とする。

(3) プロペラの影響調査

海上運転時には、プロペラの影響調査計測を次図4に従って計測点を調整する。

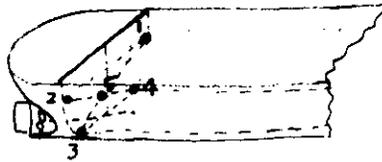


図4 プロペラの影響調査

後部隔壁にて5点y方向計測

2) 単体機器の影響調査

テスト対象の単体機器まわりは図3に従って計測点を選ぶものとする。

着眼点 3 伝搬経路の把握の為(伝達損失把握の為)

1) 一般音響域振動計測

次により計測点を調整する。

(1) 船体外板部の剛い部分各デッキ4点とし、x方向を原則とする(図5参照)

(2) その他、ピラー等の居住区伝搬のメインパスと考えられる部材に沿って各デッキ1点1方向計測を原則とする。(図5参照)

2) 単体機器の影響調査

テスト単体機器に対し次により調整を行う。

(1) 上記1)の(1)及び(2)に準ずる。

(2) 但し、計測デッキは、テスト対象機器設置デッキを含む上層部とする。

特にテスト対象機器設置場所近傍のピラー等の居住区への伝達のメインパスと考えられる部材を考慮し計測点を選ぶこと。



図5 伝搬経路把握の為の計測位置例

着眼点 4 振動と騒音の相関把握の為

機関部としては、防音構造の機関制御室及び工作室を対象とする。

1) 計測条件

下記計測時に行う。

(1) 一般音響域振動計測時

- (2) 単体機器影響調査時のディーゼル発電機単体運転テスト時、  
2) 計測要領及び計測箇所

- (1) 原則として 裸鋼板部とする。  
(2) 計測箇所は、各室とも次の通り原則とする。

① 室壁パネル

正面、両側、外舷または横隔壁（機関室壁）

床甲板または床鋼板、天井甲板または天井鋼板の各1点1方向計測

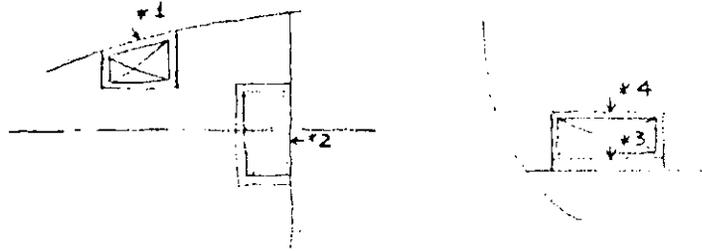


図6 室壁パネル

② コーナー部（A、B、C、D）

図7に一例を示す。この考え方により計測船に対し、調整する。

- (イ) B及びC : x、y、zの3方向  
(ロ) A及びD : 1方向

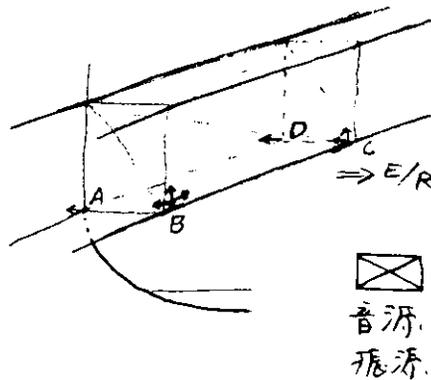


図7 コーナー部

(但し、室が音源機器据え付位置より上層あるいは同層に配置の場合を例とした。)

③ 内装材上

1面数点選択のこと。

## 付録 4 船用機器の騒音・防振対策アンケート 船用機器（単体）防振対策アンケート

防振対策を施工するのに参考となる資料を集める目的で、船用機器の防振防音に対するアンケート調査を船用機器メーカーを対象として行った。

主な調査項目は、

1. 振動計測について
2. 防振支持と騒音との関係について
3. 機器の各仕様と振動源について

である。

アンケートの詳細は次の通りである。

### 1. アンケート回収と対象機器

アンケート回答社数	26社
"    件数	36件

内 訳

低速大型ディーゼル	7件
高中速ディーゼル	9件
主機用タービン	4件
発電機用タービン	2件
減速機	3件
荷油ポンプタービン	2件
空気圧縮機	2件
送風機、通風機	4件
各種調整弁	3件

### 2. 振動計測について

振動計測の経験が

1. ある	34件	94.4%
2. ない	2件	5.6%

計測したものは

1. 変位	33件	91.7%
2. 速度	2件	5.5%
3. 加速度	17件	47.2%
4. 周波数	29件	80.6%
5. その他	振動モード 10件	27.8%
	回転次数 1件	2.8%

振動計測は、ほとんどの機器で行われているようであり、またその大半が変位と周波数の計測である。

### 3. 防振支持設置設計に必要なデータの提出に関して

1. 提出する	13件	36.1%
2. 提出しない	19件	52.8%
無回答	4件	11.1%

データ提出ができない理由としては

- a. 慣性モーメント等の算定が難しい
- b. 防振装置の設計は対象機器に対して不可能
- c. 解析あるいは実験をしていない

等の理由がある。

4. 振動計測の設備の有無について

1. ある	34件	94.4%
2. ない	1件	2.8%
無回答	1件	2.8%

5. 振動計測の頻度について

1. 新製品毎	20件	55.5%
2. 定期的	1件	2.8%
3. ほとんどしない	2件	5.6%
4. その他		
全製品	9件	2.5%
必要時	5件	13.9%
客先の要求	3件	8.3%

振動計測は、新製品の出た時によく行われているようである。またタービンに関しては、全製品について振動計測を行っているのが現状である。

6. 振動の計測方法と解析方法について

◦変位 加速度を計測し必要に応じて周波数分析を行う	13件	36.1%
◦アスカニヤによる振幅と周波数の読取り	5件	13.9%
◦振幅のみの計測でとくに解析はしない。	8件	22.2%
◦その他	10件	27.8%

振動計測の解析方法は、周波数分析の方法が最もよく行われている。

7. 防振支持装置の検討の有無

1. ある	15件	41.7%
2. なし	20件	55.6%
無回答	1件	2.8%

8. 防振支持装置の使用実績について

使用実績が	1. ある	12件	33.3%
	2. なし	23件	63.9%
	無回答	1件	2.8%

使用実績は全体の1/3以下であるが、高申速のディーゼル機関については、その約6.9%が実績を有している。

9. 防振支持装置の防振効果について

1. 99%以上の減少	0件	0%
2. 90～99%の減少	3件	7.3%
3. 50～90%の減少	4件	10.4%
4. 50%以下の減少	4件	10.4%
5. 減らない	0件	0%

この結果をみると防振効果は50%程度のものである。防振装置を施して90%以上の防振効果のあったのは、中高速ディーゼル機関2件である。

10. 防振支持装置の防音効果について

1. 非常に減った	0件	0%
2. かなり減った	2件	22.2%
3. 少し減った	3件	33.3%
4. ほとんど減らなかった	4件	44.4%

11. 防振支持装置の有無について

防振支持装置取付可能な機種	6件
うち 低速ディーゼル	2件
中高速ディーゼル	3件
減速装置	1件