日本船舶振興会昭和52年度補助事業
〝船内騒音に関する調査研究〞

研究資料 No. 286－2

第156研究部会

船内騒音に関する調査研究

報　告　書

（そ　の　2）

船内騒音対策設計指針

昭和53年3月

社団法人

日本造船研究協会

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，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，①騒音について総合対策を施した供試船について対策効果確認のための実船実験，②居住区及び機関室内の騒音予測法の研究，③騒音対策マニュアルの作成を行ったものであるが，本報告書ではそのうち③について報告する。なお，①及び②については研究資料No. 286 － 1に報告している。（5か年計画の第4年度）

はしがき

本報告書は，日本船舶振興会の昭和52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。

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）	
副部会長兼騒音予測分科会長	栖原二郎（九州大学）	
実船実験分科会長	真田　茂（東京商船大学）	
騒音マニュアル分科会長	中村彰一（大阪大学）	
幹事	岸　康太郎（三井造船）	
	柴田　清（石川島播磨重工業）	
委員	我孫子　功（楢崎造船）	池田一夫（神戸製鋼所）
	伊藤剛平（日本造船工業会）	伊藤　哲（佐世保重工業）
	井上伸二（日立造船）	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）
	岡本善三（三菱重工業）	奥山孝志（日本中型造船工業会）
	小黒英男（船舶技術研究所）	春日陽来（函館ドック）
	桑原　衛（臼杵鉄工所）	小池金広（山下新日本汽船）
	佐川修一（来島どっく）	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）
	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）	出口暢昭（住友重機械工業）
	富田正男（石川島播磨重工業）	中川秀美（名村造船所）
	永野　侃（昭和海運）	中野有朋（石川島防音工業）
	中野美樹（石川島播磨重工業）	西山準一（三菱重工業）
	平田　栄（三井造船）	平山伝治（赤阪鉄工所）
	広渡智雪（日立造船）	藤崎鴻之輔（石原造船所）
	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）	宮崎敬一（山下新日本汽船）
	毛利武弘（大阪商船三井船舶）	山田敏郎（日本鋼管）
	米倉邦彦（三菱重工業）	米田正春（住友重機械工業）
討議参加者	岩村恒樹（日本海事協会）	内野慎太郎（日本造船工業会）
	釋　弘（日本海事協会）	布村信昭（昭和海運）
	原田一久（川崎重工業）	

総合対策小委員会

主査	小山永敏（横浜国立大学）
幹事	岸　康太郎（三井造船）

幹事	柴田　清（石川島播磨重工業）	
委員	赤木新介（三菱重工業）	伊藤　哲（佐世保重工業）
	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）	川島忠夫（日本鋼管）
	小池金広（山下新日本汽船）	真田　茂（東京商船大学）
	洲崎　薫（川崎重工業）	栖原二郎（九州大学）
	勢力良美（日立造船）	富田正男（石川島播磨重工業）
	永野　侃（昭和海運）	中野美樹（石川島播磨重工業）
	中村彰一（大阪大学）	西山準一（三菱重工業）
	広渡智雪（日立造船）	松崎義一（日本郵船）
	三橋邦宏（三井造船）	毛利武弘（大阪商船三井船舶）
	米田正春（住友重機械工業）	
討議参加者	夏目　修（山下新日本汽船）	布村信昭（昭和海運）
	原田一久（川崎重工業）	

騒音マニュアル分科会

分科会長	中村彰一（大阪大学）	
幹事	広渡智雪（日立造船）	
委員	有田雅彦（名村造船所）	伊藤栄治（川崎重工業）
	伊藤　哲（佐世保重工業）	井上正世（住友重機械工業）
	悦勝三次（佐野安船渠）	川島忠夫（日本鋼管）
	真田政信（日本鋼管）	沢田尭之（川崎重工業）
	勢力良美（日立造船）	田内輝茂（名村造船所）
	田淵一郎（三井造船）	鳥井田達男（大阪造船所）
	中野有朋（石川島防音工業）	福垣内　茂（三井造船）
	藤井　健（三菱重工業）	古川　浩（三井造船）
	松本亙平（日立造船）	溝口明宏（佐野安船渠）
討議参加者	大戸　寛（川崎重工業）	大野茂樹（佐野安船渠）
	葛西泰二（三井造船）	佐伯和久（川崎重工業）
	高宮　博（三井造船）	西田達章（大阪造船所）
	野崎達児（佐世保重工業）	東園安憲（大阪造船所）
	比原幸夫（三菱重工業）	福田俊一郎（川崎重工業）
	山中忠彦（三井造船）	

騒音マニュアル分科会ワーキンググループ 1

リーダー	川島忠夫（日本鋼管）	
メンバー	井上正世（住友重機械工業）	真田政信（日本鋼管）
	田淵一郎（三井造船）	中野有朋（石川島防音工業）
	藤井　健（三菱重工業）	古川　浩（三井造船）

騒音マニュアル分科会ワーキンググループ 2

リーダー	広渡智雪（日立造船）	
メンバー	有田雅彦（名村造船所）	伊藤栄治（川崎重工業）
	伊藤　哲（佐世保重工業）	悦勝三次（佐野安船渠）
	沢田堯之（川崎重工業）	勢力良美（日立造船）
	田内輝茂（名村造船所）	鳥井田達男（大阪造船所）
	福垣内　茂（三井造船）	松本亙平（日立造船）
	溝口明宏（佐野安船渠）	

船内騒音に関する調査研究

目　　次

まえがき …… 1

1. 音と騒音 …… 2

1.1 騒音の物理量 …… 2

(1) 音　波 …… 2

(2) 音波の波動方程式 …… 2

(3) 波動方程式の解 …… 2

(4) 音の速度 …… 3

(5) 音の周波数 …… 3

(6) 音の波長 …… 3

(7) 音の波長，周波数及び音の速度の関係 …… 3

(8) 音　圧 …… 4

(9) 音圧の実効値 …… 4

(10) 音の強さ …… 4

(11) 音の強さと音圧との関係 …… 4

(12) 音の強さのレベル …… 4

(13) 音圧レベル …… 5

(14) 音の強さのレベルと音圧レベルの関係 …… 5

(15) 騒音スペクトル …… 5

(16) オクターブバンド及び1/3オクターブバンドと中心周波数，遮断周波数 …… 5

(17) オーバオールレベルとバンドレベル …… 5

1.2 音のレベルの計算 …… 6

(1) レベルのパワー和 …… 6

(2) レベルのパワー差 …… 6

(3) レベルのパワー平均と算術平均 …… 7

1.3 騒音の感覚量 …… 7

(1) 純音の「大きさ」（Loudness） …… 7

(2) 等ラウドネス曲線 …… 7

(3) 音の大きさのレベル（Loudness Level）と音の大きさの関係 …… 7

(4) 複合音の「大きさ」のレベル …… 8

(5) 聴感補正特性 …… 8

(6) 騒音レベル …… 9

1.4 騒音の測定と測定量 …… 9

(1) 騒音測定 …… 9

(2) 騒音計の構成 …… 9

(3) 騒音計の種類 …… 10

(4) レベルコーダ …… 10

(5) テープレコーダ …… 10
(6) 周波数分析 …… 10
(7) 周波数分析器の構成 …… 10
(8) 周波数分析器の種類 …… 10
1.5 音源の性質 …… 11
(1) 音のパワー（音響出力） …… 11
(2) 音源のパワーレベル …… 11
(3) 音源の指向性と指向性指数 …… 11
(4) 点音源の距離減衰 …… 12
(5) 線音源の距離減衰 …… 12
(6) 面音源の距離減衰 …… 12
(7) 空気伝搬音と固体伝搬音 …… 12
1.6 吸 音 …… 13
(1) 吸音率 …… 13
(2) 吸音力 …… 13
(3) 平均吸音率 …… 13
(4) 室定数 …… 13
(5) 残響時間 …… 13
(6) 室内の音場 …… 14
(7) 吸音処理の効果 …… 14
1.7 遮 音 …… 15
(1) 一重壁の透過損失 …… 15
(2) 質量則 …… 15
(3) コインシデンス効果 …… 15
(4) 中空二重壁の低域共鳴透過周波数 …… 15
(5) 総合透過損失の計算 …… 16
(6) 側路伝搬 …… 16
(7) 音の放射と限界周波数 …… 16
1.8 騒音の評価値 …… 17
(1) 騒音レベルの中央値，90％レンジの両端値など …… 17
(2) Perceived Noise Level …… 17
(3) Noise Criterion Curves …… 17
(4) Speech Interference Level …… 18
(5) Noise Rating Number …… 18
(6) 評価騒音レベル …… 18
(7) 等価騒音レベル …… 18
(8) Noise Pollution Level（L_{NP}） …… 18
1.9 騒音暴露の評価 …… 19
(1) ISOの騒音暴露の評価 …… 19
(2) 日本産業衛生協会の勧告 …… 21

2. 船舶の騒音 …… 22
2.1 騒音規制値 …… 22
(1) 騒音規則リスト …… 22
(2) 騒音規制値一覧表 …… 23
2.2 船内騒音の一般的傾向 …… 27
2.2.1 船内騒音レベル …… 27
2.2.2 船内騒音分布図 …… 32
(1) 居 室 …… 32
(2) 事務室，公室，制御室 …… 36
(3) 通路の騒音分布 …… 36
2.2.3 DW別騒音分布図 …… 40
(1) 居 室 …… 40
(2) 事務室，公室，制御室 …… 40
(3) 通 路 …… 40
2.2.4 船内騒音の一般的傾向について …… 40
3. 騒音源 …… 43
3.1 機関部単体機器 …… 43
3.1.1 機関室騒音源の種類とレベル …… 43
3.1.2 主機ディーゼル機関 …… 45
(1) 低速ディーゼル機関 …… 45
(2) 中速ディーゼル機関 …… 49
3.1.3 タービン主機 …… 49
3.1.4 発電機ディーゼル機関 …… 49
3.1.5 プロペラ騒音 …… 63
3.1.6 通風機騒音 …… 63
3.1.7 その他 …… 66
(1) F．D．F …… 66
(2) コンプレッサ …… 66
3.2 船体関係 …… 68
3.2.1 通風エアコン装置 …… 68
(1) 代表的通風系騒音源と伝搬経路 …… 68
(2) 通風機 …… 68
(3) ダクト …… 71
(4) 吹出口 …… 74
(5) 実測例 …… 74
3.2.2 荷役機器装置（実測例） …… 84
(1) 荷油ポンプ …… 84
(2) 油圧ポンプユニット …… 85
(3) イナートガスファンルーム …… 85
(4) ポンプの騒音レベル（参考） …… 86

3.2.3 糧食冷蔵庫冷凍機室（実測例） …… 86
3.2.4 その他の騒音源 …… 87
(1) 衛生器具から発生する騒音の実態 …… 87
(2) その他 …… 88
4. 騒音の伝搬 …… 89
4.1 騒音の伝搬経路 …… 89
4.1.1 空気伝搬音と固体伝搬音 …… 89
4.1.2 空気伝搬音対策 …… 89
4.1.3 固体伝搬音対策 …… 89
4.1.4 居住区騒音における機関室固体伝搬音と機関室空気伝搬音の割合い …… 89
4.2 空気伝搬音の伝搬 …… 91
4.2.1 空気中の音の伝搬 …… 91
(1) 点音源からの距離減衰 …… 91
(2) 線音源からの距離減衰（自由空間） …… 91
(3) 面音源からの距離減衰 …… 92
4.2.2 室内音場及び遮音 …… 92
(1) 室内に音源がある時の室内音圧レベル …… 92
(2) 室外に音源がある時の室内音圧レベル …… 93
(3) 音波室から受音室へ境界壁を通って音が透過する場合の遮音効果 …… 94
(4) 騒音が外部から室内に侵入する場合の遮音効果 …… 94
(5) 室内騒音が壁から外へ出る場合の遮音効果 …… 94
(6) 室内騒音の外壁からの伝搬 …… 94
(7) 種類の異なった境界壁を通って音が透過する場合の遮音効果 …… 94
4.3 固体伝搬音の伝搬 …… 95
4.3.1 固定伝搬音の減衰 …… 95
4.3.2 音響放射効率 …… 95
4.3.3 固定伝搬音の予測法 …… 96
(1) Janssen 法 …… 96
(2) SEA（Statical Energy Analysis）法 …… 96
5. 騒音防止の考え方 …… 97
5.1 騒音対策，検討の進め方 …… 97
5.2 騒音対策の概要 …… 98
5.2.1 施工場所による騒音低減対策 …… 98
(1) 騒音源対策 …… 98
(2) 伝搬経路対策 …… 98
(3) 受音側対策 …… 98
5.2.2 騒音の性状による低減対策 …… 98
(1) 固体音対策 …… 98
(2) 空気音対策 …… 98
5.2.3 配置上の対策 …… 99

5.2.4 区画内での対策 …… 99
5.3 船殻構造上の対策 …… 99
5.4 実施時期からみた騒音防止対策 …… 99
(1) 仕様設定時期 …… 99
(2) 一般配置設定時期 …… 100
(3) 機関室配置，居住区配置決定時期 …… 100
(4) 詳細設計時期 …… 100
(5) 現業工事時期 …… 100
5.5 騒音防止対策立案上の問題点 …… 100
(1) 騒音源の性状把握 …… 100
(2) 伝搬経路の研究について …… 100
(3) 受音室構造の性状把握 …… 100
(4) 過去のデータの活用 …… 100
6. 防音材料 …… 101
6.1 遮音材料及び構造 …… 101
6.1.1 一 般 …… 101
6.1.2 遮音材料及び構造のデータ集 …… 101
(1) 単 体 …… 102
(2) 構造体 …… 104
6.2 吸音材料及び構造 …… 113
6.2.1 一 般 …… 113
(1) 多孔質材料 …… 113
(2) 板状材料 …… 113
(3) 共鳴型材料 …… 113
6.2.2 吸音材料及び構造のデータ集 …… 114
(1) 単 体 …… 115
(2) 構造体 …… 121
6.3 防振材料及び構造 …… 124
6.3.1 防振ゴムの特徴 …… 124
6.3.2 各種防振ゴムの形状とばね定数との関係 …… 124
(1) 圧縮型防振ゴム …… 124
(2) 筒型防振ゴムの形状とばね定数 …… 126
6.3.3 防振支持の原理 …… 128
6.3.4 多自由度における防振支持 …… 129
6.3.5 防振支持設計理論 …… 130
6.3.6 浮き床，浮き壁，浮き天井（居住区の防振構造と実施例） …… 133
(1) 基本原理 …… 133
(2) 実施例と効果 …… 134
6.4 制振材料 …… 144
6.4.1 一 般 …… 144

6.4.2 制振材料のデータ集 …… 145
7. 騒音防止対策 …… 147
7.1 配置上の対策 …… 147
7.1.1 居住区画 …… 147
(1) 居住区画における騒音分布の傾向 …… 147
(2) 居室配置上の注意点 …… 148
7.1.2 機関室配置上の対策 …… 149
(1) 音源機器 …… 149
(2) 機関制御室 …… 151
(3) 工作室 …… 152
(4) エンジンケーシング …… 152
7.1.3 配置対策上の実施例 …… 152
7.1.4 甲板部 …… 157
7.2 防音構造 …… 157
7.2.1 居住区画の防音構造 …… 157
(1) 居住区画の騒音の種類と防音対策 …… 157
(2) 内装構造の遮音度 …… 167
(3) 居室，公室，事務室の防音構造 …… 169
(4) 操舵室，海図室 …… 183
(5) 無線室 …… 183
(6) 電気機器室，トランス室 …… 185
(7) 機関室囲壁 …… 185
7.2.2 機関室の防音構造 …… 190
(1) 機関室内騒音の現状 …… 190
(2) 機関制御室と防音構造 …… 195
(3) 工作室及び倉庫の防音構造 …… 204
(4) 発電機室の防音構造 …… 204
7.2.3 その他音源室の防音構造 …… 206
(1) 貨物油ポンプ室の騒音と荷役制御室 …… 206
(2) 冷凍機室，エアコンユニットルームに対する考慮 …… 207
(3) その他の音源室に対する考慮 …… 208
7.3 機器対策 …… 209
7.3.1 ディーゼル主機（含過給機） …… 209
(1) ディーゼル主機の騒音 …… 209
(2) 騒音対策 …… 209
(3) 騒音対策の効果 …… 210
(4) 騒音対策の概略費用の推定 …… 213
7.3.2 タービン主機 …… 213
(1) タービン主機の騒音 …… 213
(2) 騒音対策 …… 213

7.3.3 減速機 …… 213
(1) 減速機の騒音 …… 213
(2) 騒音対策 …… 214
7.3.4 プロペラ・軸系 …… 214
(1) プロペラ・軸系からの騒音 …… 214
(2) 騒音対策 …… 214
7.3.5 ディーゼル機関用排気管 …… 224
(1) ディーゼル機関の排気音 …… 224
(2) 排気音対策 …… 225
(3) 尾管の影響 …… 229
7.3.6 ディーゼル機関用排気消音器 …… 230
(1) 消音器の型式と減衰特性 …… 230
(2) 減衰量計算式 …… 233
(3) 消音器設計指針 …… 234
(4) 消音器の実験例データ …… 236
7.3.7 ディーゼル発電機 …… 243
(1) 発電機械の空気音対策 …… 243
(2) 発電機械の固体音対策 …… 244
7.3.8 空気圧縮機 …… 250
(1) 騒音対策 …… 250
7.3.9 強圧送風機 …… 257
(1) 音源対策 …… 257
(2) サイレンサ …… 258
7.3.10 通風機 …… 260
(1) 軸流通風機の騒音発生の原因 …… 260
(2) 通風機の騒音対策 …… 260
(3) 低騒音軸流通風機 …… 262
(4) 低騒音斜流通風機 …… 263
(5) 消音器 …… 264
(6) 防振支持 …… 266
(7) 組合せによる効果 …… 266
(8) 吸込口の形状による効果 …… 267
(9) ファンルーム …… 269
(10) 騒音伝搬計算式 …… 270
7.3.11 ポンプ …… 271
(1) ポンプの騒音 …… 271
(2) ポンプの振動原因 …… 272
(3) ポンプの振動対策 …… 273
7.3.12 電動機 …… 273
(1) 電動機の騒音と振動 …… 273

(2) 電動機の騒音の発生原因 …… 275
(3) 電動機の騒音対策 …… 278
7.3.13 発電機 …… 282
(1) 発電機の騒音 …… 282
(2) 発電機の騒音対策 …… 282
7.3.14 甲板機械 …… 285
(1) 電動油圧式デッキクレーン …… 285
(2) 電動油圧式ウィンチ …… 286
(3) 騒音対策 …… 286
7.3.15 配管艤装 …… 287
(1) 配管系の振動 …… 287
(2) 配管系の防振 …… 287
(3) 配管の固有振動数 …… 287
(4) バンド間隔 …… 288
(5) 配管支持材 …… 289
(6) 伸縮管継手 …… 297
(7) 振動が発生した場合の対策 …… 299
7.3.16 パネル支持 …… 299
7.3.17 制御室内機器取付 …… 299
(1) 制御室内機器の騒音と対策 …… 299
7.3.18 エアコン装置 …… 300
(1) 冷却装置の減音対策 …… 300
(2) 送風機の減音対策 …… 304
(3) ダクト系統に必要な減音対策 …… 308
(4) 吹出口の減音対策 …… 310
7.3.19 パッケージクーラ …… 312
8. 騒音測定 …… 313
8.1 騒音測定機器 …… 313
8.1.1 騒音計 …… 313
8.1.2 振動ピックアップ …… 313
8.1.3 周波数分析器 …… 313
8.1.4 データレコーダ …… 313
8.1.5 高速度レベルレコーダ …… 313
8.1.6 ピストン・ホン …… 313
8.1.7 その他 …… 313
8.1.8 騒音測定計器の代表製品の一覧 …… 314
8.2 船舶船体部騒音計測方案 …… 316
8.2.1 JIS 規格による騒音計測方案 …… 316
8.2.2 船舶騒音測定法（DIN） …… 331
8.2.3 スウェーデンの騒音測定方案 …… 333

8.2.4　ノルウェーの騒音測定方案 …… 336
8.3　船舶機関部騒音計測方案 …… 338
8.4　船体部単体機器振動及び騒音計測方案 …… 344
8.5　船舶機関部振動計測方案 …… 346
8.5.1　低周波振動計測 …… 346
8.5.2　音響域振動計測 …… 349
8.6　実船計測結果の取りまとめ方 …… 354
8.7　スピーカ・テスト方案 …… 363

ま　え　が　き

最近，居住環境の保全に対する要求が高まっているが，船舶の場合も例外ではなく，特に船内騒音に対する関心は高く，二三の国では，その騒音レベルを規制しているところもある。しかし，騒音制御は一般に極めて難しく，特に船舶においては，騒音発生源と居住室とが同一の鋼構造物内に在ることもあって，その防音対策は極めて困難な問題であると云わなければならない。

このような騒音対策を取り扱った参考文献は決して少なくはないが，船舶の騒音研究に関する歴史が比較的浅いのに加えて，上述の様な船内騒音の特殊性もあり，船舶の騒音について具体的な対策を系統的に述べた文献は甚だ少ないのが現状である。

日本造船研究協会第156研究部会では，昭和49年以来5ケ年計画で船内騒音に関する調査研究を実施して来ている。即ち船舶の騒音に関する実情を多数の実船について測定調査し，また船内騒音に影響をおよぼすと考えられる騒音源，空気音，固体音の伝搬など諸々の因子について基礎的な研究を行なうと共に，これらの結果を利用した具体的な騒音防止対策を立案検討し，これを実船に適用してその効果を確認する実験を行っている。また，これと併行して研究成果を用いた船内騒音の予測計算法を作成し，これによって設計初期に新造船の船内騒音を予測し，必要ならば防音対策を施工して騒音レベルを規制されたレベル以下に抑制すること等について種々の面から検討を行っている。

本研究は，現在続行中であり，最終的な結論は未だ得られていないが，過去4年間に実施された研究成果の中には，実船の防音対策上有用な結果も少なくない。これらについては既にそれぞれの年度毎に研究報告書にとりまとめの上，日本造船研究協会から公刊されているが，研究の内容がかなり多岐に亘っているため，実際に応用するのには，必ずしも便利であるとは云えなかった。そこで第156研究部会ではこれらの成果を実際に適用しやすい形にとりまとめることを目的に，騒音対策マニュアル分科会（SC7）を作り，以下に述べるような方法で作業を行うこととした。

騒音対策マニュアルの作成を行うに当って決められた方針は次の通りである。

1）単なる騒音マニュアルではなく，具体的な対策に重点を置いた騒音対策マニュアルとする。

2）内容的には一般の船舶技術者を対象とした中級程度のものとする。

3）第156研究部会の過去の研究成果（日本造船学会P37の研究成果も含む）を中心とした内容で作成する。マニュアル作成のために新たな研究乃至実験は行わない。

4）第156研究部会の研究成果のみで不充分な部分は，他の文献，メーカーのカタログなどを参照して出来るだけ使いやすい形とする。

5）対策マニュアルには騒音予測の方法を是非のせること，但し，これについては騒音予測分科会（SC6）で研究中であるので，その研究が終了した時点でSC6に作成して貰うこととする。

対策マニュアルの作成作業は，関東地区を中心とするWG1と関西地区を中心とするWG2の二つのワーキング・グループで別個に進められ，SC7の会合を利用して両者の調整をはかるという形で進められたが，時間的な関係もあってこの両者間の調整が充分に行われたとは云い難い。また各章節の内容についても，実質的な作業時間が6ケ月という短期間であったため調査不充分なところが少なくないと思われる。特に対策マニュアルの目玉と考えられる騒音予測法がSC6の研究日程上から昭和53年度に取りまとめられることとなったため，対策マニュアルとしては，不完全な形で公刊されなければならないことは甚だ残念である。これら不備な点はSR156の昭和53年度の作業の一部として是非補修したいと考えている。

1. 音 と 騒 音

1.1 騒音の物理量

(1) 音　波

一般に音波は気体，液体，固体などの媒質中を伝わる疎密の波である。すなわち媒質中のある部分で発生した変動（密度変化）が他の部分に伝搬していく現象である。

通常の騒音の問題においては，空気中の音波について考えればよい。空気中に振動体が存在すれば，その振動体に接する空気の粒子が振動して，前後に変位する。そこで空気中に粒子の密度の疎密を生じそれが次第に媒質の他の部分に伝わっていく。その伝搬には，空気が重量をもっていて運動に対して慣性を示すということ，および空気が体積の変化に対して反抗する力をもっていること，すなわち弾性をもっていることの二つの事項が関与する。空気は形が自由に変化し得るので，形の変化に対しては弾性が働かず，ただ体積の変化に対してだけ弾性が働くので空気中の疎密波は，空気粒子の運動する方向に波動が伝搬していく。この様な波を縦波という。空気中の音波はこの縦波のみである。これに反して固体物質ではその形の変化に対しても弾性が働くので，波動の伝搬方向に粒子運動がおこるだけでなく，その直角方向にも粒子運動をともなうことになり，固体中には縦波とともに横波も存在することになる。

(2) 音波の波動方程式

一般に音波の性質は波動方程式によって規定される。空気中を伝わる音波の波動方程式は次式であたえられる。

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2} = c^2 \left(\frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} \right)$$

ここで　Φ：速度ポテンシャル

c：空気中の音速で　$c = \sqrt{\frac{k}{\rho}}$

k：体積弾性率　　ρ ＝空気の密度

x, y, z：直角座標系の変位

t：時間

また空気中における音圧 p 粒子速度（媒質粒子の振動速度）ξ は次式で求められる。

$$p = \rho \frac{\partial \Phi}{\partial t} \qquad \xi = -\frac{\partial \Phi}{\partial x} \quad (x\text{方向})$$

これらの式は騒音を考えていく場合，もっとも基本になるものである。

音波には粒子変位，粒子速度，粒子加速度，温度変化，密度変化，圧力変化（音圧）などを伴うものであるが，これらのうちでもっとも重要なものは音圧と粒子速度であり，騒音においてはこのうち音圧がもっともよく用いられる。

(3) 波動方程式の解

音波の波動方程式の音圧についての一般解は次式のようになる。

$$p = F(ct - x) + G(ct + x)$$

また，笛，サイレンの音のような純音，すなわち一定周波数をもつ正弦音波が x の正方向に伝わる場合，音圧 p はたとえば次式のようになる。すなわち音圧は時間と場所の関数である。

$$p = P\cos\frac{2\pi f}{c}(ct - x)$$

この式において $x = 0$ とおく，すなわちある場所でその場所を基準にして考え，音圧の時間的変化をみると

$$p = P\cos\frac{2\pi f}{c}\cdot ct = P\cos 2\pi ft$$

となり，音圧は時間と共に正弦的に変化する。

また $t = 0$ すなわちある時刻において，音圧の場所による分布をみると

$$p = P\cos\frac{2\pi f}{c}(-x) = P\cos\frac{2\pi f}{c}x$$

となり，同様に，音圧は場所が変ると共に正弦的に変化する。

(4) 音の速度

たとえば正弦音波の式 $p = P\cos\frac{2\pi f}{c}(ct - x)$ において，時間 t が Δt だけますと共に，変位 x が $c\Delta t$ だけましたとすると，音圧 p はつぎのようになり，その値は変らない。

$$p = P\cos\frac{2\pi f}{c}[c(t+\Delta t) - (x + c\Delta t)] = P\cos\frac{2\pi f}{c}(ct + c\Delta t - x - c\Delta t) = P\cos\frac{2\pi f}{c}(ct - x)$$

これは，音圧 p の値が Δt 時間に距離 $c\Delta t$ だけ移動する。すなわち c の速度で x の正方向に伝搬することを示している。この c が音波の伝搬速度である。一般に $F(ct - x)$ は正方向に伝わる音，$G(ct + x)$ はこれと反対方向に伝わる音波をあらわす。

音の速度は温度によって影響をうけ，温度 T℃のときの音速を c（m/s）とすると，つぎの関係がある。

$$c = 331.5\sqrt{\frac{T}{273}} \fallingdotseq 331.5 + 0.6t \quad (T \ll 273)\ (m/s)$$

1気圧 15℃の空気中では約 340 m/s であり，温度 1℃上昇するごとに約 0.6 m/s 速くなる。

(5) 音の周波数

音波は空気粒子の往復運動であるが，その1秒間の振動数を周波数といい，一般に記号 f であらわす。単位は Hz（ヘルツ）を使用する。周波数は音の高低をきめるもので，周波数の多い音で，少ない音は低い音である。

人間の耳に聞こえる音の周波数の範囲は大体20から20000 Hz といわれる。20 Hz 以下は超低周波音（Infrasonics）とよばれ，耳には聞こえないが，この音波によって窓硝子などが振動し，二次的に音を発生し，騒音問題として，取扱われることがある。20000 Hz 以上は，超音波といわれ，これも耳にはきこえないが，通常はこの範囲の音は騒音問題の対象にはならない。

(6) 音の波長

空気中を伝搬する音波の音圧が，同じ値になる空間的な長さを，波の長さという意味から波長という。一般に記号 λ であらわす。

(7) 音の波長，周波数及び音の速度の関係

音の波長を λ（m）周波数を f（Hz）速度を c（m/s）とすると，これらの間にはつぎの関係がある。

$$c = \lambda\cdot f$$

すなわち，空気中を伝わる正弦音波を $p = P\cos\frac{2\pi f}{c}(ct - x)$ とすると $t = 0$ すなわちある時刻における音圧の場所による変化は

$$p = P\cos\frac{2\pi f}{c}x = P\cos\frac{2\pi}{c/f}x$$

であり，つぎのように x が $\frac{c}{f}$ の整数倍すすむごとに音圧は同じ値になる。

$$x = \frac{c}{f} \text{ のとき } p = P\cos\frac{2\pi}{c/f}\cdot\frac{c}{f} = P\cos 2\pi = 0$$

$$x = 2\frac{c}{f} \text{ のとき } p = P\cos\frac{2\pi}{c/f}\cdot 2\cdot\frac{c}{f}\ P\cos 4\pi = 0$$

この c／fは音圧が同じ値をとる空間的長さである。これをλとおき波長という。すなわち$\lambda = \frac{c}{f}$ $\therefore c = \lambda f$ が得られる。

(8) 音　　圧

空気中の正弦音波を考えると，音波は，空気粒子の前後運動による疎密の波であるが，ある時刻について考えると，空気中に濃淡ができており，濃のところは，少し空気が圧縮され，平均より気圧が上昇し，淡のところは空気が希はくで気圧が下っている。この大気圧にのる交流的圧力変化が音圧である。音圧の単位は MKS系では毎平方mあたりのニュートン（N／m^2）である。最近は又，パスカル Pa がよく用いられる。1Pa = 1N／m^2 である。

(9) 音圧の実効値

音の強弱をあらわすのに，通常音圧の実効値を使用する。

一般に周期 Tをもつ時間関数 f（t）の実効値は時間に無関係な一定値で，次式であらわされる。

$$P = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T [f(t)]^2 dt}$$

正弦音波の音圧を $p = P_0 \sin 2\pi ft$ とすると音圧の実効値 P は，この式から $P = P_0/\sqrt{2}$ となる。なお音圧実効値 P に対して p を音圧しゅん時値という。

音圧は音の強弱の尺度で，音圧の大きい音は強い音，小さい音は弱い音を意味する。

われわれは，音圧実効値で最大 60 N／m^2 最少 2×10^{-5} N／m^2 位の範囲の音を聞く。大気圧は10^5 N／m^2（1000ミリバール内外）であるから，耳に聞く音は大きくても大気圧に対し 1／10000 気圧位の変化，小さいものは，このまた 1／100000 位の変化で，きわめてよわいものである。

(10) 音の強さ

音の強弱はまた音の強さであらわすこともある。ある点の音の強さとは，その点で，音の進行方向に垂直においた 1 m^2の面積を 1 秒間に通過する音のエネルギーの大きさであり，単位は MKS系ではワット／m^2（W／m^2）である。

聴力の正常な人が耳にもっとも敏感な周波数（数千 Hz）でききうる最もよわい音は10^{-12} W／m^2 の程度であり，耳がいたいという強い方の限界はおよそ10 W／m^2内外である。

(11) 音の強さと音圧との関係

音の強さを J（W／m^2）音圧実効値を P（N／m^2）とすると，両者の間には，つぎの関係がある。 すなわち音の強さは音圧実効値の二乗に比例する。

$$J = \frac{P^2}{\rho c}$$

ここで ρ：空気の密度　760 mmHg　温度15℃の乾燥空気で約 1.226 Kg／m^3

c ：空気中の音速（m／s）

ρc は常温付近では温度によってあまり変化せず約 400 N・S／m^3 である。

(12) 音の強さのレベル

音圧または音の強さは，音の物理量のもっとも基本的なものであるが，騒音を考えていく場合，通常つぎにのべる音の強さのレベル，または音圧レベルを用いる。

ある周波数の音の強さを J（W／m^2），音の強さの基準値を J_0（W／m^2）とすると，音の強さのレベル L_Jは次式で定義される。

$$L_J = 10\log_{10}\frac{J}{J_0} = 10\log_{10}\frac{J}{10^{-12}} = 10\log_{10}J + 120 \qquad (dB)$$

単位はデシベルである。J_0としては通常10^{-12} W/m²を用いることに国際的にきめられている。この値はほぼ耳に感じうる最小の音の強さ，すなわち最小可聴値に相当する。

dB 尺度を使用すれば，音の強さの範囲はおよそ 0 dB から 130 dB の範囲となり，また音の強さの 1 dB の変化は正常聴力者の弁別し得る音の強さの変化の最小値（弁別域）にもほぼ相当する。

(13) 音圧レベル

音圧実効値を P（N/m²），音圧の基準値を P_0（N/m²）とすると音圧レベル L_p は次式で定義される。

$$L_P = 20\log_{10}\frac{P}{P_0} = 20\log_{10}\frac{P}{2\times10^{-5}} = 20\log_{10}P + 94 \quad (\mathrm{dB})$$

単位はデシベルである。

P_0 としては，国際的に 2×10^{-5} N/m² が用いられている。これは音圧の最小可聴値に相当する。

音の強さのレベルと同様に音圧レベルも音の強弱の尺度であり，音圧レベルの大きい音は強い音，小さい音は弱い音である。

音圧レベルは騒音の物理尺度のもっとも基本的な量である。

(14) 音の強さのレベルと音圧レベルの関係

音の強さと音圧の間には前述の式に関係があるので，音の強さのレベル L_J（dB），音圧レベル L_P（dB）の間には，次の関係が成立つ。

$$L_J = L_P + 12 - 5\log_{10}(273+t) - 10\log_{10}H \fallingdotseq L_P \quad (\mathrm{dB})$$

ここで，t＝温度（℃）　H＝気圧である。

実際問題においては，H≒1気圧　t＝0～40℃であるから，右辺第二項以下は一般に無視できる $L_J \fallingdotseq L_P$ と考えてよい。

(15) 騒音スペクトル

音を表示する場合，一般には横軸に周波数をとり縦軸に音圧レベルをとって表示する。

このように音を周波数成分ごとに音圧レベルで表示したものを騒音スペクトルという。

一般の騒音問題においては，横軸の周波数範囲をある幅の周波数バンドにわけ，バンド毎に，そのバンド内の音圧レベルを，プロットしてあらわすのが普通である。

(16) オクターブバンド及び 1/3 オクターブバンドと中心周波数，遮断周波数

一般に二つの周波数 f_{i+1} と f_i（Hz）（i ＝1～n）の間に $f_{i+1}/f_i = 2^n$ の関係があるとき f_{i+1} は f_i より n オクターブ高いという。1オクターブの場合は n＝1 で $f_{i+1} = 2f_i$，⅓オクターブの場合は，n＝⅓ で $f_{i+1} = \sqrt[3]{2}f_i$ となる。

オクターブバンドとは，このような関係の二つの周波数 f_i と $2f_i$ をバンドの両端の周波数，すなわちしゃ断周波数とする周波数バンドである。中心周波数は $f_{0i} = \sqrt{f_i \cdot 2f_i} = \sqrt{2}f_i$（Hz）となる。同様に⅓オクターブバンドとは，しゃ断周波数が f_i と $\sqrt[3]{2}f_i$（Hz）の周波数バンドであり，中心周波数は $f_{0i} = \sqrt{f_i \cdot \sqrt[3]{2}f_i} = \sqrt{1.25}f_i$（Hz）である。

バンドの両端の周波数はしゃ断周波数，または切断周波数とよばれ，低い方を低域，高い方を高域しゃ断周波数という。中心周波数はこのしゃ断周波数を用いて $f_{0i} = \sqrt{f_i f_{i+1}}$（Hz）（i ＝1～n）で求められる。対数尺度で考えた場合の f_i と f_{i+1}（Hz）の中間の周波数である。

周波数バンドの幅，中心周波数，およびしゃ断周波数としては，表 1.1.1 に示すように，国際的にきめられたオクターブバンド幅，および⅓オクターブバンド幅が用いられる。

(17) オーバオールレベルとバンドレベル

ある周波数範囲（例えば 20～20000 Hz）全体の騒音の音圧レベルをオーバオール（全域）音圧レベルという。

これに対して，各バンド（例えば22.4～45 Hz）のレベルをバンドレベルという。オクターブバンドの場合はオクターブバンドレベル，⅓オクターブバンドの場合は⅓オクターブバンドレベルである。オーバオールレベルはバンドレベルのパワー和を求めることによって得られる。

表 1.1.1　オクターブおよび⅓オクターブバンド中心周波数としゃ断周波数（単位：Hz）

オクターブバンド		⅓オクターブバンド	
中心周波数	遮断周波数	中心周波数	遮断周波数
	22.4		22.4
		25	
			28
31.5		31.5	
			35.5
		40	
	45		45
		50	
			56
63		63	
			71
		80	
	90		90
		100	
			112
125		125	
			140
		160	
	180		180
		200	
			224
250		250	
			280
		315	
	355		355
		400	
			450
500		500	
			560
		630	
	710		710
		800	
			900
1,000		1,000	
			1,120
		1,250	
	1,400		1,400
		1,600	
			1,800
2,000		2,000	
			2,240
		2,500	
	2,800		2,800
		3,150	
			3,550
4,000		4,000	
			4,500
		5,000	
	5,600		5,600
		6,300	
			7,100
8,000		8,000	
			9,000
		10,000	
	11,200		11,200

1.2　音のレベルの計算

(1)　レベルのパワー和

二つのレベル L_1，L_2（dB）をもつ音の合成音のレベルLは次式になる。

$$L = 10\log_{10}\left(10^{\frac{L_1}{10}} + 10^{\frac{L_2}{10}}\right) \quad (\mathrm{dB})$$

また，二つのレベルの差 $\Delta L = L_1 - L_2$（$L_1 - L_2$）を用いると上式は次式のようになる。この計算をパワー和の計算という。

$$L = L_1 + 10\log_{10}\left(1 + 10^{-\frac{\Delta L}{10}}\right) \quad (\mathrm{dB})$$

ΔL と $\alpha = 10\log_{10}(1+10^{-\frac{\Delta L}{10}})$ の関係は表 1.2.1 に示す。

いくつかのレベルのパワー和を求める場合は，はじめに二つのレベルのパワー和を求め，つぎにこの結果と他の一つのレベルの和を求め，以下同様にして順次和を求めていけばよい。

表 1.2.1　L_1（dB）と L_2（dB）の和の計算表

$L_1 - L_2$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
α	3.0	2.5	2.1	1.8	1.5	1.2	1.0	0.8	0.6	0.5	0.4	0.3
4捨5入	3		2			1					0	

同じレベル L_0（dB）の音がnケある場合のパワー和Lは $L = L_0 + 10\log_{10}n$（dB）となる。

(2)　レベルのパワー差

二つのレベル L_1，L_2（dB）をもつ音の差のレベル L'（dB）は次式になる。

$$L' = 10\log_{10}\left(10^{\frac{L_1}{10}} - 10^{\frac{L_2}{10}}\right) \quad (\mathrm{dB})$$

また二つのレベルの差 $\Delta L = L_1 - L_2$（$L_1 > L_2$）を用いると，次式の様になる。

$$L' = L_1 + 10\log_{10}\left(1 - 10^{-\frac{\Delta L}{10}}\right) \quad (\mathrm{dB})$$

ΔL と $N = 10\log_{10}\left(1 - 10^{-\frac{\Delta L}{10}}\right)$ の関係は表 1.2.2 に示す。

この計算をパワー差の計算という。

表 1.2.2　L_1（dB）と L_2（dB）の差の計算表

レベル差（$L_1 - L_2$）	3	4	5	6	7	8	9
補正値（N）	−3.0	−2.3	−1.7	−1.25	−0.95	−0.75	−0.60
4捨5入	−3	−2		−1			

たとえば，音圧レベル80 dB と 75 dB の音のレベルの差は，$L_1 - L_2 = 80 - 75 = 5$ dB であるから5に対応する補正値Nを表 1.2.2からみると－1.7となるので，差のレベルは $80 - 1.7 = 78.3 \fallingdotseq 78$dB と求まる。

(3) レベルのパワー平均と算術平均

二つのレベル L_1, L_2 (dB)の算術平均値 L_m は $L_m = \frac{L_1+L_2}{2}$ (dB)

パワー平均値 $\bar{L}$ は $\bar{L} = 10 \log_{10} (10^{\frac{L_1}{10}} + 10^{\frac{L_2}{10}}) - 10 \log_{10} 2$ (dB)

となる。すなわち，2ケのレベルのパワー平均値は，2ケのレベルのパワー和から平均する数の常用対数の10倍を引いた値となる。両者の関係は次式の様になり

$$\bar{L} - L_m = 10 \log_{10} (1 + 10^{-\frac{\Delta L}{10}}) + \frac{\Delta L}{2} - 3 \quad \text{(dB)}$$

相互のレベル差が大きい場合には，その算術平均値は真の平均値をあらわさないので，パワー平均値を求めなければならないが，レベル差が5 dB 以内であれば，算術平均値を用いても大差はない（レベル差が5 dB の場合は L_m は $\bar{L}$ より0.7 dB 小さいだけである)。

1.3 騒音の感覚量

(1) 純音の「大きさ」（Loudness）

周波数 1000 Hz の音を基準にとり，たとえば，1000 Hz，音圧レベル 40dB の音をスピーカから出して人に聞かせた場合，これを聞いて得られる「音の大きさ」（Loudness）のレベル（Loudness Level を 40phon とよぶ。すなわちある音が40 phon ということは，その音が 1000 Hz で音圧レベル 40dB の音と同じ大きさに感じられるということである。

(2) 等ラウドネス曲線

各周波数について等しい phon 数をもつ曲線，すなわち等 Loudness 曲線が求められるが,その代表的なものとしては，Fletcher－Munson による「純音」の等 Loudness 曲線がある。又このような結果をもとに，自由音場における純音の進行音波に対する等 Loudness 曲線としてISOにおいて図 1.3.1に示すものが提案されている。これは純音の大きさを評価する基準として一般に使用されている。

これによるとたとえば音圧レベル 40dB，周波数 1000Hz の音（40phon の音）とききくらべて，大きさが同じと考えられる 100 Hz の音の音圧レベルは約 50 dB であり，100 Hz の音は 1000Hz の音よりも，音の大きさの感覚が 50－40＝10dB にぶいことをあらわしている。

音の大きさのレベルは，二つの純音を比較したりする場合に有用であるが，その数値は，我々の音の大きさの感じに直接対応しない。たとえば，60 phonの音は 30 phon の音の2倍の大きさにはならない。

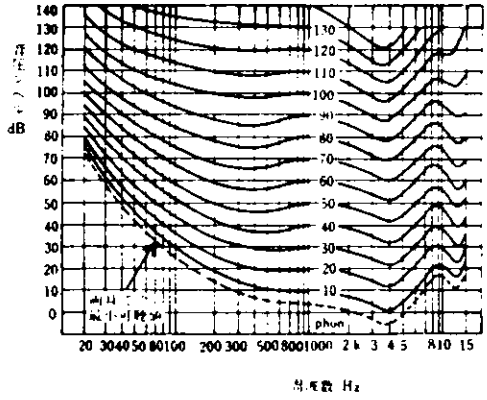


図 1.3.1 純音の等ラウドネス曲線（ISO）

可聴音の範囲では，大体において音の大きさのレベルが10 phon 大きくなると，大きさの感じはほぼ2倍になることが知られている。

(3) 音の大きさのレベル（Loudness Level）と音の大きさの関係

音の大きさの感じに対応する量，すなわち Loudness Index として sone（ソン）が使用される。

たとえば，4 sone の音は，2 sone の音よりも2倍の大きさの感じに聞こえるというわけである。このsone と phon の関係は $S = 2^{\frac{P-40}{10}}$ であらわされる。Loudness Level 40 phon がLoudness Index 1 sone に相当する。しかし通常は，sone は使用されず慣習的に phon が用いられる。

(4) 複合音の「大きさ」のレベル

通常われわれがそう遇する騒音の多くは純音ではなく，これらから構成される複合音である。この様な複合音の大きさのレベルはつぎのように求められる。

まず騒音を構成する周波数範囲をいくつかの周波数バンドにわけ（たとえばオクターブバンド），バンド毎に音の大きさのレベルを求める。つぎにこれより全体の音の大きさのレベルを求めると，（この場合マスキング効果のために，全体の大きさはそれぞれの音の大きさの和にはならない）これが騒音（複合音）の大きさのレベルとなる。

S. S. Stevens による複合音の大きさのレベルはつぎのように求められる。

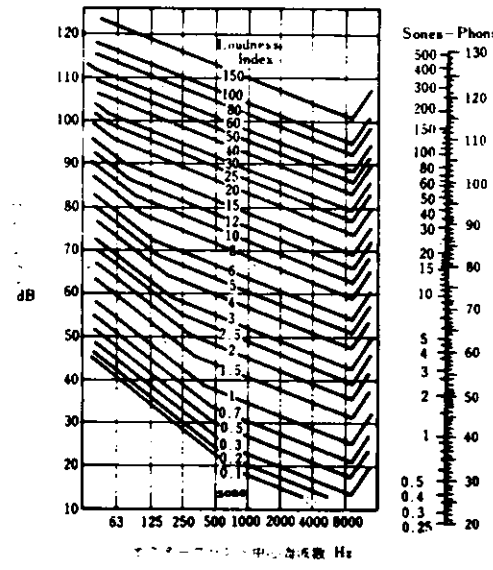


図 1.3.2 複合音の等ラウドネス曲線（Stevens,ISO）

まず騒音をオクターブ分析し，各バンドレベルに相当する Loudness Index を図 1. 3. 2 から求める。これを S_i ($i = 1 \sim 8$) とする。つぎに全体の Loudness Index を次式で求める。

$$S_t = S_m + 0.3\left(\sum_i S_i - S_m\right)$$

ただし S_m：最大の Loudness Index (sone)

$\sum_i S_i$：すべてのバンドの Loudness Index の和（sone）である。

全体の音の大きさは，各バンドの音の大きさの和ではなく，各バンドの中の最大の音の大きさと残りの音の大きさの和の 30％を加えたものになる。 この S_i に相当する Loudness Level（音の大きさのレベル）を図 1. 3. 2 を用いて求める。この結果が複合音の大きさのレベル phon（OD）である。すなわち複合音の大きさのレベルは

$$L = 40 + 33.3\log_{10} S_t \text{ phon (OD)}$$ となる。

（OD）とは，オクターブバンドを用いて，Stevens の方法で Loudness Level を求めたということをあらわす。

複合音の大きさのレベルを求める他の方法としては，E. Zwicker によって提案され，同じく ISO の国際規格として採用されている，いわゆる Zwicker の方法もあるが，Stevens の方法が一般的である。

(5) 聴感補正特性

音の大きさのレベルを求めるには，騒音の周波数分析をおこない，この結果を用いて計算しなければならないが，もっと簡単にこれが求められれば便利である。

騒音の物理量，すなわち周波数バンドごとの音圧レベルに感覚量を対応させるということは，各周波数バンドの音圧レベルに対して重みをつけるということになる。したがって騒音にこの様な重みをつけることによって，より簡単にこの様なレベルの大体の値を求めることができる。

騒音スペクトルに対する重みの周波数特性，すなわち聴感補正特性としては，現在，図 1. 3. 3 に示すA特性，B特性およびC特性という三つの特性が，国際的に採用されている。A特性は低周波数の感度を大幅に下げた周波数特性，C特性はほぼ平坦な特性，B特性はA，Cの中間の特性である。中心周波数 1000 Hz のレベルを 0dB とした場合の各バンドの中心周波数の補正値は図中に示す通りであ

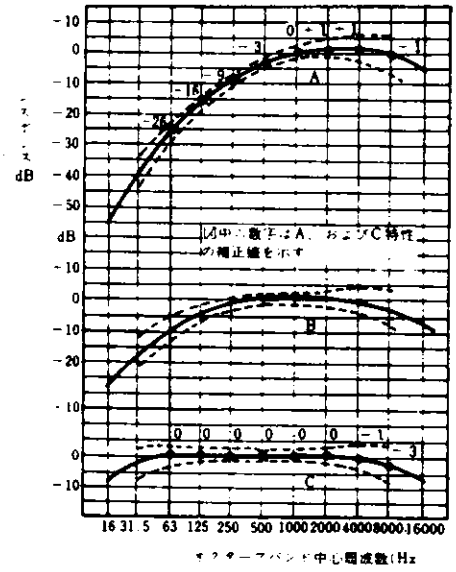


図 1.3.3 聴感補正特性A, B, C

る。A特性は図 1.3.3 の 40 phon の曲線，B特性は 70 phon，C特性は 100 phon の曲線にほぼ相当する。

以上のほかに航空機騒音を対象にしたD特性と呼ばれる特性もある。

なお，1977年JISの改正によりA，B，C各特性を聴感補正特性ではなく，周波数補正特性と呼ぶことになった。

(6) 騒音レベル

騒音を構成する各周波数バンドの音圧レベルに聴感の補正を行なって得られるレベルのパワーを求めるとオーバオールレベルが得られるがこれを騒音レベルという。単位は dB またはホンである。

各オクターブバンドレベルを L_i（i = 1～8)(dB)とし，聴感補正値を α_i（i = 1～8)（dB）とすると，補正後のバンドレベルは $L_i + \alpha_i$（i = 1～8)（dB）となるから，このオーバオールレベル L_A は

$$L_A = 10\log_{10}\left(\sum_{i=1}^{8} 10^{\frac{L_i+\alpha_i}{10}}\right)\ \mathrm{dB}$$

となる。これが騒音レベルに相当する。

騒音レベルは音に対する感覚を考慮に入れたレベルで騒音の大きさの尺度として用いられる。

1.4 騒音の測定と測定量

(1) 騒音測定

騒音レベル（オーバオールレベル）と騒音スペクトルを測定するのが騒音測定である。

騒音のオーバオールレベルは騒音計を用いて測定することによって求められ，騒音スペクトルすなわち周波数バンド毎の音圧レベル（バンドレベル）は騒音計にオクターブ分析器や⅓オクターブ分析器などの周波数分析器を接続して，周波数分析を行なうことによって求められる。

(2) 騒音計の構成

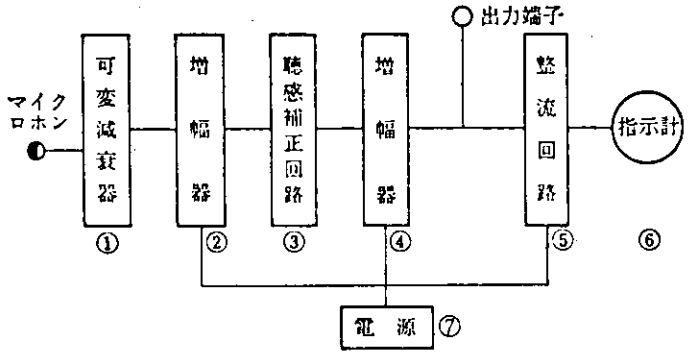
騒音計は，音圧レベルに聴感の補正をほどこした測定を行ない，音の大きさのレベルに近似した値を求めることのできる測定器である。

騒音計の構成は図 1.4.1 に示すようなものである。

この様な騒音計の指示値は騒音レベルとよぶことがきめられており，単位はdB，またはホンであらわす。

なおホンという単位は日本でのみ通用するものであるから，国際的に使用する場合には必ずdBを用いること，また騒音レベルの単位として，phon，フォーン，フォン，ホーンなどを用いることは誤りであるので，この点にも注意が必要である。

騒音計の指示は信号の実効値で指示され，指示の動特性，すなわち時定数に相当する値（メータの針の動きの速さと考えればよい）は約 0.1 秒と 1.0 秒の 2 種類あり，前者を Fast，後者を Slow とい



マイクロホン：圧力形，無指向性，入射音波を電気的エネルギーに変換する。
①　：電気信号の大きさを調節する。
②　：電気信号を増幅する。
③　：電気信号に聴感の補正をする。A，B，Cの三特性有する。
④　：②と同じ。
⑤　：電気信号を整流し実効値にする。
⑥　：信号の実効値を指示させる。
動特性がきめられており，Slow と Fast がある。
⑦　：増幅器などに電力を供給する。
⑧　：レベルレコーダー，周波数分析器などに信号を供給する。

図 1.4.1　騒音計の構成

う。

衝撃音の測定の場合にSlow，Fast の使いわけが必要になってくる。

(3) 騒音計の種類

騒音計は主としてその周波数範囲と，聴感補正特性の精度の相違から，精密騒音計，指示騒音計，および簡易騒音計の三つに分けられる。

精密騒音計はIEC(International Electrotechnical Commission)pub. 179の規格を満足する騒音計で,比較的大形で，もっとも精度が高い。1977年JISが制定された（JIS 1505)。

指示騒音計はJIS C−1502の規格を満足する騒音計で，小形，軽量でもっとも多く用いられている。精度は精密騒音計のつぎに高い。1977年，普通騒音計という名称に変わり指示騒音計という名称はなくなった。

簡易騒音計はJIS−C−1503の規格にしたがうもので，小形，軽量である。指示騒音計の簡易形であり，騒音規制法における騒音測定では使用が認められているが，環境基準においては使用できない。また取引証明の目的には使用できない。1977年このJISは廃止された。

(4) レベルレコーダ

騒音レベル測定結果や分析結果をメータ指示値でよみとることが困難な場合や測定結果の記録が必要な場合にレベルレコーダが用いられる。これは記録ペンがレベル変化に高速度で追従してアナログ的にレベルを記録するもので，記録形式には自動平衡形とガルバノメータ方式がある。前者は，騒音計のメータの動き，"速"と合わせるために100～140dB/sec程度のペン速度で使用される。なお，最近従来の等速型のレベルレコーダに代り指数受数型のレベルレコーダが多く用いられる様になってきた。

(5) テープレコーダ

騒音を保存したり，あとで種々の分析をしたりするために，騒音をテープレコーダに録音することがしばしば行なわれる。その使用にあたっては下記の注意が必要である。

① 一般に必要とする周波数範囲は50～10,000Hzであり，録音，再生特性が完全にわかっていることが必要である。ただし目的や対象騒音によってはもっとせまい周波数範囲のものでもよい。

② 自動音量調節装置のあるものは測定に不向きである。

③ 音質調整のつまみのあるものは固定しておくこと。

④ 音量調整一定の状態で基準信号を入れておくこと。

(6) 周波数分析

騒音計で騒音を測定する限り，騒音レベル（オーバオールレベル）の値一つしか得られないが，騒音計出力を，ある範囲の周波数バンドのみを通過させるバンドパスフィルタを通してメータに指示させるとその周波数バンドの音圧レベル，すなわちバンドレベルが得られる。周波数バンドの異なったバンドパスフィルタを順次切りかえてバンドレベルを求めていくと，バンド毎に音圧レベルが得られる。

これが騒音の周波数分析であり，分析結果が前にのべた騒音スペクトルである。

(7) 周波数分析器の構成

周波数分析器は騒音を構成する周波数成分ごとの音圧レベルを求める測定器であり，その構成は図1.4.2に示すようなものである。ある周波数範囲の電気信号のみを通過させるバンドパスフィルタを有するのが特徴である。

(8) 周波数分析器の種類

騒音の周波数分析によく用いられるものは，オクターブ分析器と⅓オクターブ分析器である。オクターブ分析器は，低，高域しゃ断周波数f_1，f_2がオクターブの関係にあるバンドパスフィルタを有する分析器で，オクターブバンド毎に音圧レベルを求めることができる。

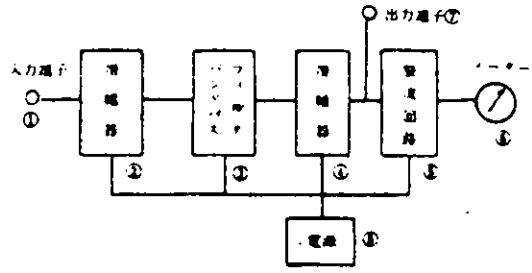
JIS規格はなく，IEC規格にしたがったものが製作され市販されている。

実際のフィルタの減衰特性は製作の点から図 1.4.3 に示すようなものにある。

1/3オクターブ分析器は，低，高域しゃ断周波 f_1，f_2 が 1/3オクターブの関係にあるバンドパスフィルタを有する分析器で，1/3オクターブごとに音圧レベルを求めることができる。

これについてもJIS規格はなく，IEC規格にしたがったものが用いられている。

実際のフィルタの減衰特性の一例は図 1.4.3 中に鎖線で示す。



① 騒音計からの入力を取入れる端子
② 電気信号を調節する。
③ ある範囲の周波数帯域のみを通過させるバンドパスフィルタ
④ ②と同じ
⑤ 電気信号を整流し実効値にする。
⑥ 信号の実効値を指示させる。
メータースピードには速(FAST)と緩(SLOW)の2種類ある。
⑦ レベルレコーダなどへ電気信号を供給する。
⑧ 増幅器などへ電力を供給する。

図 1.4.2 周波数分析器の構成

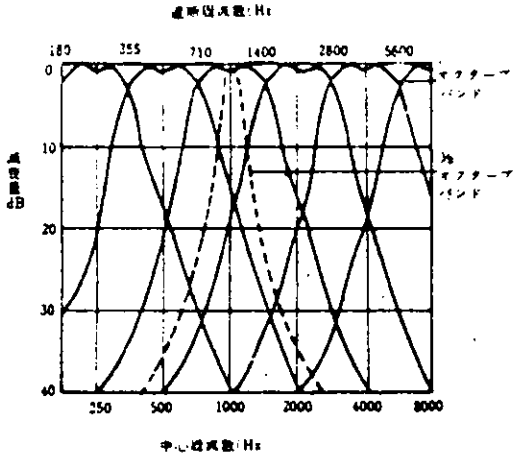


図 1.4.3 オクターブおよび1/3オクターブバンドフィルタの減衰特性

1.5 音源の性質

(1) 音のパワー（音響出力）

音源から発生するすべての音のエネルギーのうち 1 m^2 を通る音のエネルギーが前にのべた音の強さであるが，音源から発生するすべての音のエネルギーを音のパワー（又は音響出力）という。単位はワット（Watt）である。

(2) 音源のパワーレベル

音源の出している総音響出力を dB で表示したものをパワーレベル（PWL）といい，次式であらわす。

$$PWL = 10 \log_{10} \frac{W}{W_0} \quad (dB)$$

ここで，W：音源の音響出力，ワット（w）

W_0：出力の基準値，通常 10^{-12} w である。

パワーレベルは，音源の強さをあらわすもので，たとえば航空機騒音の大きさを表わすのにパワーレベルは 160 dB であるという様な使い方をする。

パワーレベル 160dB の音源といういい方は，機械でいえば出力 1 馬力のモータといういい方に相当する。

(3) 音源の指向性と指向性指数

大抵の音源には指向性があり，音源から一定の距離で考えると方向によってレベルが異なる。

このように方向によって音のレベルが変わることを音源が指向性をもつという。

指向性は音源中心からの距離が，音源最大寸法の 2 倍程度以上で測定したものであれば，その形はかわらず音源からの距離に無関係である。

多くの音源は低周波数ではほとんど無指向性であるが，周波数が高くなるにつれて指向性はます。

音源の指向性尺度は次に示す指向性指数である。

$$DI_\theta = L_\theta - L \ (dB)$$

ここで，L_θ ：音源を中心とする半径 r（m）の球面上の θ 方向のレベル（dB）

L ：球面上の θ_i（i = 1～n）方向のレベル $L_{\theta i}$ のパワー平均値（dB）

DI_θ の大きい方向には強く音が放射される。これは音源から方向によらず一様に音がひろがるとした場合の，ある点の音圧レベル（騒音レベルでもよい）よりも，その点の実際のレベルが何dB大きいか，または小さいかをあらわす量である。

(4) 点音源の距離減衰

小さな機械のような点音源の中心から任意の二点までの距離をそれぞれ r_1，r_2（m）（$r_2 \geq r_1$）とすると音圧レベル（騒音レベルでもよい）の減衰量は次式であらわされる。

$$20 \log_{10} \frac{r_2}{r_1} \quad (\mathrm{dB})$$

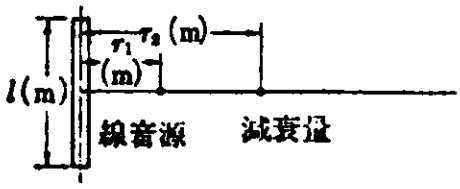
すなわち距離が2倍になるごとにレベルは6dBずつ減少する。

(5) 線音源の距離減衰

無指向性点音源のあつまりとみなせる長さ l（m）の線音源の中心から，任意の2点までの距離をそれぞれ r_1，r_1（m）（$r_2 \geq r_1$）とすると，音の減衰量は $r_2 < l/\pi$ のとき次式のようになる。

$$10 \log_{10} \frac{r_2}{r_1} \quad (\mathrm{dB})$$

これが線音源の減衰である。すなわち音源からの距離が2倍になるごとに3dBずつ減少する。$r_1 > l/\pi$ のときは点音源の減衰と同じになる（図1.5.1）。



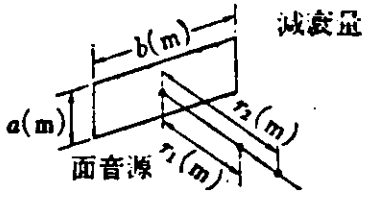
$r_2 < \frac{l}{\pi}$ のとき $10 \log_{10} \frac{r_2}{r_1}$ (dB)（線音源）

$r_1 > \frac{l}{\pi}$ のとき $20 \log_{10} \frac{r_2}{r_1}$ (dB)（点音源）

図1.5.1

(6) 面音源の距離減衰

無指向性点音源のあつまりとみなせる二辺の長さがa，b（m）（$b \geq a$）の矩形状面音源の中心から任意の二点までの距離を r_1，r_2（m）とすると減衰量は次式のようになる。



$r_2 \leq \frac{a}{\pi}$ のとき 0

$\frac{a}{\pi} \leq r_1, r_2 \leq \frac{b}{\pi}$ のとき $10 \log_{10} \frac{r_2}{r_1}$ (dB)

$r_1 \geq \frac{b}{\pi}$ のとき $20 \log_{10} \frac{r_2}{r_1}$ (dB)

図1.5.2

すなわち音源に十分に近い $r_2 \leq a/\pi$ の範囲ではレベルは距離によって変化せず，音源より十分遠方の $r_1 \geq b/\pi$ の範囲では点音源と同じ減衰をし，若干はなれた $a/\pi \leq r_1$，$r_2 \leq b/\pi$ の範囲では線音源と同じ減衰になる（図1.5.2）。

大きな面音源の近くでは，少しくらい距離がかわってもレベルが変化しないのが特ちょうである。

(7) 空気伝搬音と固体伝搬音

たとえば，図1.5.3に示すような状態で運転されているファンの近くで騒音を観測したとする。この騒音はつぎの三つからなる。一つは翼の回転によりファンケーシング内に発生した音が，吸込ダクト，吐出ダクト内の空気中を伝搬し観測点にいたる音である。これは空気伝搬音①といわれる。他の一つはケーシング内の音がケーシングおよびダクト壁外に出る音である。これは2次固体音②とよばれる。もう一つはファンの機械的，流体的振動（④）が

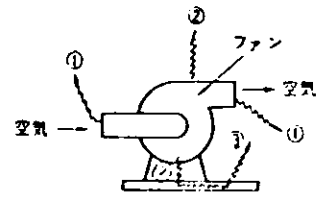


図1.5.3 騒音の発生

基礎を直接通って床などに伝わり，その振動によって空気中に放射される音で１次固体音③といわれる。②③を総称して固体伝搬音という。

1.6 吸　音

(1) 吸音率

吸音材料による音の吸収の程度をあらわす吸音率(α)は次式のように定義される（図 1.6.1）。

$$\alpha = \frac{J_i - J_r}{J_i} = \frac{J_a + J_t}{J_i}$$

ただし J_i ：入射音のエネルギー（w／m^2）

J_r ：反射音のエネルギー

J_a ：吸収された音のエネルギー

J_t ：透過音のエネルギー

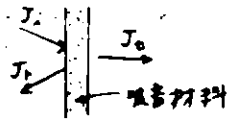
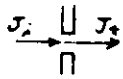


図 1.6.1

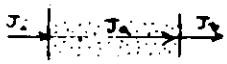
開放窓の場合は　$J_a \fallingdotseq 0$　$J_i = J_t$

$$\therefore \alpha = \frac{J_t}{J_i} = 1$$



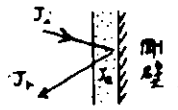
厚い吸音材料の場合は　$J_a \gg J_t$

$$\alpha \fallingdotseq \frac{J_a}{J_i}$$



通常吸音率のデータは図 1.6.2 に示す条件で残響室を用いて測定し，$\alpha \fallingdotseq \frac{0.16V}{S_x}\left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0}\right)$ で求める。　$S \gg S_x$

ただしV ：残響室容積（m^3），S_x：試料面積（m^2），T：試料を入れたときの残響間(s)，T_0：試料なしのときの残響時間(s)，S：残響室表面積（m^2）である。



$$\alpha = \frac{J_i - J_r}{J_i} = \frac{J_a}{J_i}$$

図 1.6.2

(2) 吸音力（absorption power open window equivalent）

吸音処理の効果をあらわす尺度の一つである吸音力Aは次式で定義される。

$$A = \bar{\alpha} S = \sum_i \alpha_i S_i \quad (m^2)$$

S_i ＝吸音率 α_i の部分の面積（m^2），$\bar{\alpha}$：平均吸音率

(3) 平均吸音率（$\bar{\alpha}$）

室内の平均の吸音率$\bar{\alpha}$は次式で定義される。

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum_i \alpha_i \alpha}{\sum_i S_i} = \frac{\sum_i \alpha_i S_i}{S} = \frac{A}{S}$$

S ： 室内全表面積（m^2）

普通の室ではおよそ $\bar{\alpha} = 0.1 \sim 0.3$ であり，$\bar{\alpha} = 0.1$は音が非常によくひびき $\bar{\alpha} = 0.3$はあまりひびかず相当シンとした感じである。

又，$\bar{\alpha}$は残響時間を用い次式で求められる。　$\bar{\alpha} = \frac{0.16V}{ST}$

(4) 室定数

吸音力と同様吸音効果を示す量の一種である室定数 R は次式で定義される。

$$R = \frac{S\bar{\alpha}}{1-\bar{\alpha}} \quad (m^2)$$

とくに，$\bar{\alpha} \ll 1$ の場合は，$R = S\bar{\alpha} = A$　となる。

(5) 残響時間

室内の音響状態の評価に用いられる量で一般にTという記号で表わす。

室内で発生した音が周壁で反射をくり返しながら，60 dB 減衰するまでの時間を秒であらわしたものである。

吸音力が小さく残響時間が長い室の場合はセイビンの式　$T = \frac{0.16V}{S\bar{\alpha}}$　（V：室容積m^3），吸音力が大きく残響時間の短い室での場合，アイリングの式

$$T = \frac{0.16\ V}{-S \cdot \log_e(1-\bar{\alpha})} = \frac{0.16\ V}{-2.3 \cdot S \cdot \log(1-\bar{\alpha})}$$

又，室の容積が大きくなり空気による吸音も考慮した場合にアイリング・ニュートセンの式が用いられる。

$$T = \frac{0.16\ V}{-S \cdot \log_e (1-\bar{\alpha}) + 4mV}$$

ここでmは空気の吸収による減衰率で，一般に温度と湿度に関するが1000 Hz以下ではその影響は無視できる程度のものである。

(6) 室内の音場

室内にある音源からある距離はなれた，ある方向の音圧レベル L (dB) は次式であらわされる。Lは直接音のレベル L_{do} と室内拡散音のレベル L_R (dB) のパワー和となる。

$$L = 10 \log_{10}\left(10^{\frac{L_{do}}{10}} + 10^{\frac{L_R}{10}} \right) \text{(dB)}$$

ここで　$L_{do} = PWL - 20 \log_{10} r - 8 + DI_o$ (dB)……直接音

$$\left.\begin{aligned} L_R &= PWL - 10 \log_{10} R + 6 \ \text{(dB)} \\ \text{または}\quad L_R &= PWL - 10 \log_{10} V + 10 \log_{10} T - 14 \ \text{(dB)} \end{aligned}\right\} \text{拡散音}$$

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

S：室内全表面積 (m^2)

$\bar{\alpha}$：平均吸音率

$T = \frac{0.16\,V}{\bar{\alpha} S}$ ：残響時間(s)

V：室容積 (m^3)

なお上式は次のようにかき直すことができる。

$$L = PWL + 10 \log_{10}\left(\frac{1}{2\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad \text{(dB)}$$

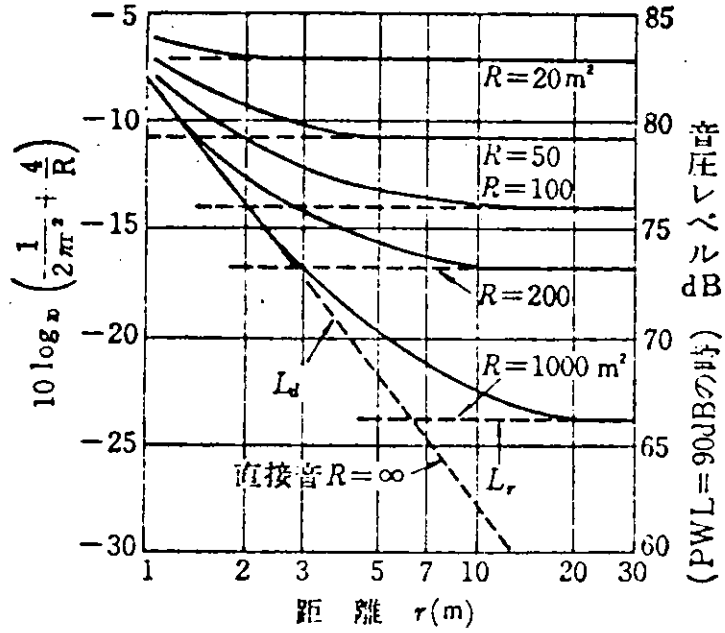


図 1.6.3

上式を例示すると図 1.6.3 のようになる。

(7) 吸音処理の効果

室定数を R_1 から R_2 ($R_2 > R_1$) にすることによる音圧レベルの減衰量は次式となる（図 1.6.4）が

$$\Delta L = L_1 - L_2 = 10 \log_{10} \frac{10^{\frac{L_{do}}{10}} + 10^{\frac{L_{R1}}{10}}}{10^{\frac{L_{do}}{10}} + 10^{\frac{L_{R2}}{10}}} \quad \text{(dB)}$$

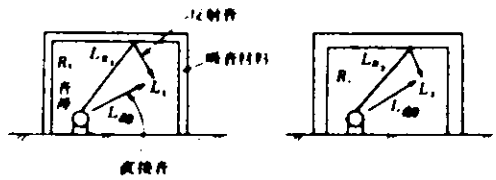


図 1.6.4

$L_{do} \gg L_{R1}, L_{R2}$ の場合は

$$\Delta L = 10 \log_{10} \frac{10^{\frac{L_{do}}{10}}}{10^{\frac{L_{do}}{10}}} = 0$$

$L_{do} \ll L_{R1}, L_{R2}$ の場合は

$$\Delta L = 10 \log_{10} \frac{10^{\frac{L_{R1}}{10}}}{10^{\frac{L_{R2}}{10}}}$$

$$= 10 \log_{10} \frac{R_2}{R_1} = 10 \log_{10} \frac{\bar{\alpha}_2 (1-\bar{\alpha}_1)}{\bar{\alpha}_1 (1-\bar{\alpha}_2)} \fallingdotseq 10 \log_{10} \frac{\bar{\alpha}_2}{\bar{\alpha}_1} \quad (\bar{\alpha}_1,\ \bar{\alpha}_2,\ \ll 1)$$

$$\fallingdotseq \sim 10 \text{ dB} \quad \left(\because \frac{\bar{\alpha}_2}{\bar{\alpha}_1} = \sim 10\right)$$

となり，吸音処理の効果は音源より十分はなれたところで 10 dB 程度まで期待できるが，音源付近では期待できない。ただし，圧迫感がなくなるという心理的効果はある。

1.7 遮　音

(1) 一重壁の透過損失

材料や壁体に入射した音をどの程度遮断できるか，その性能をあらわすのに透過損失 TL が用いられる。材料に入射する音の強さを J_i，壁体を透過して反対側にでてくる音の強さを J_t 透過率を τ とすると TL は次式であらわされる（図 1.7.1）。

$$TL = 10\log_{10}\frac{1}{\tau} = 10\log_{10}\frac{J_i}{J_t} = 10\log_{10}J_i - 10\log_{10}J_t$$
$$= L_i - L_t \quad (dB)$$

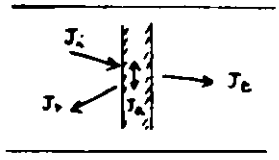


図 1.7.1

ただし，L_i ＝入射音のレベル（dB）

L_t ＝透過音のレベル（dB）

透過損失データは，残響室を用いて測定し，$TL = L_1 - L_2 + 10\log_{10}\frac{a}{A}$ で求める。

ただし，L_1, L_2：音源室，受音室の音圧レベル（dB），a：試料の面積（m^2），A：受音室の吸音力（m^2）である。

(2) 質　量　則

均質ですきまのないと考えられるコンクリート壁，鉄板などの金属板，ガラス，石こうボードなどの一重壁のランダム入射に対する透過損失は質量則（Mass Law）であらわされる。すなわち TL は近似的に次式であらわされる

$$TL \fallingdotseq 18\log_{10}(f \cdot M) - 44 \quad (dB)$$

ここで f：周波数（Hz），M：面密度（Kg/m^2）である。面密度（重さ）が2倍になると，あるいは周波数が2倍になると TL は約 5 dB 増加する。

また板厚を2倍にするごとに透過損失は約 5 dB づつ増加するから 4 倍にすると透過損失は10dB 増加することになる。

(3) コインシデンス効果

この現象は，材料表面に斜めに入射する音波によって生ずる材料面の音圧分布と材料の固有振動分布との一種の共鳴によって生じ，ある周波数範囲の透過損失の値が質量則で得られる値よりも低下するという現象である（図 1.7.2）。

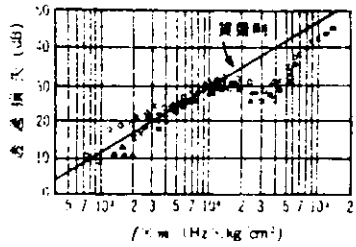


図 1.7.2　ガラス単板の透過損失

図 1.7.2 において，波長 λ の平面波が右下から入射角 θ で入射したとする。音の波長を板面上に投影して考えると，板面上の音圧分布の波長 λ' は $\lambda' = \frac{\lambda}{\sin\theta}$ となる。この波長の音圧によって板はまげ振動をおこすが，λ' がまげ波の波長 λ_b に等しい場合の角度 θ_0 で，板は入射波の空気粒子の振幅とほとんど同じ振幅の透過波を放射する。したがって，$\lambda = \lambda_b$ を満足する周波数 f_c（コインシデンスの限界周波数という）における透過損失の値はかなり小さくなる。

コインシデンスの限界周波数 f_c は，平板の場合，次式のように与えられる。

$$f_c \fallingdotseq \frac{c^2}{1.8\,c_l \cdot h} \quad (Hz)$$

ここで，c：空気中の音速（m/s），c_l：材料中の縦波の伝搬速度（m/s），h：板の厚さ（m）である。

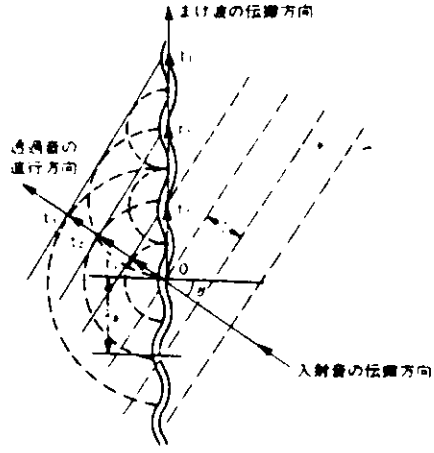


図 1.7.3　コインシデンス効果

(4) 中空二重壁の低域共鳴透過周波数

中空二重壁では構成パネルの重量の和に相当する一重壁の質量則による値からの TL の低下が低音域にあらわれる。これは両面のパネルの面

密度 m_1（Kg/m²），m_2（Kg/m²）が中間空気層 d(cm) をバネで結合されたと考えたときの振動系の共振によるもので，低音域にあらわれるので低音域の共鳴透過と呼ぶ（図 1.7.4）。

TL の谷の周波数 f_{om}（Hz）は，次式であらわされる。

$$f_o \fallingdotseq 600\sqrt{\frac{m_1+m_2}{m_1 \cdot m_2}\,\frac{1}{d}} \quad (\mathrm{Hz})$$

$$f_o \fallingdotseq 600\sqrt{\frac{2}{m_d}} \quad (\mathrm{Hz})$$

m_1，m_2，m：面密度（Kg／m²）

d：間隔（cm）

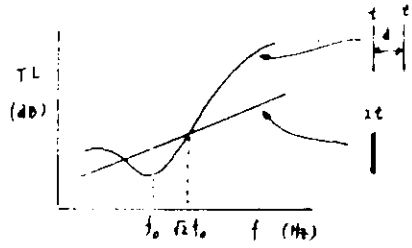


図 1.7.4

(5) 総合透過損失の計算

実際の壁体では窓や出入口，換気口があるので総合の透過損失を求める必要がある。

平均の透過率を $\bar{\tau}$，遮音壁の面積を S，各部の透過率を τ_i，各部の面積を S_i，各部の透過損失を TL_i とすると総合透過損失 $\overline{TL}$ は，次式で求められる。

$$\overline{TL} = 10\log_{10}\frac{1}{\bar{\tau}} = 10\log_{10}\frac{\Sigma S_i}{\Sigma S_i \tau_i} \quad (\mathrm{dB})$$

これは又次のように表わされる。

$$\overline{TL} = 10\log_{10} S - 10\log_{10}\left(\sum_{i=1}^{n} 10^{\frac{-TL_i + 10\log_{10} S_i}{10}}\right)$$

(6) 側路伝搬

音源室の騒音の伝搬を防ぐため，コンクリート，ブロック鋼板などで間仕切壁をつくることがしばしばある。

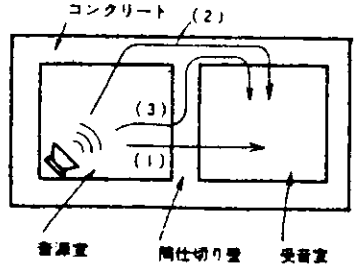


図 1.7.5

図 1.7.5 のような隣接した 2 室において，音源室の音が受音室に伝わる場合を考えてみると，つぎの 2 つの場合がある。一つは音源室の音圧によって間仕切壁が加振され，その振動によって受音室に音が放射される(1)の場合であり，他の一つは，音源室の側壁，天井などが加振され，その振動あるいは間仕切壁の振動が受音室の側壁にも伝搬し音を放射する(2)，(3)の場合である。間仕切壁を通る(1)の経路の音の伝搬に対し，間仕切壁以外の経路からの伝搬(2)，(3)を側路伝搬とよんでいる。

コンクリートを用いた構造物や，一体溶接構造物における音の伝搬を考える場合に，この側路伝搬の影響は無視できない場合が多いので，これに対する対策が必要になってくる。

(7) 音の放射と限界周波数

無限に大きな板にまげ波が伝搬する場合，音の放射係数 k は次式で定義される（図 1.7.6）。

$$k = \frac{N}{N_0}$$

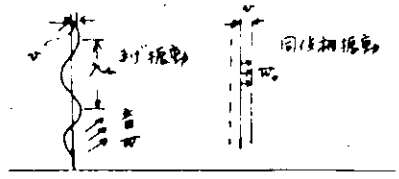


図 1.7.6

ここで，N：面積 S の板のまげ振動によって生ずる音のパワー，N_0：同じ速度振幅でピストン運動をしている無限の大きさの板で，面積 S が放射する音のパワーである。

k は理論的に，$f < f_c$ で 0，$f > f_c$ で $\frac{1}{\sqrt{1-f_c/f}}$ になることが知られている。すなわち，周波数が限界周波数 f_c より低い範囲では音の放射はおこらず，f_c と一致したとき音の放射は無限大になり，さらに周波数が高くなるとともに，ピストン運動をしている場合の音の放射に近づく。

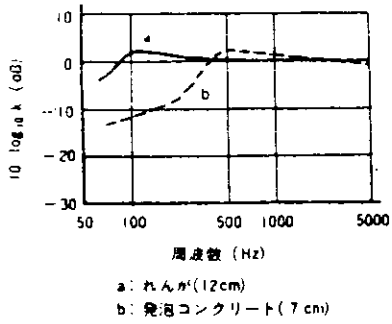


図 1.7.7　放射係数の一例

実際には板の大きさが有限であり定在波が生じ，またまげ振動に対しダンピングがあるため，以上のような極端な特性は示さないが，図 1.7.7 に示す例のような傾向となる。

1.8 騒音の評価値

(1) 騒音レベルの中央値，90％レンジの両端値など

不規則かつ大幅に変動する騒音の代表値として，騒音レベルの中央値，および90％レンジの両端値が用いられる。

変動する騒音を短い一定時間々隔ごとに測定し，このデータをもとに騒音レベルの低いものから累積して累積度数を求める。この累積度数の95％に相当する騒音レベルが90％レンジの上端値，5％に相当するレベルが下端値，50％に相当するレベルが中央値である。

一般に累積度数の（100－x）％に相当するレベルが（100－2x）％レンジの上端値に相当するレベルであり，これは又x％値 L_x に相当する。

(2) Perceived Noise Level

PNL は航空機騒音の Noisiness（うるささ）をあらわし，また Loudness Levelよりもっと一般的な尺度であるといわれ，K. D. Kryter などより提案され，ISO R 507 の航空機騒音測定方法にも採用されている。

単位は PN dB である。

(3) Noise Criterion Curves

比較的古くから建築関係で使用されている，会話に対する影響に重点をおき，大規模な実態調査から，主として事務室などに対する許容値として，L. L. Beranek などにより提唱されたもので通常 NC曲線（図 1.8.1）（Noise Criterion Curves）といわれる。NCA曲線（図 1.8.2）（Aは alternate の意）は経済的にNC にもってゆき難いときに妥協できる最大限である。

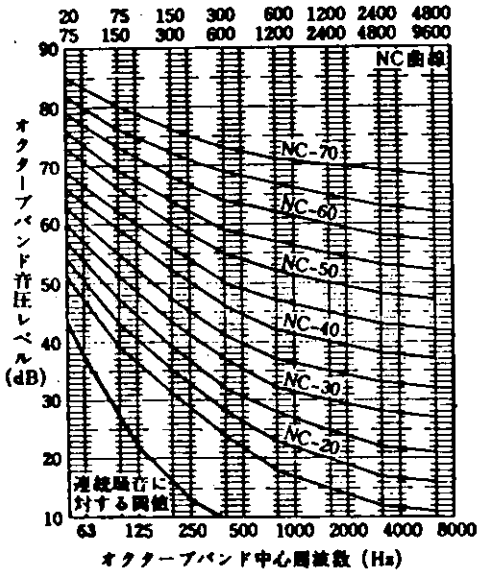


図 1.8.1　NC 曲線

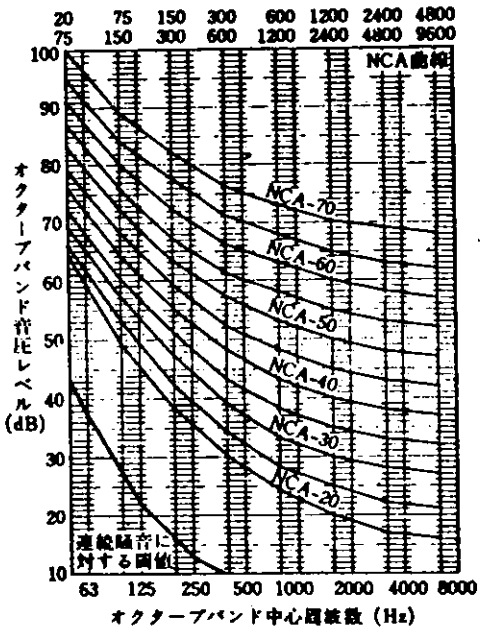


図 1.8.2　NCA 曲線

表 1.8.1　事務室に対する騒音基準

NC曲線	騒　音　の　状　態	適　用　例
NC20～30	非常に静か，電話に支障なし，大会議可能	重役室，大会議室
NC30～35	静か，15ftのテーブルで会議可能，10～30ftはなれて普通の声の会話可能	私室，応接室，小会議室
NC35～40	6～8ftテーブルで会議可能，電話支障なし，6～12ftはなれて普通の声の会話可能	中事務室，工場事務室
NC40～50	4～5ftテーブルで会議可能，電話やや困難，普通の声で3～6ft，やや大声で6～12ftはなれて会話可能	大きな技師室，製図室
NC50～55	2～3人以上の会議は不可能，電話やや困難，普通の声で1～2ft，やや大声で3～6ftはなれて会話ができる	タイプ室，計算機室，育図室等
NC55以上	非常にうるさい，事務室に不適，電話使用困難	適用なし

(4)　Speech Interference Level

騒音による会話の通じにくさの程度をあらわすもので三つのオクターブバンドレベル（事務所 600～1,200，1,200～2,400，2,400～4,800 Hz，船 300～600，600～1,200，1,200～2,400 Hz）の算術平均値である。

(5)　Noise Rating Number

NC 曲線などをもとにしてきめられたものである。図 1.8.3 中の数値が Noise Rating Number（騒音評価指数）である，ISO で提案され，社会的反応に関する騒音の評価などに使用される。

(6)　評価騒音レベル

ISOにおいて提案されているもので，評価騒音レベル L_r は測定して得られる騒音レベルLにピークファクタ，スペクトルの性質，持続時間，および変動の状態などの補正を行なって得られる値で，騒音による社会的反応の評価に用いられる。

(7)　等価騒音レベル

等価騒音レベルLeqは，ある時間Tの間における，騒音のエネルギーの平均値に相当する一定騒音レベルで，次式であらわされる。

$$Leq = 10\log_{10}\left(\frac{1}{T}\int_0^T 10^{\frac{L}{10}}dt\right)\ \mathrm{dB}\ (A)$$

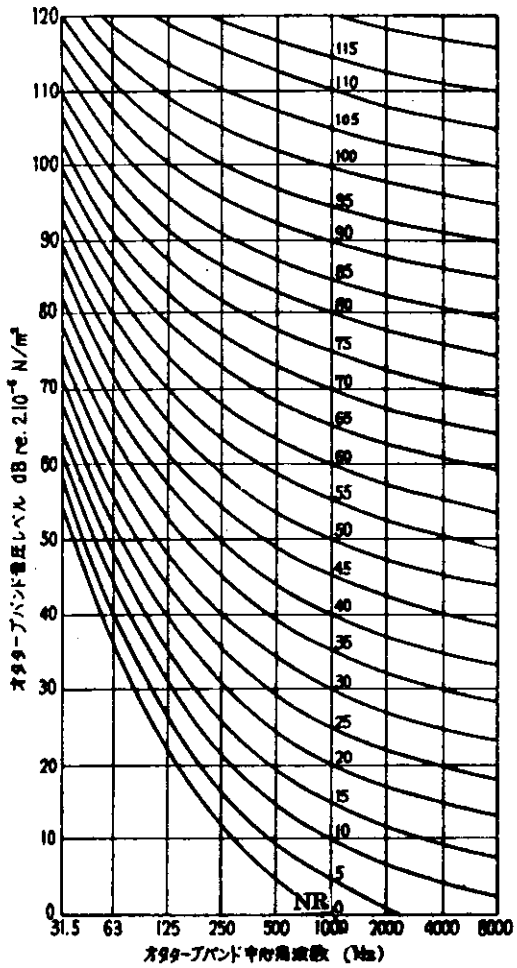


図 1.8.3　NR 曲線

ここでLは時刻 t における騒音レベル dB (A)，T は測定時間である。上式は時間Tの間を等しい時間々隔（たとえば5秒間隔）で測定した N個の騒音レベルを L_i（$i=1\sim N$）dB (A) とするとき，次式のようにかきかえることができる。

$$Leq = 10\log_{10}\left(\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} 10^{\frac{L_i}{10}}\right)$$

(8)　Noise Pollution Level（L_{NP}）

これは $L_{NP}=Leq+k\sigma$ と定義される。Leq は等価騒音レベルで，これは騒音のエネルギーをあらわす純物理的な量である。これに対し $k\sigma$ は変動する騒音に対する人間の心理的反応をあらわす量で，今後経験をつみ重ねて，修正していくべきものと考えられる量である。k は定数で現在は一応 $k=2.56$ ときめられている。また σ は時間

Tの間の標準偏差（dB）である。L_{NP} は，変動する騒音の物理的尺度としては Leq を用い，これに対する心理的尺度は kσ であらわし，Leq は不変のものと考え，kσ のみを今後経験的に修正を加えていくということで，変動騒音を統一的に考えようという評価値である。

$$L_{NP} = Leq + 2.56\sigma = 10\log_{10}\left(\frac{1}{T}\int_0^t 10^{\frac{L}{10}}\,dt\right) + 2.56\sigma = 10\log_{10}\left(\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{n} 10^{\frac{L_i}{10}}\right) + 2.56\sigma$$

上式は実用上は，騒音レベル分布を正規分布と仮定すると，次のように簡単になる。

$$L_{NP} \fallingdotseq L_{50} + d + \frac{d^2}{60}\ ,\quad d = L_{90} - L_{10}$$

1.9 騒音暴露の評価

(1) ISOの騒音暴露の評価

「聴力保護のための職業性騒音暴露の評価方法」ISO Recommendation R 1999「Assessment of occupational noise exposure for hearing conservation purpose」において1週間の作業時間における職業性騒音暴露と暴露の結果永久的聴力閾値の増加があらわれると予期される作業者の割合（%）との関係について述べられている。

この規格は1秒よりも短かい持続時間の騒音，あるいは砲撃音のような非常に短い持続時間の単発の高レベルの音からなる衝撃的騒音に対しては適用されず，一般の定常騒音についてのみ適用される。

(a) 部分騒音暴露指数

1週間の作業時間内の騒音レベルと，騒音の持続時間できまる指数である。表1.9.1の様になる。

表 1.9.1 騒音レベル 80～120dB(A)，持続時間1週10分～40時間に対する部分騒音暴露指数

一週間の持続時間		部分騒音暴露指数								
		騒音レベル dB(A)（組分けの中点）								
時間	分	80	85	90	95	100	105	110	115	120
	10					5	15	40	130	415
	12					5	15	50	160	500
	14					5	20	60	185	585
	16					5	20	65	210	665
	18					10	25	75	235	750
	20					10	25	85	265	835
	25				5	10	35	105	330	1 040
	30				5	15	40	125	395	1 250
	40				5	15	55	165	525	1 670
	50				5	20	70	210	660	2 000
	60			5	10	25	80	250	790	2 500
	70			5	10	30	90	290	920	2 920
	80			5	10	35	105	330	1 050	3 330
	90			5	10	40	120	375	1 190	3 750
	100			5	15	40	130	415	1 320	4 170
2				5	15	50	160	500	1 580	5 000
2.5				5	20	65	200	625	1 980	6 250
3				10	25	75	235	750	2 370	7 500
3.5			5	10	30	90	275	875	2 770	8 750
4			5	10	30	100	315	1 000	3 160	10 000
5			5	15	40	125	395	1 250	3 950	12 500
6			5	15	45	150	475	1 500	4 740	15 000
7			5	20	55	175	555	1 750	5 530	17 500
8			5	20	65	200	630	2 000	6 320	20 000
9			5	25	70	225	710	2 250	7 110	22 500
10		5	10	25	80	250	790	2 500	7 910	25 000
12		5	10	30	95	300	950	3 000	9 490	30 000
14		5	10	35	110	350	1 110	3 500	11 100	
16		5	15	40	125	400	1 260	4 000	12 600	
18		5	15	45	140	450	1 420	4 500	14 200	
20		5	15	50	160	500	1 580	5 000	15 800	
25		5	20	65	200	625	1 980	6 250	19 800	
30		10	25	75	235	750	2 370	7 500	23 700	
35		10	30	90	275	875	2 770	8 750	27 700	
40		10	30	100	315	1 000	3 160	10 000	31 600	

(b) 合成騒音暴露指数

1週間の作業時間内のすべての騒音に対する部分騒音暴露指数の合計である。

表 1.9.2 の様になる。

(c) 等価連続騒音レベル

1週40時間として，1週間にわたって測定したいろいろな騒音レベルからなる騒音と同じ合成騒音暴露指数を与える一定騒音レベルdB (A) である。

表 1.9.2 合成騒音暴露指数と等価連続騒音レベルの関係

合成騒音暴露指数	等価連続騒音レベル dB (A)	合成騒音暴露指数	等価連続騒音レベル dB (A)
10	80	1 250	101
15	82	1 600	102
20	83	2 000	103
25	84	2 500	104
30	85	3 150	105
40	86	4 000	106
50	87	5 000	107
60	88	6 300	108
80	89	8 000	109
100	90	10 000	110
125	91	12 500	111
160	92	16 000	112
200	93	20 000	113
250	94	25 000	114
315	95	31 500	115
400	96		
500	97		
630	98		
800	99		
1 000	100		

(d) 会話に関する聴力の障害

500, 1,000, 2,000 Hz に対する被験者の聴力レベルの永久的閾値移動の算術平均値がISO規格R－389（単純音オーディオメータの校正に対する標準零値）に与えられる，500, 1,000, 2,000 Hz の平均値と比較して25dBあるいはそれ以上変化するならば被験者の聴力は損傷されていると考える。

(e) 危険率

騒音に暴露されたグループの中で聴力が損傷した人の割合（%）と暴露されないグループの中で聴力が損傷した人の割合（%）の差である。

たとえば，100人が騒音に暴露され，そのうち10人（10%）が聴力障害をおこしたとし，一方騒音に暴露されない100人のうち聴力障害をおこした人が5人（5%）いたとすると，危険率は10－5＝5%である（表1.9.3）。

表 1.9.3

(a) 0～45年の作業における等価連続騒音レベルと会話に関する聴力障害の危険率の関係.
(b) 騒音に暴露されたグループの中で聴力障害を起こした人の割合(%)（騒音に暴露されないグループの中で聴力障害を起こした人の割合(%)は80dB(A)以下の連続騒音レベルの音に暴露されたグループにおける割合に等しい.）

（暴露年数＝年令－18年）

等価連続騒音レベル dB (A)	危険率 % / 聴力障害の統計%	割合 (%) 暴露年数 0	5	10	15	20	25	30	35	40	45
<80	(a) 危険率%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	(b) 聴力障害の統計%	1	2	3	5	7	10	14	21	33	50
85	(a) 危険率%	0	1	3	5	6	7	8	9	10	7
	(b) 聴力障害の統計%	1	3	6	10	13	17	22	30	43	57
90	(a) 危険率%	0	4	10	14	16	16	18	20	21	15
	(b) 聴力障害の統計%	1	6	13	19	23	26	32	41	54	65
95	(a) 危険率%	0	7	17	24	28	29	31	32	29	23
	(b) 聴力障害の統計%	1	9	20	29	35	39	45	53	62	73
100	(a) 危険率%	0	12	29	37	42	43	44	44	41	33
	(b) 聴力障害の統計%	1	14	32	42	49	53	58	65	74	83
105	(a) 危険率%	0	18	42	53	58	60	62	61	54	41
	(b) 聴力障害の統計%	1	20	45	58	65	70	76	82	87	91
110	(a) 危険率%	0	26	55	71	78	78	77	72	62	45
	(b) 聴力障害の統計%	1	28	55	76	85	88	91	93	95	95
115	(a) 危険率%	0	36	71	83	87	84	81	75	64	47
	(b) 聴力障害の統計%	1	38	74	88	94	94	95	96	97	97

注意－これらの値は現在使用できる限定された経験データに基づいている.
これは将来の研究によって改訂されるべきものである.

(f) 会話に関する聴力障害の危険率

聴力の損傷が(d)の場合となる危険率，すなわち，騒音に暴露されたグループの中で25 dB あるいはそれ以上の永久的聴力閾値の移動を生じた人の割合（%）と騒音に暴露されないグループの中で同じ 値の移動が生じた人の割合（%）の差である（表1.9.3）。

(2) 日本産業衛生協会の勧告

わが国の産業衛生協会の勧告（1969）は表1.9.4に示す通りである。騒音の各バンドレベルがこの基準値以下であれば，1日8時間以内の暴露が常習的（週5日以上）に10年以上続いた場合でも，永久的聴力損失は1,000 Hz 以下の周波数で10 dB以下，2,000 Hz で 15 dB 以下である。

表 1.9.4 聴力保護のための騒音の許容基準（日本産業衛生協会）

中心周波数 (Hz)	許容オクターブバンドレベル (dB)					
	480分	240分	120分	60分	40分	30分
250	98	102	108	117	120	120
500	92	95	99	105	112	117
1000	86	88	91	95	99	103
2000	83	84	85	88	90	92
3000	82	83	84	86	88	90
4000	82	83	85	87	89	91
8000	87	89	92	97	101	105

この規格が適用しうる騒音は，広帯域騒音および狭帯域騒音（帯域幅が⅓オクターブ以下の騒音）で，衝撃騒音はのぞかれている。また純音は狭帯域騒音とみなして暫定的に適用する。

1日の暴露が連続的に行われる場合は，各暴露時間に対して表1.9.4の数値を用いるが断続的に行われる場合は騒音の実効休止時間をのぞいた暴露時間の合計を，連続暴露の場合と等価な暴露時間とみなしてこの数値を用いる。ただし，実効休止時間というのはバンドレベルが8時間暴露に対する許容基準以下にとどまっている時間である。

騒音の測定がオクターブバンドフィルタを用いて行われた場合は，表1.9.4の値をそのまま用いるが，⅓オクターブフィルタあるいはより狭い帯域をもつフィルタで行われた場合は，表1.9.4の値から5 dBを引いた値を用いる。また騒音計のA特性で測定する場合は，90dB (A) が8時間暴露に対する許容基準にほぼ相当するが，原則としては騒音の周波数分析を行う必要がある。

2. 船 舶 の 騒 音

2.1 騒音規制値

日本造船研究協会第156研究部会調査分科会によって行なわれた船舶の騒音に関する規則および船主要求などについての調査結果を主としてこれに一部最近の資料によって追加した。各国規格は必ずしも英文にて公式に発行したものではなく，船主又は日本にて英訳または和訳されているものも多く，資料の使用にあたっては，十分に調査を行なって，とくに使用条件等を十分確認した上で使用しなければならない。

(1) 騒音規則リスト

西ドイツ

1. Building regulations for sea-going ships the labour protection authorities of the German Coastal Lands 14th December, 1971
2. Regulation for permissible noise levels aboard sea-going ships (Richtlinien für zulässige schallpegel auf seashiffen) 23, Januar, 1968, See-Berufsgenossenschaft, Hamburg
3. Measurement of noise emitted by ships on inland waters (Aussengeräuschmessungen an Wasserfahrzeugen auf Binnengewässer) DIN 45640, 1970
4. Noise measurements on water crafts (Geräuschmessungen auf Wasserfahrzeugen) DIN 80061, 1968

英　国

1. Code of practice for reducing the exposure of employed persons to noise H.M.S.O, 1972

フランス

1. Test code for measuring the noise on board vessels (Code d'essai pour la mesure du bruit a bord des bateaux et navires) NF S31-017, 1972
2. Noise emitted by ships on inland waterways (Code d'essai pour la mesure du bruit émis par les bateaux de navigation intérieure) NF S31-018, 1973

ハンガリー

1. Noise of vessels. Measurement of noise emitted by vessels MSZ 18158-2, 1974

日　本

1. 船内騒音レベルの上限値基準の取扱い要領

   日本船主協会，工務専門委員会　船主海第134号，昭50.1.16

2. 船内ノイズ計測方法　JMS 9802，1972
3. 船用鉄鋼防音戸　JMS 2306，1974

ノルウェー

1. Regulations concerning protection against noise on board ships (Forskrifter om verm wot stpy om boad i skip) Maritime directorate, 1973

ニュージランド

1. ウィンチシェルター，船倉内梯子ノイズレベルの規制

   NZWWF（ニュージランド港湾労働連盟），海第105号（52.4.1）529より実施

オランダ

1. Proposal, TNO Report, No. 125S

オーストラリア

1. 騒音問題に対する WWF (Waterside Worker Federation) の動向

   オーストラリア港湾規則　昭52－3

2. Australian regulation DR 77047

ポーランド

1. Technical stipulations concerning crew accommodation conditions in the construction and equipment of sea-going merchant ship, —protection against noise and vibration—
   Sckedule No. 2 to the order of the Minister of Shipping of 12/10/1973

ルーマニア

1. Transportation acoustics. Measurement of the noise levels on board inland and sea-going vessels. STAS 9997, 1975

スエーデン

1. Regulations and Recommendations of the National Swedish Administration of Shipping and Navigation concerning noise protection on ships Swedish Rule Saries A No. 27, 1973

アメリカ

1. Occupational safety and health, Oct. 1970, US Department of Labour
2. Ess noise level standard
   Revision H added to standard No. S-150 "Standard test procedure for testing machinery and allied equipment"—noise level standards— Esso International, Inc. Tanker Department, 1962
3. Code for Shipboard Hull Vibration Measurement SNAME C.1, 1969
4. Marine Diesel Engine Vibration (Standard Practice) DEMA MD103, 1971
5. Exterior Sound Level Measurement Procedure for Pleasure Motorboats SAE J34

ソ　連

1. Sanitary regulations for sea-going ships of the USSR, Part 6—Standards for permissible noise on sea-going ships and regulations for noise control USSR Ministry of Health, 1964-7
2. New ship board noise limits Shipbuilding & Marine Engineering International June, 1976

ユーゴスラビア

1. Jugoslavenski regulation on technical precautions and standards of protection against accidents at works for sea-going ships, protection against noise

International Standards

1. Measurements of noise emitted by vessels on inland water-ways and harbours ISO 2922 Acoustics, 1975
2. Measurements of noise on board vessels ISO 2923 Acoustics, 1975

(2) 騒音規制値一覧表

表 2.1.1 ～表 2.1.4 に示す

表 2.1.1　騒音レベル要求値一覧表

(注) 本要求値一覧表は各要求値を比較するための参考用として，本文から抜粋して作成されたものであるが，対象区画が必らずしも本表のような表現になっているとは限らず，かつ種々の条件が付いているものもあるので使用に際しては必らず，本文を参照されたい。

	規則														船主要求			
	ノルウェー		スウェーデン		西ドイツ		ソ連		ユーゴスラビア		ポーランド		オランダ	東ドイツ	日本船主協会から日本造船工業会への申入れ	ESSO	Bergesen D.Y.	日本郵船
	(SFD)		(SBS)		(SBG)								(TNO Report No. 1255における proposal)	(Mr. Begemann より聴取)	(対象：外航船)	必らずしも下記のとおりには実施されていない	(実施されていない)	必らずしも下記のとおりには実施されていない。
	(Recommendation)		(Recommendation 76.1.1よりregulation)															
Accommodation	dB(A)	ISO NR-Curve	dB(A)	Curve No.	dB(A)	Curve No.	dB(A)	Curve NO.	DB(A)	ISO NR-Curve	dB(A)	ISO NR-Curve	ISO NR-Curve	dB(A)	ホン(A)	Curve No.	ISO NR-Curve	ホン
Cabin	*1 60	*1 55	*1 55/65*2	*1 8/7*2	60	I	*1 55	↑	65	60	60	55	55	60	*1 55	NCA55	60	60(目標値)
Day room	65	60	65	7					65	60	60	55		60			60	
Hospital								規定はあるが本表には入れ難いので省略	65	60	55	50	50	55	(注) *1			
Mess room	65	60	65	7	65	II					65	60	60	60	当面下記とする	NCA55	60	
Smoking room															2ベッド以上 65ホン以下		60	
Gymnasium	70	65	*3 65/70*4	*3 7/6*4							65	60			6.5 60		65	
Office	65	60	*1 55/65*2	*1 8/7*2	65	II			65	60							65	
Bridge wing	70	65	70	4	65	II							75	80?				
Wheel room	65	60	65	5	60	I					65	60	65	60		NCA55	65	
Chart room	65	60	65	5							65	60		60			65	
Radio office	65	60	*1 55/65*1	*1 8/7*2	60	I					60	55	55	60			65	
Galley & pantry	70	65	*3 65/70*4					↓			(Galleyのみ) 75	60	(Galleyのみ) 75	80		(Galleyのみ) NCA65		
Laundry			(注)				(注)				(含Bakery, Pantry) 80	75						
Cargo oil control room			*1 単調音				*1 場所によっては		(注) 上記のほかにも該当するものありと考えられる。								65	
Work shop	(注)		*2 間欠音				55 or 60 dB(A)										75	
Passage	*1 Bed room		*3 単調音(バックグランド)						(Public and office spacesは65dB(A))							NCA65	65	
			*4 機器の純高音															
Deck																		
Resting place on DK			65	4														
Machinery space																		
Unmanned engine room	110	105												90?		56hr exposure/week curve		
Manned engine room (without cont. room)	90	85	85	2	*1 90	*1 III	*2 85				*1 90	*1 85		90?				
Do. (with cont. room)			100	1	*1 90	*1 III	*2 95				*1 90	*1 85						
Engine cont. room	75	70	70	4			70		*1 75/85*2	*1 70/80*2	75	70	75	90?	75	NC70		75
Fan & ref. machine room									(注)								95	
Work shop	85	80	75	3	90	III			*1 Insulated machinery control station		90	85		90	85	NC70	75	75
Store	90	85	75	3	(注)		(注)				(注)			(注) ?印は多少疑問に思われるものを示す。				
Patrol area					*1 長時間とどまる場所		*2 MannedとUnmannedの区別なし		*2 Non-insulated machinery control station		*1 cont. roomの有無について区別なし						95	

表 2.1.2　機関制御室及び工作室における規制値の一例

		規制値 制御室	規制値 工作室	備考
規則	ノルウェー（SFD）	75 dB(A) 70（ISO N曲線）	85 dB(A) 80（ISO N曲線）	Recommendation
	スウェーデン（SBS）	70 dB(A) 曲線No.4	75 dB(A) 曲線No.3	Recommendation 曲線は(1)のスウェデン資料参照
	西ドイツ（SBG）	—	90 dB(A) 曲線No.Ⅲ	曲線は(1)の西ドイツ資料2参照
	ソ連	70 dB(A)	—	
	ユーゴスラビア	75*/85*1 dB(A) 70*/80*1（ISO N曲線）	—	*防音施工している場合 *　〃　していない場合
	ポーランド	75 dB(A) 70（ISO N曲線）	90 dB(A) 85（ISO N曲線）	制限N曲線は，2オクターブ未満まで越えてもよい
	オランダ	75（ISO N曲線）		
船主要求	船主協会（日本）	75 dB(A)	85 dB(A)	20,000総トン以上に適用 〃　以下はこれに準ずる
	ESSO	70（NC曲線）	70（NC曲線）	
	Bergesen DY		75 dB(A)	
	NYK	75 dB(A)	75 dB(A)	

表 2.1.3　ソ連における新規制値

Area onboard	Prov. regulations	New norm proposal
	dBA	dBA
Engine-rooms:		
with permanent watch	85	80
with periodic service	95	90
unmanned	105	95
Sound insulated control rooms	70	65
Service areas	70	65
Galley	65	55
Wheelhouse & navigation spaces:		
sea going ships	55	55
river ships	60	60
Public rooms:		
sea going ships	55	55
river ships	60	60
Radio cabins:		
river ships	55	50
other river ships	60	–
Accommodation:		
Ships which are at sea for a period longer than 24 hours and fishing vessels etc. which sail more than 20 nautical miles from land	55	50
other ships	50	45
Sick bays	45	40
Svensk Sjotarts Tidning 13/1975		

表 2.1.4　オーストラリアにおける推奨値の一例

(Recommended maximum sound levels for different areas of occupancy for category A cargo ships)

TYPE OF OCCUPANCY OR ACTIVITY.	Over 80 m		35 m to 80 m		Less than 35 m	
	NR Value	Control Value in dB(A)	NR Value	Control Value in dB(A)	NR Value	Control Value in dB(A)
Deck space intended for crew during off duty hours	75	80	75	80	75	80
Working Areas:						
Engine rooms with permanent watches	85	90	85	90	85	90
Control rooms	70	75	70	75	70	75
Wheel house (see Note 2)	65	70	70	75	70	75
Bridge wings	75	80	75	80	75	80
Radio room (see Note 3)	55	60	55	60	55	60
Galley and pantries	75	80	75	80	75	80
Holds	75	80	75	80	75	80
Vehicle decks (see Note 4)	80	85	80	85	80	85
Winch platforms and crane cabins	80	85	80	85	80	85
Accommodation Areas:						
Cabins:						
Condition 1 – continuous background noise at sea or port (not during cargo or ballast operations)	55	60	60	65	65	70
Condition 2 – intermittant noise during cargo and ballast operations, operations of mooring winches, etc.	60	65				
Public rooms and TV rooms (see Note 5)	60	65	65	70	65	70
Recreation areas including gymnasium	65	70	65	70	65	70
Hospital	50	55	55	60	60	65
Toilets and showers excluding change rooms	70	75	70	75	70	75
Change rooms and laundries	80	85	80	85	80	85

参　考　資　料

1）船舶の騒音に関する規制および船主要求　　日本造船研究協会，SR 156調査資料第1号，1975－3

2）騒音・振動規格総覧　　日本産業機械工業会，1977－3

2.2 船内騒音の一般的傾向

船内騒音の一般的傾向を調べる為国内各造船所で昭和48年度より昭和51年度の間に建造した，船尾機関で船尾居住区画の船舶80隻を対象に公試運転中の居住区画諸室及び機関室最上層の甲板上約1 mに於ける騒音レベルを計測した生データーにより調査した。尚，ミドシップ並びにセミアフトブリッジの船舶は資料不足の為本調査より除外した。

この生データーは公試運転中のタンカーの半数は満載状態，これを除くタンカー及び他の船舶はバラスト状態におけるもので，公試運転中の海洋気象，主機の馬力，補機類の相違，騒音対策の有無及び諸室造作等の諸条件は調査の対象に含んでいない。

これ等の生データーをもとに(A)載荷重量，(B)居住区画と機関室囲壁との相対関係（機関室囲壁を居住区画が取巻いている型を取巻型と称し，居住区画が機関室囲壁と独立分離している型を分離型と称する）(C)主機の種類によって下記のごとく分類し航走中の船内の騒音傾向について調べた。

(i) DW 1万～2万トン・取巻型・ディーゼル船

(ii) DW 2万～4万トン・取巻型・ディーゼル船

(iii) DW 4万～8万トン・取巻型・ディーゼル船

(iv) DW 8万～16万トン・取巻型・ディーゼル船

(v) DW 8万～16万トン・分離型・ディーゼル船

(vi) DW16万～32万トン・取巻型・タービン船

(vii) DW16万～32万トン・分離型・タービン船

注記：調査対象船80隻の内分けは(ii) DW2万～4万トン型は20隻で，他の分類の船舶は夫々10隻づつである。調査対象船の各分類から各1隻を選びその主要目と計測時の本船の状態を表2.2.1に示す。（次ページ参照）

2.2.1 船内騒音レベル

船の載荷重量（D. W. T），居住区の型状及び主機の種類をさらに，甲板層別，前後位置別に区分し，室の使用目的によって細分し，夫々の室の平均騒音レベルを示したものが図2.2.1より図2.2.7である。尚この平均騒音レベルは小数点以下は4捨5入したものである。

諸室の区分は○印内数字によって下記のように定めた。

① 操舵室	⑥ 空気調和装置室
② 無線室	⑦ 調理室
③ 居室	⑧ 通路
④ 事務室	⑨ 操舵室両翼（暴露部）
⑤ 公室	⑩ 機関室内最上層甲板

各甲板層に騒音レベルの記載された諸室以外に甲板層及び前後位置等には関係なく，ほぼ同一の騒音レベルを示した諸室は甲板層外に記載してある。但しDW 16万～32万トンの船舶の操舵室及び操舵室両翼は第7層甲板上にあるため，騒音レベルは，これ等とは関係なく欄外に甲板層を明示し記載した。

表 2.2.1

調査対象船の主要目及び計測時の本船の状態

分類		(i)	(ii)	(iii)	(iv)	(v)	(vi)	(vii)
船種		CARGO	CHIP CARRIER	BULK CARRIER	BULK CARRIER	OIL TANKER	OIL TANKER	OIL TANKER
L×B×D×d		140m×22.86m×13.m×9.632m	174m×27.8m×18.3m×12.8m	219.077m×32.25m×19.55m×13.46m	249m×39.6m×22.4m×15.6m	260m×44m×22.4m×17m	305m×53.2m×25.3m×19.5m	324m×54.4m×26.9m×20.96m
G.T.		11,721T	25,699T	32521T	62,800T	75,000T	115,206T	121,500T
D.W.		18,582LT	43,273T	65242LT	110,900T	135,920LT	231,439T	269,100LT
主機	型式	B&W 7K62EF	B&W 6K74EF	SULZER 6RND 90	B&W 7K90GF	B&W 8K90GF	UA-360 TURBINE	STAL LAVAL AP TURBINE
	MCR	9400PS×144RPM	11,600PS×126RPM	17400PS×122RPM	23200PS×114RPM	29,700PS×114RPM	26000PS×90RPM	38000PS×91RPM
	NOR	8600PS×140RPM	9900PS×117.5RPM	15600PS×—	19,700PS×108RPM	24800PS×110RPM	35000PS×89RPM	34,600PS×88.5RPM
	軸数	1	1	1	1	1	1	1
	プロペラ	4翼	4翼	5翼	5翼	6翼	5翼	5翼
補機(計測時稼動中のもの)	発電機	6PSHTB-26D 600PS×720RPM	6PSHTB-26D×3 450V×500PS×720RPM	440KW×720RPM 450V 220KW×720RPM 450V	ターボ発電機 660KW×1800RPM ディーゼル発電機 560KW×720RPM (NOIの補助電源)	ターボ発電機 950KW×1800RPM ×1台	1600KW, 2000KVA, AC, 450V	1700KW 450V −1台
	圧縮機	2STAGE 195m³/h×25kg/cm²	30KW×900RPM 230m³/h×30kg/cm²×2	360m³/h(FA)×30kg/cm² 455m³/h(FA)×30kg/cm²	120Nm³/h×30atg ×30KW	45KW×900RPM −1台		25m³/h×9Atg
	機関室通風機	EL. AXIAL-FLOW 750m³/min×30mAq	7.5KW×1200RPM 600m³/h×30mAq	650m³/h×30mAq ×7.5KW×4 80m³/h×30mAq ×1.5KW×1	15KW×1200RPM 900m³/min×35mAq −2台 750m³/min×50mAq −2台	19KW×1200RPM −4台	1500m³/min×40mAq 22KW×900RPM ×4台 1500m³/min×15mAq 18.5KW×900RPM ×2台	1600m³/min×40mAq −4台 1400m³/min×40mAq −2台
	全用送風機	—	—	—	—	—	1,230m³/min ×15mmAq 180KW×900RPM −2台	1500m³/min×800mmAq −2台
	エアコン機器	セントラルユニット (ヤハリ) CU-16	セントラルユニット (ヤハリ) CU-18 22KW×1720RPM		セントラルユニット 15KW×1720RPM ×2台 圧縮機 45KW×900RPM ×2台	18.5KW×1800RPM −2台	セントラルユニット FAN−2530RPM COMP−1200RPM ×60KW	セントラルユニット 15KW×200m³/min −2台
	冷凍機(食料用)	5F-30×2台	30KW×1160RPM					
	居住区通風機							
計測時の本船状態	本船運転状態	BALLAST CONDITION	BALLAST CONDITION	BALLAST CONDATION	BALLAST CONDITION	満載	BALLAST CONDATION	FULL DW CONDITION
	排水量	9,046LT	2365T	34748LT	60,400KT	162,800KT	119,504T	316,254MT
	主機の運転状態	SERV.	CSO 85%出力 120RPM	(100%) 124MCR	111RPM	114RPM	NOR	NOMAL
喫水	df	2.19m	5.241m	5.320m	7.04m	16.95m	7.58m	20.598m
	da	5.79m	6.876m	7.700m	8.19m	17.06m	11.18m	21.477m
	トリム	3.60m	1.635m	2.380m	1.15m	0.11m	3.60m	.879m
居住区型形状		5層取巻型	6層取巻型	5層取巻型	6層取巻型	6層分離型	7層取巻型	7層分離型

(ii) 船内騒音レベル

載荷重量 (DWT)	20,000 ～ 40,000
居住区と機関室との相対位置	取 巻 型
主機別船種	ディーゼル船

単位：dB(A)

⑥ AIR COND. RM. : 79.
⑦ GALLEY : 75
⑩ ENGINE ROOM : 99.

第3層甲板

	③ 64 ⑤ 67 ⑧ 73	③ 60.
	機関室	③ 60 ⑧ 71
	⑧ 73 ⑤ 67 ③ 64	③ 60

第6層甲板 (NAV. BR. DK.)

		⑨ 75
		① 66 ② 64
		⑨ 75

第2層甲板

⑤ 69	③ 63 ⑤ 68 ⑧ 73	③ 62 ⑧ 69
⑦ 75	機関室	③ 62 ⑧ 71
⑤ 69	⑧ 73. ⑤ 68 ③ 63	⑨ 69 ③ 62

第5層甲板

		③ 58 ② 61
		③ 59
		③ 58

第1層甲板 (UPP. DK.)

③ 72	③ 69 ⑧ 76	③ 68
⑧ 80	機関室	⑧ 74
③ 72	⑧ 76 ③ 69	③ 68

第4層甲板

	③ 63	③ 60
	機関室	③ 59 ⑧ 69
	③ 63	③ 60

図 2.2.2

(i) 船内騒音レベル

載荷重量 (DWT)	10,000 ～ 20,000
居住区と機関室との相対位置	取 巻 型
主機別船種	ディーゼル船

単位：dB(A)

⑥ AIR COND. RM. : 79
⑦ GALLEY : 73.
⑩ ENGINE ROOM : 105

第3層甲板

③ 62	③ 62. ⑧ 71	③ 60 ⑧ 71
	機関室	③ 58. ⑧ 70
③ 62	⑧ 71 ③ 62.	⑧ 71 ③ 60

第2層甲板

⑤ 68.	③ 64 ⑤ 67 ⑧ 75	③ 61 ⑤ 64 ④ 66
⑤ 70 ⑦ 73	機関室	③ 62 ④ 65 ⑧ 72
⑤ 68	⑧ 75 ⑤ 67 ③ 64	④ 64 ③ 61

第5層甲板 (NAV. BR. DK.)

		⑨ 75
		① 66 ② 62
		⑨ 75

第1層甲板 (UPP. DK.)

③ 74. ⑤ 72.	③ 69.	③ 69
⑧ 80.	機関室	③ 70 ⑤ 72
⑤ 72 ③ 74	⑧ 78 ③ 69	⑧ 76 ③ 69

第4層甲板

		② 63 ③ 58
		③ 56 ⑧ 66
		③ 58

図 2.2.1

(iv) 船内騒音レベル

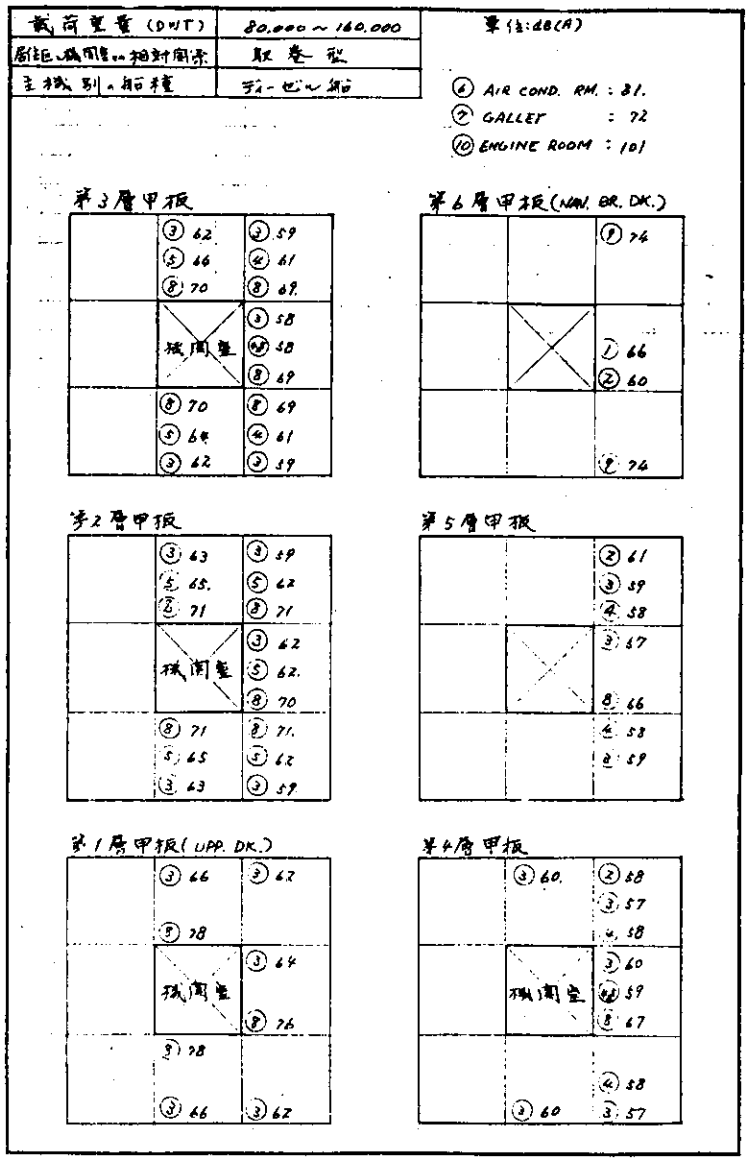


図 2. 2. 4

(iii) 船内騒音レベル

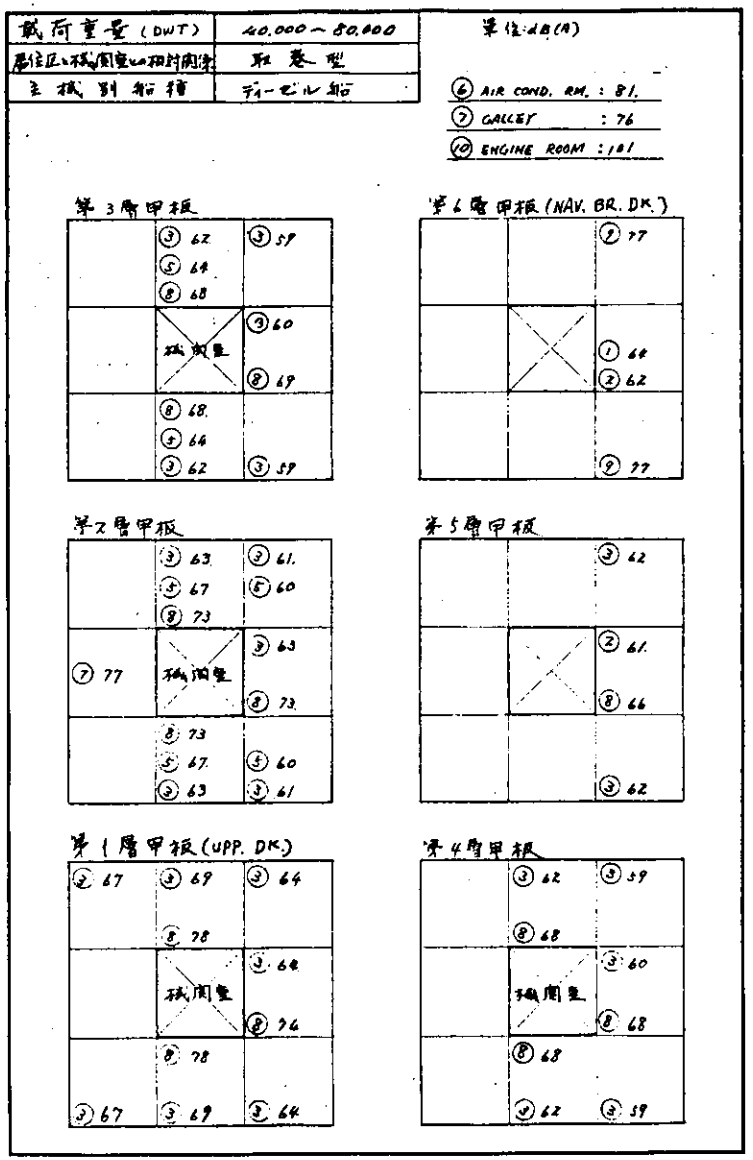


図 2. 2. 3

(vi) 船内騒音レベル

載荷重量 DWT	160,000 ～ 320,000
居住区・機関室の相対位置	分 離 型
主機別船種	タービン船

単位：dB(A)

② RADIO OFFICE : 62 dB(A)
⑥ AIR COND. UNIT RM : 84 〃
⑦ GALLEY : 66 〃
⑩ ENGINE ROOM : 86 〃

NAV. BR. DECK
① WHEEL HOUSE : 61. dB(A)
⑨ BRIDGE WING : 70 〃

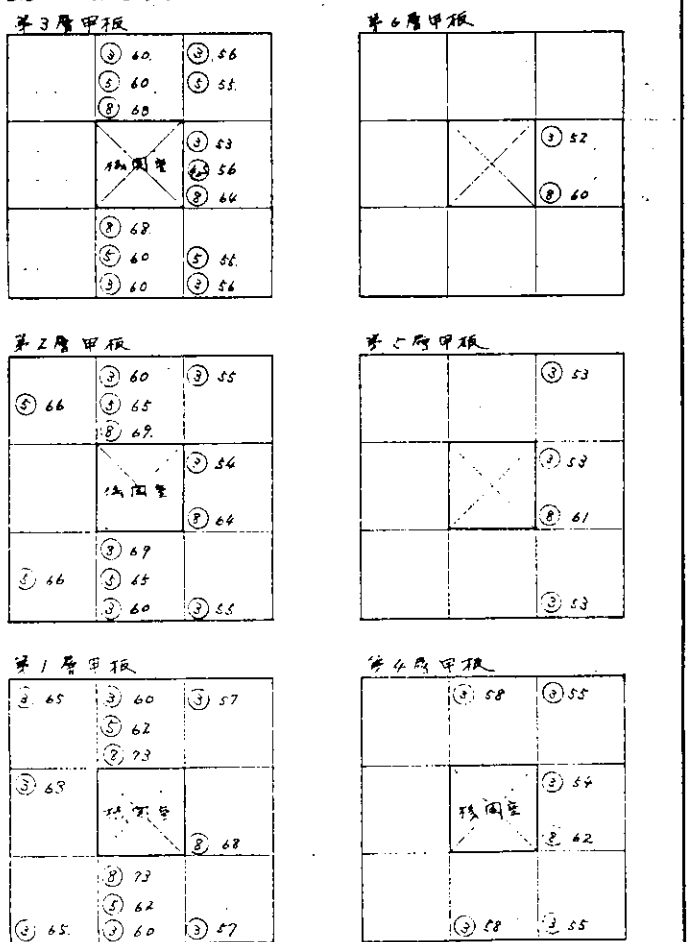


図 2. 2. 6

(v) 船内騒音レベル

載荷重量 (DWT)	80,000 ～ 160,000
居住区・機関室の相対位置	分 離 型
主機別船種	ディーゼル船

単位：dB(A)

② RADIO OFFICE : 63
⑥ AIR COND. RM. : 77
⑦ GALLEY : 74
⑩ ENGINE ROOM : 97

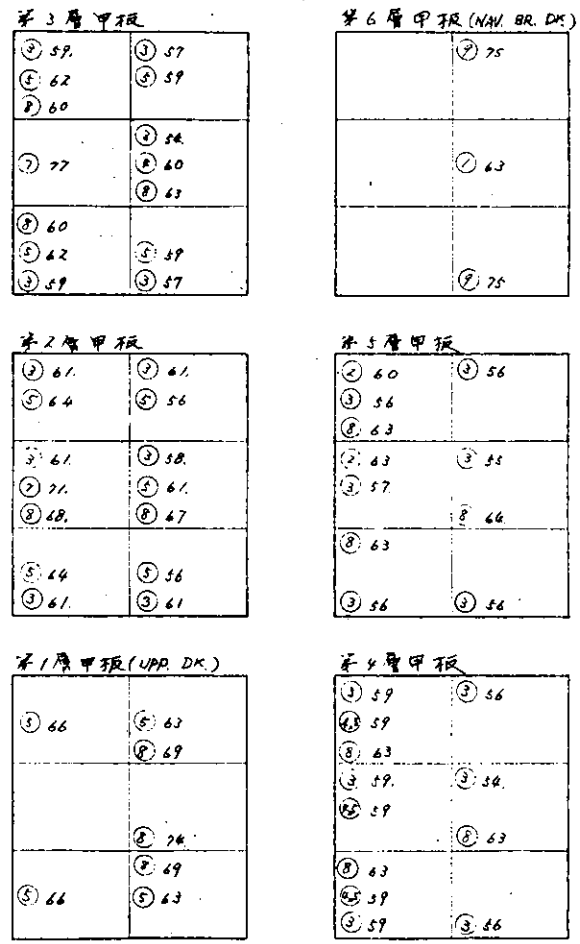


図 2. 2. 5

(VII) 船内騒音レベル

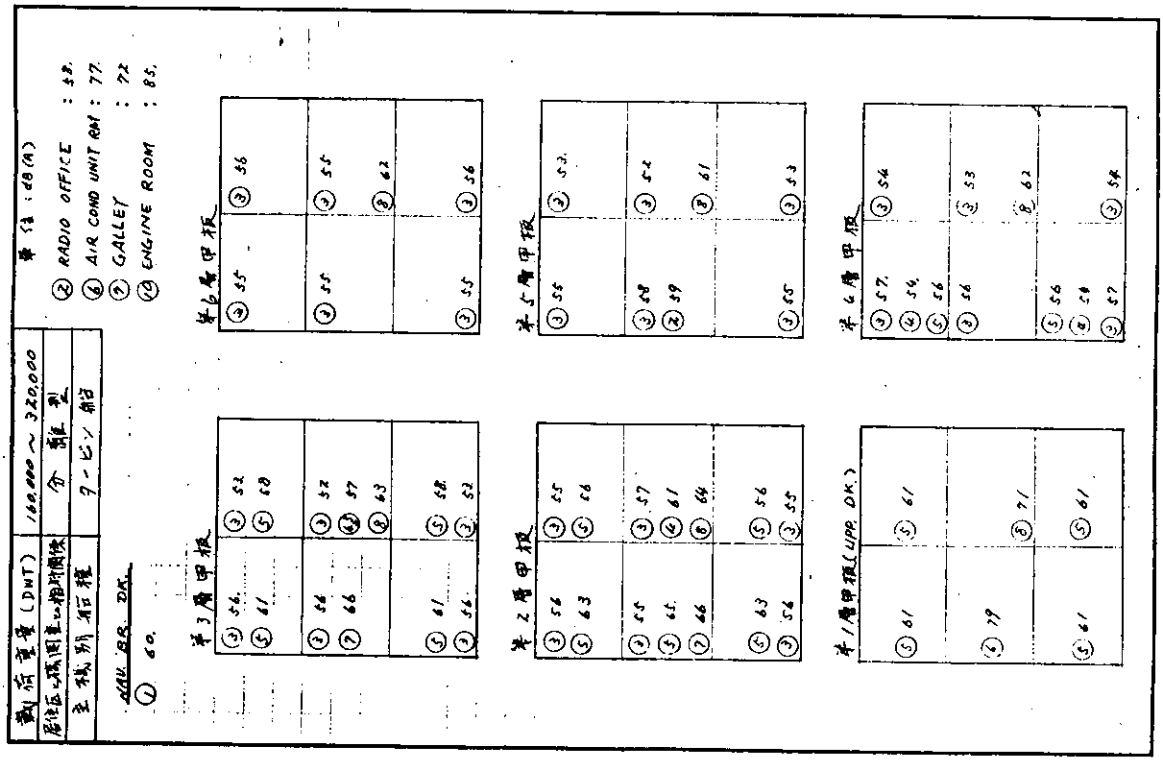
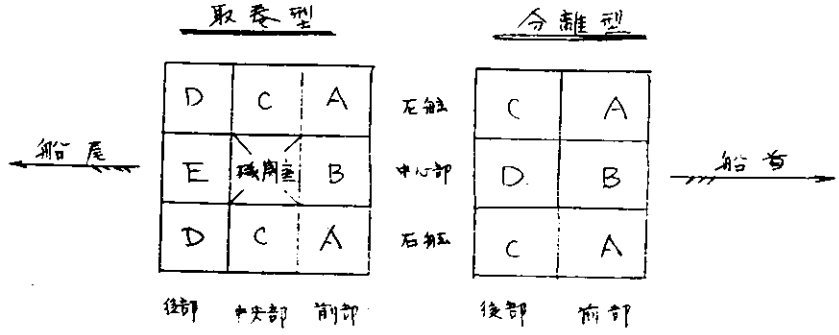


図 2.2.7

2.2.2 船内騒音分布図

居住区の大部分を占める，(1)居室，(2)事務室・公室・制御室及び(3)通路の騒音レベルを，DW別に夫々7分類について上下の甲板層並びに前後位置に於ける増減の状況を示したのが図 2.2.8～図 2.2.28である。居住区甲板室の各甲板層の前後位置を次のように区分した。

表 2.2.2～2.2.11は甲板各層間及び前后位置関係による，騒音レベルの増減を示した表で，矢印の方向に見て増加している場合にはプラス(+)，低下している場合にはマイナス(−)によって示した。



機関室囲壁内の騒音レベルは特定の機器を設置した場合のみ計測した例はあるが，一般の計測例がなく機関室囲壁内の騒音レベルを示すことが出来なかった。したがって機関室内最上層甲板で計測した騒音レベルの平均値によって機関室の騒音レベルとした。

(1) 居　室

(i) DW 1～2万トン・取巻型・ディーゼル船

図 2.2.8は，このクラスの船舶の各甲板層各位置における居室の騒音傾向を示す。又，表 2.2.2は甲板間の騒音レベルの増減を，表 2.2.3は各甲板層毎の前後，左右方向の騒音レベルの変化する状態を数値によって示したものである。これから次のことが言える。

(a) 機関室内最上甲板と第1層甲板（上甲板）間での騒音レベルは平均約 35 dB（A）下っている。

(b) 居住区甲板室内での低下は第1層と第2層間が最も大きく平均約7dB(A),第2層甲板以上の甲板間では,それぞれ平均約2dB(A)づつ下っている。

(c) 各甲板層別に見ると騒音レベルは甲板室の前部より後部が平均約5dB(A)程度高い。

表2.2.2

甲板間の騒音レベルの増減dB(A)	居室前後位置				平均値
	A	B	C	D	
機関室最上層 → 第1層	−36	−35	−36	−31	−35
第1層 → 第2層	−8	−8	−5		−7
第2層 → 第3層	−1	−4	−2		−2
第3層 → 第4層	−2	−2			−2

表2.2.3

居室前後位置における騒音レベルの変化 dB(A)	甲板層			
	1	2	3	4
A区画 → B区画	+1	+1	−2	−2
A区画 → C区画	0	+3	+2	
B区画 → C区画	−1	+2	+4	
A区画 → D区画	+5	+7	+2	
B区画 → D区画	+4	+7	+4	
C区画 → D区画	+5	+4	0	

(ii) DW2～4万トン・取巻型・ディーゼル船

図2.2.9はこのクラスの船の居室の騒音の傾向を示す。表2.2.4は甲板間の騒音レベルの増減を,表2.2.5は前後位置における騒音レベルの変化を数値によって表わしたもので,これ等から次のことが言える。

(a) 機関室内最上層甲板と居住区画第1層甲板(上甲板)間での騒音レベルの低下は平均値約32dB(A)である。

(b) 居住区甲板室内での第1層と第2層甲板間では平均約6dB(A)下っているが第2層甲板以上の甲板間では各々1～2dB(A)づつしか下っていない。

(c) 前部の左右(A区画)と中心部(B区画)での騒音レベル差は僅かである。中心部に空調室等の騒音発生源のあると思われる場所の騒音レベルが高くなっている。

(d) 各甲板層での前後方向における騒音レベル差は後部が約4dB(A)程度高くなっている。

表2.2.4

甲板間の騒音レベルの増減 dB(A)	居室前後位置				平均値
	A	B	C	D	
機関室最上層 → 第1層	−31		−30	−27	−32
第1層 → 第2層	−6		−6		−6
第2層 → 第3層	−2	−2	+1		−1
第3層 → 第4層	0	−1	−1		−1
第4層 → 第5層	−2	0			−1

表 2. 2. 5

居室前後位置における騒音レベル変化 dB (A)	甲板層 1	2	3	4	5
A 区画 → B 区画		0	0	− 1	+ 1
A 区画 → C 区画	+ 1	+ 1	+ 4	+ 3	
B 区画 → C 区画		+ 1	+ 4	+ 4	
A 区画 → D 区画	+ 4				

(iii) DW 4 ～ 8 万トン・取巻型・ディーゼル船

図 2. 2. 8 はこのクラスの船舶の居室の騒音傾向を示し，又表 2. 2. 6 は甲板間の騒音レベルの増減を，表 2. 2. 7 は前後位置における騒音レベルの変化を数値によって表わしたもので，これ等から次のことがいえる。

(a) 機関室最上層甲板と居住区第 1 層甲板（上甲板）間での騒音レベルの低下は平均37 dB (A) である。

(b) 第 1 層～第 3 層甲板ではそれぞれ 2 ～ 3 dB (A)騒音レベルは下っている。第 3 ～ 4 層甲板間では変動なく，第 4 ～ 5 層甲板間では逆に約 3 dB (A)高くなっている。これは機関の排気音，通風機の騒音があるためであろう。

(c) 各甲板層共前部（A・B 区画）より，中央部（C 区画）が約 2 ～ 3 dB (A)高くなっているが，このクラスの船舶には後部（D・E 区画）のあるものが少なく騒音の傾向とは思えない第 1 層甲板では結果が出ている。

表 2. 2. 6

甲板間における騒音レベルの増減 dB(A)	居室前後位置 A	B	C	D	平均値
機関室最上層 → 第 1 層	− 37	− 37	− 32	− 34	− 35
第 1 層 → 第 2 層	− 3	− 1	− 6		− 3
第 2 層 → 第 3 層	− 1	− 3	− 1		− 2
第 3 層 → 第 4 層	0	0	0		0
第 4 層 → 第 5 層	+ 3				+ 3

表 2. 2. 7

居室前後位置における騒音レベルの変化 dB (A)	甲板層 1	2	3	4	5
A 区画 → B 区画	0	+2	−1	+1	−1
A 区画 → C 区画	+5	+2	+3	+3	
B 区画 → C 区画	+5	0	+2	+2	
A 区画 → D 区画	+3				
B 区画 → D 区画	+3				

(iv)(v) DW 8 ～16万トン・取巻型及び分離型・ディーゼル船

図 2. 2.11及び12はこのクラスの取巻及び分離型船舶の居室の騒音傾向を示す。又，表 2. 2. 8 は甲板間における騒音の増減を，図 2. 2. 9 は前後位置に於ける騒音レベル差を数値によって表わしたもので，これ等から次のことが言える。

(a) 機関室最上層甲板と居住区第 1 層甲板（上甲板）間での騒音レベルの低下は約 37 dB (A) である。

(b) 第 1 ～ 3 層の下部甲板層間の騒音レベルは取巻型は約 2 ～ 3 dB (A)，分離型では約 2 ～ 4 dB (A) 程度の低下がある。

(c) 上部甲板層では取巻型では僅かづつではあるが騒音レベルが下っているが，分離型は変化がみられず，最上層甲板では僅かに高くなっている。

(d) 各甲板層共左右部（A区画）より，中心部（B区画）が取巻型では騒音レベルが約2 dB(A)高く，分離型では約2 dB(A)程度低くなっているのは機関室囲壁との分離が大きく影響していると思われる。

(e) 前部より後部の騒音レベルが取巻型の場合は各甲板共2～4 dB(A) 高く，分離型の場合左右（AとC区画）と下層甲板では2～3 dB(A)であるが，上層甲板の後の中心部（D区画）では約5 dB(A)も高くなっている。これは機関排気音，機関室通風機等の騒音が影響しているのではないかと考えられる。

表 2.2.8

甲板間における騒音レベルの増減 dB(A)		居室前後部位置 A	B	C	D	平均値
機関室最上層→第1層甲板	取巻型	−39	−37	−35		−37
	分離型					
第1層甲板→第2層甲板	取巻型	−3	−2	−3		−3
	分離型					
第2層甲板→第3層甲板	取巻型	0	−3	−1		−1
	分離型	−4	−4	−2		−3
第3層甲板→第4層甲板	取巻型	−2	+2	−2		−1
	分離型	−1	0	0		0
第4層甲板→第5層甲板	取巻型	+2	−3			−1
	分離型	0	+1	+1	−2	0

表 2.2.9

居室前後位置の騒音レベルの変化 dB(A)		甲板層 1	2	3	4	5
A区画→B区画	取巻型	+2	+3	−1	+2	−2
	分離型		−3	−3	−2	−1
A区画→C区画	取巻型	+4	+4	+3	+2	
	分離型		0	+2	+3	0
B区画→C区画	取巻型	+2	+1	+4	0	
	分離型		+3	+5	+5	+1
A区画→D区画	取巻型					
	分離型		0		+3	+1
B区画→D区画	取巻型					
	分離型		+3		+5	+2
C区画→D区画	取巻型					
	分離型		0		0	+1

(vi)(vii) DW16～32万トン・取巻型及び分離型・タービン船

図 2.2.13及び14はこのクラスの取巻型及び分離型の船舶の居室の騒音傾向を示す。表 2.2.10は甲板間の騒音レベルの増減を，表 2.2.11は前後位置における騒音レベルの差を数値によって表わしたもので，これ等から次のことがいえる。

(a) 機関室最上甲板と居住区第1層甲板間での騒音レベルの減少は平均23 dB(A)でディーゼル船と比較してタービン船の場合が最も少なくなっている。

(b) 取巻型の場合最も大きく騒音レベルの低下している前部（A区画）でも第1層から第5層甲板間全体で4dB(A)であり他の区画では1～2 dB(A)と全体的に見て上下間の変化にとぼしい。

(c) 分離型の場合第2層と第3層甲板間で平均約2dB(A)下っているが，中層甲板間ではあまり変化なく最上層甲板至る間で2～3dB(A)増加している。

(d) 取巻型の場合，各甲板層共前部より後部が平均約5dB(A)高く，分離型の場合，第2及び6層甲板では前後間での変化が少なく中層甲板では後部が平均約3dB(A)高くなっている。

表 2.2.10

甲板間における騒音レベルの増減 dB(A)		居住区前後位置 A	B	C	D	E	平均値
機関室最上層→第1層甲板	取巻型	−29		−26	−20	−18	−23
	分離型						
第1層甲板 →第2層甲板	取巻型	−2		0			−1
	分離型						
第2層甲板 →第3層甲板	取巻型	+1	−1	0			0
	分離型	−2	−5	0	+1		−2
第3層甲板 →第4層甲板	取巻型	−1	+1	−2			0
	分離型	+1	+1	+1	0		+1
第4層甲板 →第5層甲板	取巻型	−2	−1				+2
	分離型	−1	−1	−2	+2		−1
第5層甲板 →第6層甲板	取巻型		−1				−1
	分離型	+3	+3	0	−3		+1

表 2.2.11

居室前後位置の騒音レベルの変化 dB(A)		甲板層 1	2	3	4	5	6
A区画 → B区画	取巻型		−1	−3	−1	0	
	分離型		+2	−1	−1	−1	−1
A区画 → C区画	取巻型	+3	+5	+4	+3		
	分離型		+1	+3	+3	+2	−1
B区画 → C区画	取巻型		+6	+7	+4		
	分離型		−1	+4	+2	+3	0
A区画 → D区画	取巻型	+7					
	分離型		0	+3	+4	+5	−1
B区画 → D区画	取巻型						
	分離型		−2	+4	+3	+6	0
C区画 → D区画	取巻型						
	分離型		−1	0	−1	+3	0
A区画 → E区画	取巻型	+11					

(2) 事務室，公室，制御室

事務室，公室及び制御室はそれぞれ特定の甲板に集中配置しているため騒音の傾向を明確につかむことが難しくこれらの室をまとめて調査したのが，図2.2.16～図2.2.21である。

(ii)DW 2～4万トン及び(iii)DW 4～8万トンの場合は資料不足のため騒音の傾向が明確に出なかったが，他のクラスの船舶は居室の傾向とほぼ同様なものとなっている。

操舵室は他の公共室に比較して約2～5dB(A)程度騒音レベルが高い為，最上層甲板は居室の傾向に比べ高めとなっている。

(3) 通路の騒音分布

図2.2.22～図2.2.28は通路における，甲板層別及び前後位置に於ける騒音レベルの変化を示したもので，この図によると居室，公室等のように騒音対策を施していない為に，騒音減衰の実体が特に明確に表わされている。

(a) 下層甲板に高く上層甲板にいくにしたがって騒音レベルが低下している様子が明らかに出ている。

(b) DW 8～16万トン・取巻型・分離型及びDW16～32万トン・分離型で，上層部で騒音レベルの上昇しているのは機関の排気音，機関室用通風筒による影響を示していることがわかる。

甲板層及び前後位置別の居室騒音分布

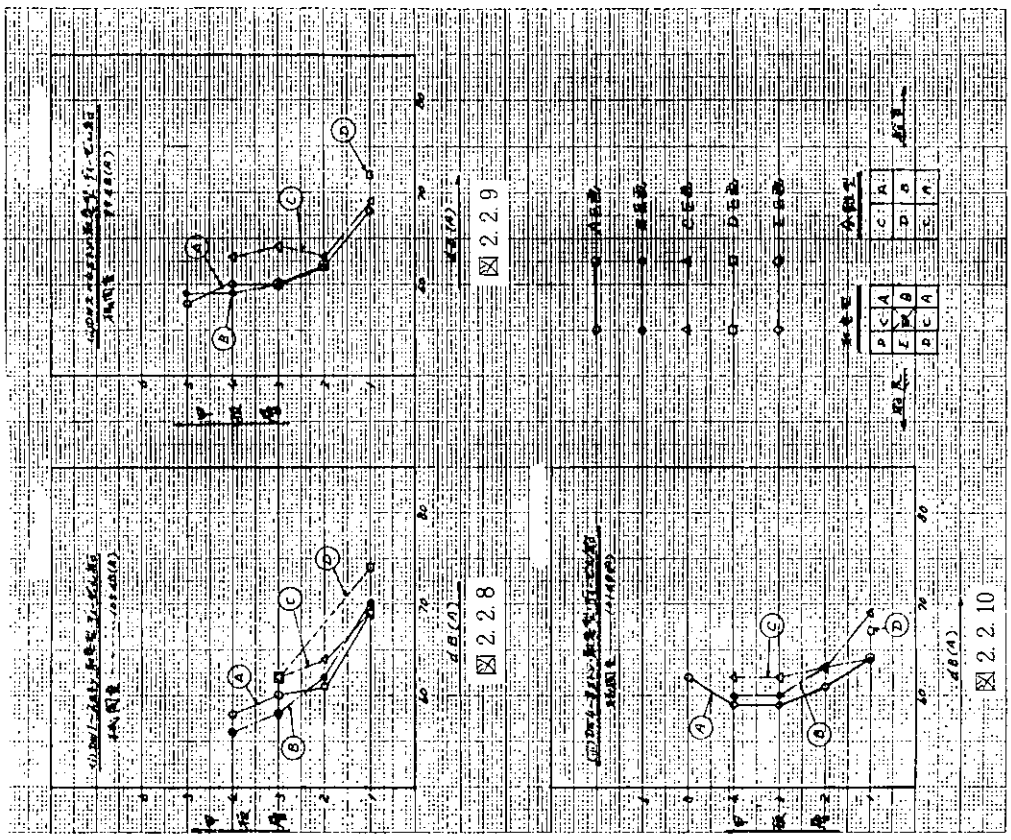


図 2.2.8

図 2.2.9

図 2.2.10

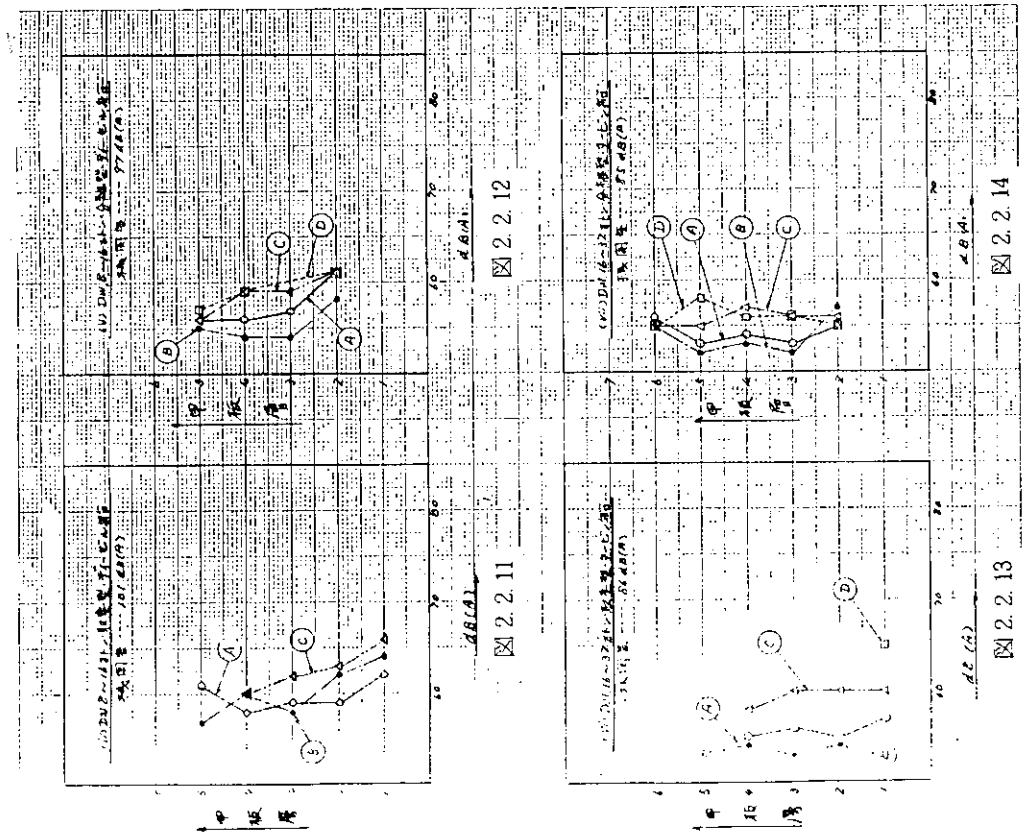


図 2.2.11

図 2.2.12

図 2.2.13

図 2.2.14

甲板層及び前後位置別の通路騒音分布

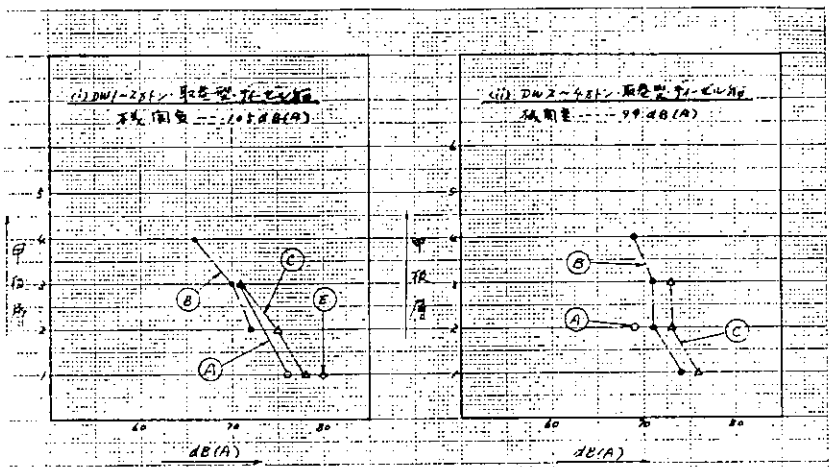


図 2. 2. 22

図 2. 2. 23

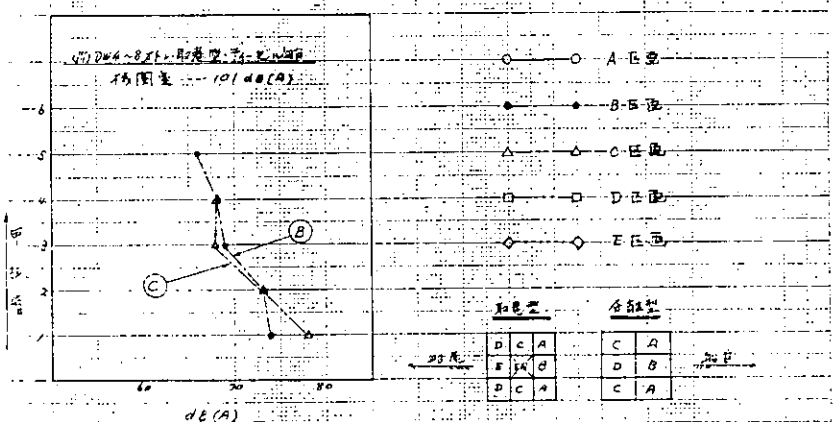


図 2. 2. 24

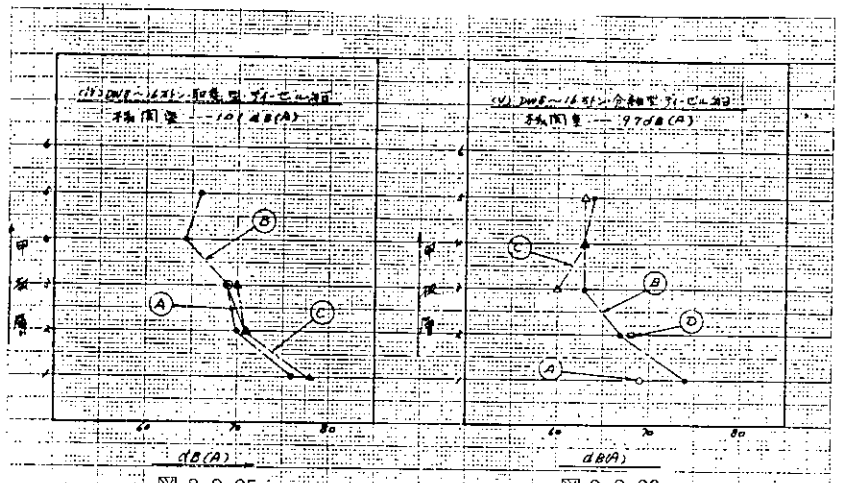


図 2. 2. 25

図 2. 2. 26

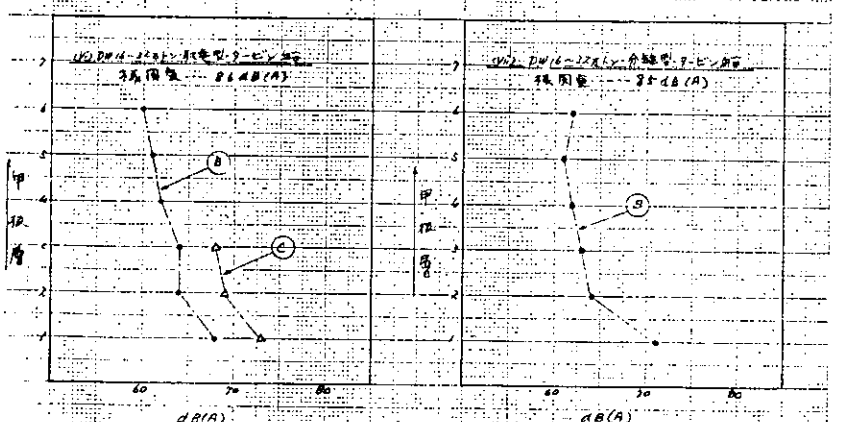


図 2. 2. 27

図 2. 2. 28

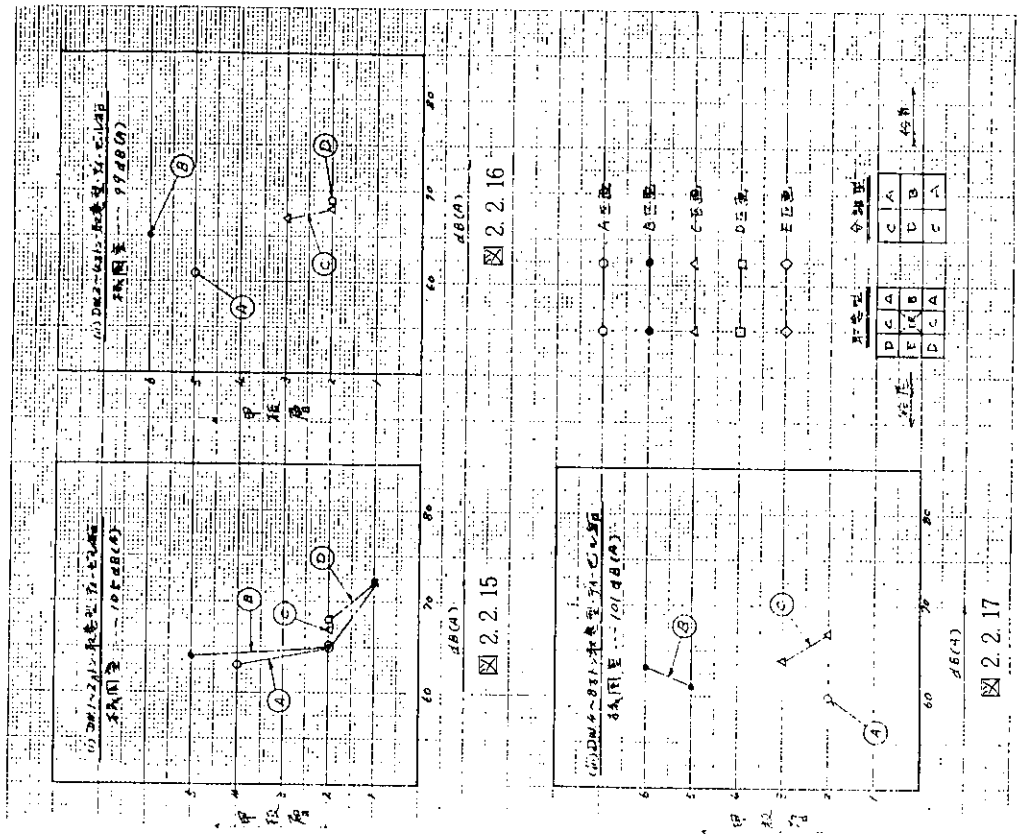


図 2.2.15

図 2.2.16

図 2.2.17

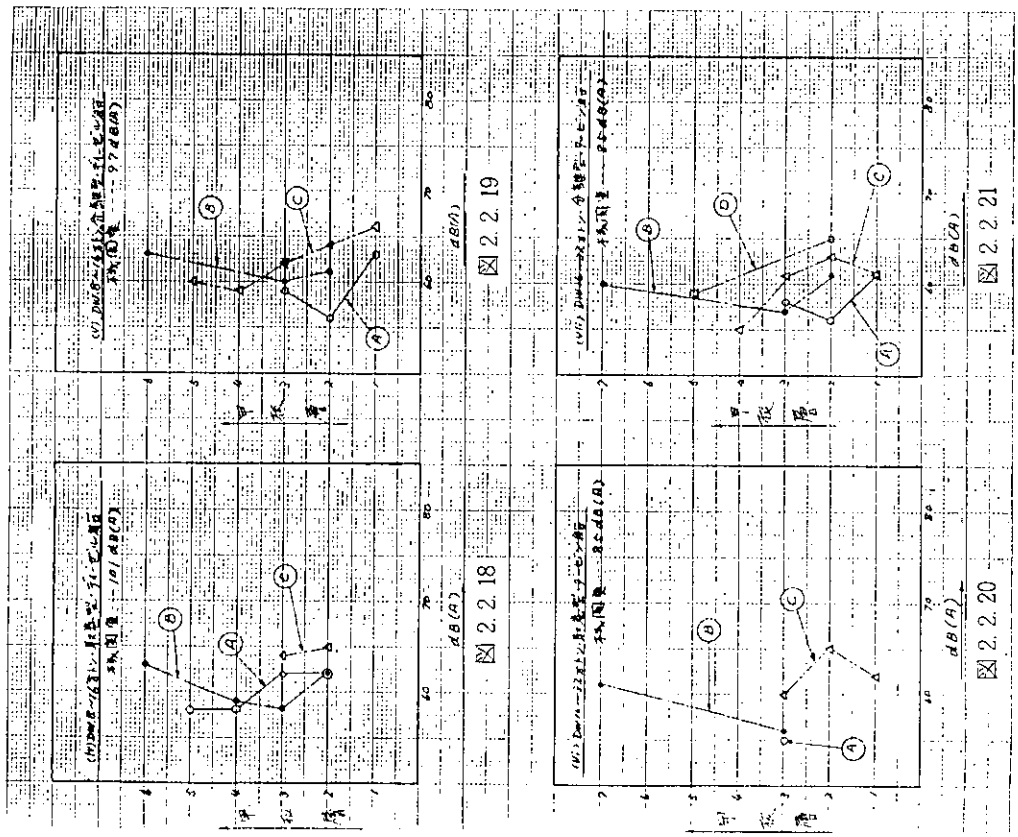


図 2.2.18

図 2.2.19

図 2.2.20

図 2.2.21

2.2.3 DW別騒音分布図

前項ではDWと居住区型状等により，7分類について記述してきたが，これ等を総合してDWにより，どのように騒音レベルが変化しているかを調べた。

居住区画の前部と後部及び室の種類によっても差があるため，(1)居室，(2)事務室，公室，制御室，(3)通路の3つの室区分を前部（A・B区画），中央部（取巻型：C区画），後部（取巻型：D・E区画，分離型：C・D区画）のそれぞれの平均騒音レベルを調べると共に各甲板層全体の平均についても合せて記述する。

(1) 居　室

図2.2.29は，前部（A・B区画）の，図2.2.30は中央部（取巻型：C区画），図2.2.31は後部（取巻型：D・E区画，分離型：C・D区画），図2.2.32は，各甲板層別に全区画の平均騒音レベルを示したDW別の騒音の傾向を示すものである。これ等から次のことが言える。

(a) 騒音レベルは下層甲板に高く，上層甲板で低い傾向を示したのが2,3例，最上層甲板にて高い数値のものがあるが，これは機関室の排気筒及び通風機等の影響が入ったものと思われる。

(b) 中層の甲板ではほとんど騒音レベルの変化がないものもある。

特に前部の区画における第3層と第4層間に多く見られるのは空気調和装置室，その他の機器室が配置されたものであろう。

(c) 第1層甲板では小型船で高く大型船で低い騒音レベルを示しているが第2層甲板以上では船の大小には多少の関係あるが下記(d)項を除いて関わりないようである。

(d) DW8～16万トン・分離型・ディーゼル船とDW16～32万トン・取巻及び分離型・タービン船は，DW分類による他の船舶に比較して一般に4～5 dB(A)ほど騒音レベルが低くなっている。

(2) 事務室，公室，制御室

図2.2.33～図2.2.36は事務室，公室，制御室の各区画のDW別区分の平均騒音レベルを示し一般的傾向を調べた。

(a) 騒音レベルは下層甲板に高く，上層甲板で低い。

(b) 騒音レベルは小型船で高く，大型船で低い。

(c) この室区分では分離型が取巻型よりやや有利である。

(d) DW1～2万トンは第5層，DW2～16万トンは第6層，DW16～32万トンは第7層甲板は操舵室の騒音レベルを示しているため他の公室等より高い値が表われているので注意を要する。

(3) 通　路

図2.2.37～図2.2.40は通路各区画のDW別区分による平均騒音レベルを表わしている。

通路に対しては特別な騒音規制値がないため一般に騒音対策らしきものは施していないためか騒音の傾向は割合い明確に出ていると思われる。

(a) 騒音レベルは下層甲板に高く上層甲板で低い。

(b) 騒音レベルは小型船に高く，大型船で低い。

(c) 機関室の騒音レベルの低いタービン船の居住区内通路は低くなっている。

(d) DW8～16万トンの分離型・ディーゼル船はタービン船に近い騒音レベルを示している。

2.2.4 船内騒音の一般的傾向について

以上各項の分類によって調査してきたところから，船内騒音の傾向については，

(1) 機関室内最上甲板内の平均騒音レベルは主機馬力とは関係なく，ディーゼル船では100 dB(A)前後，タービン船では85 dB(A)付近の数値を示している。

(2) 機関区画から居住区画間での騒音の減衰が大きく，ディーゼル船で平均35 dB(A)，タービン船で23 dB(A)となっている。

(3) DWの大きい船より小さい船の方の一般的に騒音レベルが高いが，甲板層間での騒音レベルの低下率はDWの小さい船ほど大きい。

(4) 甲板層間での騒音の傾向は，下層甲板で高く，中層甲板（第2～5層）で徐々に下り，上層甲板（第6～7層）で再び高くなっている。

(5) 各甲板層では前部が低く，後部にいくにしたがって高くなっている。

(6) 取巻型居住区より，分離型居住区の方が低騒音となっている。

一般的に上記の如きことが言えるが，調査対象船が少ないため，多少騒音レベルが，上記の範ちゅうより，ずれたものが出ているのはやむをえないことと思う。

DW別の居室騒音分布図

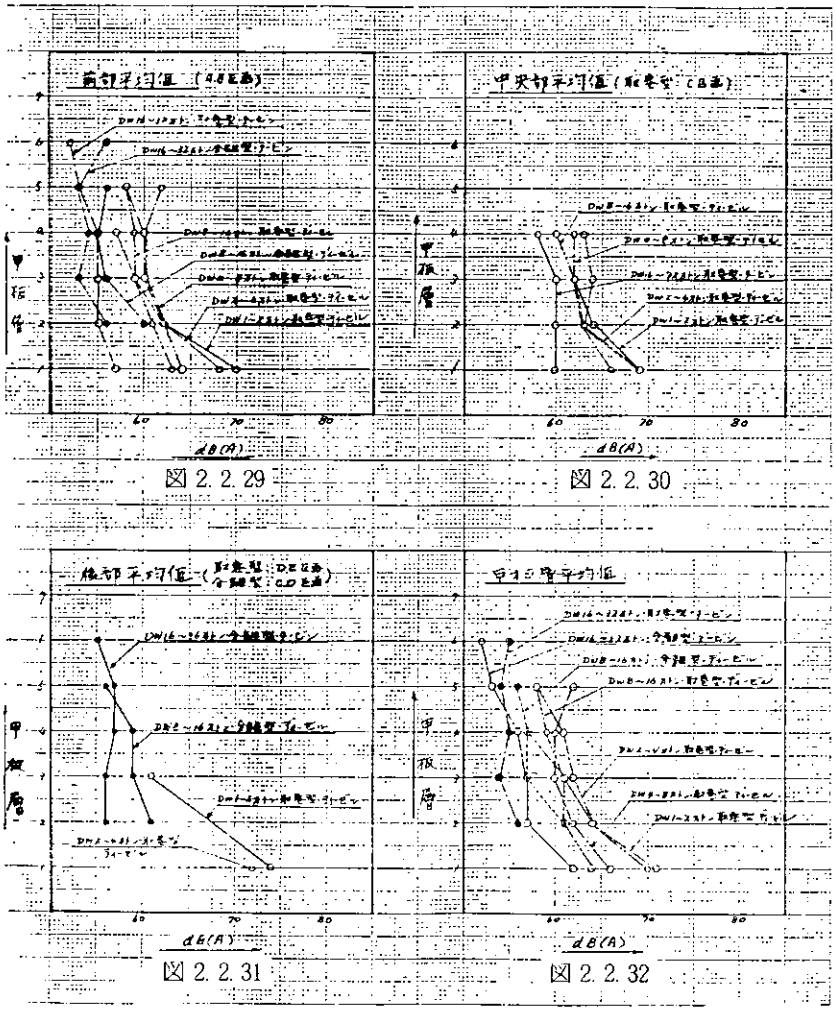


図 2. 2. 29　図 2. 2. 30

図 2. 2. 31　図 2. 2. 32

DW別の居室騒音分布図

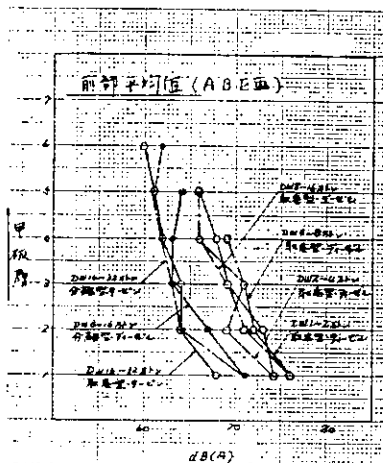


図 2. 2. 37

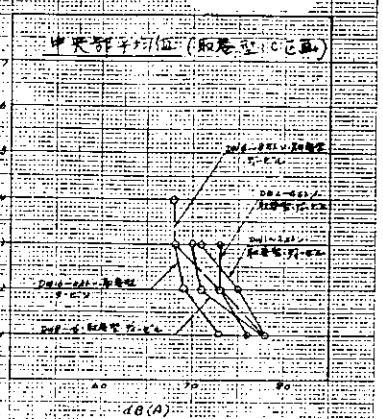


図 2. 2. 38

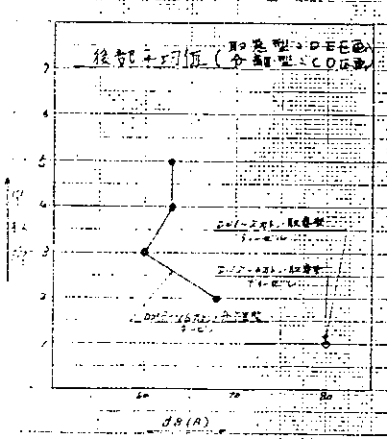


図 2. 2. 39

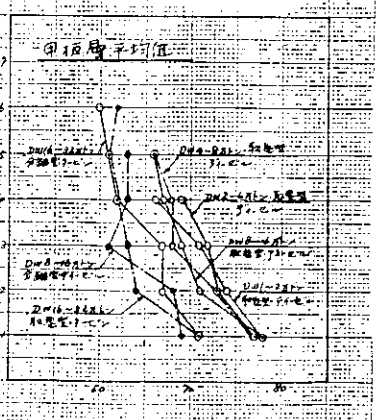


図 2. 2. 40

DW別の公室・事務室・制御室騒音分布図

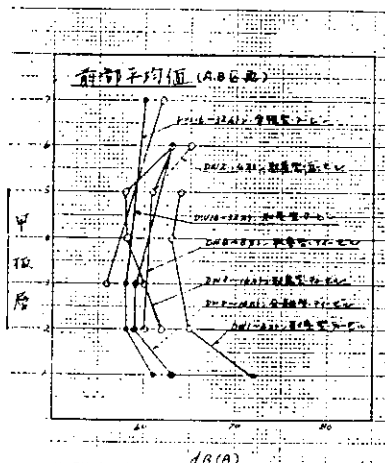


図 2. 2. 33

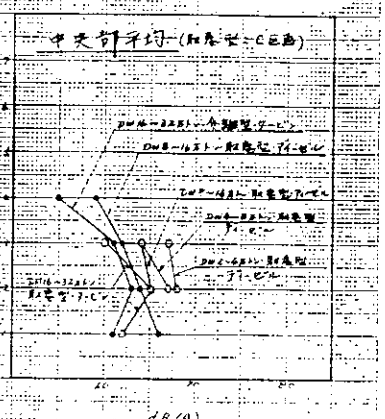


図 2. 2. 34

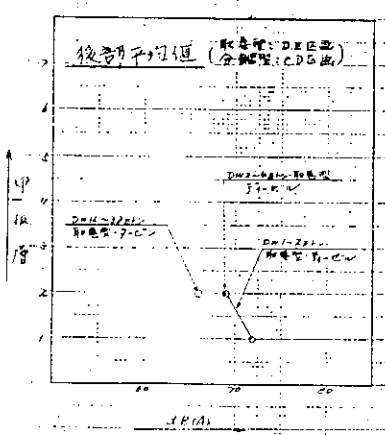


図 2. 2. 35

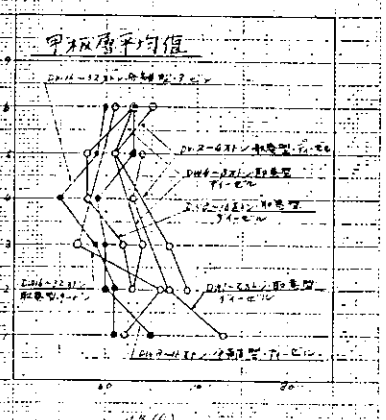


図 2. 2. 36

3. 騒　音　源

3.1 機関部単体機器

3.1.1 機関室騒音源の種類とレベル

船舶の騒音レベルは，船の種類，大きさ，主機の種類および出力，機関室の位置，船内配置および構造等，多くの要素に影響される。

船舶の騒音は個々の機器からの空気音によるもの，空気音の区割空間内での反射音によるもの，機器の据付台から船体構造を伝搬する固体音によるものが考えられる。

最近騒音に関する要求値がますます厳しくなってきており，個々の機器の騒音対策はもちろん，基本計画時からの総合対策が必要になって来ている。これら騒音対策は他章に譲ることとし，個々の機器の標準的な騒音レベルを以下に述べる。(1)

個々の機器	騒音レベルdB(A)
ディーゼル主機	
—低速ディーゼル主機運行時 ……	100
—中速ディーゼル主機運行時 ……	105
—高速ディーゼル主機運行時 ……	110
ディーゼル発電機 ……	105 ～ 110
タービン主機 ……	95
タービン発電機 ……	100
強圧送風機 ……	105
カーゴ・オイル・ポンプタービン ……	105
カーゴ・オイル・ポンプ（ポンプ室内） ……	115
給水ポンプ ……	105
油圧ポンプ ……	105
電動モータ ……	95

また，これらの機器が与える居住区への音源寄与度の実船実験例を以下に述べる。実船(2)の主な機器の仕様を表 3.1.1，計測器を表 3.1.2，計測点位置を図 3.1.1，計測時の運転状態を表 3.1.3，音源寄与度 Over All 値を表 3.1.4 に示す。

この実船実験例より，居住区への主要騒音源は，主機＋過給機，ディーゼル発電機およびターボ発電機であるが，寄与度は部屋によって異なる。その他の機器からの寄与は，特定の部屋を除いて10dB程度小さいことがわかる。

表 3.1.1　供試船の主な仕様

船種	オア・キャリアー	$L^M \times B^M \times D^M \sim d^M$	249 × 39.6 × 22～16.15
GT	33,972.57 トン	DW	115,977 トン
機器	型式	能力	回転数
主機	B&W 7K－90GF	23,900 PS（BHP） 20,300 PS（BHP）	114 RPM(MCO) 108 RPM(CSO)
過給機	B&WT 780G（2台）	41.0 m^3/sec 34.4 m^3/sec	7800 RPM(MCO) 7300 RPM(CSO)
ディーゼル発電機	6PS HTC－26D（2台）	560 kW	720 RPM
ターボ発電機	MTG－300	1,100 kW	1,200 RPM
機関室通風機	FP－B 120G（4台）	1,000 m^3/min 35 mm Aq	1,155 RPM
エア・コン・ファン	EL.CENT LIMIT LOAD TYPE（2台）	11,000 m^3/h 250 mm Aq	1,720 RPM
エア・コン・冷凍機	ROTASCO RL－20	179,280 Kcal/h	1,160 RPM

表 3.1.2　計　測　器

計　測　点	ピックアップ	プリアンプ	ケ　ー　ブ　ル	メインアンプ
音源機器の振動	B & K 4332 加速度計	ITHACO ディマウンタブルプリアンプ	GK-9-22C ½ 8芯ケーブル	ITHACO 461 チャージアンプ
受音点振動	B & K 4332 加速度計	B & K 2209 精密騒音計	RG 58 A/U 同軸ケーブル	
受音点音圧	B & K 4117 ダイナミックマイク	B & K 2208 小型騒音計	RG 58 A/U 同軸ケーブル	

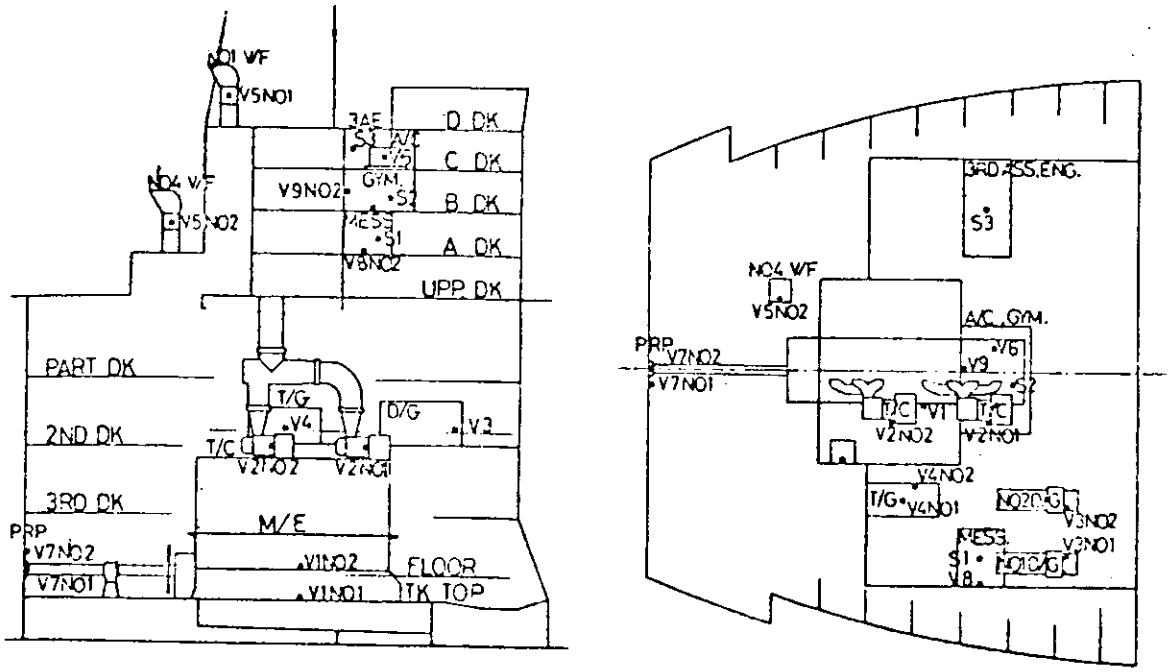


図 3.1.1　計測点の配置（記号は表 3.1.3 による）

表 3.1.3　計測点と運転状態

	計測点番号	音源機器および受音部屋名	略記号	計測量	ピックアップ取付位置No.1 取付場所	運転状態 A	運転状態 B	ピックアップ取付位置No.2 取付場所	運転状態 C
音源側	V1	主　機	M/E	加速度	STBD, TK-TOP台板	111 RPM	停　止	STBD, FLoor 台板	111 RPM
	V2	過　給　機	T/C	〃	Fore 側	作　動	停　止	Aft 側	作　動
	V3	ディーゼル発電機	D/G	〃	No.1 D/G, STBD台板	No.1 作動 No.2 停止	No.1 停止 No.2 作動	No.2 D/G, Port 台板	No.1, No.2 とも停止
	V4	タ　ー　ボ　発　電　機	T/G	〃	台　板　中　央	作　動	作　動	Port 側台板	作　動
	V5	機関室通風機	V/F	〃	No.1 V/F	〃	〃	No.4 V/F	〃
	V6	エア・コン・ファン	A/C	〃	No.1 A/C ケーシング	〃	〃	A/C Unit Room床	〃
	V7	プ　ロ　ペ　ラ　音	PRP	〃	シャフト横隔板	〃	停　止	シャフト上部板	〃
受音側	V8	Mess. Boy (B)		〃	窓　側　壁			床	
	V9	Gymnasium		〃	床			Aft 側壁	
	S1	Mess. Boy (B)		音圧	机　上			机　上	
	S2	Gymnasium		〃	床　上			床　上	
	S3	3rd Ass. Eng.		〃	机　上			机　上	

表 3.1.4　供試船の音源寄与度 Over All 値（dB 表示）

受音点	Mess. Boy (B)						Gymnasium		3rd Ass. Eng.		Mess. Boy (B) 壁		Gymnasium 床	
計測量	音圧（A特性）										加速度 $Re = 10^{-5} cm/S^2$			
取付位置	No. 1				No. 2		No. 1							
運転状態	A		B		C		A							
計測値	66		59		63		71		52		78		84	
寄与合計値	63		58		57		68		48		78		81	
主機	55	56	29	45 停止	47	52	58	59	39	45	58	75	69	72
過給機	47		45		51		52		44		75		70	
ディーゼル発電機	59		49		44（停止）		61		38		72		77	
タービン発電機	59		57		48		56		41		71		76	
機関室通風機	38		49		38		53		37		60		59	
エア・コン・ファン	38		26		52		65		30		31		54	
プロペラ音	29		37 停止		45		42		35		37		48	

3.1.2　主機ディーゼル機関

ディーゼル機関の空気伝搬騒音は，燃焼過程における，シリンダ内爆発音波の伝搬に依り，騒音は掃気，燃焼ガスおよび排気ガスを通して伝搬する。これはシリンダヘッド，シリンダライナの設計により影響を受ける。また，過給機による給気音，圧縮空気音，ブロワー出口からの音，空気冷却器出口マニホールドからの音が空気伝搬騒音源と考えられる。

機械的騒音は，爆発による振動がピストンよりピストンロッド→コネクティングロッド→クランク軸，ベアリングを通して機関構造に伝搬され，クランクケース，主機台およびその他の部分より固体振動が伝搬される。また燃料噴射弁等の動弁機構およびバランサー等のギヤ機構，チェイン機構が騒音源となると考えられる。

中速機関ではこれに減速ギアによる騒音が付加される。

(1)　低速ディーゼル機関

低速ディーゼルからの騒音は，低周波数から中周波域が高くなっていることが図3.1.2[(3)]よりわかる。

これはエンジン回転速度および燃焼サイクルによる周波数が大きく影響していることによると考えられる。高周波域は過給機および掃気空気が騒音源となる。実機計測結果[(4)]は 7.3.1 を参照されたい。

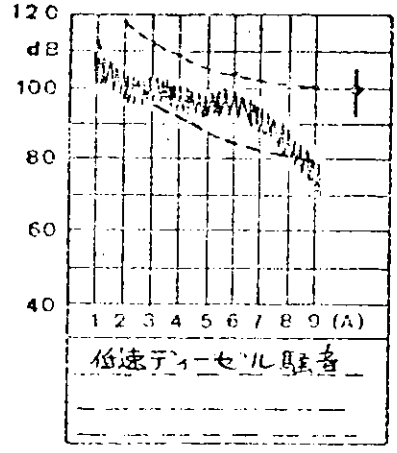
次に低速ディーゼル機関の固体振動実船計測例を述べる。実船計測供試船仕様を表 3.1.5 に，運転状態を表 3.1.6 に，主機動特性試験振動計測結果を図 3.1.3 ～ 3.1.6 に，一般振動計測結果を図 3.1.7 ～ 3.1.10に示す。

計測機器

振動計　　AVZ 75（明石製作所）

ピックアップ　　213 E（ENDEVCO）

計測位置は主機周りと機関室代表点を計測してある。



オクターブバンド No.	オクターブバンド Hz
1	31.5
2	63
3	125
4	250
5	500
6	1000
7	2000
8	4000
9	8000

図 3.1.2　低速ディーゼル機関（200R・P・M 以下）騒音

表 3.1.5　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	SULZER 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 m³／H × 25 atg，900 rpm × 65 kw
補助空気圧縮機		2	160 m³／H × 25 atg，600 rpm × 37 kw
機関室通風機		4	1,000 m³/min × 30 mmAq，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 m³/min × 350/87.5 mmAq，1,200/600 rpm × 110/30 kw
イナートガスファン		2	5,500 m³／min × 1,700 mmAq，3,600 rpm × 75 kw

表 3.1.6　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	

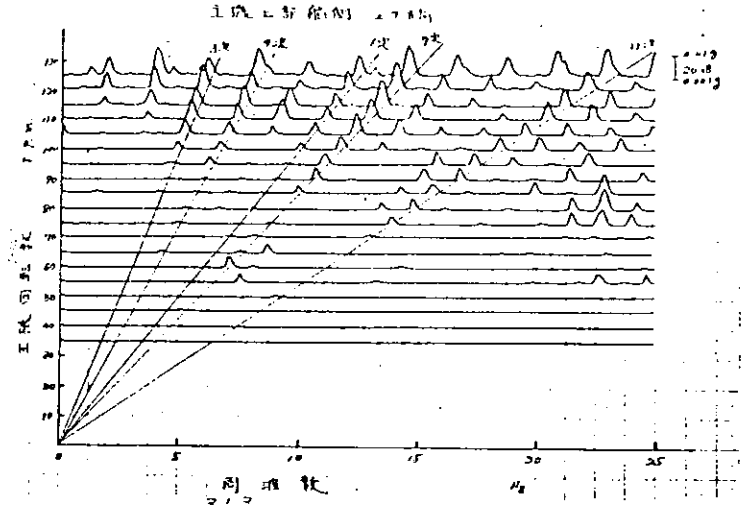


図 3.1.3　キャンベルダイヤグラム（主機上部）

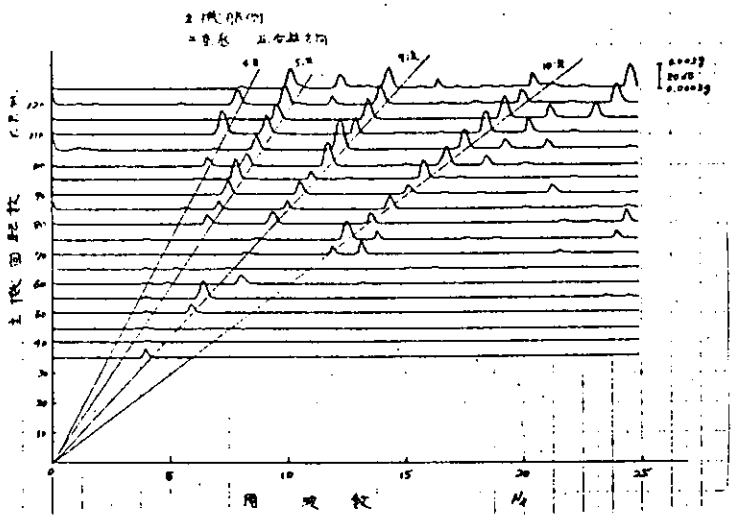


図 3.1.6　キャンベルダイヤグラム（二重底）

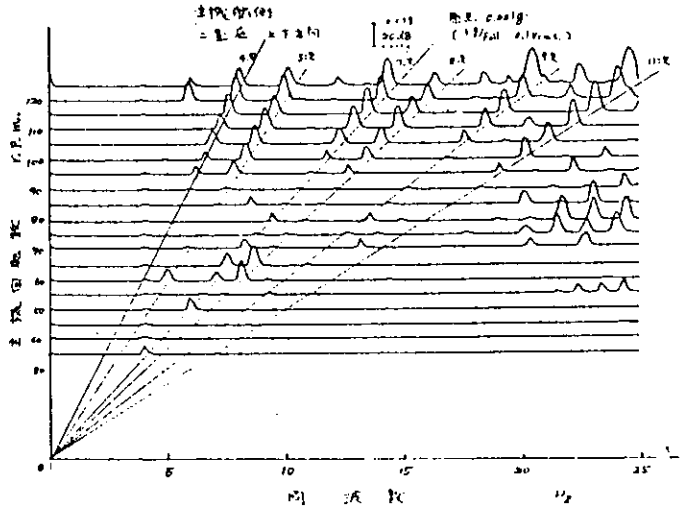


図 3.1.4　キャンベルダイヤグラム（二重底）

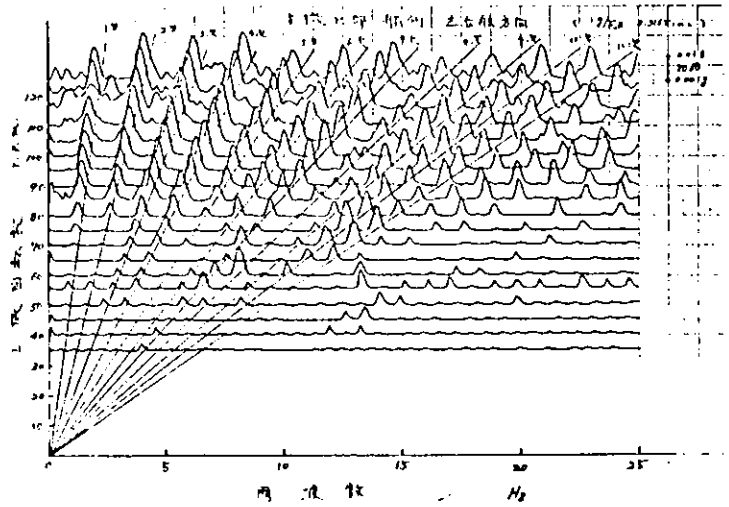


図 3.1.5　キャンベルダイヤグラム（主機上部）

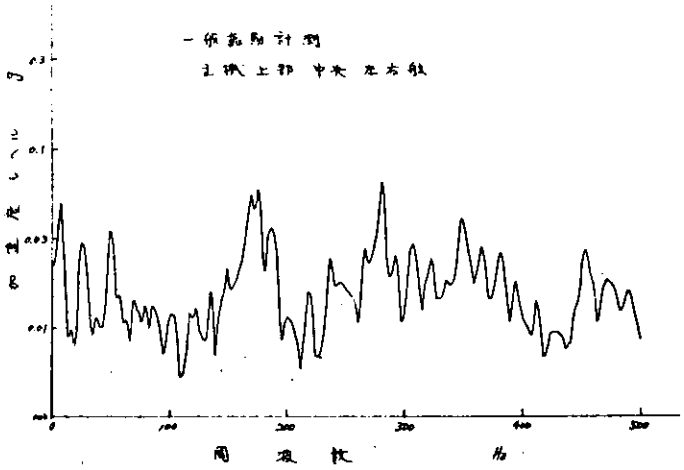


図 3. 1. 9　主機狭帯域周波数分析結果

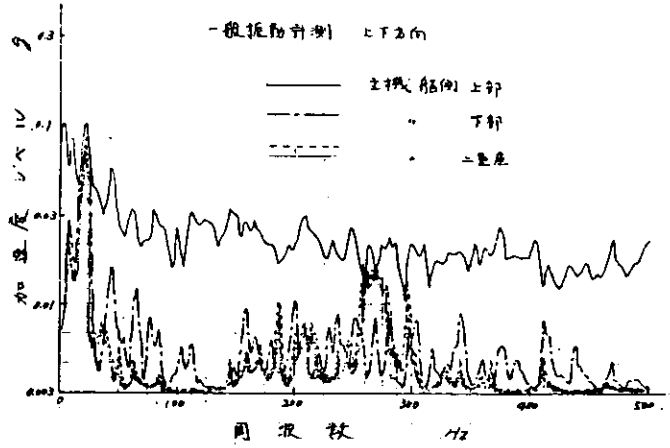


図 3. 1. 7　主機狭帯域周波数分析結果

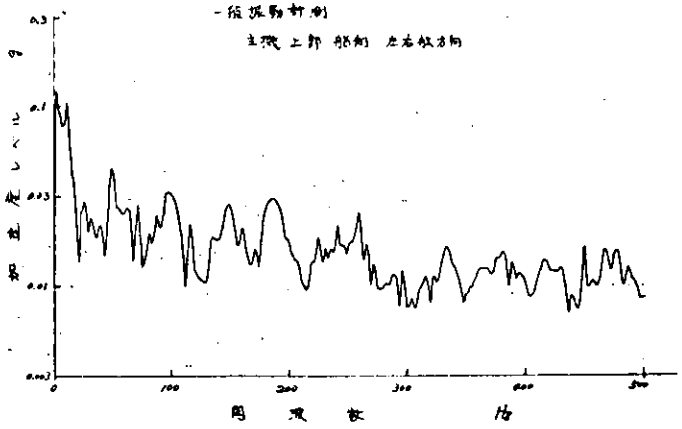


図 3. 1. 10　主機狭帯域周波数分析結果

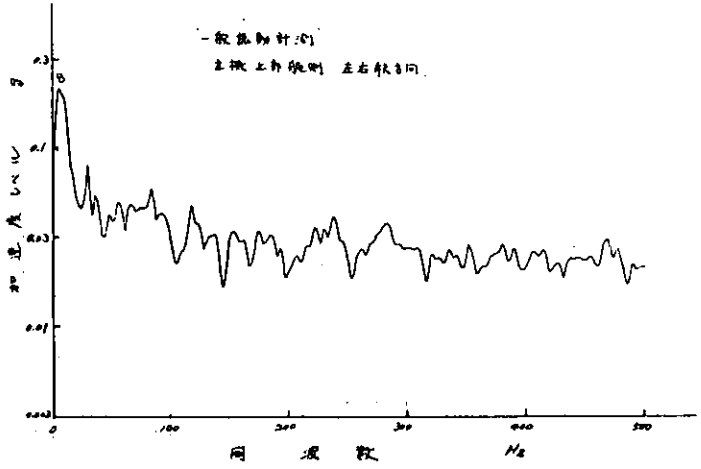


図 3. 1. 8　主機狭帯域周波数分析結果

(2) 中速ディーゼル機関

中速ディーゼル機関の騒音は低速ディーゼル機関と比較して一般的に高周波域での騒音レベルが高くなっていることが図 3. 1.11よりわかる。これは燃焼サイクルが高周波域にあることに起因している。なお騒音はバルブカバー，クランクケース側面より発生している。高周波域は過給機によるものと思われる。

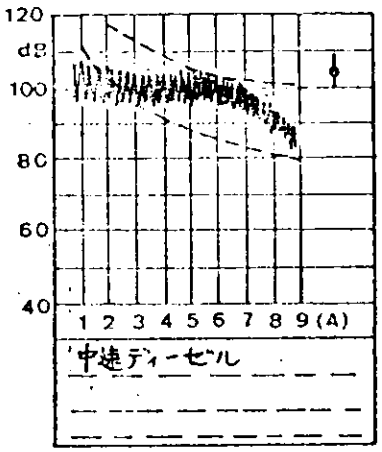
実機計測結果は 7. 3. 1 を参照のこと。

3. 1. 3 タービン主機

タービン主機はディーゼル機関に比べて騒音レベルが低く騒音レベルは 90～100 dB(A) となっている。タービン主機の騒音源は減速機歯車の噛合音および歯車室の振動による放射音があり広い周波数帯に渡って騒音レベルが高い。

また蒸気が操縦弁およびタービンノズルを通過する時の通過音も騒音源と考えられる。

タービン主機の実測例を図 3. 1.12に示す。(6)



オクターブバンド No.	オクターブバンド Hz
1	31.5
2	63
3	125
4	250
5	500
6	1000
7	2000
8	4000
9	8000

図 3. 1.11 中速ディーゼル（300～750 R.P.M) 騒音

3. 1. 4 発電機ディーゼル機関

騒音の発生原因は 3. 1. 2 主機ディーゼル機関と同様燃焼音，排ガス音，過給機，動弁機構，減速歯車音，燃料噴射ポンプからの騒音が考えられる。

防振対策を行っていない発電機関のデータがほとんどないため防振対策を行っているものを含めて騒音実測例を以下に示す。

(1) ディーゼル発電機の陸上試験における弾性支持を行った場合の計測結果を述べる。

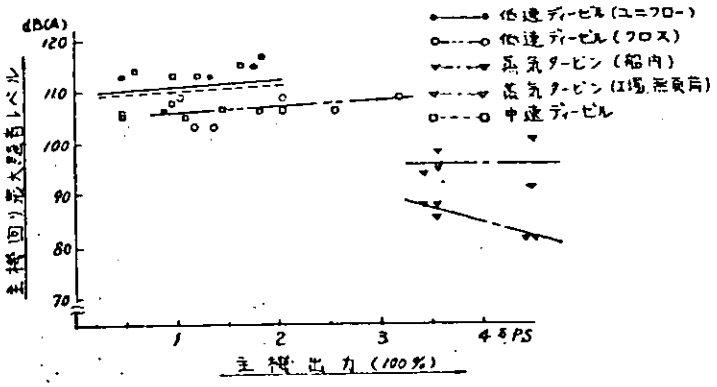


図 3. 1. 25 主機出力と最大騒音レベル

試験機仕様を表 3. 1. 7，計測機器一覧表を表 3. 1. 8，低周波数振動計測位置を図 3. 1.13，音響域振動計測位置を図 3. 1.14，弾性支持部詳細を図 3. 1.15，起動停止時の振動計測結果を図 3. 1.16～ 3. 1.17，低周波数振動計測結果を図 3. 1.18～ 3. 1.23，音響域振動計測結果のうち弾性支持部の補機台中央部のオーバーオール値を表 3. 1. 9，測定位置および振動方向の振動速度レベル計測結果を図 3. 1.24～ 3. 1.28，スペクトル分析結果を図 3. 1. 29～ 3. 1. 32 に示す。

(2) 陸上試験を行ったディーゼル発電機を実船に搭載し，実船計測結果を述べる。

供試船および供試ディーゼル発電機仕様を表 3. 1.10，計測条件を表 3. 1.11，低周波数振動計測結果を図 3. 1. 33～ 3. 1. 45，音響域振動計測のうち計測代表点を図 3. 1. 46，この点での騒音レベルを表 3. 1.12に示す。

また計測結果のうち，測定位置の影響を図 3. 1. 47 に，防振方式の異なるときの振動速度レベルを図 3. 1. 48～ 3. 1. 50，弾性支持の差異による振動速度レベルを図 3. 1. 51 ～ 3. 1. 52，主機運転の影響を図 3. 1. 53～ 3. 1. 54 に示す。

陸 上 運 転 試 験

表 3. 1. 7

種 類	支持方式	ディーゼル発電機形式	要　　目	運 転 状 態
A	水 平 形	6DS−18	360 kw × 900 rpm	定　　格
B	傾 斜 形	6PSHTc −26D	560 kw × 720 rpm	同　　上

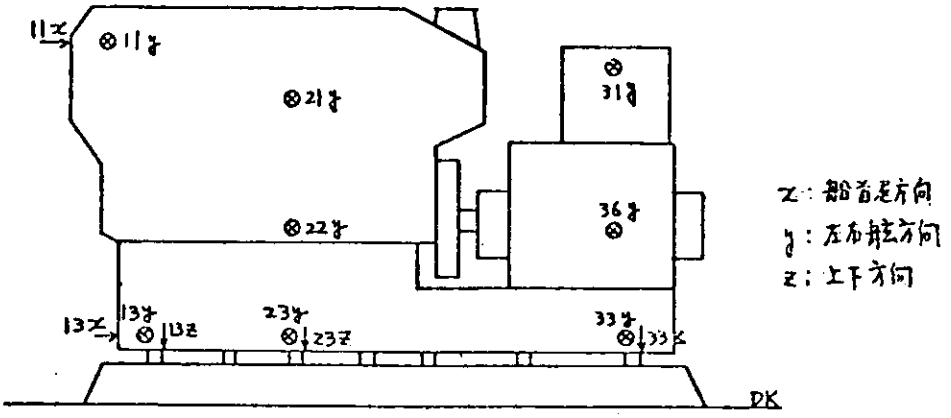


図 3. 1. 13　低周波域計測位置

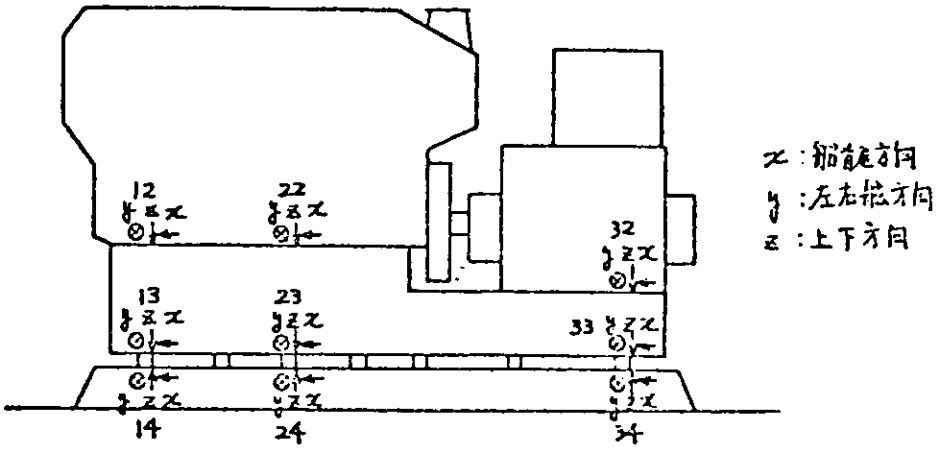


図 3. 1. 14　音響域振動計測位置

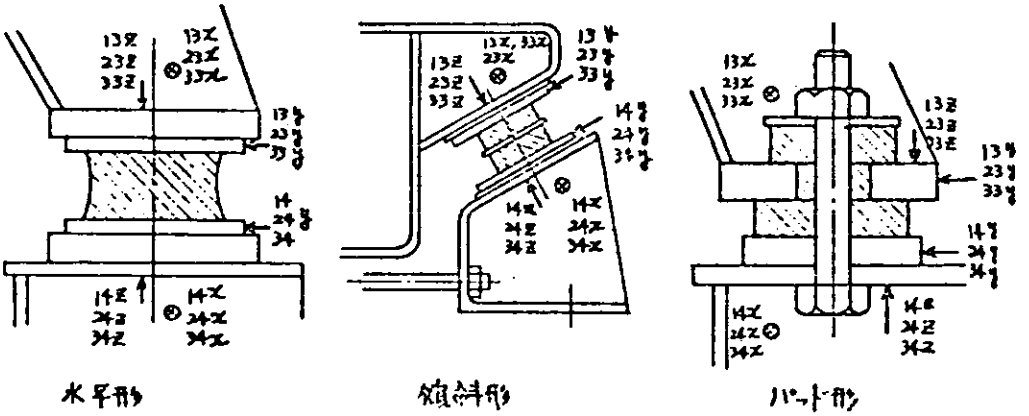


図 3. 1. 15　音響域振動計測位置（弾性支持部詳細）

表 3.1.8　発電機ディーゼル計測器および解析方法

計測項目 / 計測器	低周波数域振動計測	音響域振動計測	騒音計測
計測器	振動計　AVZ 75 ピックアップ　213E データレコーダ　TEAC R－70	(1) 振動計 NAGRA QSPB ピックアップ　B＆K 4332 データレコーダ　NAGRA IV－SJ (2) 振動計　B＆K 2209 ピックアップ　4332 データレコーダ　NAGRA IV－D	騒音計　B＆K 2209 or 2203 オクターブフィルタ B＆K 1613 マイクロフォン B＆K 4145
解析方法	データレコーダに収録したデータを再生し，SD330A（SD社）実時間周波数分析機にて周波数分析を行っている。 起動停止時の変位測定はR－70 よりR－250 にデータを作画し，変位測定。	(a) オクターブ分析 振動加速度にて計測したデータをデジタル量に変換し 1/16 オクターブ分析を行い，これによりオクターブ分析値を求め，オクターブ分析値10個の平均を求めた後，速度レベルに換算した。 (b) スペクトル分析 計測データをデジタル量に変換した後，ミニコンを用いてF.F.T法により処理を行ない，各計測点の加速度スペクトルおよび振動源計測点間の伝達率を求め，プロッタにより作図した。	—
測定器取付方法	ピックアップ取付用磁石にピックアップを取り付けた。	両面接着テープにてピックアップ取付。両面テープ使用できない所では，磁石を使用した。	マイクロフォン取付位置は床上 1.2 m方向は機器まわりにおいて機器より約 1 m の位置で機器方向とした。居室においては部屋中央。

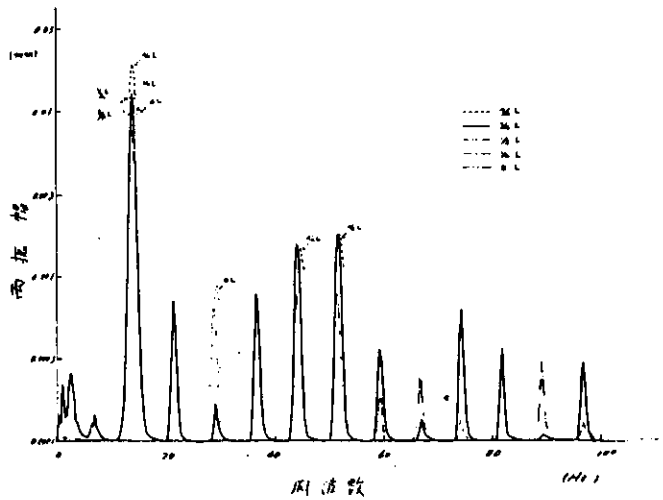


図 3.1.18　負荷変化による振幅（機関中央部・中部 22y ）

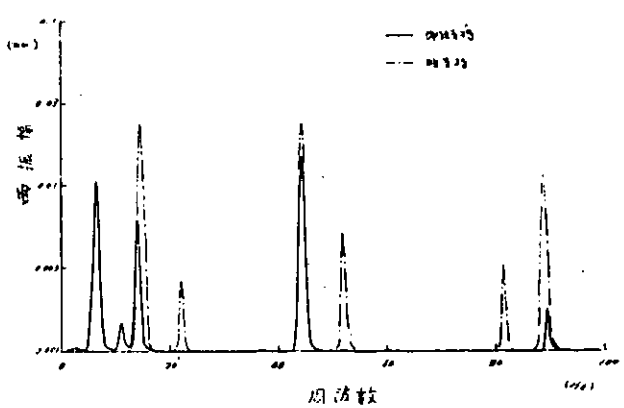


図 3.1.19　水平形支持の弾性支持と剛支持の比較（機関中央部・下部 23y）

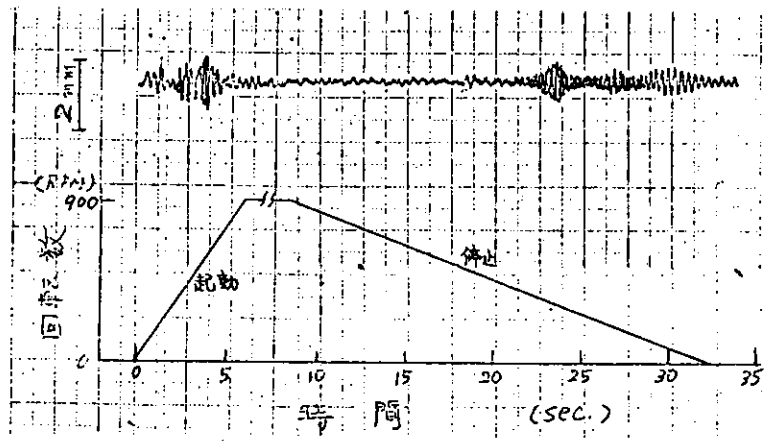


図 3.1.16　起動停止動作時の波形（水平形）機関中央下部 y 方向

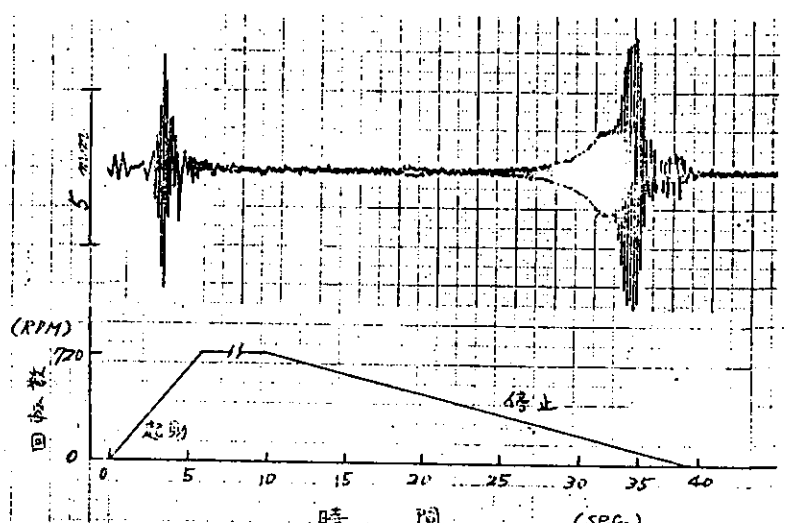


図 3.1.17　起動停止動作時の波形（傾斜形）機関中央部下部 y 方向

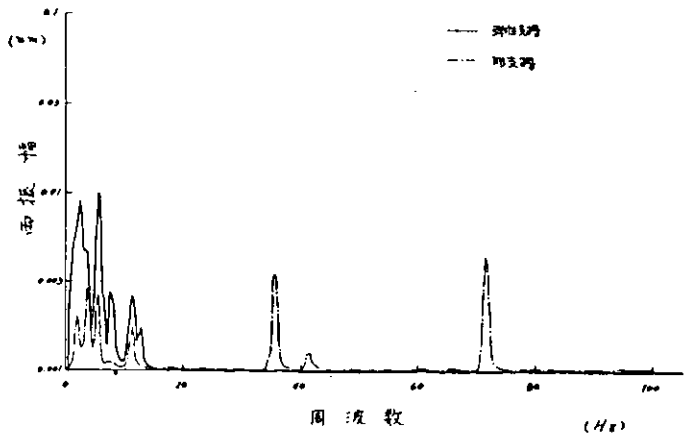


図 3. 1. 22　傾斜形支持の弾性支持と剛支持の比較（機関中央部・中部 22y）

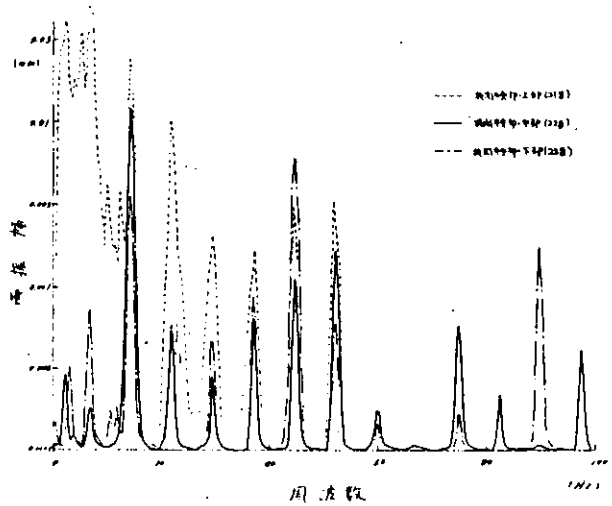


図 3. 1. 20　機関の上部・中部・下部における振幅の比較（21y・ 22y・ 23y）

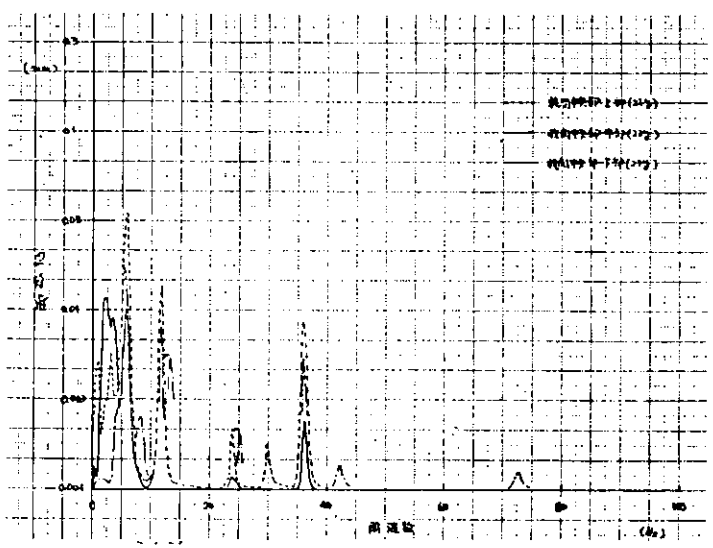


図 3. 1. 23　機関の上部・中部・下部における振幅の比較（21y・ 22y・ 23y）

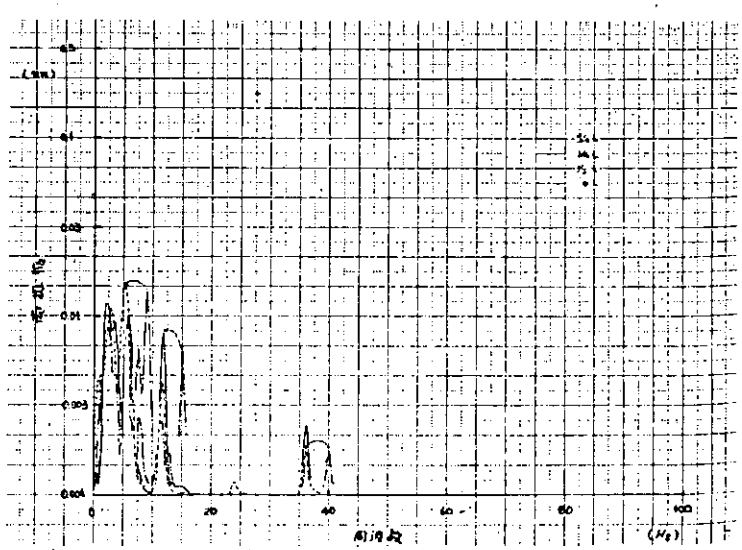


図 3. 1. 21　負荷変化による振幅（機関中央部・中部 22y）

表 3.1.9　代　表　値　(O.A.)

弾性支持の形式 ＼ 測定方向	振動速度レベル〔dB〕			振動速度レベル差〔dB〕		
	x	y	z	x	y	z
水　平　形	65	68	55	27	36	39
傾　斜　形	75	70	81	18	29	15

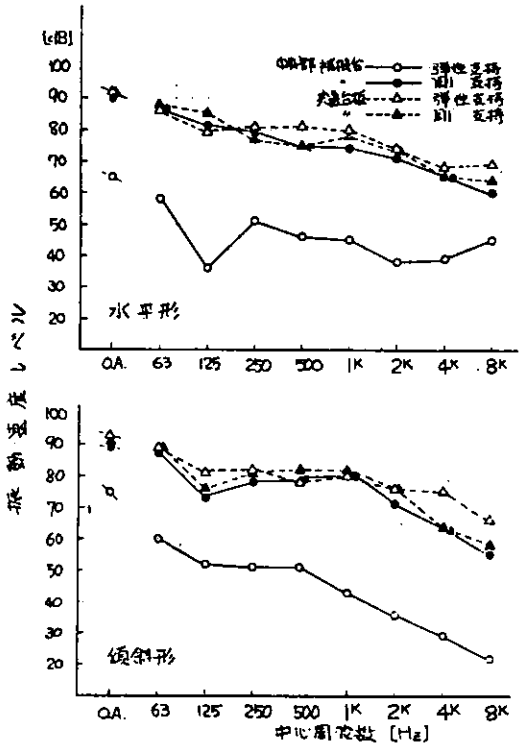


図 3.1.24　測定位置の影響，補機台，z 方向

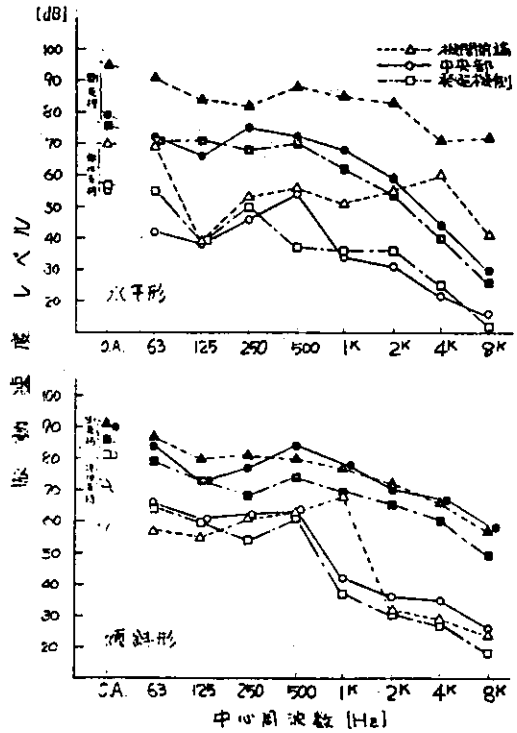


図 3.1.25　振動速度レベルの比較－x 方向

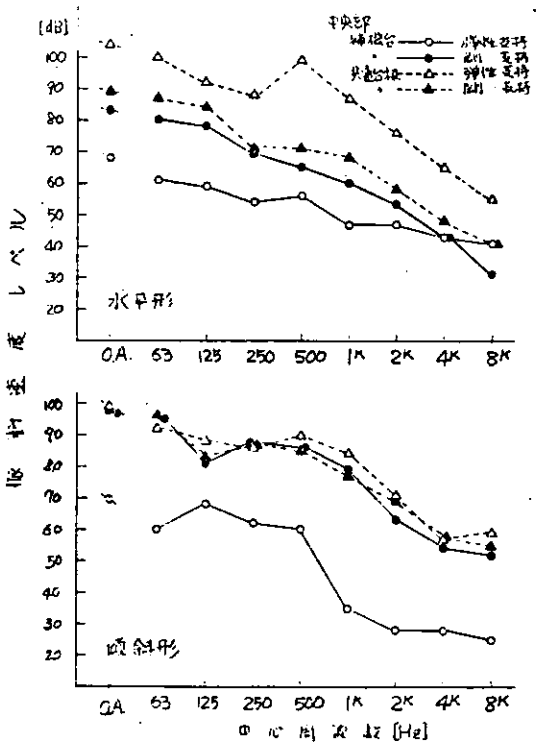


図 3.1.26　振動速度レベルの比較－y 方向

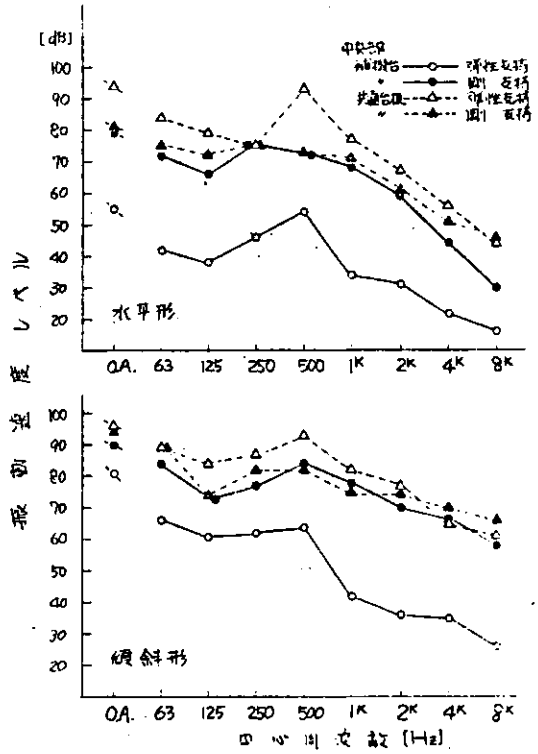


図 3.1.27　振動速度レベルの比較－z 方向

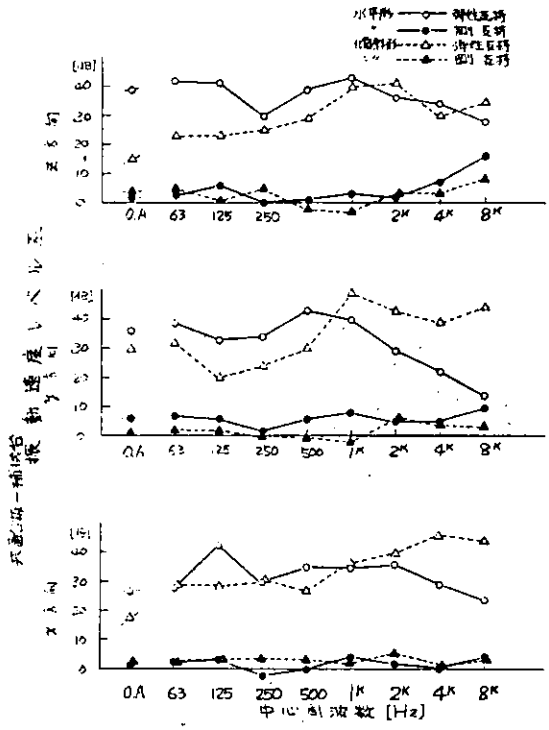


図 3.1.28　弾性支持の差異

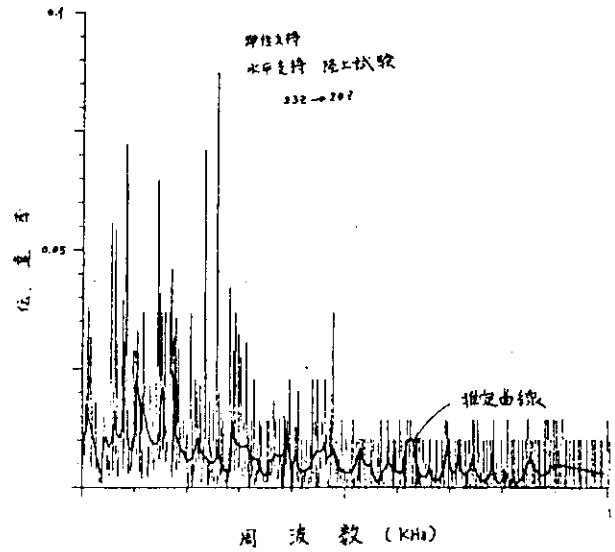


図 3.1.29　水平形弾性支持の伝達率（陸上試験）

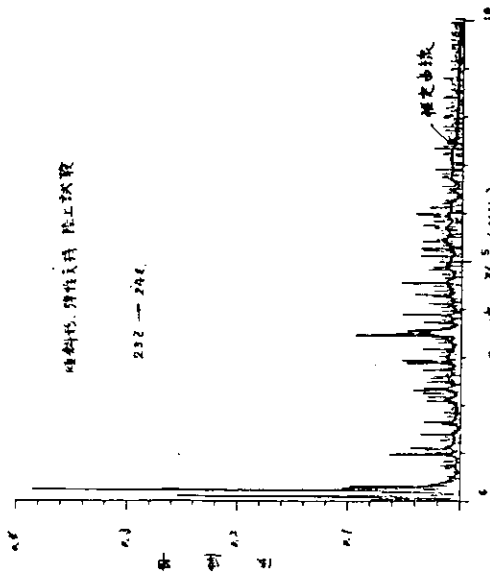


図 3.1.30　傾斜形弾性支持の伝達率（陸上試験）

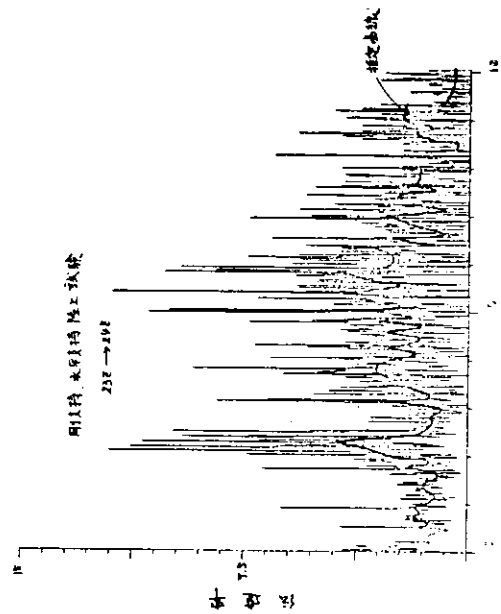


図 3.1.31　水平形・剛支持の伝達率（陸上試験）

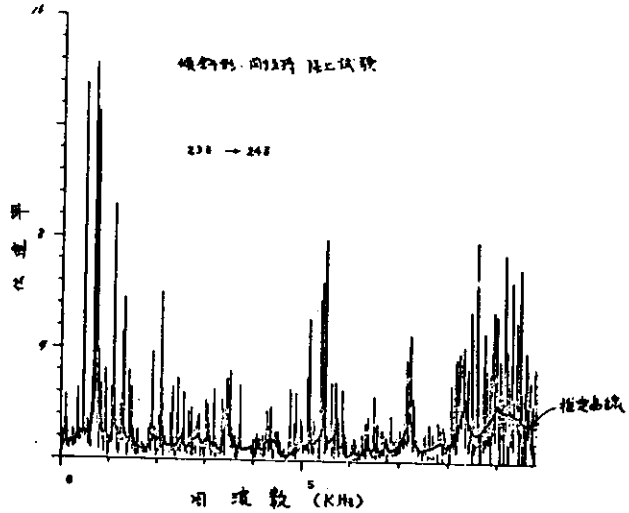


図 3. 1. 32　傾斜形・剛支持の伝達率（陸上試験）

実　船　計　測

表 3. 1. 10　供試船および供試ディーゼル発電機仕様

供試船	A 船	B 船	C 船
船種	貨物船	貨物船	貨物船
トン数	D/W 16,950 KT	D/W 35,500 KT	D/W 17,930 LT
寸法	140×22.86×13 m	173.2×28.4×15.3 m	140×22.86×13 m
船級	NK	GL	LR
主機・形式×数 出力×回転数	B&W 7K62EF×1基 9,400 PS×144 rpm	Sulzer 7RND68×1基 11,550 PS×150 rpm	B&W 7K62EF×1基 9,400 PS×144 rpm
D/G、形式×数 出力×回転数 弾性支持形式	6DS−18×3基 360 kW×900 rpm 水平形	6PSHTC−26D×3基 560 kW×720 rpm 傾斜形	6PSHT−26D×3基 400 kW×720 rpm パット形

表 3. 1. 11　計　測　条　件

供試船（弾性支持形式）	支持状態	D/G 単機運転時（主機停止）	通常航海時（主機運転）
A 船（水平形）	弾性支持	○	○
	剛支持	○	○
B 船（傾斜形）	弾性支持	○	○
	剛支持	×	×
C 船（パッド形）	弾性支持	○	○
	剛支持	○	○

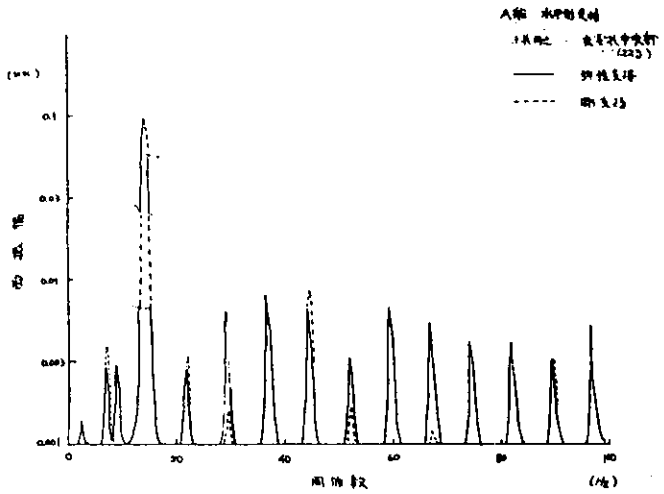


図 3. 1. 35　弾性支持と剛支持の比較（主機停止時　22y ）

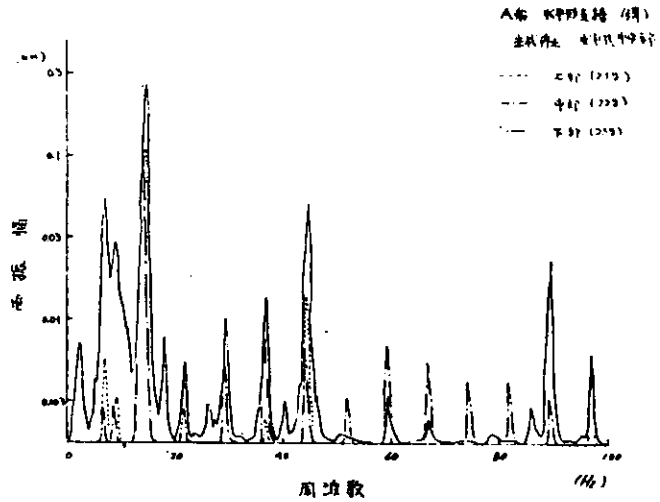


図 3. 1. 33　機関中央部の上部・中部・下部における振幅の比較

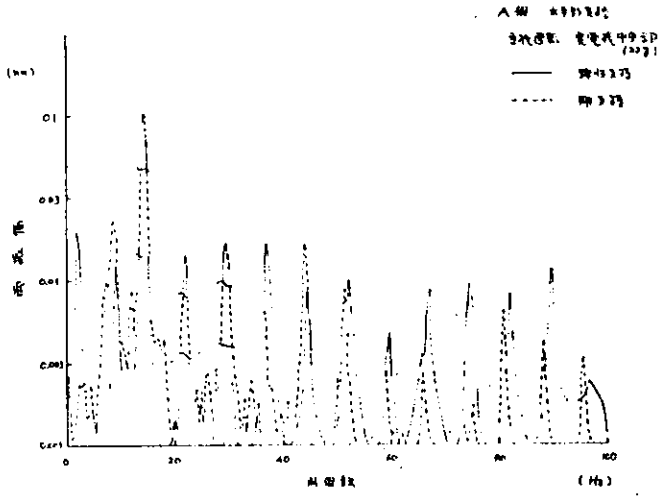


図 3. 1. 36　弾性支持と剛支持の比較（主機運転時　22y）

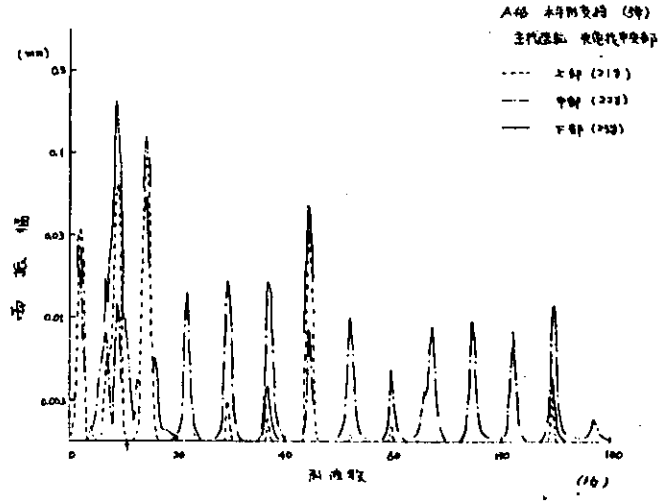


図 3. 1. 34　機関中央部の上部・中部・下部における振幅の比較

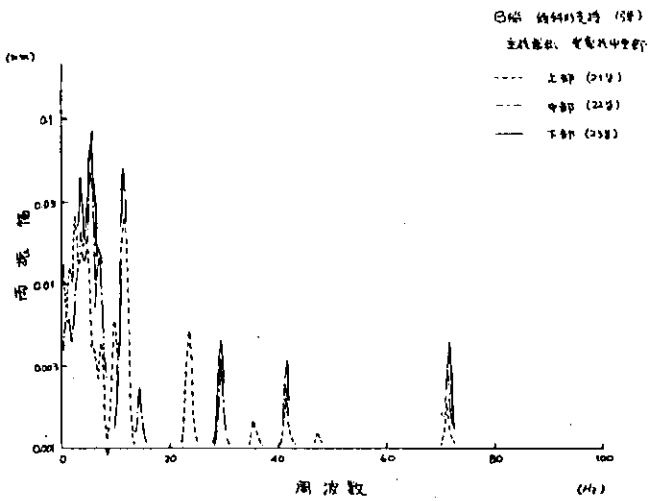


図 3. 1. 39　機関中央部の上部・中部・下部における振幅の比較

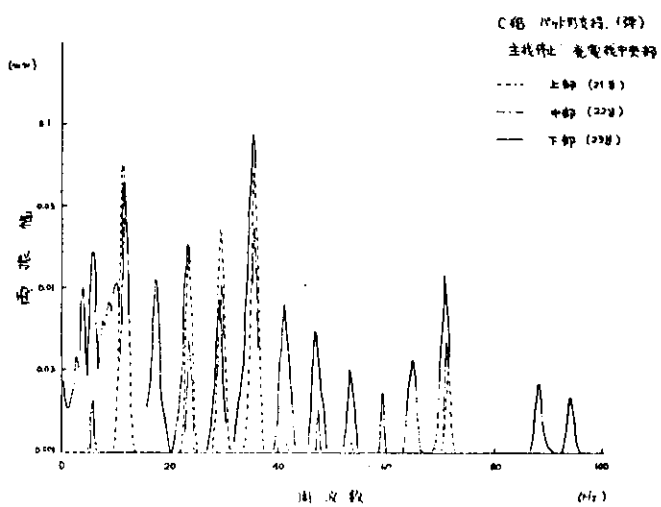


図 3. 1. 40　機関中央部の上部・中部・下部における振幅の比較

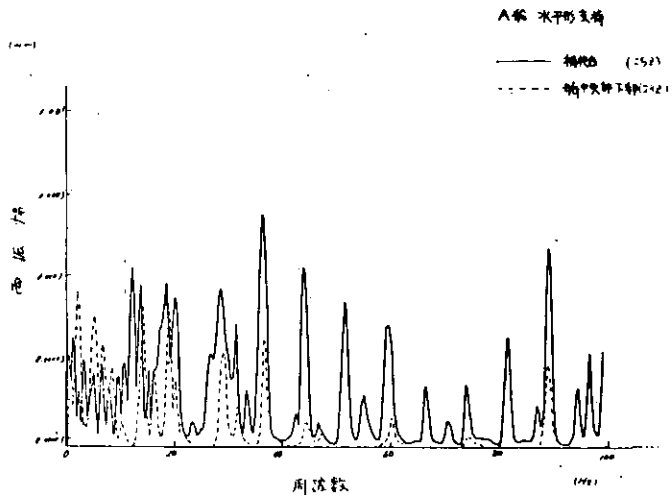


図 3. 1. 37　補機台（25z）と停止中のD／Gの比較

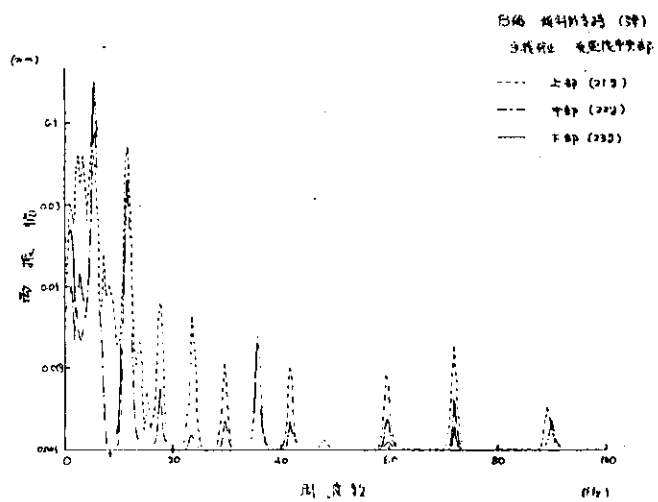


図 3. 1. 38　機関中央部の上部・中部・下部における振幅の比較

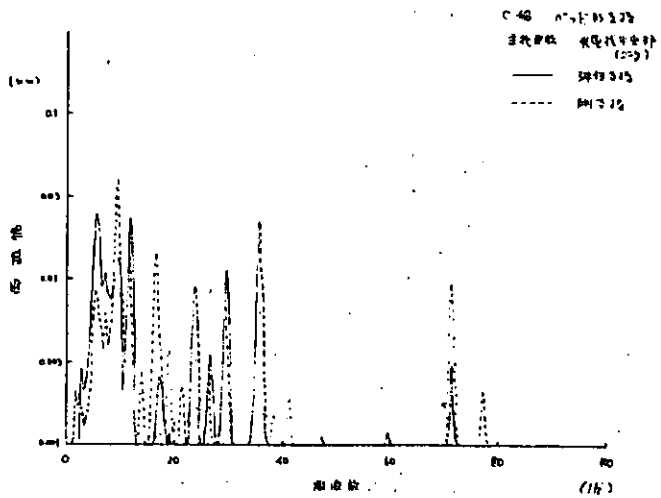


図 3.1.43　弾性支持と剛支持の比較（主機運転時　22y）

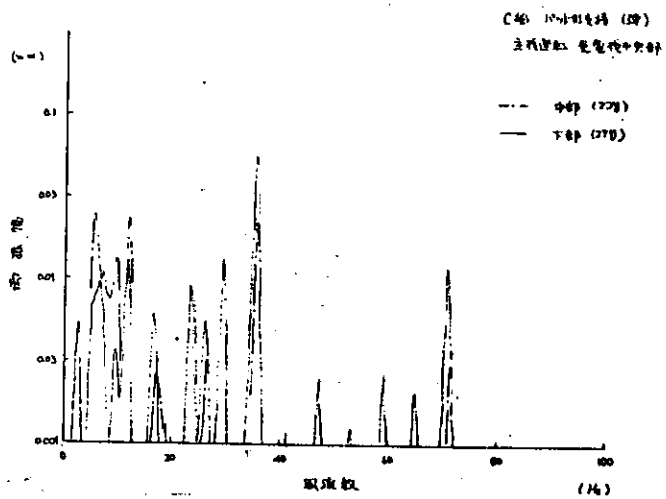


図 3.1.41　機関中央部の上部・中部・下部における振幅の比較

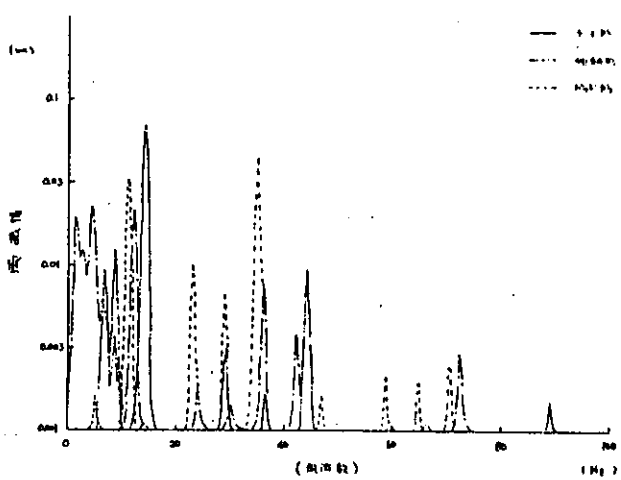


図 3.1.44　機関中央部・下部（23z）における振幅の比較（主機停止時）

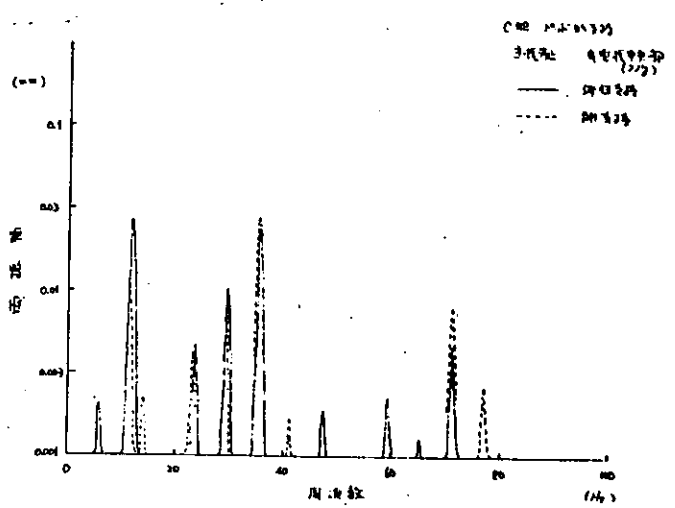


図 3.1.42　弾性支持と剛支持の比較（主機停止時　22y）

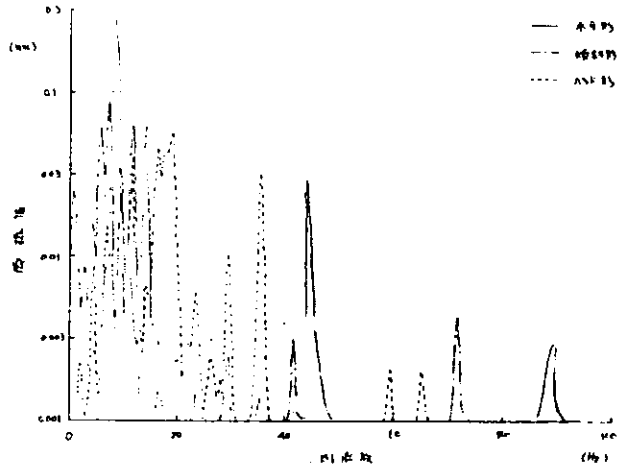


図 3. 1. 45　機関中央部・下部（23z）における振幅の比較（主機運転時）

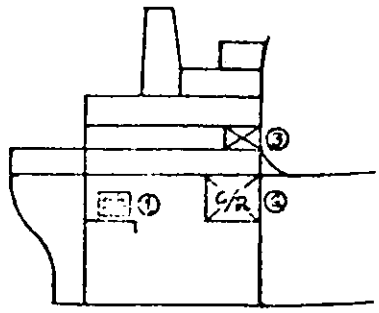


図 3. 1. 46　計測代表点

表 3. 1. 12　騒音レベル

供試船（弾性支持方式）	主機状態	支持状態	① ディーゼル発電機 船首側		② 機関部制御室 中央		③ 代表居室 船体中央船首側	
			dB(A)	dB(C)	dB(A)	dB(C)	dB(A)	dB(C)
A船（水平形）	運転	剛	101	105	72	86	58	77
		弾性	102	106	72	87	61	84
	停止	剛	99	101	65	75	48	61
		弾性	99	100	65	74	49	61
B船（傾斜形）	運転	弾性	105	110	77	95	61	86
	停止	弾性	104	105	70	79	56	59
C船（パッド形）	運転	剛	101	107	73	92	59	85
		弾性	101	106	71	90	59	83
	停止	剛	99	103	68	84	52	73
		弾性	98	103	69	80	53	74

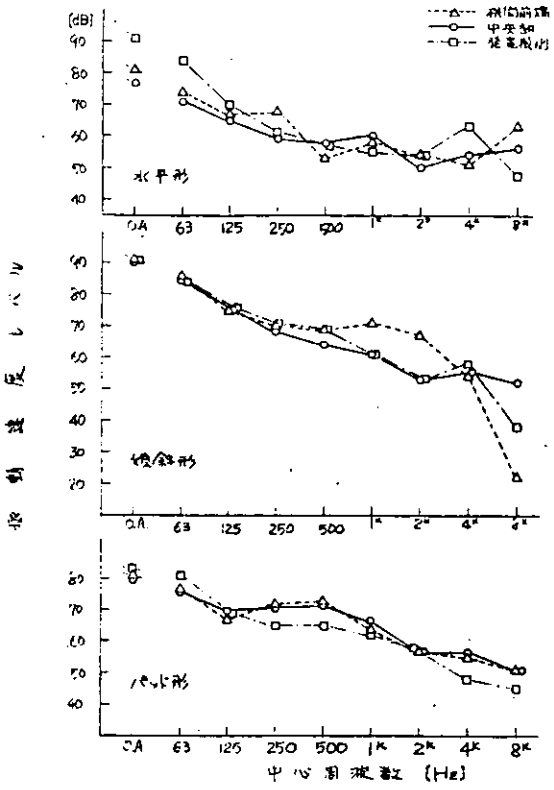


図 3. 1.47　測定位置の影響，補機台 z 方向

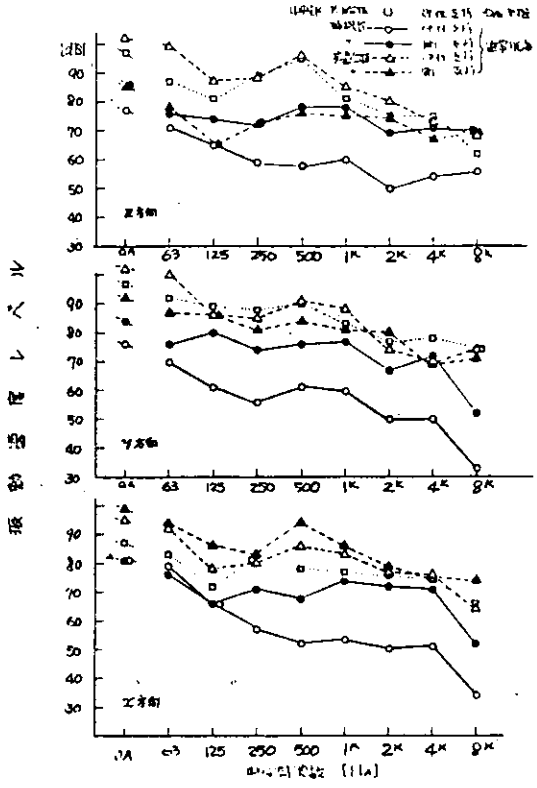


図 3. 1.48　振動速度レベル　水平形

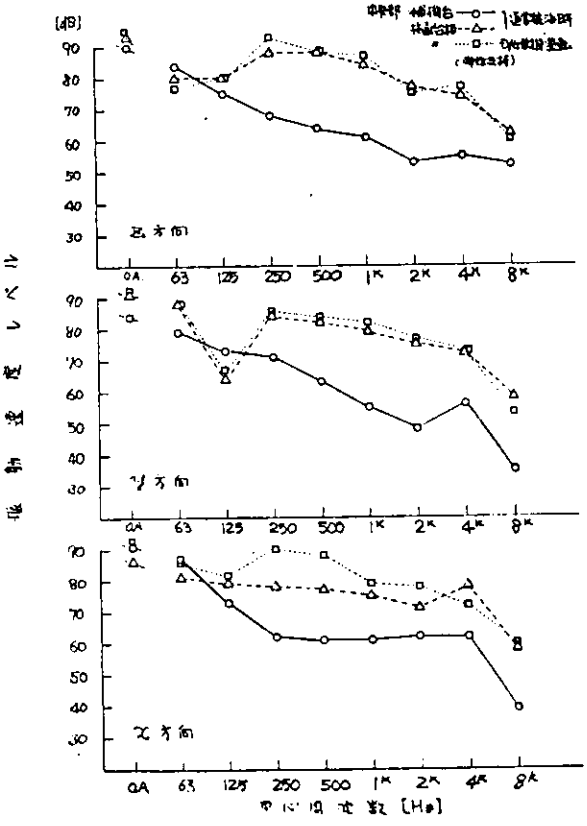


図 3. 1.49　振動速度レベル　傾斜形

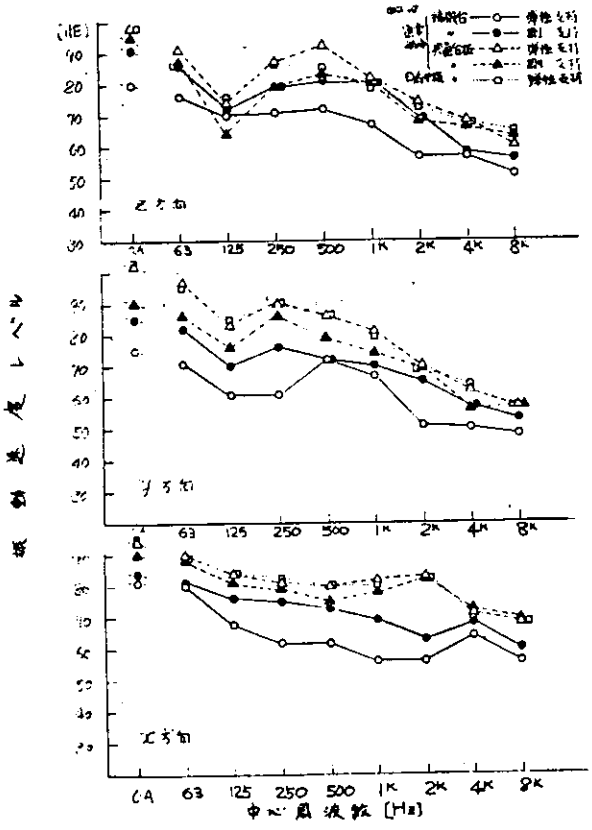


図 3. 1.50　振動速度レベル　パッド形

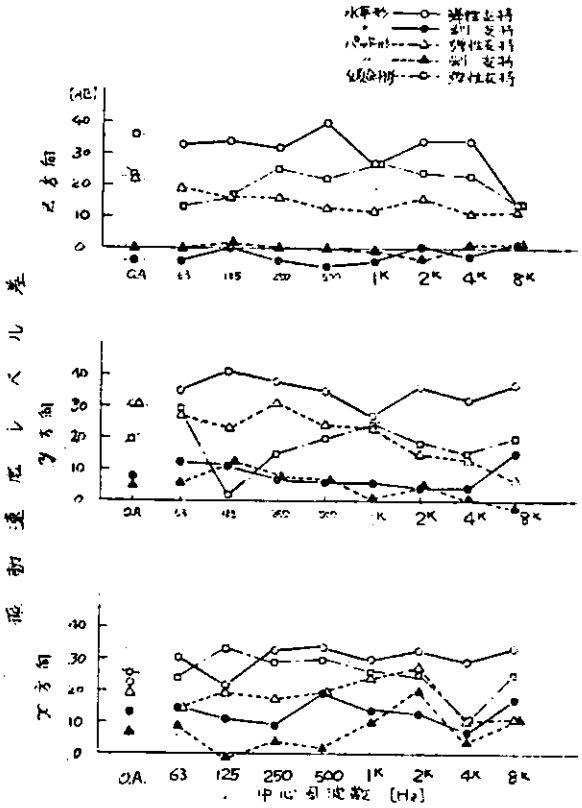


図 3. 1. 51　弾性支持の差異　D／G単機運転時

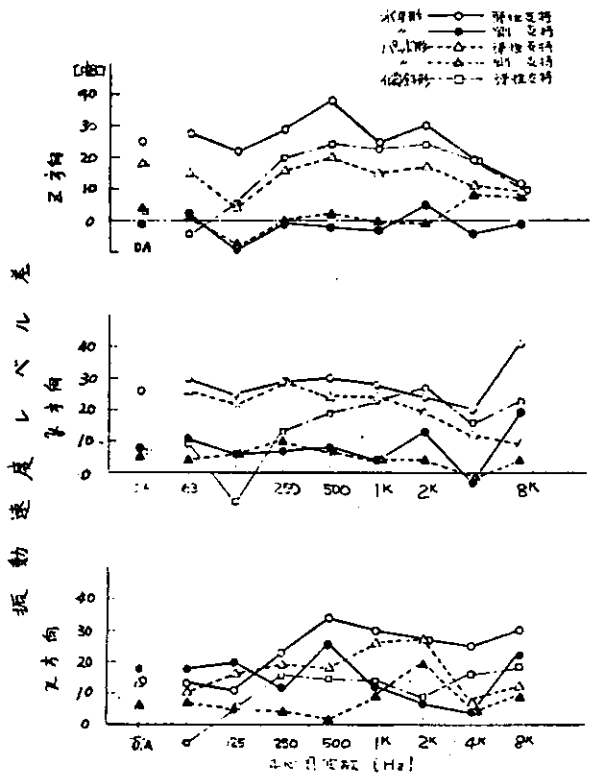


図 3. 1. 52　弾性支持の差異　通常航海時

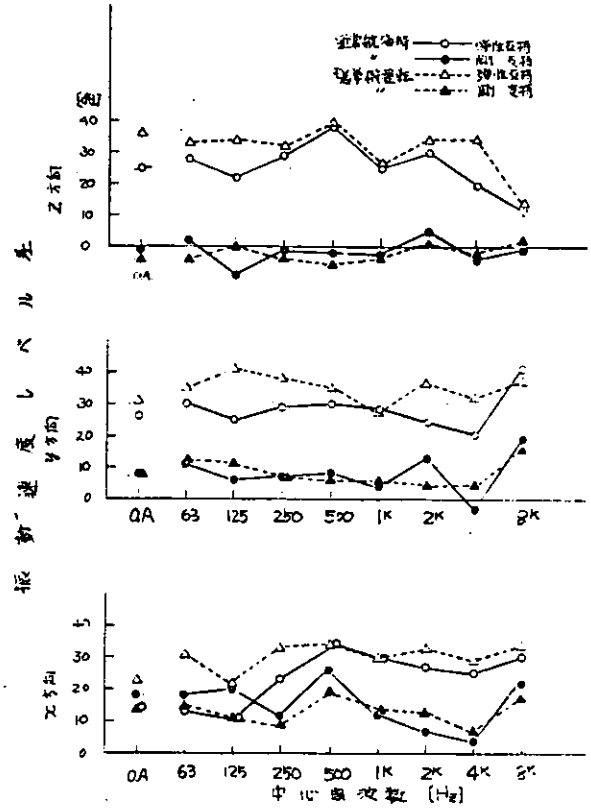


図 3. 1. 53　主機運転の影響　水平形

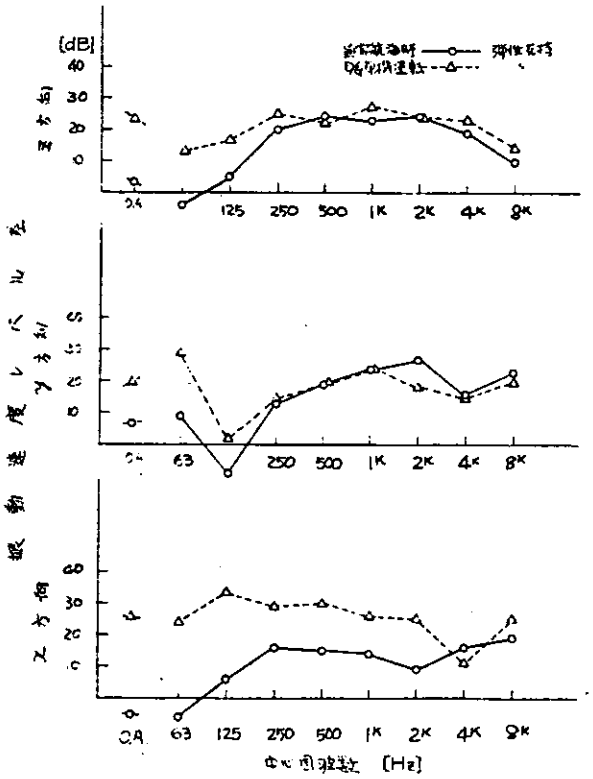


図 3. 1. 54　主機運転の影響　傾斜形

3.1.5 プラペロ騒音

主機関の回転数がある値になると，主機関やプロペラ等から発生する振動と船体の固有振動が共振を起し，激しい振動を生じることがある。

また，プロペラ直上の外板やそれに接する部分，または，プロペラ前方の船尾外板，あるいはプロペラ後方の舵などが振動を起すことがある。プロペラがこれらの振動の原因の一つに考えられる。プロペラが振動の原因となるのは次のような理由による。

1) プロペラピッチ，直径などの寸法上の不均一により，翼のスラストが不均一になるため振動を起す。

2) プロペラ中心が軸心と一致しないためにスラストが不均一となり振動を起す。

3) プロペラの静的つりあいおよび動的つりあいがとれていないため回転によりみそすり運動を起す。

4) プロペラが回転することによって，プロペラ周囲の水圧が周期的に変動し，それが船尾底外板，船尾外板，舵などを通して船体へ伝わる，いわゆるサーフェス・フォースによる。このサーフェス・フォースによる振動の周期は，

$$f = (\text{プロペラ回転}\quad r.p.m) \times \frac{(\text{翼数})}{60} \qquad \text{Hz}$$

で与えられる。

サーフェス・ホースによる船体振動を防ぐには，

(a) プロペラ翼と船体との距離を大きくし，水圧変動の船体への影響を少くする。

(b) プロペラ翼数を加減することにより，船体の固有振動数と共振しないような翼数を選択する。

5) プロペラが船尾の乱れた流れの中で回転するためバランスよく作られたプロペラでも，一回転中に，プロペラ軸に振れモーメントや上下左右曲げモーメントや圧縮力などの周期的変動が軸系または船尾管軸受などを通して船体に伝えられる，いわゆるベアリング・フォースによる。

ベアリング・フォースは奇数翼プロペラでは，トルク変動が小で横振動力が大，偶数翼プロペラでは，トルク変動が大で横振動力が小になる傾向がある。

このベアリング・フォースによる船体振動を防ぐには，船尾船型により大きく影響を受ける伴流（図 3.1.55）を均一にすることが望まれる。このためプロペラ前方の船尾形状の設計が重要であると同時にプロペラの取付位置にも注意が必要である。

6) プロペラの 0.55～0.6 R 付近の翼後縁から生ずるカルマン渦の発生周期と翼の固有振動数が，同調して鳴音が起る。

7) プロペラ部にキャビテーションが発生し鳴音が生じる。

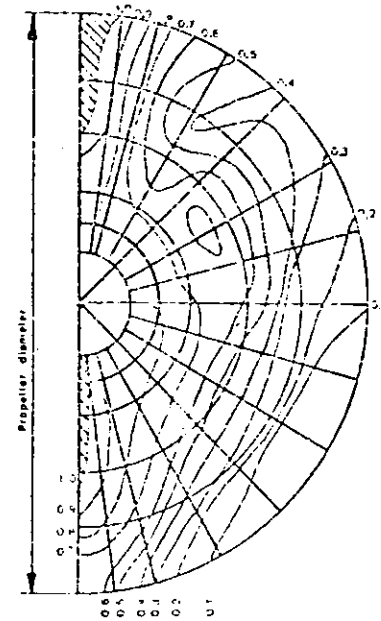


図 3.1.55　伴　流

3.1.6 通風機騒音

通風機から発生する騒音の原因を以下に述べる。

1) 通風機翼が回転によって一定周期で空気に衝撃を与えるため，次式で与えられる周波数の騒音が発生する。

$$fs = \frac{n \cdot s}{60} \qquad \text{Hz}$$

fs：翼周波数

n：通風機回転数

s：翼数

このほか案内羽根，電動機の支持脚等の枚数により更に高次の周波数の騒音が発生する。騒音の強さは羽根車ブレードの巾，厚さ等の寸法変化により流体に与える衝撃の大きさが異るため騒音の強さも変化する。

2) 羽根車ブレードの上面と下面ではく離を起すためブレード後縁で渦が発生し騒音となる。このためブレードは滑

らかな表面に仕上げたものがよい。

3) 流体の通路に突起物等の障害物があると渦が発生し乱流による騒音となる。このため流路内には，突起物等を可能な限り少くする必要がある。

4) 羽根車の不釣合によるケーシング等との共振。

5) 羽根車からの振動がベアリングを通して船体部に固体音を伝える。

6) ケーシング，ダクト等の固有振動数との共振。

7) 電動機の磁気音。

図 3.1.56[5]，図 3.1.57 は機関室通風機の振動を周波数分析した結果を示している。図から明らかなように次数のはっきりした振動が少い。これはモータの回転よりも通風機の空気振動の影響が大きいと考えられる。

また機関室通風機騒音の影響範囲の実船計測結果[11]を図 3.1.58 に示す。

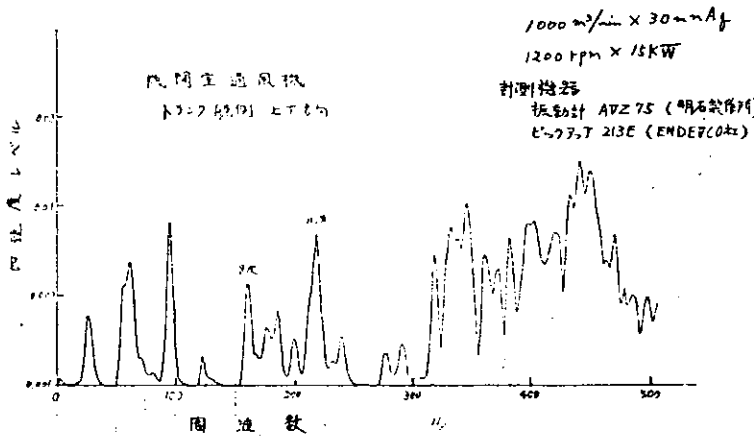


図 3.1.56　通風機狭帯域周波数分析結果

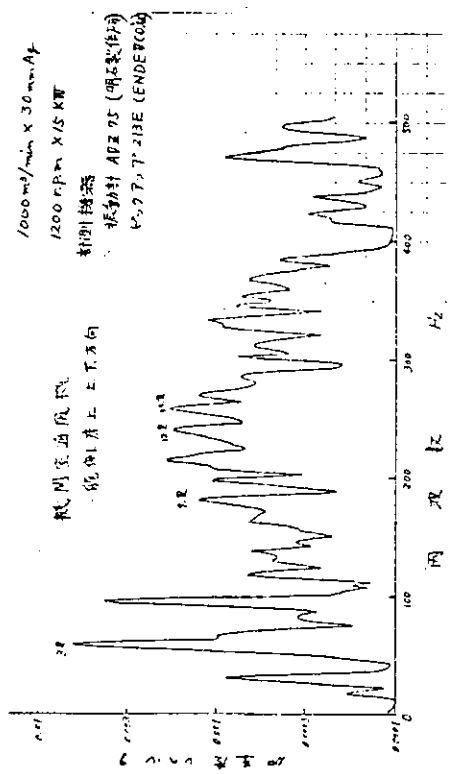


図 3.1.57　通風機狭帯域周波数分析結果

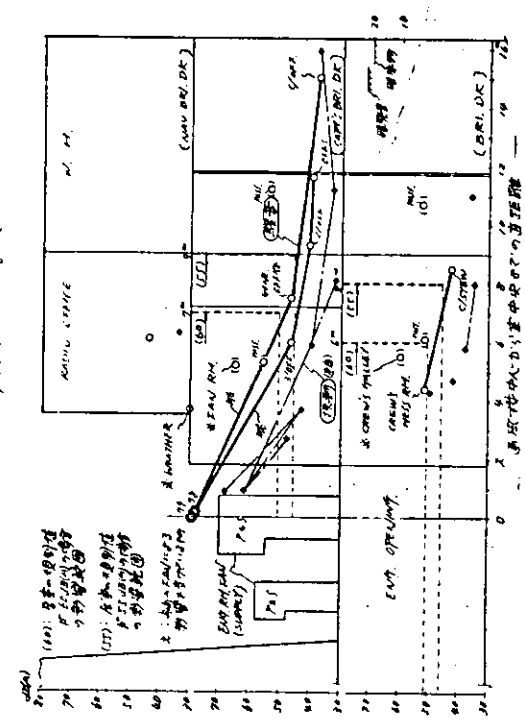


図 3.1.58　機関室通風機騒音の影響範囲（G船）

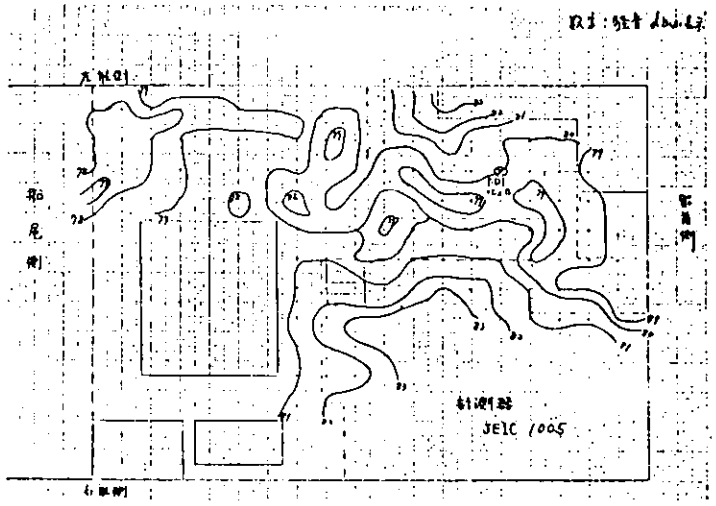


図3.1.60　BRIDGE　DK ENG. RM内騒音分布図（FDFのみ運転）

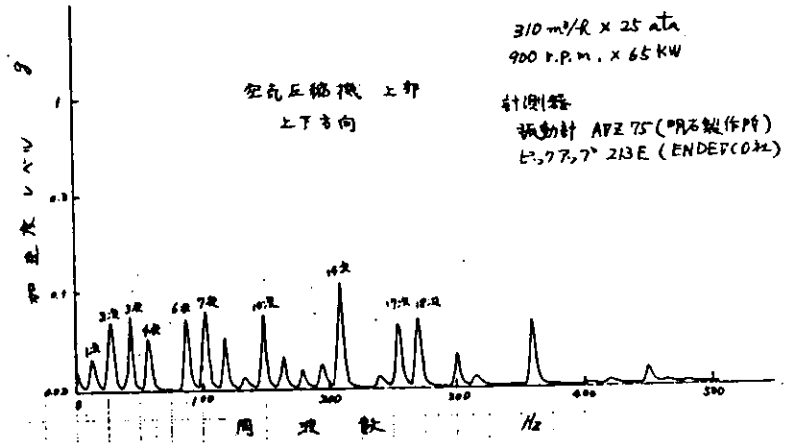


図3.1.63　空気圧縮機狭帯域周波数分析結果

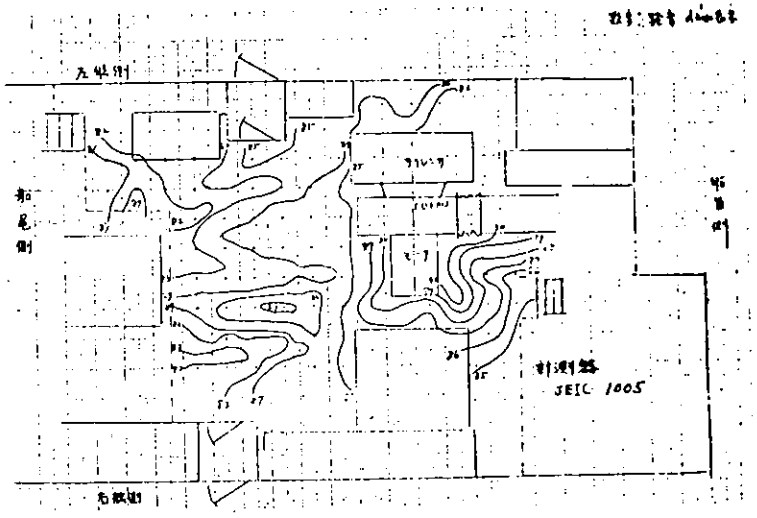


図3.1.61　POOP　DK　ENG. RM内騒音分布（FDFのみ運転）

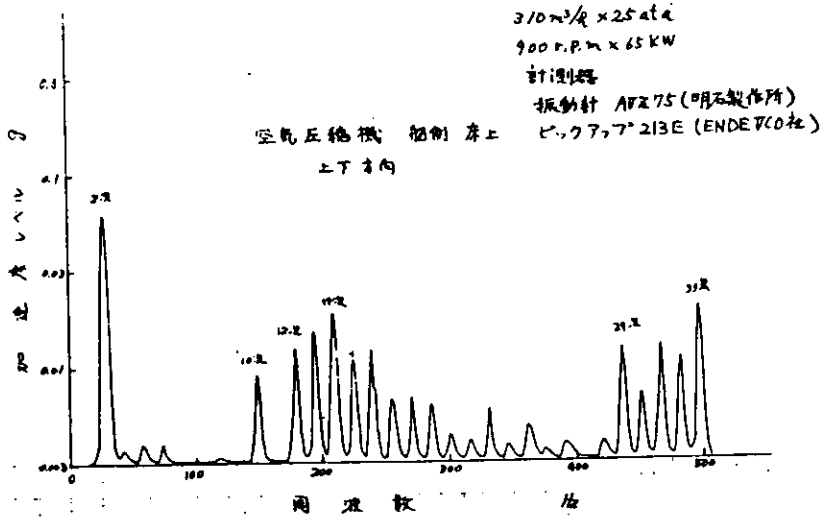


図3.1.64　空気圧縮機狭帯域周波数分析結果

3.1.7 その他

(1) F.D.F

騒音の発生原因は機関室通風機と同様であるので3.1.6参照のこと。

実船試験結果を以下に示す。実船要目表を3.1.13に，ファン配置を図3.1.59，居住区への影響を図3.1.60，図3.1.61，F.D.F単体騒音の周波数分析を図3.1.62に示す。

(2) コンプレッサ（レシプロタイプ）

コンプレッサの騒音原因を以下に述べる。

(a) コンプレッサ空気取入口で発生する空気音。

(b) サクションバルブリフトによる騒音。

(c) モータの回転を往復駆動に変え，ピストンを上下することによってピストン→コンロッド→クランク軸→軸受を通してケーシングに固体振動が伝わる。

(d) 圧縮された空気を出口弁へ放出する時に発生する騒音。

(e) コンプレッサ出口配管振動

コンプレッサ単体運転を行った時の実船試験結果を図3.1.63，3.1.64に示す。

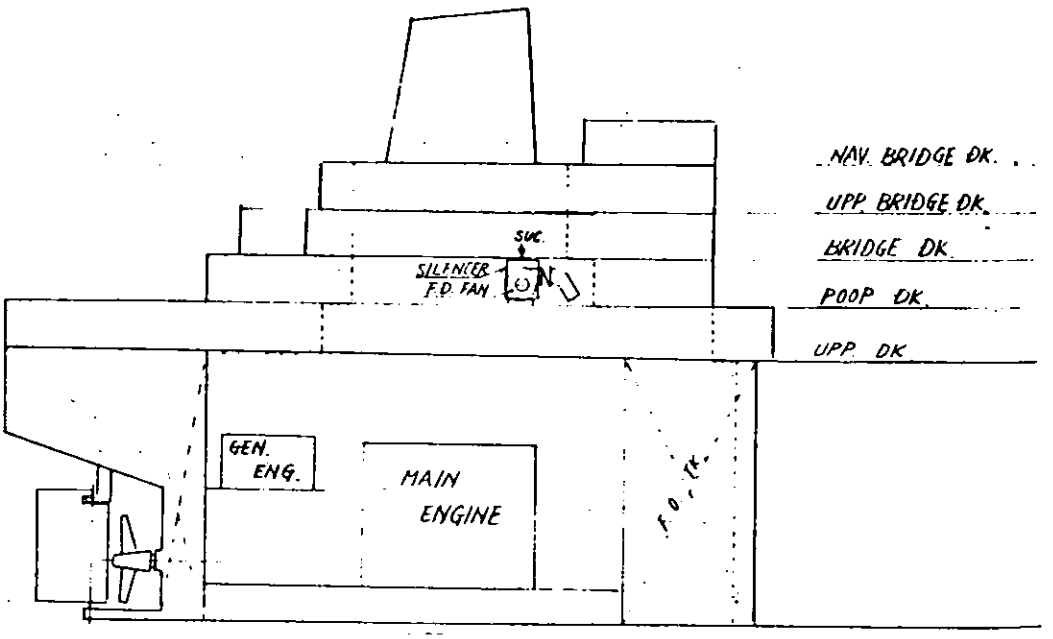


図3.1.59 実験供試船ファン配置

表3.1.13 実験供試船要目

船種	OIL CARRIER	トン数	DWT 29500LT
船級	ABS	寸法	LPP 162.000×B 25.40×D 14.35×d 10.69
項目	形式	台数	容量
発電機	YANMER 6GL-DT	2	712.5 KVA (570KW) × 720 rpm
機関室通風機	立軸流給気ファン	4	600 m³/min × 30 mmAq × 1,200 rpm
強圧送風機	西芝 TFA-106A 吸入口サイレンサ付 翼形遠心送風機	1	630 m³/min × 380 mmAq 65/15kW×4/8p×60Hz

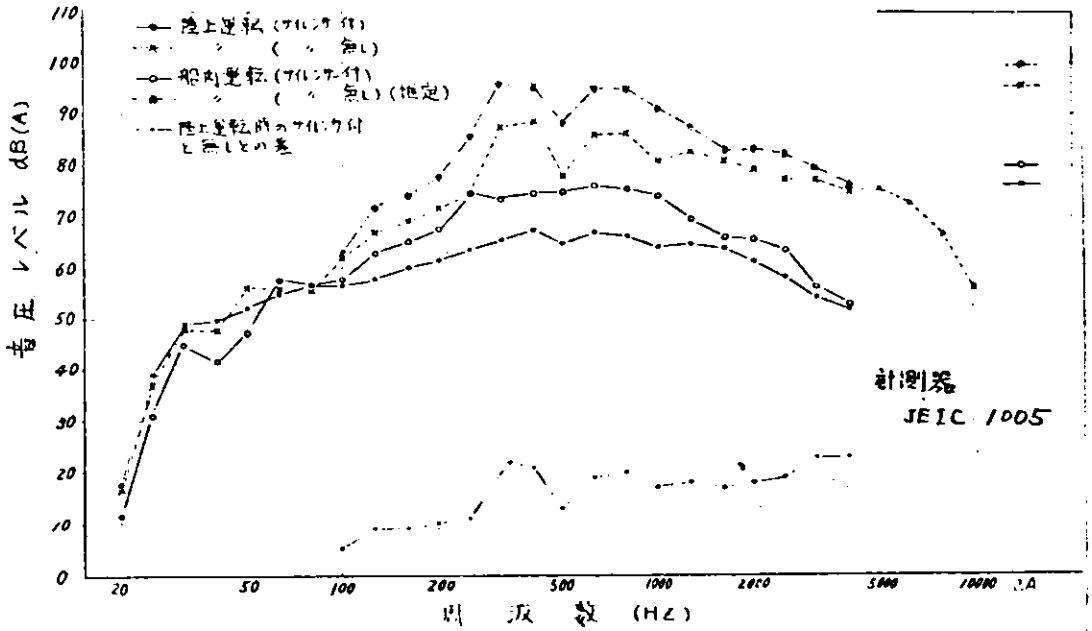


図 3. 1. 62　F. D. F ファン単体騒音の周波数分析

参　考　文　献

(1) Noise Control in Ship　P 103, 104　NTNF

(2) 「音源寄与度分離の実船実験」　P 93
SR 156 研究部会　船内騒音に関する調査研究報告書, S 51年度
日本造船研究協会

(3) Noise Control in Ship　P 105, 106　NTNF

(4) 「機関室内単体機器の空気音対策の研究」　P 273 ～
SR 156研究部会　船内騒音に関する調査研究報告書, S 51年度
日本造船研究協会

(5) 「機関室内単体機器の固体音対策の研究」　P 196 ～
SR 156 研究部会　船内騒音に関する調査研究報告書, S 50年度
日本造船研究協会

(6) 「空気音対策設計指針」　P 314
SR 156 研究部会　船内騒音に関する調査研究報告書, S 50年度
日本造船研究協会

(7) 「機関室内単体機器の固体音対策の研究」　P 196 ～
SR 156 研究部会　船内騒音に関する調査研究報告書, S 51年度
日本造船研究協会

(8) JSPS－7－9船舶居住区における防音設計指針
日本造船学会

(9) マリンプロペラ　ナカジマ・プロペラK. K

(10) 機械工学便覧

(11) 「船体部騒音源の研究」
SR 156 研究部会　船内騒音に関する調査研究報告書, S 51年度
日本造船研究協会

3.2 船体関係

3.2.1 通風エアコン装置

(1) 代表的通風系騒音源と伝搬経路

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。

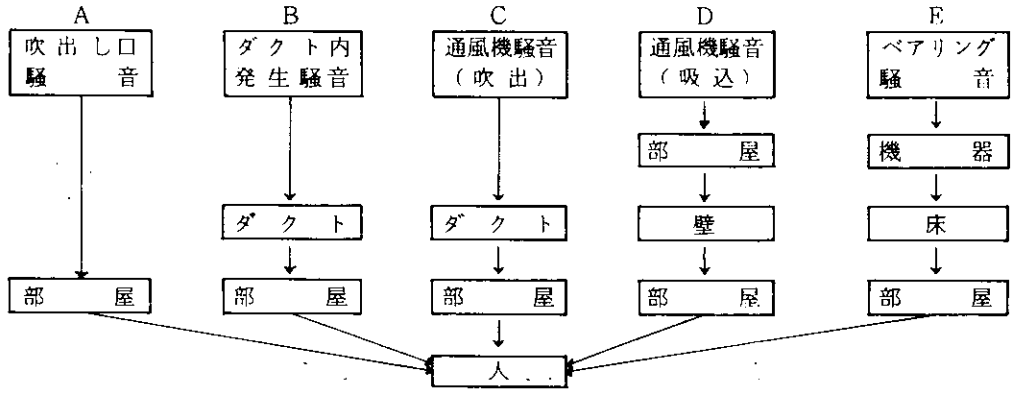


図3.2.1　代表的通風系騒音源と伝搬経路

(2) 通風機

(a) 概説

通風機がダクト内へ発する騒音には大きく分けて

(i) 通風機内の渦流による騒音（この型の騒音は広い周波数にわたり分布する）

(ii) 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，効率できまり，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。

(b) 通風機騒音の推定法（注: この推定法(i), (ii), (イ)は，アメリカで確立されたものであるので，国内品にそのまま適用するには問題がある）

(i) 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な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。

(ii) 相似通風機の騒音がわからない時

(イ) 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 feet^3/min×1 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。

表3.2.1　通風機法則[1)]

法則	従属変数	独立変数		
1	$Q_1 = Q_2 \times (D_1/D_2)^3$	$\times (n_1/n_2)^1$	$\times (1)$	
	$P_1 = P_2 \times (D_1/D_2)^2$	$\times (n_1/n_2)^2$	$\times (\rho_1/\rho_2)$	
	$HP_1 = HP_2 \times (D_1/D_2)^5$	$\times (n_1/n_2)^3$	$\times (\rho_1/\rho_2)$	
	$Lw_1 = Lw_2 + 70\log(D_1/D_2)$	$+ 50\log(n_1/n_2)$	$+ 20\log(\rho_1/\rho_2)$	
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は既知の通風機のものを示す。すべて効率は同一のものとする。

Q：風量　　Lw：音のパワーレベル

P：圧力　　ρ：ガスの比重

D：通風機のサイズ（例えば羽根車直径）　　HP：馬力

n：回転速度

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。

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。

$$Lw = kw + 10\log Q + 20\log P \quad \cdots\cdots (3.2.1)$$

Lw：推定騒音パワーレベル（dB）（最大効率点より10%の範囲内での値）

kw：比騒音パワーレベル（表3.2.2）

Q：風量　（$feet^3/min$）　P：圧力（inch W.G.）

(ロ)　騒音レベルの推定方法

昭和40年，日本機械学会（空気機械部門委員会）において，空気機械の騒音に関する諸要望を適確に把握するために，メーカ，ユーザ，中立者など約80ケ所に，騒音調査研究分科会できめられた測定方法での測定が依頼され，各種の送風機について約427種（レベル267種，スペクトル160種）の測定データを得ている。

もちろん，船用とは限定されていないので若干の差異は生じると思われるが，大よその目安としては，使用できると考えられるのでその結果を記述してみる。

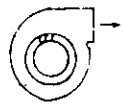
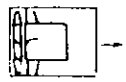
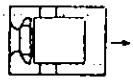
任意の風量$Q\,m^3/min$，全圧Pt mmAq の送風機の吸込口から羽根車外径D（m）（最短15cm）だけはなれた点の騒音レベルL_Aは

$$L_A = L_{SA} + 10\log_{10} Q P_t^2 \quad dB(A) \quad \cdots\cdots (3.2.2)$$

L_{SA}：比騒音レベル（表3.2.3，90%値を代表とする）

で求められる。

表 3.2.2　代表的通風機の比騒音パワーレベルと BF I [2]

通風機形式	通風機略図	オクター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 リミットロードファンを含む
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 シロッコファン 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	
ベーン軸流通風機		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	

ただし翼周波数（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BF Iを加えること。

表 3.2.3　送風機の比騒音レベル [3]

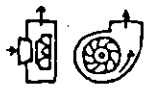
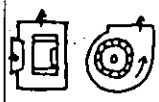
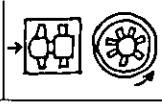
機種名	構造	羽根車形状	適用範囲 $Q P_T^2 \eta_{min}^2 / n_m A q$	比騒音レベル L_{SA} dB(A)	比騒音レベル L_{SA} dB(C)
後曲羽根遠心通風機		後傾翼曲線または直線	10^6～10^{10}	26(90%) 14(10%)	27 15
翼形羽根遠心通風機		後傾翼翼形	〃	19 4	27 12
放射状羽根遠心通風機		半径方向翼直線または曲線	〃	24 10	28 16
前曲羽根遠心通風機		前傾翼半径比大羽根多数	10^4～10^8	23 13	31 23
有胴軸流通風機		翼形翼静翼付	〃	38 21	42 26

図 3.2.2 は，各送風機について，dB (A) を 0dBとしたA特性のスペクトルを求め比較した結果である。

バンドレベルは90%値である。

図 3.2.3 は横軸に（中心周波数／翼通過周波数）をとったdB(C)を 0dB としたスペクトルであり，バンドレベルは算術平均値である。

また吸込口方向で吸込口中心からR(m)，はなれた点のレベルまたスペクトルは（3.2.2）式をもとに近似的に

$$L_R = L_A - 20\log_{10}\frac{R}{D} + (3\sim5)\,\mathrm{dB(A)} \quad \cdots\cdots (3.2.3)$$

で推定される。

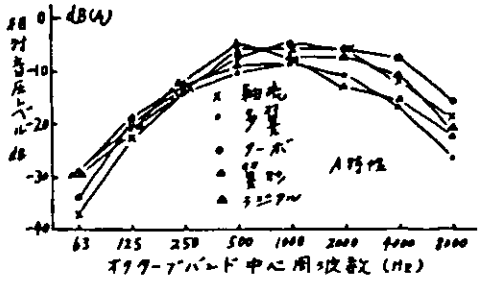


図 3.2.2　各送風機のA特性の騒音スペクトル [3]

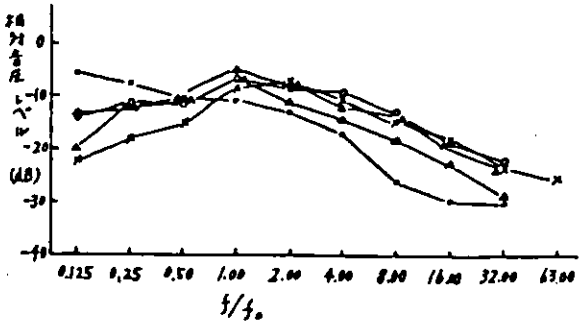


図 3.2.3　各送風機の騒音スペクトル [3]

なお，吸込方向と直角方向のレベルは，これより 10 dB 程低くなる。

(3) ダ　ク　ト

(a) 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，室内羽根あるいは，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すべ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。

(b) 発生騒音の推定法

(i) エルボと分岐（矩形断面ダクト）

ダクト内発生騒音はスペクトラムの関数の部分（F）と速度の関数の部分（G），オクターブバンドの関数の部分（H）の和の形で表わせる。すなわち

$$Lw = F + G + H \quad \cdots\cdots (3.2.4)$$

Lw：	各オクターブバンドのパワーレベル	dB
F：	スペクトラムの関数部分	dB
G：	速度関数部分	dB
H：	オクターブバンド関数部分	dB

矩形断面90°マイタエルボのオクターブバンド毎のパワーレベルは図 3.2.4，3.2.5，3.2.6と表 3.2.4 から90°分岐矩形断面ダクトのオクターブバンドのパワーレベルは図 3.2.7，3.2.8 と表 3.2.5 から求められる。

なお，ストルハル数 Nstr は

$$Nstr = (fD / V) \times 5 \quad \cdots\cdots (3.2.5)$$

f： 振動数　Hz

D： ダクト径 inch　　矩形ダクトでは $D = \sqrt{(4/\pi)\ (\text{断面積})}$

V： 気流平均速度　feet／min

表 3.3 4　　オクターブバンドの関数（H）[2)]

オクターブバンド中心周波数（Hz）	H（dB）
63	16
125	19
250	22
500	25
1000	28
2000	31
4000	34
8000	37

なお，90° 分岐の場合は図 3. 2. 7 を使用するときのダクト断面積はブランチ又は下流のメインダクト（計算する方）の断面積をとり，ストルハル数は上流のメインダクトの径と流速を使って計算する。

図 3. 2. 8 ではブランチの流速と下流のメインダクトの流速を使用する。

(ii) ダンパ

丸ダクトのダンパの発生騒音パワーレベルのチャートを掲げる。（メーカのカタログによる）

$$Lw = Lwnom + K_1 + K_2 \quad \cdots\cdots (3.2.6)$$

Lwnom は　表 3. 2 6 による

K_1　　は　表 3. 2. 7 による

K_2　　は　図 3. 2. 9 による　　参考として圧力損失を図 3. 2. 10に示す。

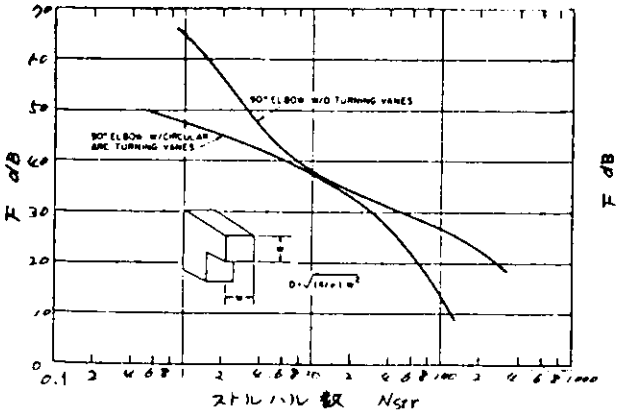


図 3. 2. 4　正方形断面 90° エルボの F [2)]

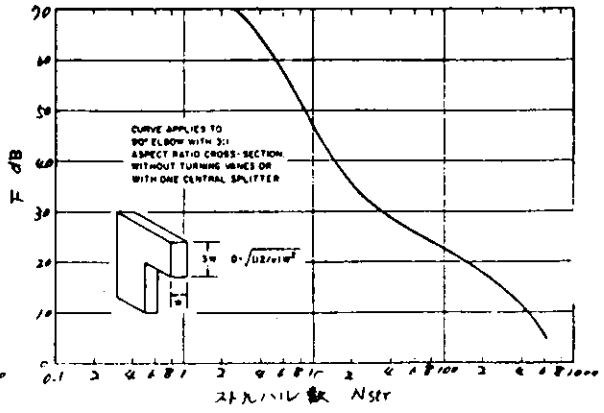


図 3. 2. 5　矩形断面 90° エルボの F [2)]

図 3. 2. 5　　Lwnom（dB）[4)]

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

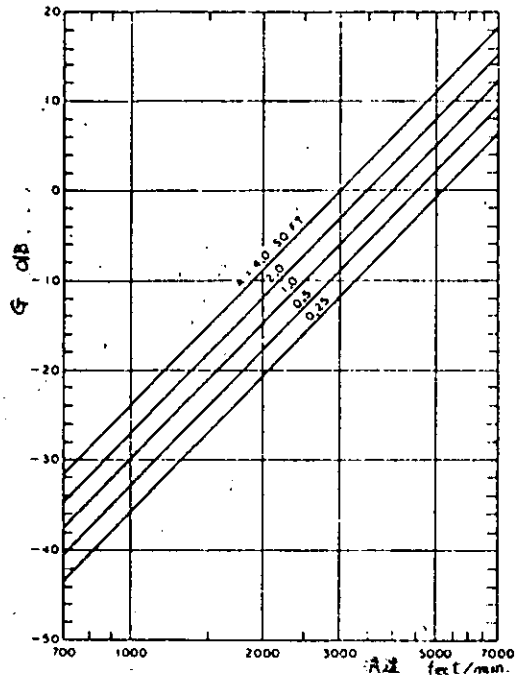


図 3.2.6　90°エルボのG [2)]

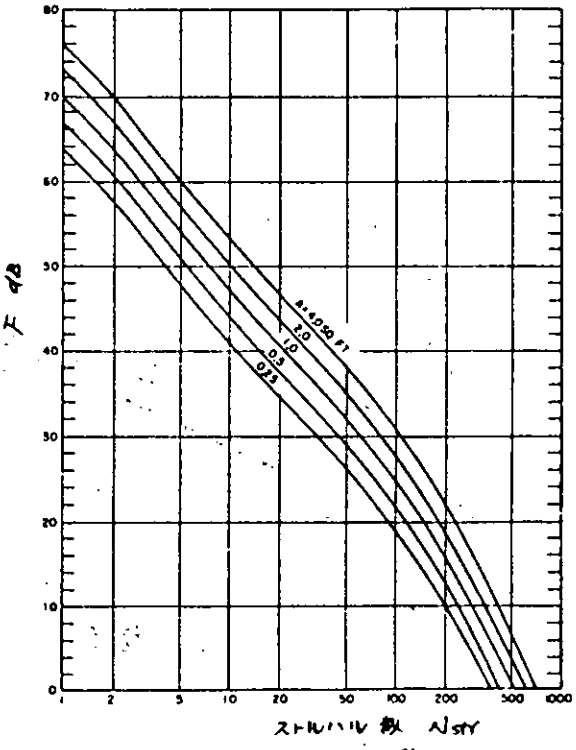


図 3.2.7　90°分岐管のF [2)]

表3.2.6　　K_1　(dB) [4)]

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

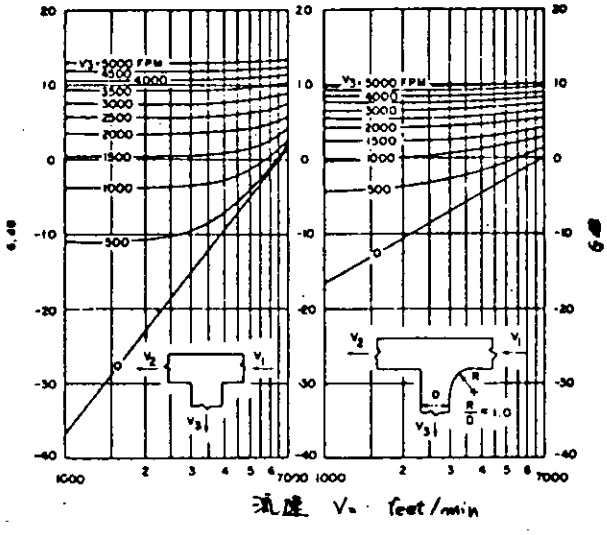


図3.2.8　90°分岐管のG [2)]

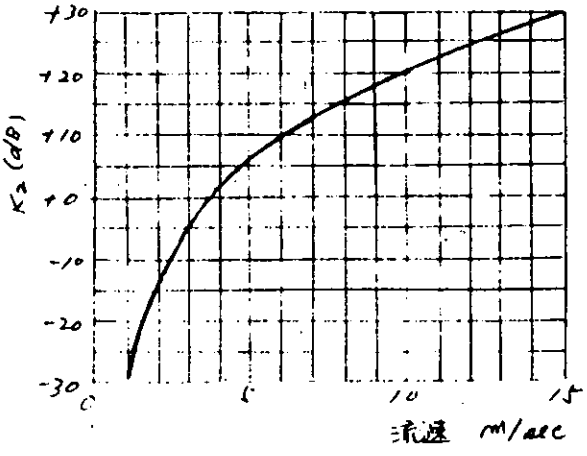


図3.2.9　　K_1　(dB) [4)]

(iii) 直管部（矩形断面ダクト）

直管部については，大して問題にならぬ程度であるが，600 × 600 mm^2 鉄板ダクトについて，それらの長さ 1 m 当りの発生騒音PWL を図 3.2.11 に示す。

速度変化に対する騒音のレベル上昇は流速が2倍になるごとに 7 ～10 dB に上昇する。

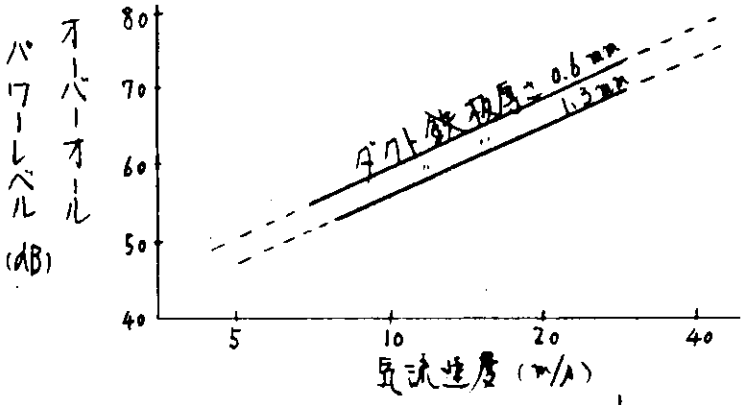


図 3.2.11　ダクトの気流発生騒音 [a)]
（直管 600×600 mm × 1 m）

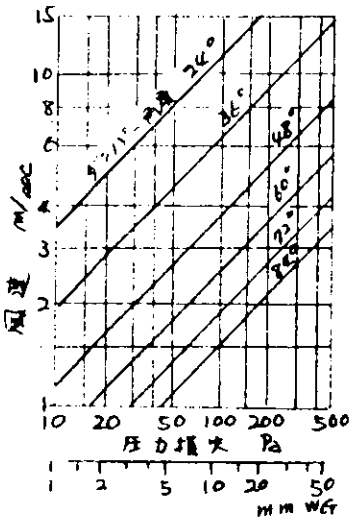


図 3.2.10　ダンパーの圧力損失 [4)]

ダクト直管部の発生騒音周波数特性は，一般に低周波数域ほど成分が多く気流速度が低くなるとその傾向が強くなる。図 3.2.12 にその一例を示す。

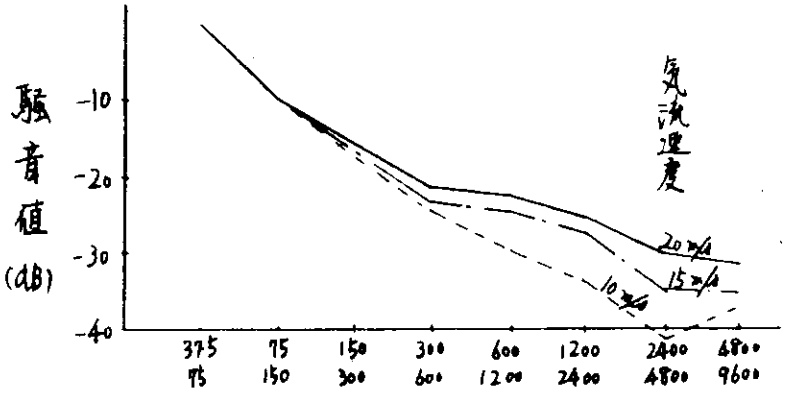


図 3.2.12　ダクト直管部発生音の周波数特性 [9)]
（直管 600 × 600 mm × 1 m ）

(4) 吹　出　口

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 3.2.13に吹出し速度と単位面積（10^{-2} m^2）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^2 のパワーレベルは図 3.2.15の縦軸の値に $10 \log_{10}$（ 100 A）を加えて求められる。

図 3.2.14にオーバオール値を 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。

(5) 実　測　例

計測方案は，昭和51年度の計測方案（ＳＲ 156　昭和51年度研究報告書の巻末付録 1 ）に下記変更点を加え作成された。

(イ) 振動は加速度レベルで計測し，この場合の振動加速度の基準値は 0dB を 10^{-3} cm/sec^2 （ 1000 gal =120 dB）とする。

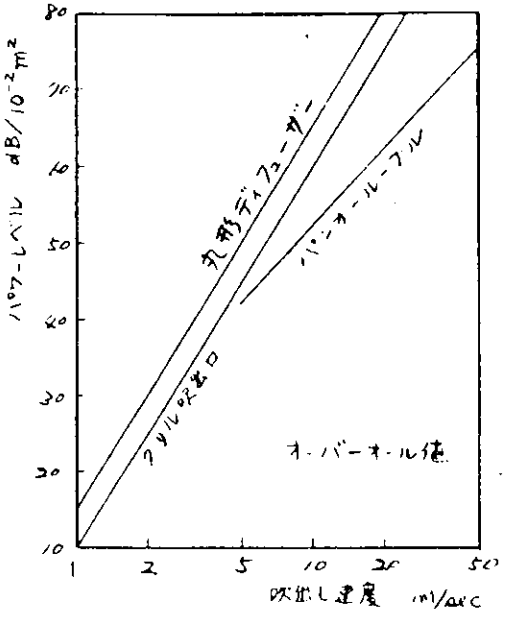


図 3. 2. 13　吹出し口の発生音[5]

（吹出面積 $10^{-2}m^2$ 当り）

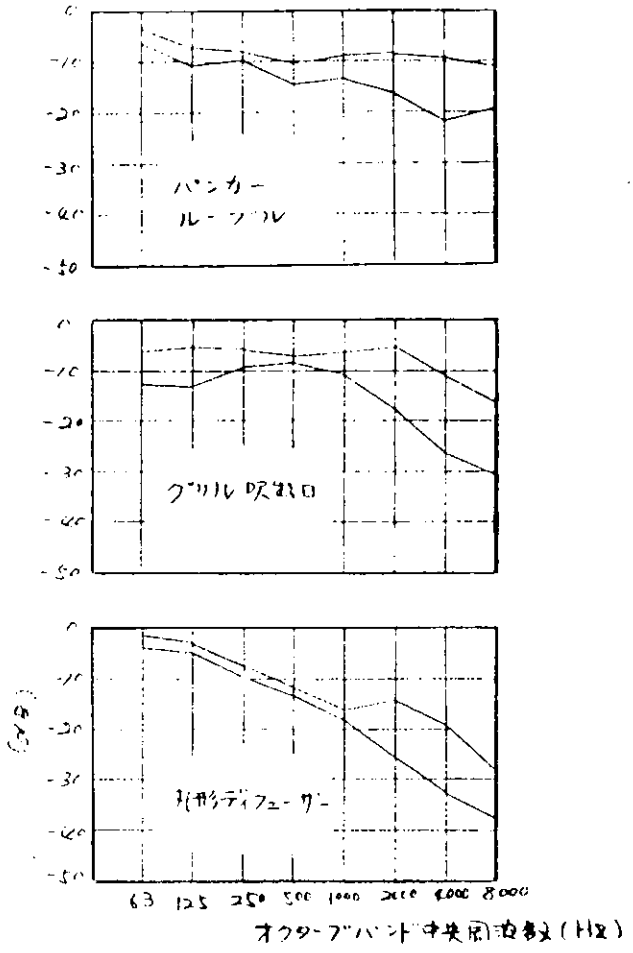


図 3. 2. 14　吹出口発生音の周波数特性[5]

(ロ)　計測された振動加速度レベルは振動速度レベルにも換算して記録する。なお，この場合の基準速度レベルは 0 dB を 5×10^{-6} cm／sec とする。

(ハ)　計測対象機器はエアコンユニット用通風機及冷凍機に重点を置き，これらの周囲立体各ゾーンの騒音及び振動をもれなく計測するために計測点選定のための打合せを行い具体的な計測点の配置までも協議の上決定した。

(a)　エアコンユニットルーム

対象船の要目を表 3. 2. 8 に示す。

なお，下記図中の縦軸の単位は次の通りとする。

○周波数特性図の音圧レベル……O．A．での分析値をA特性で補正したもの。

○周波数特性図の振動速度レベル……換算された振動速度レベルをさらにA特性で補正したもの。

(i)　冷凍機自納型

エアコンユニットルーム内での音圧レベルと振動速度レベルを図 3. 2.15に示す。

騒音のオクターブバンドレベルは，例外もあるが500 ～ 2000 Hz にレベルの高い部分がある。

一方振動レベルは1000 Hz でピーク値を示している。

(ii)　別　置　型

エアコンユニットルーム内での音圧レベルと振動速度を図 3. 2. 16 に示す。

騒音のオクターブバンドレベルは 500 Hz をピークとしているものが多く，振動速度レベルでは 1.000Hz をピークとしているものが多い。

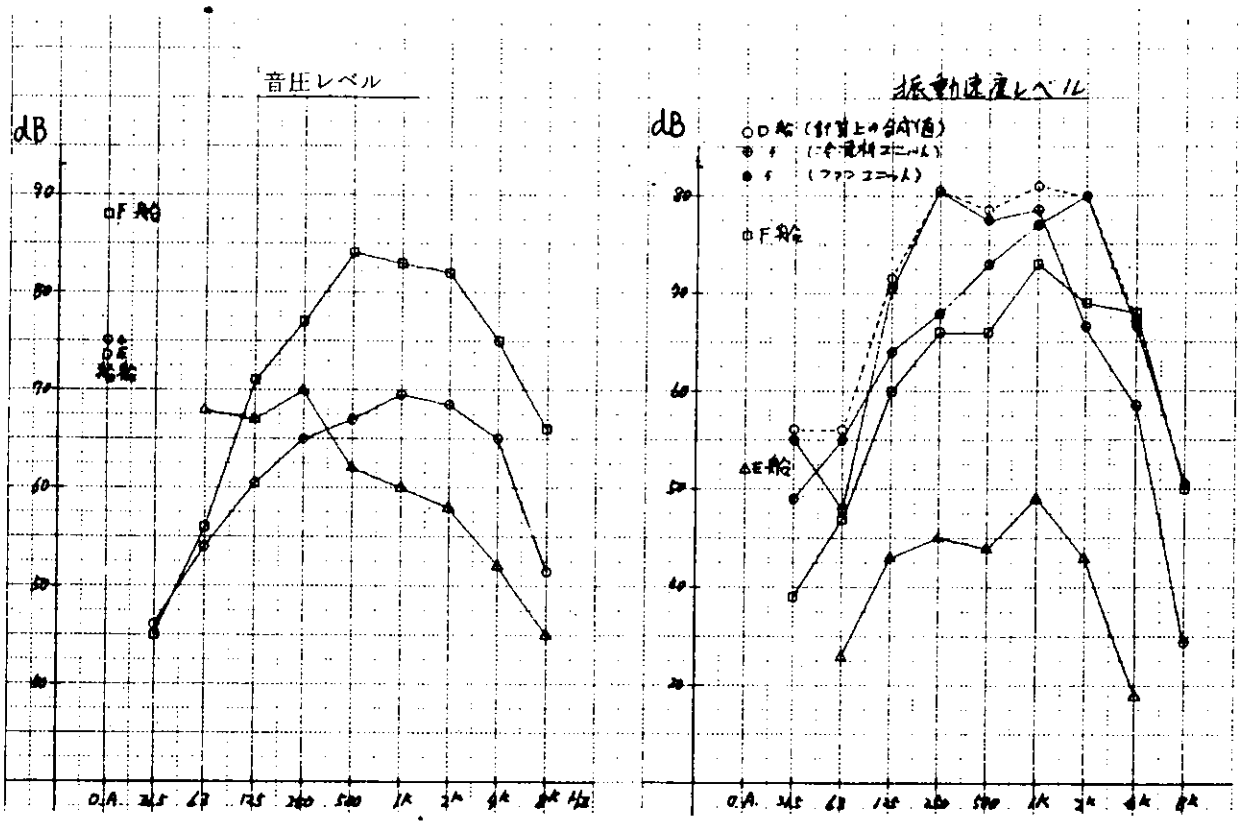


図 3. 2.15　　自納型エアコンユニットの周波数特性 [6)]　※3.2.1(5)(b)(ii)参照

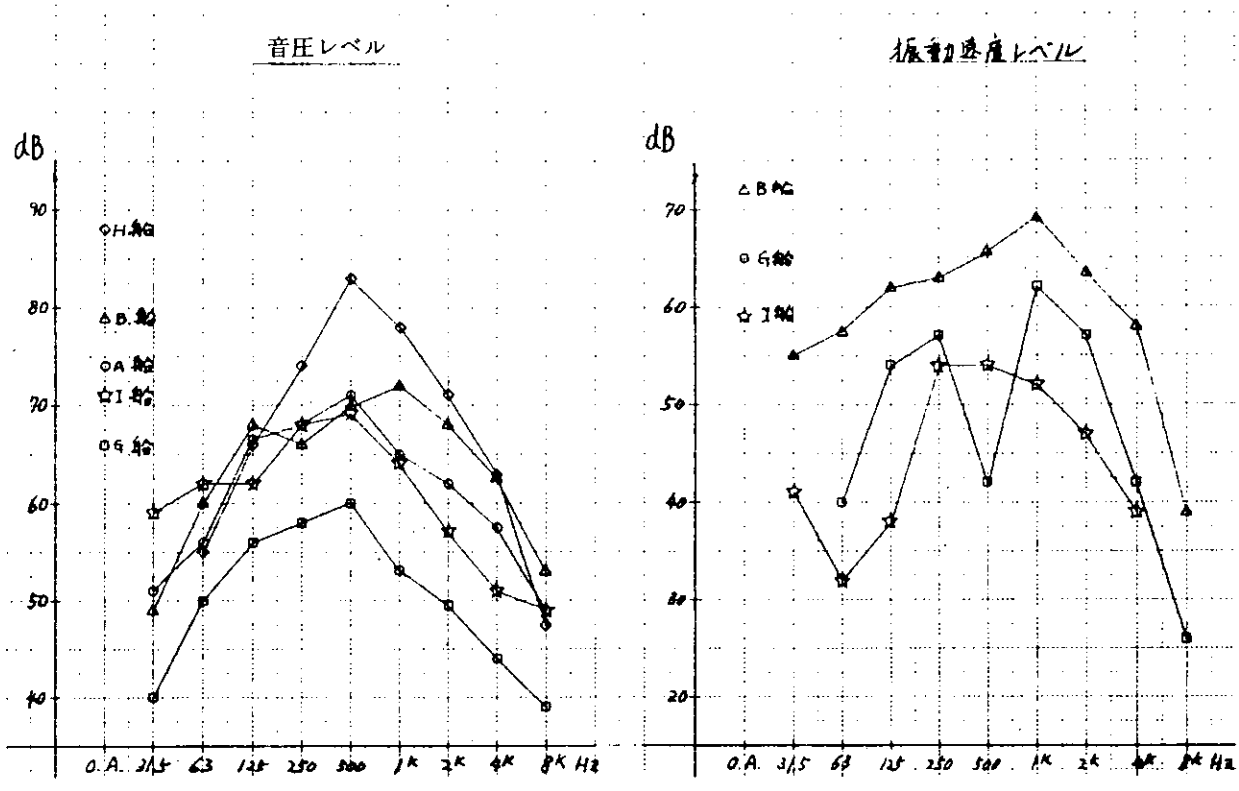


図 3. 2.16　　別置型エアコンユニットの周波数特性 [6)]　※3. 2. 1(5)(b)(ii)参照

(iii)　自納型と別置型の比較

計測データが少なく，はっきりした傾向は把みにくいが，まず騒音のオクターブバンドレベルでは自納型のカーブが滑らかで，はっきりしたピークが見当らないのに対し，別置型では1つのピークを持って，その前後で直線的に値が下がっている。

これは，別置型は音源がファン1つであるのに対し，自納型には，冷凍機とファンの2つの音源があり，それぞれ高いレベルの周波数が異なっているためであろう。例えば，自納型のE船では，63～250 Hz の中心周波数が高いレベルとなっており，他船と，著しく異なった傾向を示しているが，これは，ファンの影響が少なく，冷凍機の影響が大きく出たためと思われる。

振動速度レベルに関しても音圧レベルほど明確ではないが，ほぼ同様の差異が自納型，別置型の間に見られる。特にD船において冷凍機ユニットとファンユニットを別個に計測しているが，高いレベルの中心周波数は，冷凍機では250 Hz ，ファンは2000 Hz とはっきり異なった傾向を示している。次に自納型，別置型の周りの区画への影響度合を比較するため，エアコンユニット騒音の甲板層別影響度合を図3.2.17に示す。

図3.2.17から判断すると，騒音源のある甲板におけるエアコンユニット取付台中心から10mの位置では，別置型が上限が45 dB(A) であるのに対し自納型は53 dB(A) であり，自納型の方が影響度合は大きいといえる。

上下層の関係から影響度合をみてみると，自納型の場合10mの位置では，騒音源のある甲板で上限が53 dB(A)，下部1層目が50 dB(A)，上部1層目46 dB(A) であり騒音源のある甲板に次いで下部1層目の影響が大きいことがわかる。

以上まとめると，エアコンユニット騒音の影響範囲は各船によってかなりの差があり，別置型と自納型では，自納型の方が影響範囲が広く，影響度合も大きい。上下層の関係では下部1層目の場合，影響範囲は騒音源のある甲板と同程度であるが影響度合はやや狭く，上部1層目は影響範囲，都合とも下部1層目より少なくなっている。

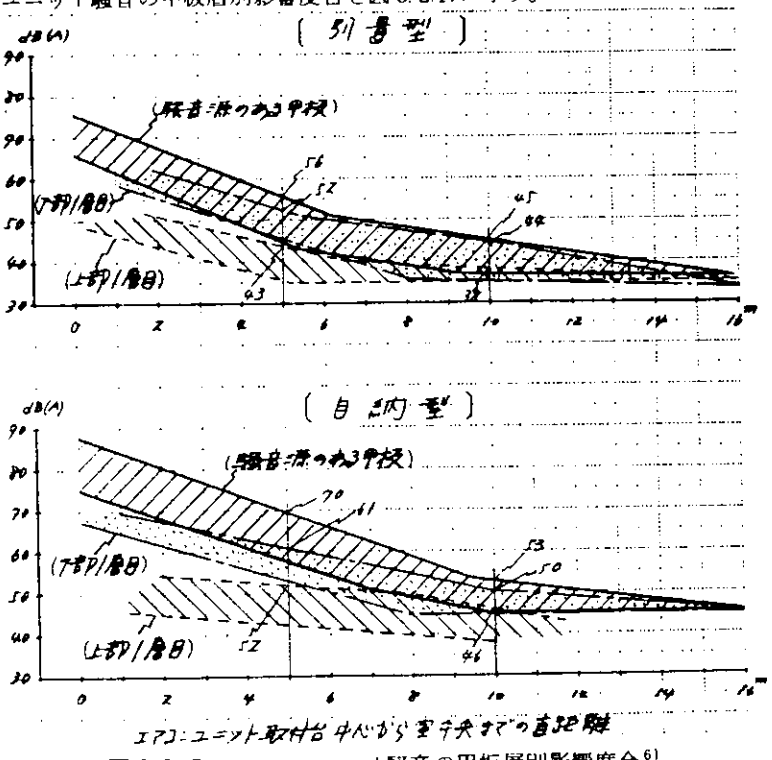


図3.2.17 エアコンユニット騒音の甲板層別影響度合[6]

(b) エアコンユニットルームの周辺区域

対象船の要目を表3.2.8に示す。

(i) 騒音分布

エアコンユニットを取りまく立体各ゾーンの騒音レベルdB (A) を図3.2.18，3.2.19，3.2.20に示す。

なお，これらの騒音分布図には，その計測場所の性格を居室及び公室とその他の区画とに区分けし，さらに船舶居住区の居室に対する騒音規制値のうち代表的な60 dB (A) と55 dB (A) との関係を対応できるように区分し，模様分けした。（表3.2.7は，騒音分布域と騒音規制値との関係を示す）

居室及び公室に対する騒音規制値（60 dB(A) 又は55 dB(A)）をオーバしているスペースは

(イ) エアコンユニットルーム及び隣接するスペース

(ロ) エアコンユニットルームの直上及直下のスペースとこれに隣接するスペース

などに多く見られるが，これらのスペースは一般に通路，洗面所，厨室，倉庫などが配置されるようになっており，実測船3隻のエアコンユニットルームを取りまく居室及び公室62室のみがエアコンルーム直上に配置されていたが，50 dB (A)であり規制値をクリアしていた。

これらの結果より，エアコンユニットの騒音が周囲に影響を及ぼし，問題となる範囲はエアコンユニットルームの直上，直下のスペースとこれらに隣接するスペースであるが，さらにこれらの外周のスペース（一般に居室及公室が配置されているスペース）でも規制値55dB (A) で，他にこの規制値に近い騒音があってこれらの騒音との合成を考慮した場合には，問題となる部屋も出てくる。

なお，この実船計測時は，この計測の目的上各室に装備されているエアコン吹出口は可能な限り全閉としており，このエアコン吹出口よりの騒音は含まれていない。

一方，エアコン吹出口を通常状態の開とした場合の計測も他船で一部行なったが，その場合の騒音レベルは全閉の場合より約7～10 dB程度大きな値となり，各居室及び公室の騒音源としてエアコンユニット本体のそれよりも大きな要因であることを確認した。

表 3.2.7　騒音分布域と騒音規制値との関係[6]

騒音分布域	騒音規制値 60 dB(A)の場合		騒音規制値 55 dB(A)の場合
56 dB (A) 以上	61 dB(A) 以上	規制値をオーバーするので当然問題となるスペース	規制値をオーバーするので当然問題となるスペース
	56 ～ 60 dB(A)	規制値はクリアーするが，他に規制値に近い騒音がある場合，それらの騒音と合成されて規制値をオーバーする可能性が大いにあるスペース	
51 ～ 55 dB (A)	規制値はクリアーするが他に規制値に近い騒音がある場合，それらの騒音と合成されて規制値をオーバーする可能性もありうるスペース		規制値はクリアーするが他に規制値に近い騒音がある場合，それらの騒音と合成されて規制値をオーバーする可能性が大いにあるスペース
46 ～ 50 dB (A)	規制値をクリアーし，又他の規制値に近い騒音との合成を考慮しても問題のないスペース		規制値はクリアーするが他に規制値に近い騒音がある場合，それらの騒音と合成されて規制値をオーバーする可能性もありうるスペース
45 dB (A) 以下	同　上		規制値をクリアーし，又他の規制値に近い騒音との合成を考慮しても問題のないスペース

(ii) 振動分布

エアコンユニットを取りまく立体各ゾーンの振動レベルを図3.2.21，3.2.22，3.2.23に示す。

なお，図中の数値は騒音レベルとの対応の目安とするため，計測した振動加速度レベル（基準値は0 dB＝10^{-3} cm/sec^2）を振動速度レベル（基準値は0 dB ＝5×10^{-6} cm/sec）に換算し，さらにA特性に変換の上dB (A) 表示とした。又計測点はビーム上の床面を選定したが床面の仕様はデッキコンポジション仕上げの個所も多く必ずしもベア鋼板上の計測値ばかりではない。

このエアコンユニット運転時の振動分布は，騒音の分布状態と似た傾向をもちエアコンユニットルームの床及び直上階の床の近傍の一部が高い振動レベルを示している。そしてエアコンユニットルームの囲壁をこえると急に減衰する傾向をみせ，それ以遠においてはなだらかに減衰している。又音源中心より大体10m以遠においては振動レベルも一様に分散されてしまい，その影響範囲は騒音分布のそれとほぼ同程度であると考えられる。

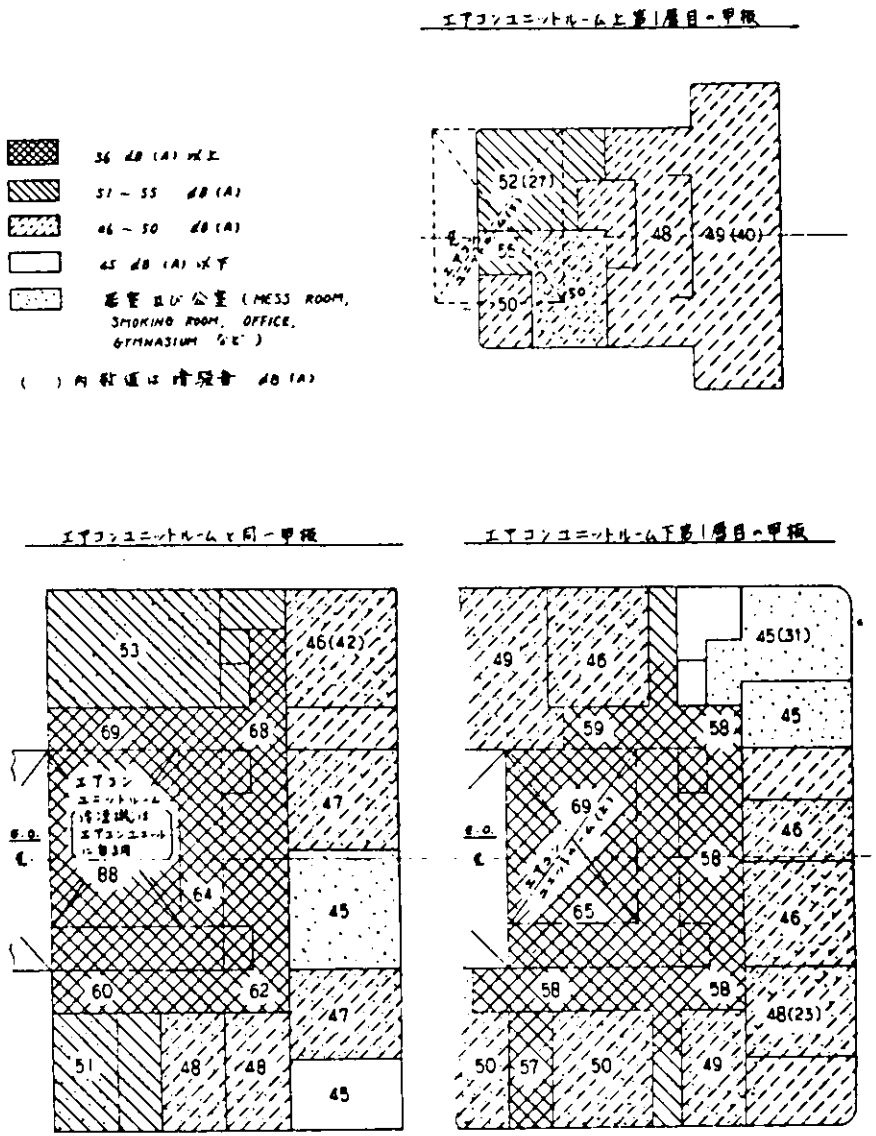


図 3. 2. 18　"G "船のエアコンユニット運転時の騒音分布図 dB (A)

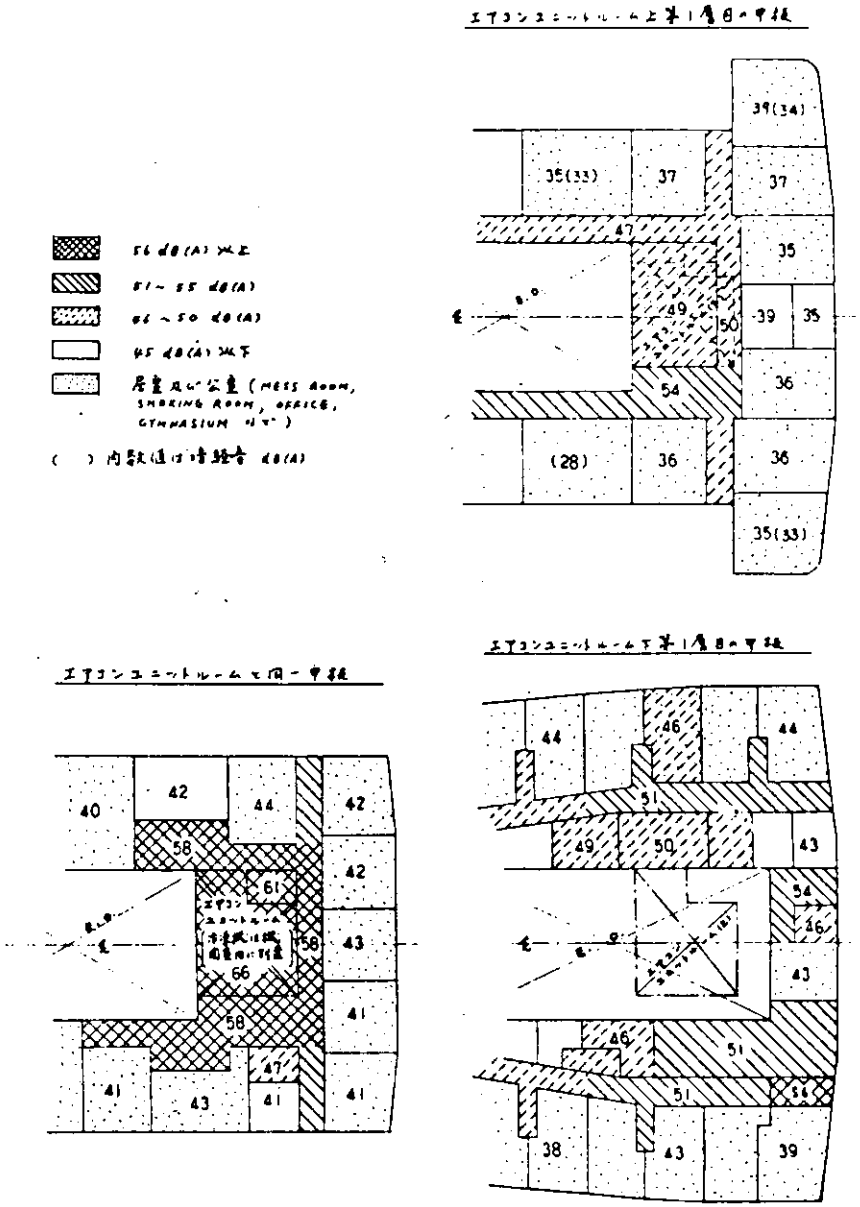


図 3. 2. 19　"H" 船のエアコンユニット運転時の騒音分布図 dB(A)

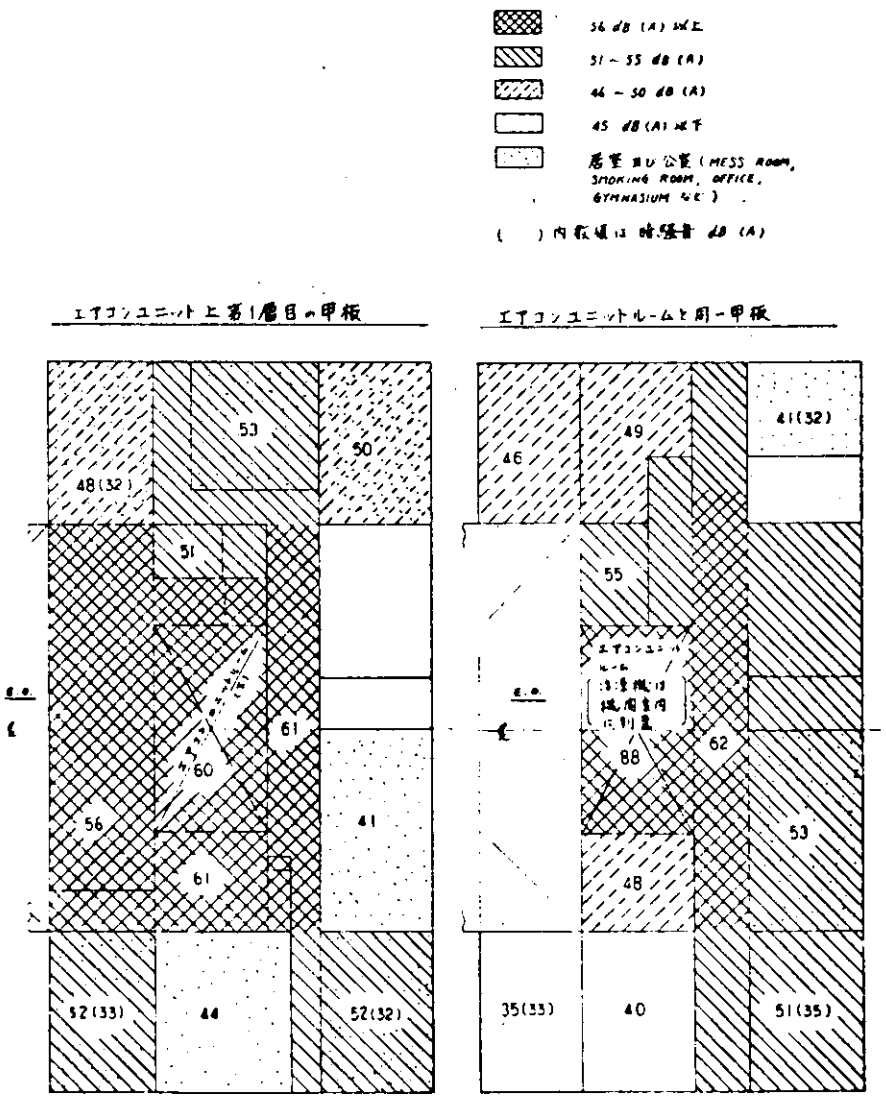


図 3. 2. 20　"I" 船のエアコンユニット運転時の騒音分布図　dB(A)

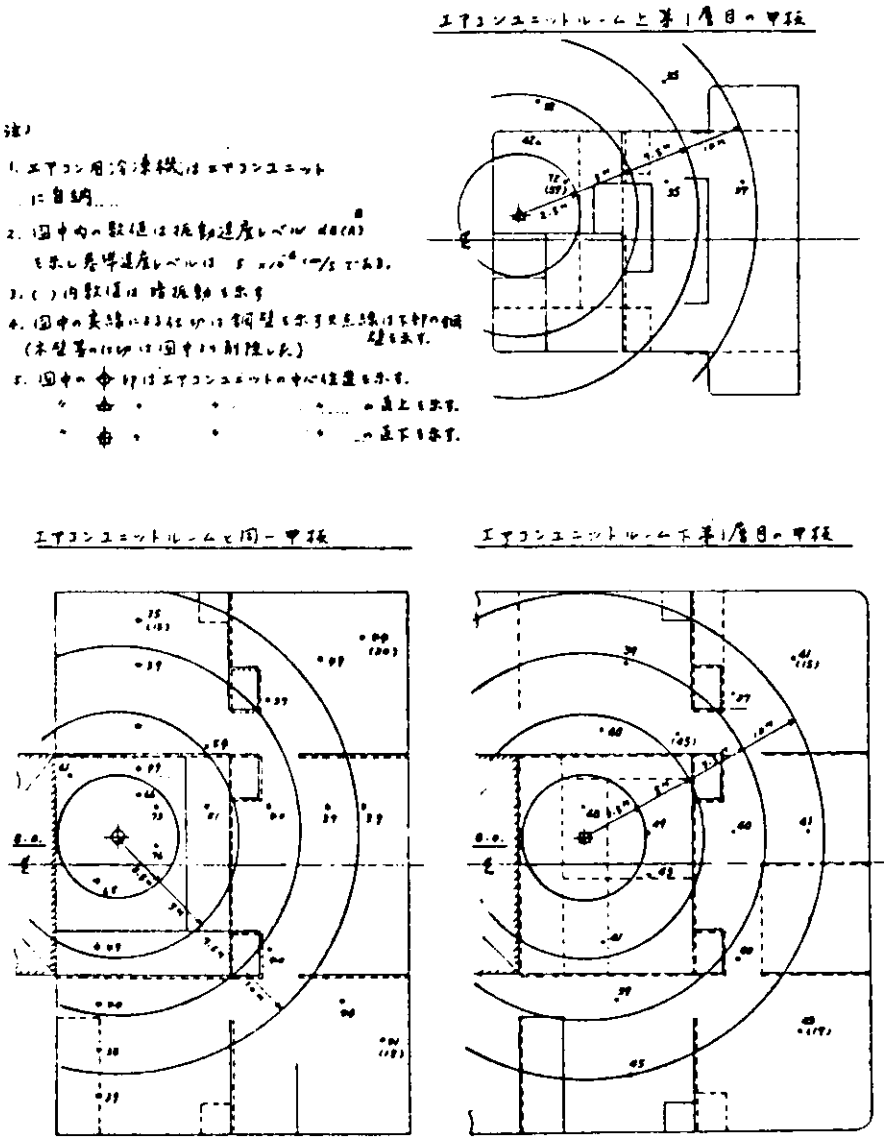


図 3. 2. 21　"G" 船のエアコンユニット運転時の振動分布図[6]

※ dB(A)表示とした理由については，3. 2. 1(5)(b)(ii)を参照のこと。

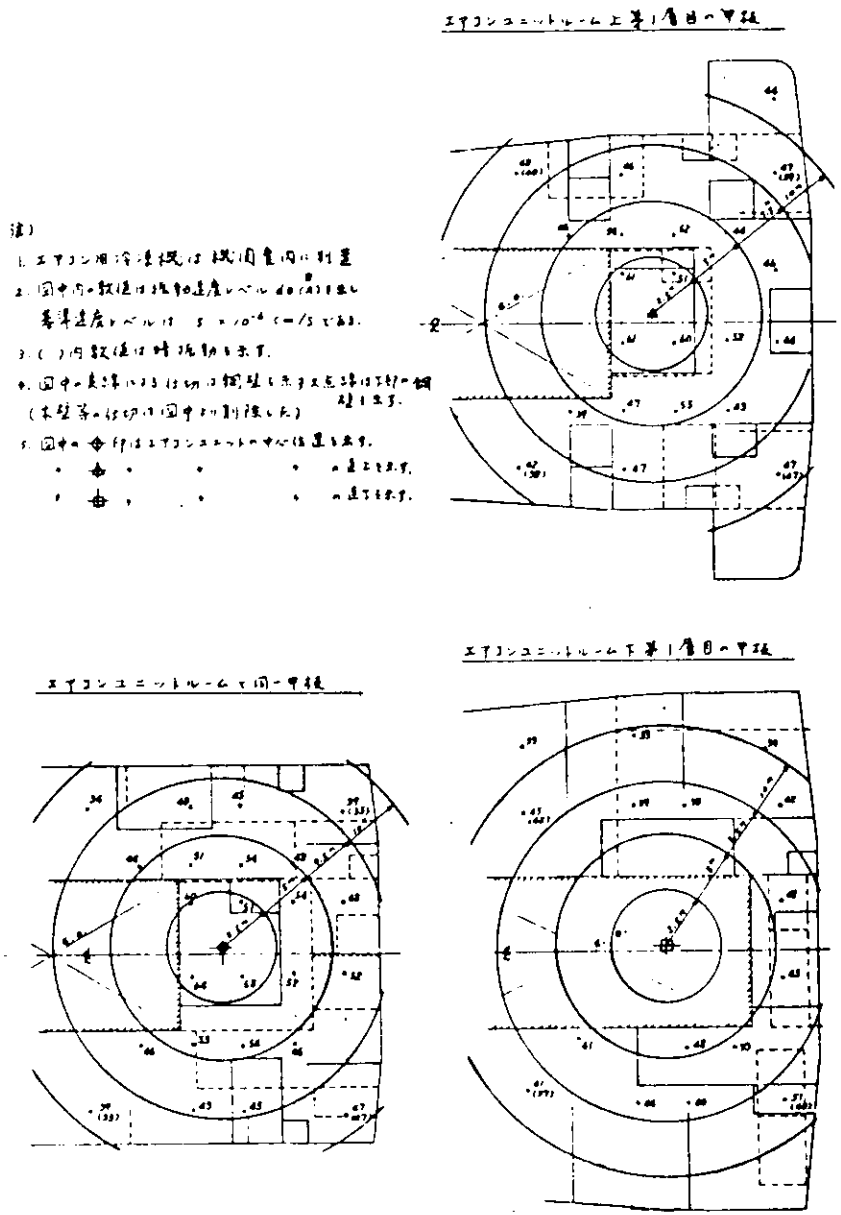


図 3.2.22　"H" 船のエアコンユニット運転時の振動分布図[6)]

※　dB(A)表示とした理由については 3.2.1(5)(b)(ii)を参照のこと。

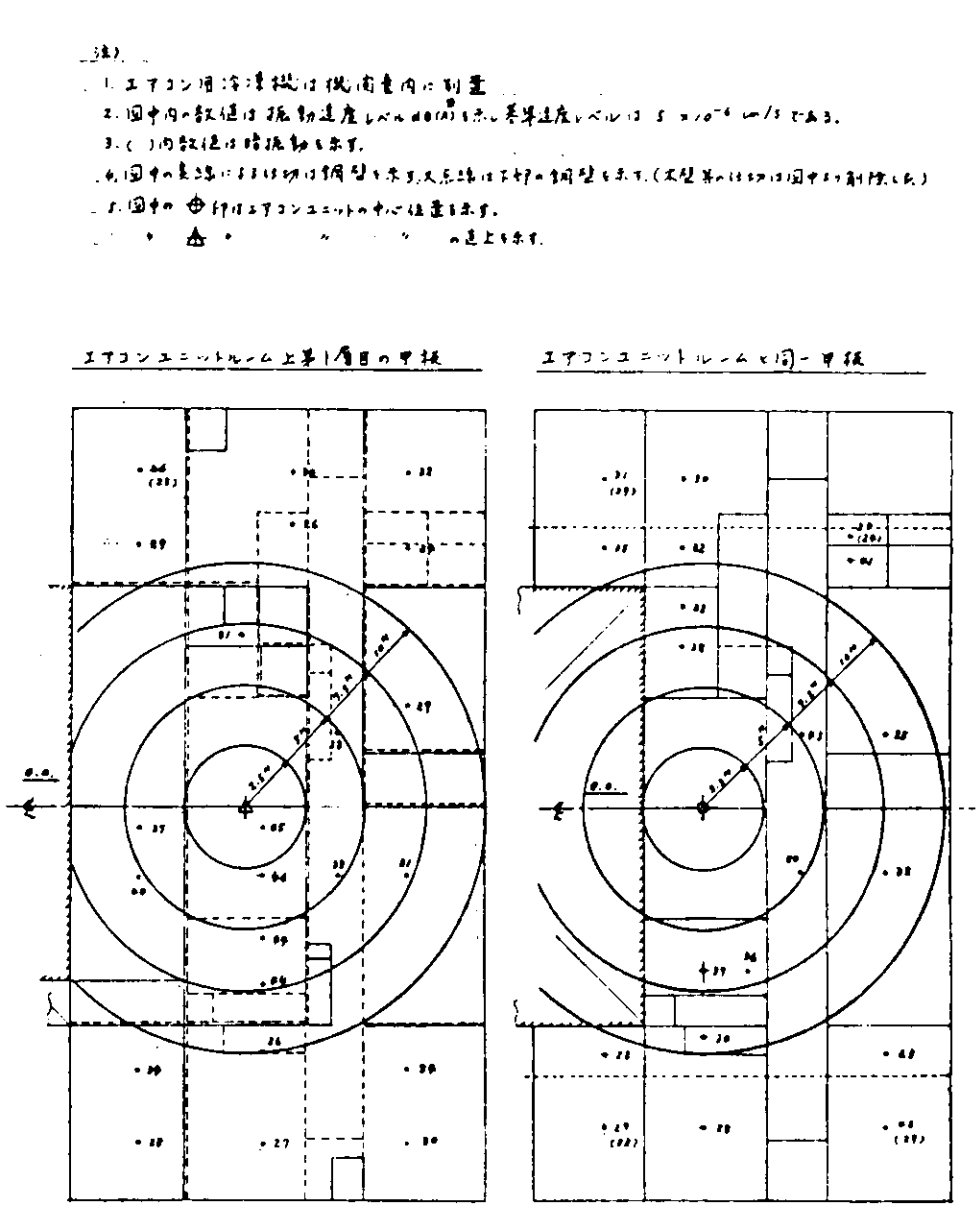


図 3.2.23　"I" 船のエアコンユニット運転時の振動分布図[6)]

※　dB(A)表示とした理由については 3.2.1(5)(b)(ii)を参照のこと。

表 3.2.8　調査対象船及び対象機器の要目（その1）

（注　本表中に要目の記載なき機器は調査対象としなかったもので装備の有無にかかわらず省略した）

実測年度			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^m×B^m×D^m×d^m			249×39.6×22.4×15.6	167×27.8×15	182×27.4×15.1×10.7	314×54.8×26.4×20.5	300×50×27×20.7
GT（トン）			63,200	18,642	21,000	133,000	117,500
DW（ton）			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ファン	据付場所	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（m³/min）	216	150	216	200	160
		静圧（mmAq）	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			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）			174,180	225,000	128,000
		モーター（kW）			45	60	30
		防振ゴムの有無			有	有	無
		台数			2	1	2
	居住区用ファン	タイプ	軸流		軸流	シロッコ	軸流
		風量（m³/min）	100		130	590	45
		静圧（mmAq）	40		40	95	40
		モーター（kW）	1.5		2.2	22	0.75
	機関室用ファン	タイプ					軸流
		風量（m³/min）					1,500
		静圧（mmAq）					15
		モーター（kW）					18.5
	油圧ポンプ	タイプ	ベーン			ベーン	ベーン
		オイル量（ℓ/min）	25.1			25	21.4
		モーター（kW）	3.7			3.7	3.7
		用途	バルブリモコン			バルブリモコン	バルブリモコン

表 3.2.8　調査対象船及び対象機器の要目（その2）

（注　本表中に要目の記載なき機器は調査対象としなかったもので装備の有無にかかわらず省略した）

実測年度			昭和50年度の実船計測分	昭和51年度の実船計測分		
実測船の符号			F	G	H	I
船種			バルクキャリア	タンカー	カーゴ	オア／オイル
L^m×B^m×D^m×d^m			174×29×16.1×11.53	197×32.2×18.3×13.6	140×22.86×13×9.6	285×47×26×19.3
GT（トン）			23,500	30,800	11,830	103,000
DW（ton）			37,850	60,878	18,000	189,700
計測対象機器	エアコンセントラルユニットファン	据付場所	エアコンユニットルーム上甲板上5層目	エアコンユニットルーム上甲板上4層目	エアコンユニットルーム上甲板上1層目	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
		風量（m³/min）	183	170	317	200
		静圧（mm Aq）	250	250	250	250
		モーター（kW）	15	15	22	15
		防振ゴムの有無	有	有	有	有
		台数	2	2	1	2
	エアコン用冷凍機	据付場所	機関室内	エアコンユニットルーム	機関室内	機関室内
		タイプ		SMC 6-100 ベルト駆動		
		能力（Kcal/h）		181,000		
		モーター（kW）		45		
		防振ゴムの有無		有		
		台数		1		
	居住区用ファン	タイプ				
		風量（m³/min）				
		静圧（mm Aq）				
		モーター（kW）				
	機関室用ファン	タイプ		No.1 No.2 No.3 No.4 軸 流		
		風量（m³/min）		1,000 650		
		静圧（mm Aq）		30 30		
		モーター（kW）		15 7.5		
	油圧ポンプ	タイプ				
		オイル量（ℓ/min）				
		モーター（kW）				
		用途				

3.2.2 荷役機器装置（実測例）

計測要領はP37居住区騒音特別委員会研究報告書附録1の騒音計測方案による。

(1) 荷油ポンプ

(a) 荷油ポンプ要目と周辺の騒音

音源の出力が大きい程騒音も大きくなる事が予測されるが，実測結果からは，その様な関係は認めがたい。

又，吐出量が同等のポンプでは運転台数が増しても騒音が，これに比例して増加するという顕著な傾向を示していない。

すなわち，実用上騒音はポンプの運転台数に余り関係ないと考えてよいであろう。一方荷油ポンプの吐出圧と騒音，及び回転数と騒音との関係を示したのが図3.2.24，3.2.25である。

□ …… 吐出量 4500 m^3／h のポンプ周辺の騒音

⊡ …… 〃 4000 〃

■ …… 〃 3500 〃

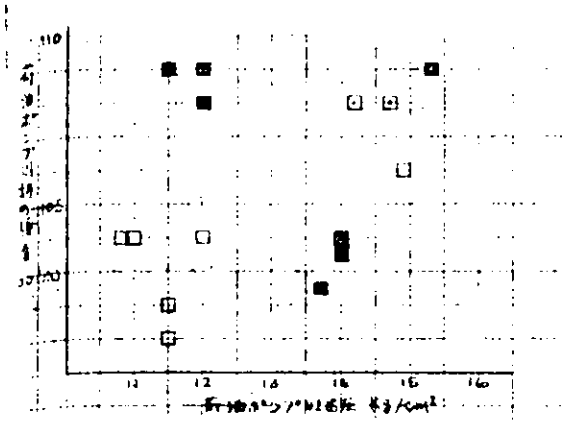


図3.2.24 荷油ポンプ吐出圧と周辺の騒音[8]

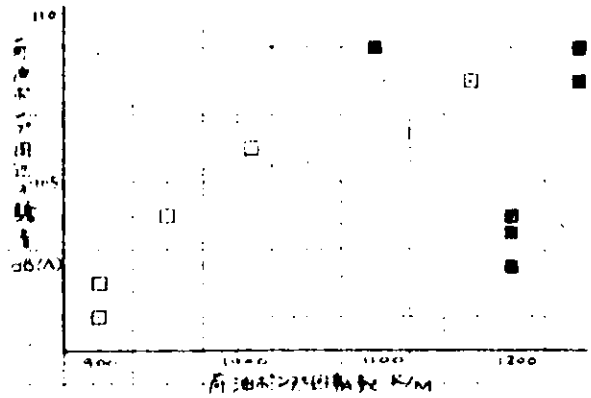


図3.2.25 荷油ポンプ回転数と周辺の騒音[8]

両図からは，ポンプ周辺の騒音がポンプの吐出圧及び回転数と概略比例関係にある事が考えられる。

以上の事柄から推察すると，荷油ポンプ周辺の騒音はポンプの運転台数が増せば当然増大するはずであるが，計測結果から見る限り運転台数よりも他の要因に依る様である。又，騒音は吐出圧および回転数とは概して比例する様だが，他にもランダムな影響を及ぼす要素があるようである。

又，荷油ポンプによる騒音の影響を受けやすいと考えられる，ポンプルーム，エントランス，第1層目及び第2層目のデッキの船体中心線上の居室の騒音は，荷油ポンプの吐出圧及び回転数に概略比例している。すなわち，荷油ポンプ要目の内吐出圧と回転数は，居住区騒音に比例的な影響を及ぼす様である。

(b) 航走時と揚荷時の騒音の比較

航走時の騒音と揚荷時の騒音とを実測し，比較した結果から，分離型居住区のタービン船では揚荷時の騒音の方が航走時より高く，又，取巻き型でもタービン船の場合は同様の傾向にある事がわかる。

しかし，ディーゼル船の場合，居住区の上部，居住区後部において航走時の方が大きいと言える。

(c) 配置と騒音との関係

分離型居住区の揚荷時の騒音の比較をするために

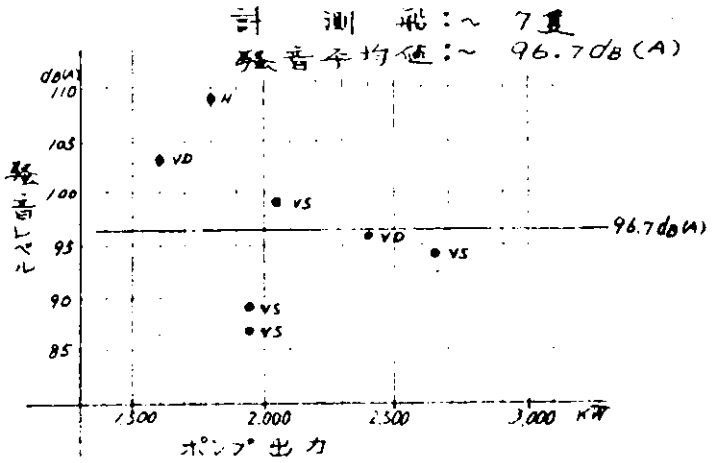
(i) 各船の平均騒音及び代表計測点での騒音

(ii) 各船デッキ別の部屋，通路，及び機械室の騒音

を実測したが，取巻型と分離型の明確な特性の違いは見られない。

故に揚荷時の騒音の影響の仕方は居住区の型式に関係なさそうである。

(d) 荷油ポンプ型式とポンプルームエントランスの騒音



H ── 横型タービン型式

VD ── 竪型タービンダブルサクション型式

VS ── 竪型タービンシングルサクション型式

図 3. 2.26 [6]

図3. 2.26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。また上記データでは，ポンプの同時稼動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，稼動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87 dB (A) ～ 109 dB (A)とバラツキが大きく，その原因は駆動方式の違いによるものと考えられる。すなわち，横型タービン駆動方式は騒音レベルが最も大きく，次いで竪型タービンダブルサクション型そして竪形タービンシングルサクション型が騒音レベルが比較的小さいと考察される。

なお，騒音レベルは，騒音源機器から1 mの距離で計測してある。

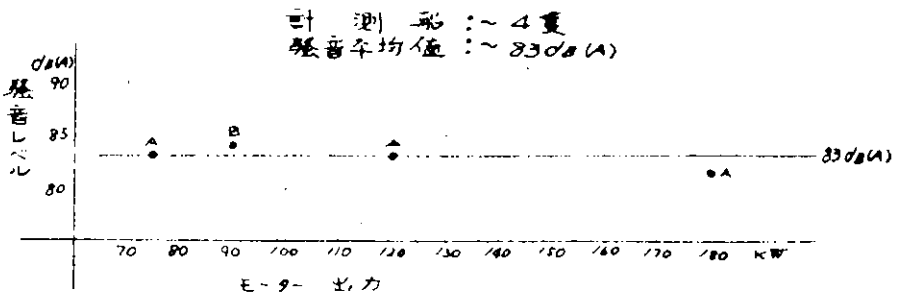
(2) 油圧ポンプユニット

実測データが少なく，今後の検討が待たれるが，参考までに実測値をあげておく。

油圧ポンプユニット近接部 …… 64 dB (A)

〃 隣接の各室 …… 39～52 dB (A)

(3) イナートガスファンルーム



符号A，B，…メーカー符号

図 3. 2.27 [6]

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いが，実測値を見た限りにおいては騒音レベルは82～84 dB (A)，83 dB (A)と，モータ出力とは無関係に騒音レベルは，ほぼ一定である。

なお 音レベルは騒音源機器から1 mの距離で計測してある。（図 3. 2.27）

(4) ポンプの騒音レベル（参考）

昭和51年，日本産業機械工業会において，産業機械として取り扱れる各種機械の一般的騒音レベルを明らかにするために，主要メーカ及びユーザに対し騒音データ収集の目的でアンケート調査を，又，一部機種については委託実測調査を実施している。

この中で，ポンプの騒音調査も行なわれているので必ずしも，舶用ポンプ類にそのまま，利用できないが，現時点舶用のデータが少ないことから参考までに，その調査結果を記述してみることとした。

任意の吐出量 $Q m^3/min$，全揚程 $H m$ のポンプの幾何学的中心に向った直線上で本体表面から $1m$，高さは軸心高さ，又は床面から $1\ m$ の高さのいずれか高い方の騒音レベル Lp は

$$Lp = Ls + 10 \log_{10} QH \quad dB(A) \cdots\cdots (3.2.7)$$

Ls ： 比騒音レベル（表 3.2.9　上端値を代表とする）

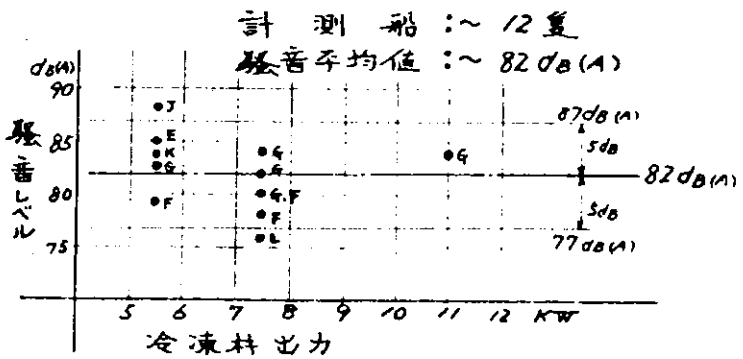
で求められる。

表 3.2.9　ポンプの比騒音レベル dB(A)[7]

比騒音レベル Ls ＼ 機種	90％レンジにおける 下端値	中央値	上端値	幅
片吸込うず巻ポンプ	53	62.5	70	17
両吸込うず巻ポンプ	50	59.5	66.5	16.5
多段遠心ポンプ	54.5	62	69.5	15
立軸斜流ポンプ（一床式）	43	54.5	61	18
〃　（二床式）	39.5	17	58	18.5

（データ有効数……275 台）

3.2.3　糧食冷蔵庫冷凍機室（実測例）



符号 E～L ― メーカー符号

図 3.2.28 [6]

糧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。

なお，騒音レベルは，騒音源機器から $1\ m$ の距離で計測してある。（図 3.2.28）

3.2.4 その他の騒音源

(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になされた6隻の船にてプライベートラバトリ内の便器，シャワー，洗面器の使用中の騒音及び排水音についての実船計測結果を表3.2.10，3.2.11，3.2.12に示す。

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40～50 dB(A)である。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る。

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るが，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る。

表3.2.10 便器の連続洗浄音と排水音[6] dB(A)

計測場所	ⓞ船	ⓟ船	ⓠ船	ⓡ船	ⓢ船	ⓣ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3.2.11 シャワーの連続射水音と排水音[6] dB(A)

計測場所	ⓞ船	ⓟ船	ⓠ船	ⓡ船	ⓢ船	ⓣ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3.2.12 洗面器水栓連続射水音と排水音[6] dB(A)

計測場所	ⓞ船	ⓟ船	ⓠ船	ⓡ船	ⓢ船	ⓣ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	–	–

(2) そ の 他

その他，船体関係の騒音源とには，エレーベータ（含機械室），ウィンチ，ウインドラス，クレーン，ハッチの開閉音，フードリフト，カーゴ荷役時の音，ダムウエータ，トロリー，調理用機器，舵取機，ドアの開閉音，歩行音，隣接者（話声，娯楽関係等）新鮮空気取入口，タイフォン，無線室，ジャイロルームの音，等があげられるが具体的な実測データは揃っていない。居住区に与える影響度から言えば，前述の機器等に比べてさほどでもないが，今後なんらかの方法で検討する必要はあろう。

参 考 文 献

(1) ASHRAE GUIDE AND DATA BOOK EQUIPMENT 1972

(2) ASHRAE HANDEBOOK 1973 SYSTEMS

(3) 中野有明：送風機の騒音レベルとスペクトル（日本音響学会講演論文集）

(4) AB Svexiska FLäktfabriken Catalogue

(5) 勝田高司，坂本守正：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）

(6) 第 156 研究部会：船内騒音に関する調査研究報告書（昭和50，51 年度）

(7) 日本産業機械工業会：産業機械の騒音調査報告書（昭和 51 年度）

(8) P37居住区騒音特別委員会研究報告書

(9) 日本音響材料協会：騒音対策ハンドブック

4　騒　音　の　伝　搬

4.1 騒音の伝搬経路

4.1.1 空気伝搬音と固体伝搬音

一般に騒音源（同時に振動源でもある）からの騒音の伝搬の仕方には大きく分けて２つがある。

(1) 騒音源からの騒音が空気中を伝搬し，人に伝わる。この様な伝搬の仕方をする音を総称して空気伝搬音と言う。

(2) 振動源からの振動が構造体に伝わり，これが構造体をそのまま伝搬し室の壁，床を振動させ音を放射し人に伝わる。このような伝搬の仕方をする音を総称して固体伝搬音という。

この他，騒音源からの音波が構造体を振動させ，これが構造体をそのまま伝搬し室の壁，床を振動させ音を放射し人に伝わる。

二次固体伝搬音が，騒音源のパワーが大きいと問題になることがある。

この２種の騒音は，騒音対策上はっきり区別して考える必要がある。

4.1.2 空気伝搬音対策

(1) 遮音（隔壁等により空気伝搬音を遮断する。）

(2) 騒音源のある室内，外部騒音の影響を受ける室内の吸音処理（室内騒音の内反射音成分の音圧レベルを低下させる。十分音源から離れた所で 10dB 程度迄効果が期待出来る。）

4.1.3 固体伝搬音対策

(1) 防振ゴム等により振動源を構造体から隔離する。

(2) 受音側の部屋の壁，床，天井を防振材料によって支持するいわゆる浮き構造にする。

(3) 受音側の室内を吸音処理する。

4.1.4 居住区騒音における機関室固体伝搬音と機関室空気伝搬音の割合[2)]

居住区に於ける，機関室固体伝搬音と機関室空気伝搬音との割合について定性的に以下の様なことが言える。

- タービン船の場合には，いずれの甲板層でも機関室空気伝搬音は他の騒音に比べ 10 dB 以下となり，無視出来る。
- ディゼル船の場合には，機関室空気伝搬音の及ぼす影響の範囲は，上甲板上第一層迄の船から第４層迄の船があり確定的では無い。

機関室空気伝搬音の割合いを調べる為に行なったスピーカテスト（8.7 参照）の結果を次ページ以下に示す。（図4.1～4.4）

但し，図4.1～4.4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，煙突排気音及びエアコンユニット吸出音等）を含んだものである。表 4.1 に実験船の要目を示す。

表 4.1　実験船の要目

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 6UET45／80D	ディーゼル×2	取巻 × 5	
Q	バルクキャリヤ	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	

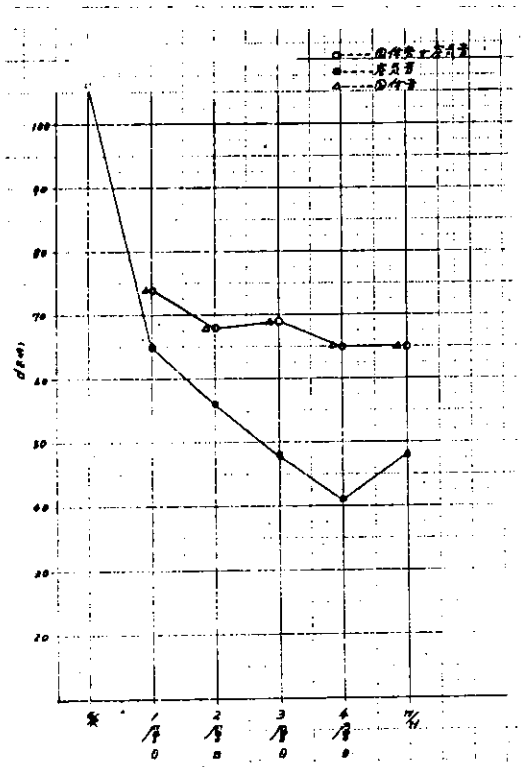


図 4.1　スピーカテスト（D 船）
（甲板層（居室）における空気音，
固体音とその合成音の関係）

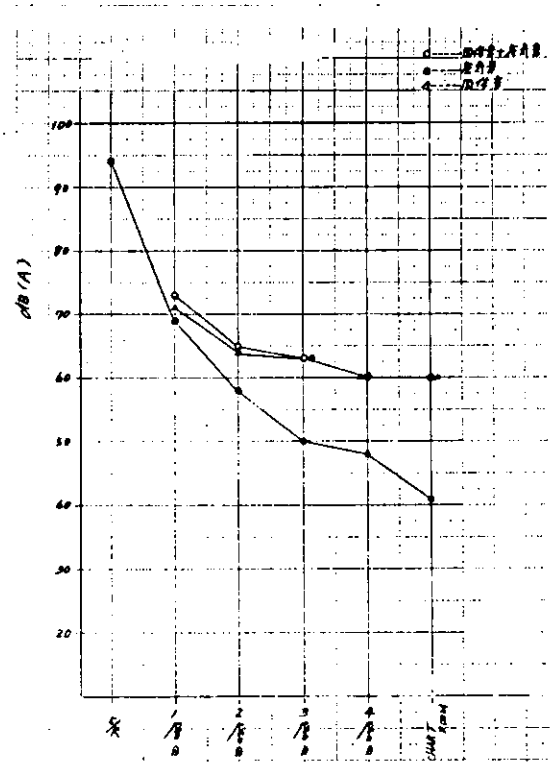


図 4.2　スピーカテスト（Q 船）
（甲板層（居室）における空気音，
固体音とその合成音の関係）

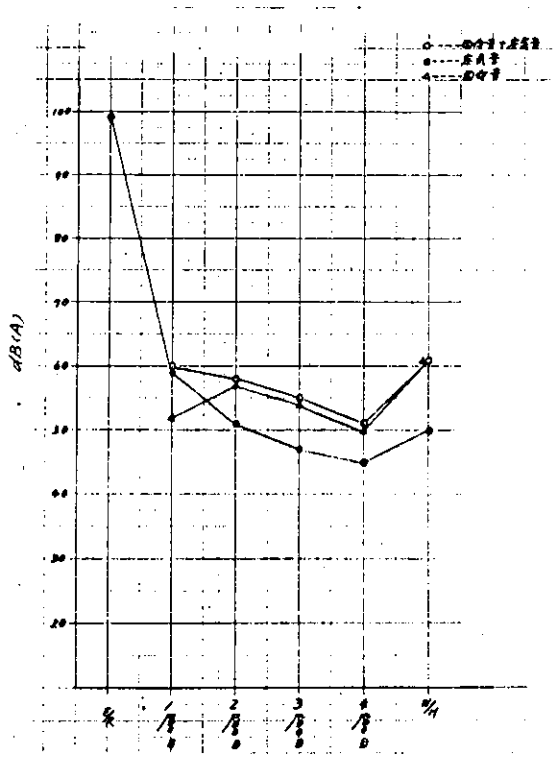


図 4.3　スピーカテスト（J 船）
（甲板層（居室）における空気音，
固体音とその合成音の関係）

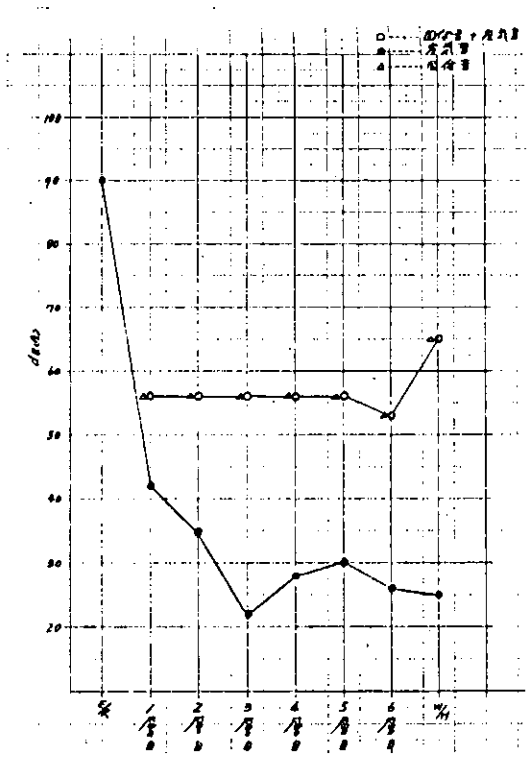


図 4.4　スピーカテスト（R 船）
（甲板層（居室）における空気音，
固体音とその合成音の関係）

4.2 空気伝搬音の伝搬

4.2.1 空気中の音の伝搬

空気中の音の伝搬は種々の要因により影響される複雑は現象であるが，ここでは，実際の騒音対策に使用出来る様に，大気を均一等方性の媒質と仮定した近似計算法を述べる。

尚，室内での音場については4.2.2参照の事。

(1) 点音源からの距離減衰

音源は一般にある大きさを持っているのが，その寸法に比べて十分離れた地点では1つの点と看做せる。（図4.6でr ＞ dの時音源は点音源と看做せる。）

(a) 自由空間に無指向性点音源がある場合

$$SPL = PWL - 20\log_{10} r - 11 \quad (dB)$$

但し r：受音点と音源との距離（m）

(b) 半自由空間に無指向性点音源がある場合

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

但し r：受音点と音源との距離（m）

(c) 半自由空間に指向性点音源がある場合

$$SPLd\theta = PWL - 20\log_{10} r - 8 + DI\theta$$

但し r：受音点と音源との距離（m）

SPLdθ：θ方向の音圧レベル（dB）

PWL：音源のパワーレベル（dB）

DIθ：指向性指数

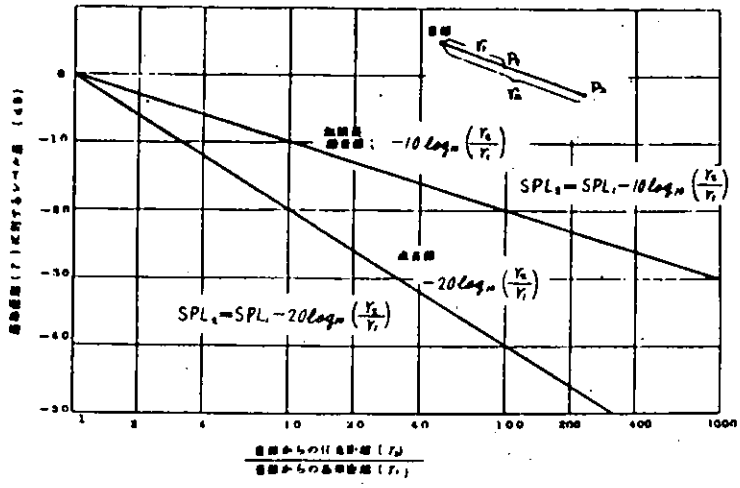


図 4.5 点音源および線音源（無限長）からの距離減衰

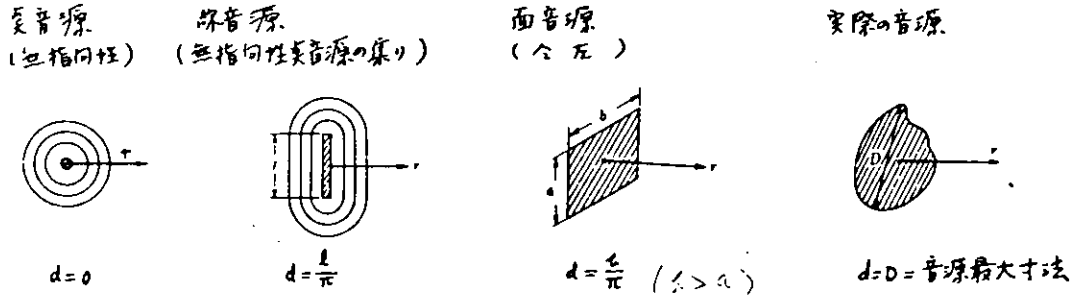


図 4.6 音源寸法と d の関係[4]

(2) 線音源からの距離減衰（自由空間）

騒音源が多数連続して並んでいる様な場合は線音源と看做せる。

受音点が線音源の垂直二等分線上にある場合

$$SPL = PWL + 10\log_{10}\left(\tan^{-1}\frac{\ell}{2d}\right) - 10\log_{10} d - 8 \quad (dB)$$

ℓ：線音源の長さ（m）

d：線音源と受音点の距離（m）

PWL：単位長さ当りの音源パワーレベル（dB/m）

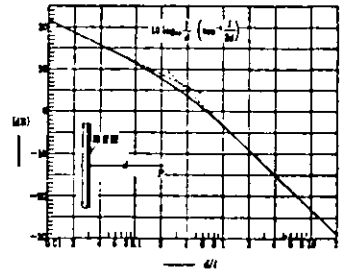


図 4.7 線音源（長さℓ）からの距離減衰

(3) 面音源からの距離減衰

開放された扉，あるいは壁等からの騒音放射等が近似的に無指向性点音源の集合面音源と看做せる場合がある。この時，面音源の中心軸上の受音的でのSPLは実用的には次式で表わせる。

$$SPL = PWL + 10\log_{10} S - 10\log_{10}(S + 2\pi r^2)$$

PWL：単位面積当りの音源のパワーレベル(dB／m^2)

S ：面音源の面積　　(m^2)

r ：受音点と音源の距離（m）

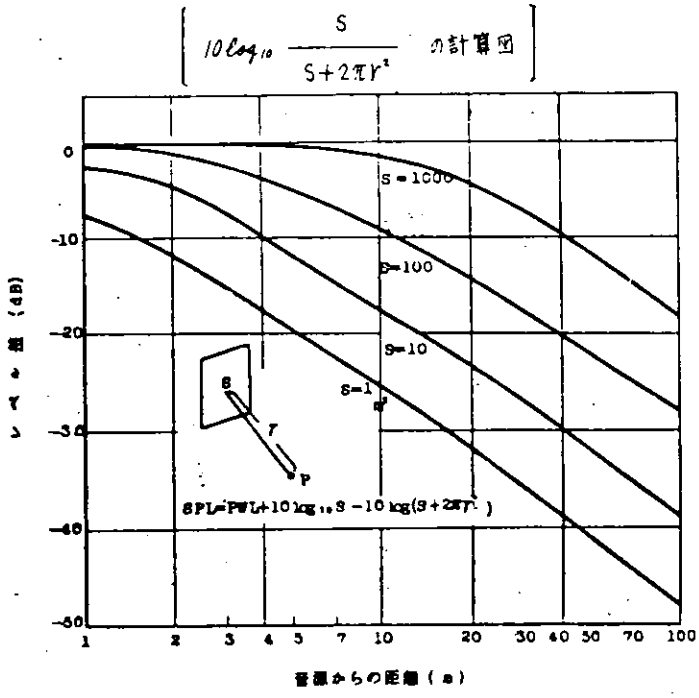


図4.8　面音源からの距離減衰

4.2.2　室内音場及び遮音

(1) 室内に音源がある時の室内音圧レベル

室の長さ，幅，高さの三辺の最大最小寸法比が3～5程度以下で音源が複雑な成分を持つ定常的な音を発生する時は反射音による室内の音圧レベルは室内すべての場所で近似的に一定になる，すなわち拡散音場の仮定が成立するものとして取り扱うことが出来る。

(a) 室内に音響出力Wワットの音源が1つあるとき室内任意の位置での音圧レベルSPLは次式で与えられる。

$$SPR = PWL + 10\log_{10}\left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}\right)$$

PWL：音源のパワーレベル即ち，$PWL = 10\log_{10}\frac{W}{10^{-12}}$（dB）

r ：音源からの距離　　（m）

R ：室定数　　(m^2)

Q ：指向係数で音源自身の指向特性と位置に関係する。無指向性音源についてその位置とQとの関係を下に示す。

音源の位置	指向係数　Q
室中心部	1
面中央部	2
稜線中央部	4
室隅付近	8

上式による音圧レベルの計算は全音域レベルについて行っても良い。ただ実際には周波数帯域により室の平均吸音率$\bar{\alpha}$が変わり，したがって室定数Rが変化するのが普通なので各周波数帯域毎のパワーレベルと平均吸音率を使ってバンド音圧レベルを計算することが好ましい。

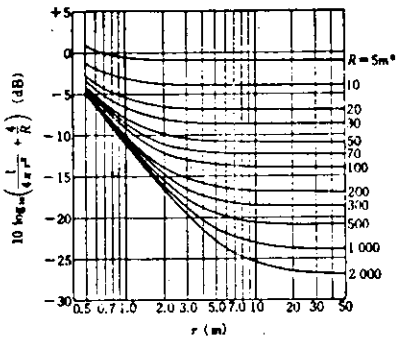


図 4.9　(a)の式でQ＝1の場合[1)]

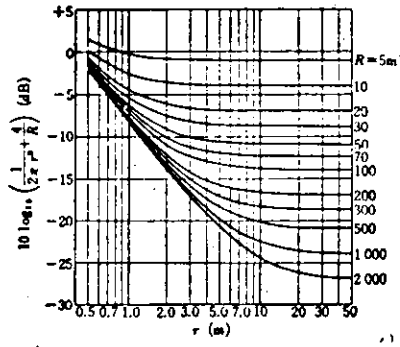


図 4.10　(a)の式でQ＝2の場合[1)]

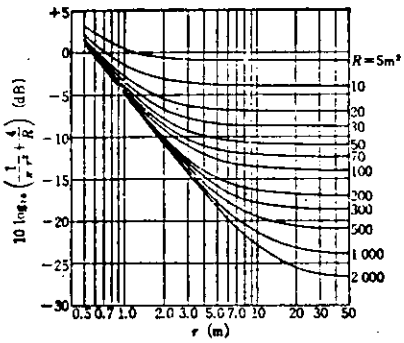


図 4.11　(a)の式でQ＝4の場合[1)]

(2)　室外に音源がある時の室内音圧レベル

室外に騒音源があって壁，床，天井あるいは開口部を透過して室に音が入ってくる場合も，室に入る音響エネルギ（これは，室の外面にあたる音響エネルギとその面の遮音性能，又，固体伝搬音と音響放射率から決まる。）がわかればその音響出力をもった音源が壁面上にあるとして，先の室内音源のときと同様に考えることができる。

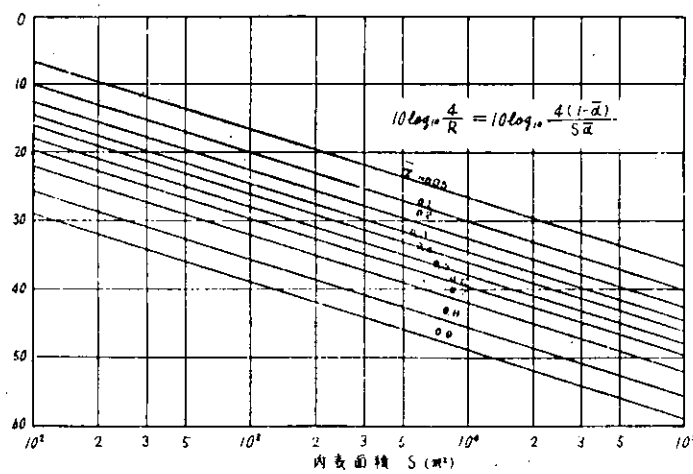


図 4.12　室内における拡散減衰量[5)]

音が入ってくる部分が比較的小さい面積に限られるときは(1)の(a)の式をそのまま使える。但し音が入ってくる位置によりQの値を2.4，あるいは8にする必要がある。

1つの面全体から音が入ってくる場合，その面の近くで音圧レベルは次式で計算される。

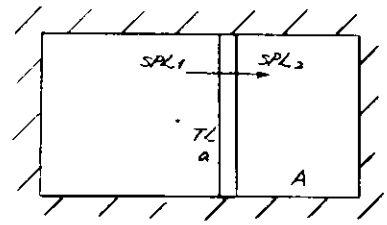
$$SPL=PWL+10\log_{10}\left(\frac{1}{Sw}+\frac{4}{R}\right)$$

ここでSw：音が入ってくる部分の面積　(m^2)
R：室定数

この面から離れた室内での音圧レベルは上式による値と(1)の(a)の式でQ＝2として得られる値との中間になる。

(3) 音源室から受音室へ境界壁を通って音が透過する場合の遮音効果

$$SPL_2 = SPL_1 - TL + 10\log_{10}\frac{a}{A}$$



SPL_1，SPL_2 ： 音源室，受音室の拡散音の音圧レベル (dB)

TL ： 境界壁の透過損失（dB）

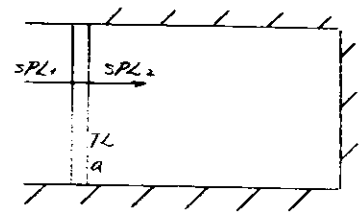
a ： 境界壁の面積 （m^2）

A ： 受音室の吸音力 （m^2）

(4) 騒音が外部から室内に侵入する場合の遮音効果

(a) 拡散入射の場合

$$SPL_2 = SPL_1 - TL + 10\log_{10}\frac{a}{A}$$



SPL_2: 受音室の拡散音のレベル （dB）

SPL_1: 入射音（拡散入射）の音圧レベル（dB）

TL ： ランダム入射の透過損失 （dB）

(d) 垂直入射の場合

$$SPL_2' = SPL_1' - TL_0 + 10\log_{10}\frac{a}{A} + 6 \quad (dB)$$

SPL_2' ：受音室の拡散音の音圧レベル （dB）

SPL_1' ：入射音（垂直入射）の音圧レベル（dB）

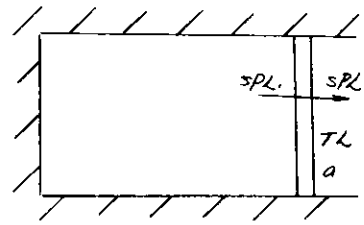
TL_0 ：垂直入射の透過損失 （dB）

(5) 室内騒音が壁から外へ出る場合の遮音効果

外壁に近い点の音圧レベルSPL_2(dB)は次式で与えられる。

(a) 外壁近くの音場が半拡散音場である場合

$$SPL_2 = SPL_1 - TL - 3 \quad (dB)$$



ここでSPL_1 ：室内拡散の音圧レベル (dB)

(d) 外壁近くの音場が拡散音場の場合

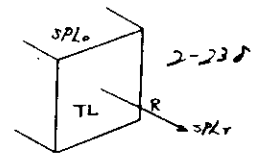
$$SPL_2 = SPL_1 - TL \quad (dB)$$

(6) 室内騒音の外壁からの伝搬

(a) 均質な外壁からの音の伝搬

外壁よりr (m)の点の音圧レベルは次式で与えられる。

$$SPLr \fallingdotseq SPL_0 - TL - R \quad (dB)$$



2-23δ

SPL_0： 室内拡散音の音圧レベル (dB)

R ： 壁から出た音の距離減衰量（dB）

(b) 種類の異なった外壁からの音の伝搬

外壁からr (m)はなれた点の音圧レベルは次式で与えられる。

$$SPLr = 10\log_{10}\left(\sum_i 10^{\frac{SPL_0 - TLi - Ri}{10}}\right) \quad dB$$

TL_i ： i 番目の外壁の透過損失 (dB)

SPL_0 ： 室内拡散音の音圧レベル (dB)

Ri ： i 番目の外壁から出た音の距離減衰量（dB）

(7) 種類の異なった境界壁を通って音が透過する場合の遮音効果

受音室の拡散音の音圧レベルSPL_2(dB)は次式で与えられる。

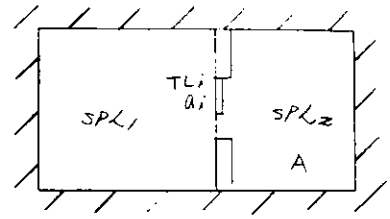
$$SPL_2 = 10\log_{10}\left(\sum_i 10^{\frac{SPL_1 - TLi + 10\log_{10}\frac{a_i}{A}}{10}}\right) \quad (dB)$$

SPL_1: 音源室内拡散音の音圧レベル (dB)

TL_i : i 番目の境界壁の透過損失 (dB)

a_i : 〃 面積 (m^2)

A : 受音室の吸音力 (m^2)



上式はまた次の様に書き直せる。

$$SPL_2 = SPL_1 - 10\log_{10} A + 10\log_{10}\left(\sum_i 10^{\frac{-TL_i + 10\log_{10} a_i}{10}}\right)$$

4.3 固体伝搬音の伝搬

固体伝搬音は，

1) 振動源の振動が構造中を曲げ振動として伝搬し

2) 受音室の周壁の曲げ振動により音を放射するものであるので本節では 1)の段階における減衰，2) の段階に関係する音響放射率につき述べる。

4.3.1 固体伝搬音の減衰

船体の様に複雑な溶接構造物に適用できる固体伝搬音の減衰の計算式はまだない。（予測法については 4.3.3 参照）しかし定性的には下記の様なことがわかっている。

1) 固体の伝搬音の減衰は振動源近傍だけで起り，ある程度離れると振動レベルは殆んど一定になる。

2) 固体伝搬音の減衰は必ずしも距離に比例しておらず，伝達面と交差しその振動に影響を与える部材の数，重量等に影響される。

4.3.2 音響放射効率

壁面振動と放射される音圧の関係を示す数字である。

室内に音源がなくかつ室を構成する6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次式により計算出来る。

$$L_R = L_v + 10\log_{10} K + 10\log_{10}\frac{a}{R} + 6$$

ここに L_R : 室内拡散音のレベル (dB)

L_v : 壁の振動速度レベル ($= 20\log_{10}\frac{v}{5\times10^{-8}}$) (dB)

a : 振動している壁の面積 (m^2)

R : 室定数 (m^2)

K : 壁の音響放射効率 ($= \frac{W}{W_0}$)

W : 面積 a の板の曲げ振動によって生じるパワー

W_0 : 同じ速度振幅（実効値）でピストン運動をしている∞の大きさの板の a が放射するパワー

実際に壁面の振動を計測する場合には振動加速度レベルを計測するので

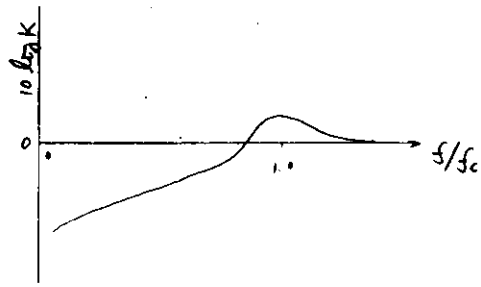
$$\alpha = 2\pi f v$$

α : 加速度 m/sec^2

f : 周波数 Hz

v： 速度（実効値）m／secを利用して換算する。

vの基準値は 0 dB ＝ 5×10^{-8} m／secでありαの基準値は使用計器による。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であるが大体下図の如き傾向を示す。



fc ： コインシデンス周波数

図 4.1.4

4.3.3 固体伝搬音の予測法

(1) Janssen法

船舶の基本設計時に居住区騒音の概略予測をする為の予測法である。

空気伝搬音と固体伝搬音の両方を考慮しており，実船実積に基づき統計的に処理したものである。

本来客船用であるが，一応客船以外の船舶にも通用可能となっている。

但し，小型船を対象としたものなので中型船，大型船への適用にあたっては適宜修正して使用する必要がある。

(2) SEA (Statical Energy Analysis) 法

船体構造物の振動エネルギ伝搬につき，各要素別に固体伝搬音を求め，エネルギ伝搬の回路網（閉ループ）を作って計算していく手法である。理論的には厳密であるが，計算に使用する係数等の実際の船体構造に対する値がまだよくわからないので，現在の所実際の設計に使用するのは困難である。

参　考　文　献

1. 騒音対策ハンドブック　日本音響材料協会（技報堂）
2. SR 156 昭和50年度報告書　日本造船研究協会
3. 〃 昭和51年度報告書　日本造船研究協会
4. 「新しい造船学」1976テキスト　日本造船学会
5. 騒音講習会テキスト

5. 騒音防止の考え方

船舶の騒音防止対策については，これまでにも多くの研究報告が発表されて来ており，具体的な対象について，対策を施し，その結果について検討した結果を記述した報告者も少なくない。本マニュアルにも，これらのうち代表的なものについて以後の各章に引用されている。本章では対策を行うに当って考慮しなければならない事項について一般的に述べることにする

5.1 騒音対策検討の進め方

騒音対策を検討し，具体的な対策を立案するに当っては騒音源から受音点に至る騒音の伝搬性状を把握しておく必要がある。図5.1は文献 1）に示されたブロックダイヤグラムを一部修正して示した騒音伝搬のダイヤグラムである。図にみられるように騒音源から発生した空気音および固体音は，それぞれの伝搬経路を経て，受音点である居住区，機関室，制御室などに伝搬される。この間に固体音から二次的な空気音に，また空気音から二次的な固体音に転換するものがあり，これが騒音対策の難しさを助長している。

騒音対策を検討するには，まず対象とする場所の目標騒音レベルを設定し，それに何が影響を与えているか，考えられる騒音源に対して検討する。騒音源は図5.1に示されたように，沢山あるので，これらが対象とする場所の騒音レベルにどの程度，寄与しているか，即ち各音源の寄与率を推定して，寄与率の最も大きいものに対する対策を先ず検討する。

対策には後述する様に対策施工場所により，或いは騒音の性状により各種の対策があるが，何れにしても各対策について必要な経費，技術限界などを考慮して改善可能レベルを予測し，目標値と対比する。同様にして第2，第3の騒音源に対しても検討を行なうが，目標レベルとの対比結果がNOとなれば抜本的な対策を講じるか，ある程度で妥協するかとなる。この手順を図示してみると図5.2のようになる。

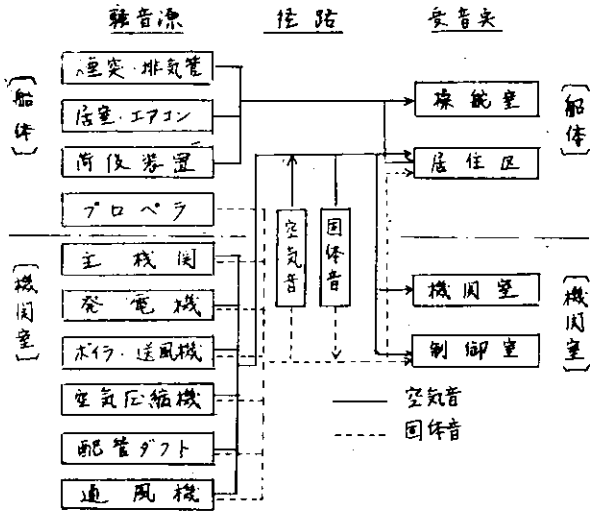


図5.1 騒音伝搬のBLOCK DIAGRAM

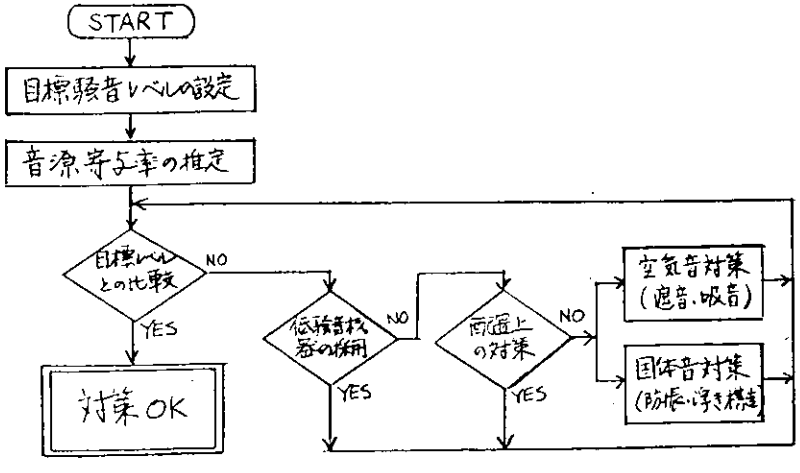


図5.2 騒音低減対策決定の手順

5.2 騒音対策の概要

騒音対策の具体的な方法には色々あるが，それらについて概要を示せば次の通りである。

5.2.1 施工場所による騒音低減対策

(1) 騒音源対策〔7.3参照〕：船舶の騒音源と考えられるものは図5.1に示したが，音源対策として一般的に考えられるのは

a) 音源の発生騒音そのものに対する改良

b) 機器の据付方法に関する対策

c) 音源の隔離，遮蔽などによる対策

d) 機器の配置換えなどによる対策

などであり，後述する固体音対策，空気音対策も当然含まれている。騒音源対策は一般に実施が難しい場合が多いが，最近はかなりの分野で実施されるようになって来ている。

(2) 伝搬経路対策：騒音が音源から受音側に伝搬する過程で，対策を施こそうとするものであるが，船舶における騒音の伝搬特性は必ずしも明確ではなく，難しい点が多い。一般的には

a) 減衰材・ブロッキングマスなどの取付による伝搬エネルギの消散

b) 弾性支持，継手などによるエネルギ伝搬の遮断

c) 構造の補強による固体音の増巾防止

などが考えられる。出来るだけ音源に近い側で対策を実施することが好ましいと，云われている。

(3) 受音側対策：受音側対策については，これまでに最も経験が豊富であり，したがって具体的対策例が多い。しかしこれらは大別すると騒音の遮断と吸収の2つに分類出来，その具体的方法は

a) 弾性支持，浮き構造によるエネルギ伝搬の低減〔6.3参照〕

b) 遮音材などによる空気音の遮断〔6.1参照〕

c) 吸音材などによる侵入騒音の吸収〔6.2参照〕

などである。

5.2.2 騒音の性状による低減対策

よく知られているように騒音には固体音と呼ばれる高周波の振動による騒音伝搬と空間の波動による騒音伝搬とがある。

(1) 固体音対策：船舶の騒音対策の難しさは，船体各部の構造を通して伝搬する固体音に対する対策が困難であるからであると云われている。固体音対策として一般に考えられている方法には

a) 弾性支持による伝搬エネルギの低減〔6.3参照〕

b) 減衰材料による振動減衰の増大〔6.4参照〕

c) 結合部材などによる伝達損失の増加

などがあるが，具体的効果についてはまだ不明な点が少なくない。

(2) 空気音対策：船舶に限らず多くの分野で色々な研究が行われている。この一般的方法として

a) 透過損失の大きな材料による空気音の遮断〔6.1参照〕

b) 吸音材料，吸音構造などによる空気音の低減〔6.2参照〕

などがあるが，船舶の場合，構造の複雑さもあって純粋な空気音対策だけでは充分な効果があがらない処に問題がある。

5.2.3 配置上の対策

騒音対策として上述した直接的対策の他に忘れてならないのが，この方法であり場合によっては最も効果を挙げることが出来る。即ち

a） 音源室の配置を考えて，他室への影響が最も少なくなるような機器の配置とする。

b） 対象となる室を出来るだけ音源から隔離する。

c） 騒音対策上有利ないわゆる"分離型"居住区とする。

d） 騒音規制を受ける室は，上甲板など下層甲板に設けない

などが，この配置上の対策中にあげられる。しかしこの配置上の対策は後述するように，比較的設計の初期段階でないと実施出来ないので，対策立案に当っては，この点を充分考えておくことが肝要である。

5.2.4 区画内での対策

対象とする区画なり，室だけで実施する対策であり，内容的には

a） 音源区画では音源の発する固体音，空気音を外部に出さぬよう，区画内でエネルギの消散を図る。

b） 受音側では，外部からの騒音伝搬を少くすると共に，侵入した音響エネルギの消散を図る。

などがある。

5.3 船殻構造上の対策

現在までの研究結果によれば，船舶居住区の騒音には固体伝搬音の寄与度が大きく，その騒音低減には，いわゆる固体音対策が重要であることが指摘されている。しかし船体のように複雑な構造体についての固体音の伝搬性状は，はとんど解明されていないと云っても過言ではない。船殻構造上考慮すべき対策は，この固体伝搬音に対するものであり，したがって，上述のような実情から考えれば，現在の段階では対策というべき具体的なものはまだ記述出来る状況ではないと云うべきであろう。

固体音に対する対策としては，たとえば6.3などに述べられたように弾性支持による振動遮断乃至振動エネルギの吸収などが考えられるが，これらの対策には，一定の限界があり，特に低周波数域における振動を減衰させることが困難である。又，船居住区の場合，これらの対策が艤装工事の段階で施工されるため，一旦問題が生ずると，その後の対策に多大の時間と費用を要することが多い。したがって艤装工事に入る以前に施すべき船殻構造上の対策は，過去のデータや経験を充分勘案して，やり直しの必要がないように実施しておくことが肝要である。

これまでの経験によれば船体後部，特に機関室や推進器の周辺では，これらの機器を起振源とする比較的低周波数の振動が大きく，これらが固体音の大きさに影響を与えているものと考えられる。したがってこのような部分に対しては，この種振動を抑制し，またいわゆるモーダル密度を小さくする様にパネルの補強，板厚の増強，構造の補強などを実施しておくべきである。また，音源からの固体音の伝搬を低減させるために，出来るだけ結合損失，内部損失が大きくなる様な構造とすべきであるが，これらの具体的方法についてはまだ研究途上にあり，今後の成果に待たねばならない。

5.4 実施時期からみた騒音防止対策

上述した各防止対策は船の建造のいかない時期でも実施出来るものではないことに注意する必要がある。したがって以下には船舶の設計日程と各時期に実施すべき騒音防止対策について述べる。

(1) 仕様書設定時期：これは船の主要機器（主機・発電機・コンプレッサなど）の要目が決定される時期である。したがってこの時，各機器の発生する固体音，空気音について，その性状を過去のデータや予測計算などで把握し，これらが出来るだけ小さくなるような対策を考えるべきである。即ち，この段階では騒音源対策が立案される。

(2) 一般配置設定時期: ハウスの平面，立面形状が決まり，音源区画やハウス内の鋼製部材などが決まる。したがって騒音源と，受音側である居住区などの関連がハッキリして来るので，音の伝搬経路の検討が出来，居室配置上の対策も可能である。すなわちこの段階では配置上の対策を最重点に音源対策，伝搬経路対策，受音側対策などが計画される。

(3) 機関室配置，居住区配置決定時期: 機関室の構造配置，ハウスの構造配置などが決まる。音源区画に対しては固体音，空気音共に区画外に出さぬようにすると共に，受音室側では，この両者の外部からの侵入量を少なくするような対策が必要である。すなわち，この時期には区画内での対策が騒音源区画，受音側区画に対して計画される。

(4) 詳細設計時期: 補機類（エアコンユニット，冷凍機，ベントファン，ダクテングなど）の仕様が決まる。補機類を音源とする固体音，空気音を対象に騒音源対策，伝搬経路対策，受音側対策が計画される。

(5) 現業工事時期: 船舶の建造工事が実施される時期であり，この時期に実施出来る対策は殆んどない。唯建造中騒音実験などを実施して騒音対策の効果が当初計画を下まわった時，或いは試運転の結果，不備が発見された時など，この時期に対策を実施せざるを得なくなることもあるが効果は極めて小さいと考えられる。

5.5 騒音防止対策立案上の問題点

以上騒音防止対策の立案に関して述べたが今後の問題点として次のような事項が考えられる。

(1) 騒音源の性状把握

船内には沢山の騒音源があり，それらの性状についてはかなりの資料が収集されているが〔3章参照〕，防音対策の立案に対しては必ずしも充分とは云えない。したがって今後機会ある毎に騒音源の性状についてデータを集めると共に，これら機器のメーカと協力にその発生騒音を低減するように努めるべきである。

(2) 伝搬経路の研究について

伝搬経路に関する研究はまだ着手されたばかりであり，その具体的成果を実船の騒音対策に応用するにはまだ多くの問題が残されている。（伝搬経路は船舶の場合構造の複雑さもあってその性状を明確にするにはまだかなりの時間を要すると思われるが，今後も粘り強く研究を続けてゆく必要があろう。

(3) 受音室構造の性状把握

受音室の構造が騒音に及ぼす影響についてはかなり明らかにされて来ているが，最終的にはこれが騒音対策の死命を制するものであるから，更にその性状について明らかにする必要がある。特に騒音制御上重要な場所に対しては防音対策を主とした構造を考慮し，積極的に対策を進めてゆくことが必要である。

(4) 過去のデータの活用

現在騒音予測法について熱心な研究が続けられているが，船舶のような複雑な構造物では理論通りにゆかないのが普通であり，そのような場合いわゆるtrial and errorの手法が必要である。そのため過去に得られている種々のデータを防音設計の立場から再整理して活用をはかると共に，機会ある毎にこの種データを蓄積してゆくことを心掛ける必要がある。

参　考　文　献

1) 岡本善三他" 船内機関室騒音について" 日本造船学会誌No 561, March 1976.

6. 防　音　材　料

騒音の伝搬様式は基本的には空気伝搬と固体伝搬に大別され各々に対する対策は次の様になる。

分類＼対策	遮　　断	吸　　収
空気伝搬音	遮　　音	吸　　音
固体伝搬音	振動絶縁	制　　振

6.1～6.4で，上記について取扱うが，まずここで防音設計を行なう際の基本的な事柄について述べる。

音は空気の疎密波で空気が圧縮膨張を繰返して音が伝搬して行く。従って伝搬して行く間に空気の分子間に摩擦を生じて運動エネルギーが熱のエネルギーに変換される。その為に音波の伝達距離が大きければ，それだけ吸収される音のエネルギーは大きく，また周波数が高いと大きくなる。

材料に入射した音のエネルギーは最終的には材料によって吸収されて行く，吸音材が音を減衰させるのも結局は材料によって音の一部が熱エネルギーに変えられるのに他ならず，空気伝搬音が空気の運動による摩擦によって減衰する事に対し固体伝搬音は，材料の振動による機械的損失で減衰すると考えられる。

防音材の性能について種々文献はあるが，防音構造を検討する際の資料として従来取りまとめられた形で存在しなかったので，実船設計上思わぬ手間を要する例が多かった。この不便を解消することを図って6.1～6.4に取りまとめる。

6.1　遮音材料及び構造

6.1.1　一　般

遮音材は，一般的に室の構造材として使用され，建材が遮音の目的も考慮して適用される事が多い。

板状の材料は構造材として使用されている為，剛性の大きいものが多く，単一壁の透過損失は，質量則によって推定出来るのであるが，壁の剛性により生ずるコインシデンス効果が中，高音域に起こり透過損失の低下が見られる。

又，遮音材の面密度を同じにとった場合は，その材料のヤング率が小さく抵抗の大きな例えば，ゴムの様な材料が良い遮音効果を表わすと言われている。

これらの単一壁で得られる透過損失は40dBぐらいが限度と言われているので，それ以上に遮音度が要求される場合には異種材料を組合せた複合材あるいは三重の複合構造にすることが必要である。二重壁は一般に質量則を上まわる透過損失を得るので軽量の割には大きな透過損失を得ることが出来る。しかし両壁部材の質量と中空層の弾性による共振現象が生じその共振周波数で透過損失が大きく低下する。従って実用上共振周波数を100Hz以下に設計することが肝要である。

6.1.2　遮音材料及び構造のデータ集

本データは次の要領でまとめた。

- 単体と構造体に分けそれぞれ金属系，石質系，木質系に分類した。
- 遮音の性能は透過損失で表わし，オクターブ　バンド毎に透過損失値（T・L）を記入した。
- 見易くする為に中心周波数500Hzにおいての透過損失を代表させて5dBきざみで分類表示した。

本データは次のデータを参考に作成したものである。

- SR156　調査資料　No.2

  「船舶用防音材」

- 西部造船会々報　第34号

  「3.　船内吸音構造の組合せ変化とその効果」

○ SR 156　51年度報告書

「防音構造標準」

○ 建築設計資料集成 2

「音」

○ 建築設計資料集成 6

「設備原論」

(1) 単　体

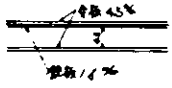
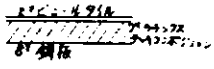
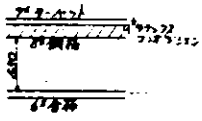
資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
鉄板系										
TL 15～19 dB										
鋼板	0.7	5.49		9	14	19	26	30	37	
TL 20～24 dB										
鋼板	0.4	3.14		4	20	24	22	33		
〃	0.76	5.97			25.3	21	29	35		
鉛板	0.3	3.40		16	18	23	26	32	38	
〃	0.5	5.67		17	19	24	28	33	39	
アルミ板	1.2			8	11	24	21	27	30	
メタル波板 76P	2.8	9.6		14	20	21	16	20	40	
TL 25～29 dB										
鋼板	1	7.85		18	21	25	28	33	38	
鉛板	〃	11.34		28	27	29	33	38	43	
TL 30～34 dB										
鋼板	4.5	35.3		23	28	33	39	44	40	
〃 100×75×73×7 150P	〃			23	25	31	39	44	39	
〃 60P×40P 3.2t + 5t 50P	〃			23	27	32	39	42	40	
鉛板	1.59	18.04			32	33	32	32		
鋼板	3	27		26	28	31	36	40	40	

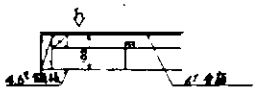
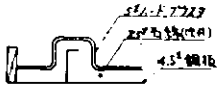
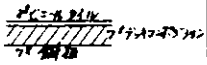
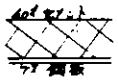
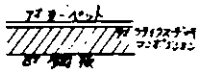
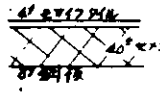
資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
TL 35～39 dB										
鋼板 65×65×6スタッフ 670P	6			32	34	38	40	38	44	
〃 〃	8			33	35	39	37	38	46	
石膏系										
TL 15～19 dB										
フレキシブルボード	3			12	14	19	23	28	31	
インシュレーションボード	12	38		13	12	17	23	29	32	
TL 20～24 dB										
ガラス板	3	7.5		15	19	23	29	32	26	
フレキシブルボード	4	7.1		19	22	23	29	35	36	
ラスカボード	6	5.8		18	20	22	25	30	31	
パーライトボード	8	5.4		19	21	24	29	34	34	
〃	12	12.7		17	18	24	30	33	29	
マリライト PM	13	13		10	18	22	21	32	36	
アスベストフックス	6	4.2		19	19	20	25	32	34	
〃	8	5.6		20	19	22	26	33	28	
〃	10	7		23	23	24	28	31	35	
TL 25～29 dB										
ガラス板	5	12.5		17	22	26	31	26	32	

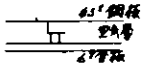
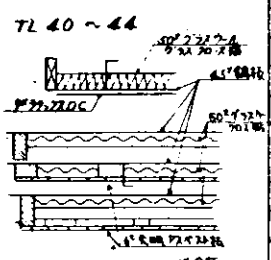
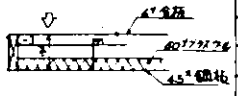
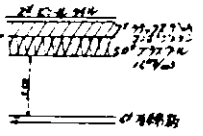
資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
ガラス板	6	15		16	23	28	31	25	37	
〃 〃	8	20		22	24	29	31	31	40	
フレキシブルボード	6	10.7		22	24	28	33	38	27	
ラスカボード	9	8.7		19	22	25	28	34	22	
アスベストフックス	12	8.4		22	25	27	30	24	30	
エレクミコンボード	23	17.2	22	22	25	26	28	31	38	
DPD (ラ鉄板)	21.5	16.1		16	21	26	25	33	42	
LPL (〃)	22.5	18.3		18	25	27	27	32	36	
〃 (〃)	25	21		26	28	30	27	35	41	
TL 30～34 dB										
ガラス板	10	25		21	26	31	29	33	42	
〃	12	30		28	32	34	29	34	43	
フレキシブルボード	10	19	25	23	25	31	31	30	35	
アスベストラブ	〃	20		24	29	31	32	29	35	
TL 35～39 dB										
ガラス板	15	37.5		32	34	35	27	35	43	
マリニボード 60P	19	15.2		25	29	35	33	32	42	
木質系										
TL 10～14 dB										

資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
合板	3	1.5		10	9	14	16	20	21	
〃	13.6	7.7		11	22	14	27	19		
TL 15～19dB										
合板	6			11	18	16	21	25	28	
〃	9.1	5.4		21	12	18	19	31		
〃	12.1	7.1		12	22	18	27	25		
ゴルゲンビルボード	12	3.6		11	12	18	25	29	28	
ダイケンビルボード	12	3.8		13	12	17	23	28	30	
TL20～24dB										
合板	12			18	20	24	24	25	30	
ホモゲンホルツ	6	4.5		18	18	22	27	24	33	
ノボパン	8	5.1		17	19	21	25	39	31	
TL25～25dB										
合板	40	22.4		24	25	27	30	37	42	
カイハツ/ホモゲン	12	8.16		19	22	25	29	28	29	
〃	15	9.15			26	26	27	24	33	
〃	20	12.6		24	27	26	27	24	33	
ホモゲンホルツ	〃	13		24	27	26	27	34	31	
ノボパン	35	22.5		21	23	27	28	24	29	
KEYBOARD	22	14		16	21	28	28	27	35	

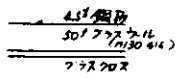
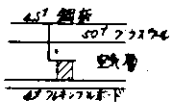
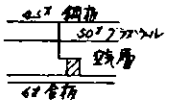
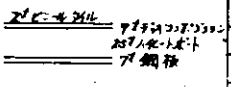
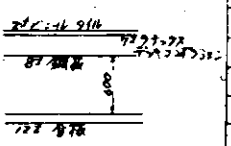
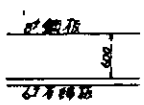
(2) 構造体

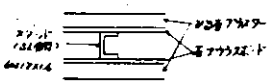
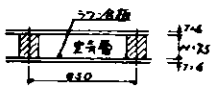
資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
a) 金属系										
TL 20～24										
	55.6			18	17	21	29	28	31	
	31.2			14	17	24	33	41	53	
TL 30～34										
	17	80	20	23	25	34	35	35	45	
	580		16	18	36	34	51	35	60	

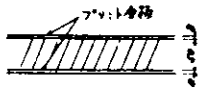
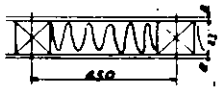
壁材	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
TL 35～39										
	111			27	33	38	44	47	43	
	34.5			30	35	35	35	39	42	
	18			26	31	37	42	42	53	
	16			31	33	39	41	40	51	
	47			35	36	38	45	51	56	
	24	82	24	31	33	38	39	40	36	
	52	150	31	16	27	37	39	39	44	

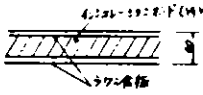
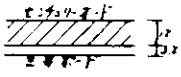
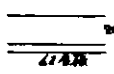
壁材	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
TL 35～39										
	27.5		34	38.5	46.5	47.5	47.5			
TL 40～44										
	63.5			30	39	42	48	47	63	
				26	35	44	47	48	45	
				26	37	40	43	45	43	
				26	35	40	47	50	45	
	169.5			30	38	44	49	51	48	
	67.3		37	35	35	44	47	46	49	
		76		16	33	40	51	57	49	

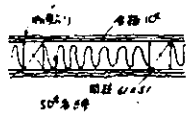
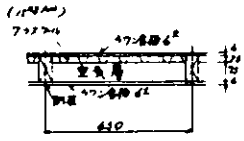
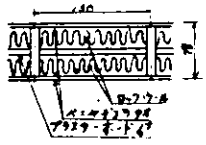
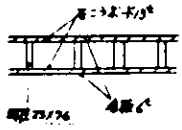
TL 40～44 dB

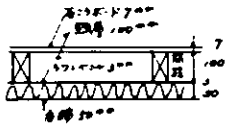
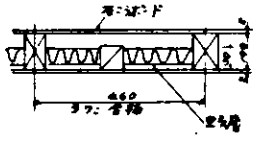
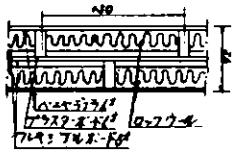
資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
				26	34	44	47.5	48.5	43.5	
				33	41	42	43	41.5	41.5	
				30.5	38.5	47.5	47.5	46.0	53.5	
	41			33	38	42	46	46	53	
	629		27	34	37	43	47	50	58	
	614		27	35	35	43	42	45	50	

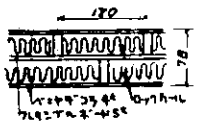
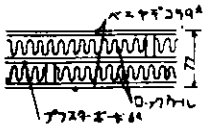
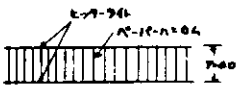
資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
TL 45～49 dB										
		31		25	40	48	59	57	58	
(ε)木質系										
TL 10～14 dB										
	87			11	10	12	23	35	40	
TL 15～19 dB										
	38			9	15	15	26	36	42	
	31			8	9	17	27	31	38	

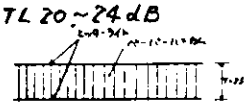
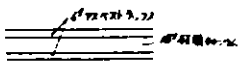
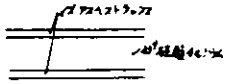
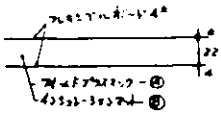
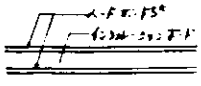
資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
TL 20 ~ 24										
	32			22	23	24	25	25	28	
	61			15	18	23	35	47	57	
	55			13	18	21	28	35	35	
	57			14	13	21	29	29	38	
TL 25 ~ 29										
	70			15	28	29	38	43	40	

資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
	51			16	18	26	29	37	33	
	40			23	24	26	26	19	25	
	117			13	20	29	38	45	46	
	16.2			27	26	28	32	28	36	
TL 30 ~ 34 dB										
	26			23	24	31	33.5	31	31.5	

試料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
	70			14	33	34	42	46	44	
	117			10	28	32	43	52	50	
	78	34.5	25	28	31	30	40	37	38	
TL 35～39 	114			27	33	39	46	50	51	

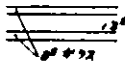
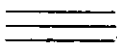
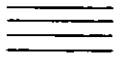
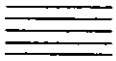
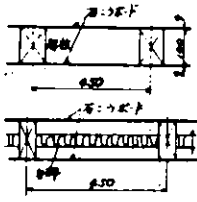
試料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
	160			12	23	26	46	55	56	
	114			13	26	39	51	60	62	
	76	46.7	30	25	35	39	35	45	49	

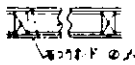
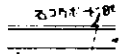
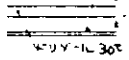
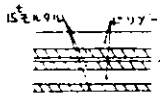
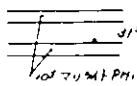
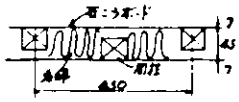
資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
	76	30.9	25	22	34	41	43	44	45	
	78	34.3	25	26	30	40	45	42	44	
	77	35.1	25	26	25	40	48	44	45	
(C) 石膏系 15～19dB 	40			14	14	17	19	21	25	

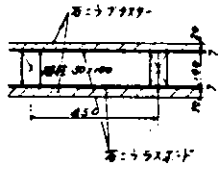
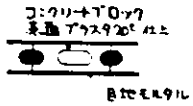
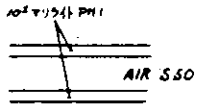
資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
TL 20～24dB 	25			16	15	20	22	24	25	
	30	18.3		25	21	24	28	28	30	
	45	26.6		24	22	24	26	27	31	
TL 25～29dB 	40			26	29	27	27	37	39	Ⓐ
	40			25	30	29	34	36	38	Ⓑ
	20			24	22	27	28	28	33	
	61			14	18	28	35	40	39	

資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
3ｍｍ強ガラス 2ｍｍアクリルチック	8			15	25	28	32	27	40	
3ｍｍ強ガラス 1ｍｍアクリルチック	7			15	24	28	32	26	39	
AIR 6ｍｍ 3ｍｍ強ガラス AIR 12ｍｍ	16 22	25 25		16 18	17.5 18.5	27 27.5	32.5 33.5	30 29	31.5 30.5	
AIR 6ｍｍ 6ｍｍ強ガラス AIR 12ｍｍ	18 24	30 30		27 23	22 22	27 29	34 25	25 21	34 30	
鉄板ガラス AIR 56ｍｍ	22	60		26	25	29	33	27	35	
ハーメチックス 12ｍｍ 空気層 10ｍｍ	34	25.4		18	22	29	38	42	42	
AIR 3 105ｍｍ 12ｍｍハーメチックス	129	25.4		18	22	29	37	42.5	40.2	
ハンシュレーションボード IP-S	30	20.2		25	30	28	33	36	38	

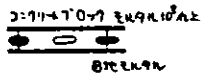
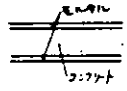
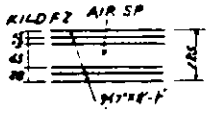
資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
TL 30～34 dB										
空気層 アルミフラボード				13.5	19	31	40	52	56	
石膏ボード 石膏 50ｍｍ	57			17	23	30	36	48	45	
ガラス 中空 12ｍｍ	22			9	19	30	34	29	31	Ⓐ H=12ｍｍ
A---- H=12 B---- H=18	28			17	21	31	34	28	32	Ⓑ H=18ｍｍ
合せガラス 5ｍｍ プラスチック 1ｍｍ	11			30	28	30	29	44	44	
富士瀬ラスシート モルタル	45			33	32	32	42	52	55	
ドリゾール 40ｍｍ AIR SP. 10ｍｍ モルタル 15ｍｍ	120	139		24	28	33	40	51	52	

資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
	28	40		24	23	30	33	24	34	
	20	14		25	26	31	31	28	37	
	30	21		26	29	32	27	33	28	
	40	28		27	33	33	32	37	41	
インシュレーションパネル IP-9	40	17.6		27	32	33	38	37.5	37	
35～39dB 	118			18	38	38	47	56	44	
	114			14	31	39	55	56	39	

資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
	112			14	25	35	47	56	60	① t・6
	118			14	30	37	47	54	43	② t・9
	100			10	30	37	46	53	41	
	135	169		26	36	36	45	53	64	
	51	20		28	27	36	47	51	50	
TL 40～44dB 	59			17	27	41	52	60	64	

試料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
	154			26	35	41	48	48	51	
	152			28	38	43	56	62	68	
	100	160		33	36	42	48	56	60	
	70	20		31	31	40	47	51	48	

TL 45~49dB

試料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
	150	180		31	35	45	52	66	~59	
	120	345		34	39	47	54			
		31		25	40	48	59	57	58	
	125			29	38	46	52	63	58	

TL 50~54

マリライトDH1. 10㎡ ロックフォーム ボード50

6.2 吸音材料及び構造

6.2.1 一 般

騒音源において空気伝搬者の吸収には，吸音材が有効である。吸音材は吸音率によって性能が表わせる。ある材料面について音の入射エネルギーを Ii，反射エネルギーを Ir とすると吸音率αは次の様に定義される。

$$\alpha = 1 - \frac{Ii}{Ir}$$

完全反射面では $\alpha = 0$ (Ir = Ii)，又，完全吸収面では $\alpha = 1$ であり，一般に吸音率は 0 と 1 の間となる。

吸音材は，その吸音作用によって 3 種に分類される。

(1) 多孔質材料

岩綿，テックスなどでは，その細孔中で摩擦，粘性抵抗，小繊維の振動などにより音のエネルギーの一部を熱に換えて吸音する。これらは一般に高音域での吸音率が高く低音域ではあまり効果がない。しかし，その厚さを増す事によって低音域での吸音率も増加する。

船内でこれらの材料を使用する場合は，防熱の目的も兼ねて使用されることが多いので，両方の特性を比較して適材適所とする事が必要である。又これら吸音材が直接表面に出る場合は塗装或いは他の材料で被覆する事が通例なので，その吸音効果が低下することを考慮せねばならない。

(2) 板状材料

合板などの板状材料は音波によって振動し，そのたわみ振動と取付部の摩擦によって吸音する。一般にこの種の材料では板の機械的固有振動と音の周波数が一致したときに，吸音が最大になり，このときの状態を共鳴と言っている。

薄くて面積の広い板は比較的低音部の吸収に役立つが，共鳴周波数は材料の寸法，厚さ，背後の空気層の状態，板の剛性によって違ってくる。共鳴周波数は一般に次式で表わされる。

$$fr = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{1}{m}\left(\frac{1.4\times10^5}{\ell}\times B\right)} \qquad (C.P.S)\cdots\cdots\cdots(6.2.1)$$

但し ℓ 空気層 (m)

$$B = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}$$

m 面密度 (kg/m^2)

(3) 共鳴型材料

ヘルムホルツ共鳴器の様な開口の狭くなった閉空間に音波が当ると開口部の空気は一塊として振動し，かつ閉空間内の空気はバネの働きをする。この場合空気の流れに対する摩擦抵抗が吸音作用をする。

この種の板は，孔の大きさ，孔の数，背後の空気層の深さなどで吸音状態が変化し，低下させたい周波数領域に適した板厚，孔の径，開口率のものを選択しないと吸音の効果を得る事が出来ない。又，穿孔板と背後の多孔質材との空間は50㎜以下にしないと吸音率がかなり低下する。

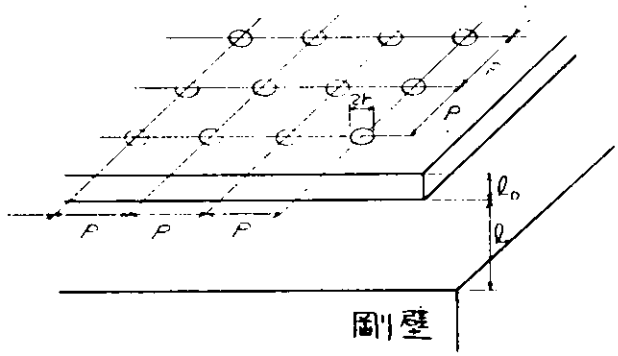


図 6.2.1

(a) 図6.2.1の様な穿孔板の共鳴周波数は次式によって計算される。

$$fr = \frac{C}{2\pi}\sqrt{\frac{F}{100\ell(\ell_0+\ell_e)}} \qquad (C.P.S)\cdots\cdots\cdots(6.2.2)$$

但し

F　開口率＝$\pi a^2/P^2\times 100$

r　半　径（cm）

P　ピッチ（cm）

ℓ　空気層（cm）

ℓo　板　厚（cm）

ℓe　$0.8\times 2\pi$

とする。

(b) スリットの場合の共振周波数は次の通りである。

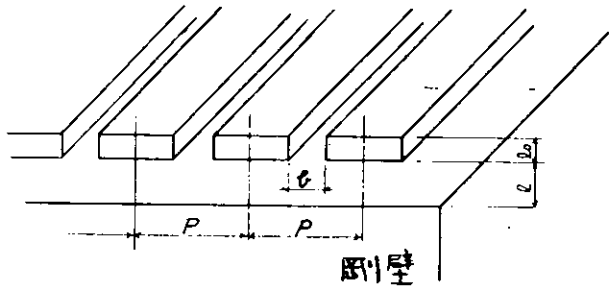


図　6. 2. 2

$$fr=\frac{C}{2\pi}\sqrt{\frac{F}{100\ell(\ell o+\ell e)}}\qquad\text{(C. P. S)}\cdots\cdots\cdots(6.\ 2.\ 3)$$

但し

F　$\frac{b}{P}\times 100$

b　スリット巾（cm）

P　ピッチ　（cm）

$\ell e=\frac{2}{\pi}b\ \log e\ \ \mathrm{cosec}\ \frac{\pi}{2}\cdot\frac{b}{P}$

ℓ　空気層（cm）

ℓo　板　厚（cm）

とする。

6.2.2　吸音材料及び構造のデータ集

本データは次の要領で取りまとめた。

○単体と構造体に分け，単体は多孔質材料，板状材料，共鳴型材料に分類した。

○吸音の性能は吸音率で表わし，オクターブバンド毎に値を記入した。

○見易くする為に備考に吸音特性によってタイプA～Gに分類し，それぞれのタイプの主な吸音領域における吸音率の大小を，各タイプ毎にグレードで表わした。

タイプ

A	全 音 域	（ 63 Hz ～ 4,000 Hz ）
B	中高音域	（ 500 Hz ～ 4,000 Hz ）
C	高 音 域	（1000 Hz ～ 4,000 Hz ）
D	中 音 域 I	（ 500 Hz ～ 1,000 Hz ）
E	中 音 域 II	（ 250 Hz ～ 500 Hz ）
F	低 音 域	（ 63 Hz ～ 125 Hz ）
G	中低音域	（ 63 Hz ～ 500 Hz ）

グレード

1　　1.0 ～ 0.7

2　　0.9 ～ 0.6

3　　0.8 ～ 0.5

4　　0.6 ～ 0.4

5　　0.5 ～ 0.3

6　　0.4 ～ 0.2

7　　0.3 ～

本データは，次のデータを参考に作成したものである。

○ SR 156　調査資料　No. 2

「船舶用防音材料」

○ 西部造船会々報 第 34 号

「3. 船内吸音構造の組合せ変化とその効果」

○ SR 156　調査分科会　川重報告書

○ SR 156　51年度 報告書

「防音構造標準」

○ 建築設計資料集成 2

「音」

○ 建築設計資料集成 6

「設備原論」

なお文中，A S.とはAIR SPACEの略であり，資料と剛壁との距離を示す。

(1)　単　体

(a)　多孔質材料

資　料	厚さ mm	密度 kg/m³	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備　考
グラスウール										
カサ比重 15										
スーパーファイン A.S. 0	50	0.15		0.21	0.36	0.82	0.90	0.92	0.90	1-B
40	〃	〃		0.26	0.76	0.88	0.88	0.98	0.96	1-B
100	〃	〃		0.28	0.76	0.96	0.88	0.98	1.00	1-B
カサ比重 16										
フェザーグラス FG216 A.S. 0	25	0.4		0.05	0.28	0.60	0.75	0.85	0.95	1-C
40	〃	〃		0.09	0.37	0.78	0.92	0.91	0.92	1-C
160	〃	〃		0.29	0.80	0.95	0.78	0.90	0.98	1-B
310	〃	〃		0.58	0.95	0.78	0.87	0.87	0.98	1-B
〃 0	40	0.64		0.17	0.52	0.82	0.87	0.78	0.90	1-B
45	〃	〃		0.18	0.72	0.98	0.86	0.78	0.95	1-B
150	〃	〃		0.36	0.91	0.97	0.91	0.77	0.97	1-B
300	〃	〃		0.80	0.94	0.90	0.86	0.77	0.97	1-B
〃 0	50	0.8		0.24	0.66	0.91	0.94	0.94	0.98	1-B
40	〃	〃		0.28	0.72	0.94	0.93	0.97	0.98	1-B
160	〃	〃		0.40	0.95	0.99	0.98	0.96	0.99	1-B
310	〃	〃		0.82	0.94	0.97	0.97	0.99	1.00	1-B
グラスロンカール GW308 0	〃	〃		0.22	0.64	0.91	0.84	0.82	0.98	1-B
45	〃	〃		0.27	0.84	0.98	0.88	0.84	0.94	1-B
105	〃	〃		0.42	0.91	0.96	0.77	0.77	0.99	1-B
〃 0	25	0.4		0.16	0.32	0.61	0.77	0.72	0.81	2-C
40	〃	〃		0.19	0.40	0.76	0.82	0.75	0.71	2-D
100	〃	〃		0.23	0.53	0.84	0.85	0.78	0.83	2-B
〃 0	40	0.64		0.20	0.51	0.83	0.86	0.77	0.98	1-B

資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
グラスロンウール GW308 A.S. 45	40	0.64		0.72	0.66	0.96	0.82	0.76	0.94	1-B
105	〃	〃		0.36	0.84	0.98	0.87	0.82	0.91	1-B
マイクロウール MLR16 A.S. 0	25	0.4		0.07	0.24	0.58	0.72	0.69	0.83	2-C
40	〃	〃		0.13	0.42	0.83	0.88	0.82	0.81	1-B
100	〃	〃		0.24	0.75	0.98	0.81	0.72	0.79	1-D
0	40	0.64		0.13	0.46	0.84	0.79	0.67	0.88	2-B
40	〃	〃		0.21	0.61	0.97	0.90	0.85	0.92	1-B
100	〃	〃		0.30	0.89	0.97	0.85	0.74	0.88	1-E
0	50	0.8		0.19	0.59	0.96	0.80	0.63	0.88	1-D
40	〃	〃		0.27	0.82	0.99	0.97	0.87	0.94	1-B
100	〃	〃		0.95	0.97	0.99	0.85	0.77	0.91	1-E
カサ比重 20										
フェザーグラス FG220 A.S. 0	25	0.5		0.09	0.24	0.49	0.72	0.69	0.79	3-C
40	〃	〃		0.16	0.94	0.77	0.78	0.88	0.93	1-C
150	〃	〃		0.43	0.79	0.88	0.76	0.73	0.96	1-B
300	〃	〃		0.74	0.74	0.71	0.73	0.79	0.96	1-C
0	50	1.0		0.20	0.73	0.95	0.82	0.77	0.98	1-B
40	〃	〃		0.29	0.83	0.97	0.79	0.77	0.90	〃
150	〃	〃		0.53	0.98	0.97	0.75	0.74	0.87	1-E
310	〃	〃		0.85	0.86	0.87	0.83	0.82	0.91	1-A
グラスロンウール GW310 A.S. 0	25	0.5		0.12	0.31	0.62	0.76	0.75	0.89	1-C
40	〃	〃		0.15	0.43	0.82	0.89	0.79	0.89	1-B
100	〃	〃		0.23	0.62	0.92	0.82	0.77	0.81	〃
0	50	1.0		0.26	0.58	0.88	0.91	0.82	0.94	〃
40	〃	〃		0.29	0.72	0.96	0.91	0.82	0.89	〃

資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
グラスロンウール GW310 A.S 100	50	1.0		0.34	0.86	0.98	0.93	0.82	0.91	1-B
カサ比重 24										
フェザーグラス FG224 A.S 0	25	0.6		0.05	0.27	0.56	0.79	0.80	0.95	1-C
40	〃	〃		0.12	0.42	0.86	0.92	0.94	0.95	1-B
160	〃	〃		0.28	0.85	0.98	0.82	0.94	0.99	〃
310	〃	〃		0.62	0.82	0.83	0.88	0.92	1.00	〃
〃 0	50	1.2		0.19	0.60	0.98	0.98	0.94	0.97	〃
40	〃	〃		0.27	0.91	0.99	0.98	0.96	0.95	〃
160	〃	〃		0.95	0.98	0.99	0.99	0.98	0.97	〃
310	〃	〃		0.87	0.97	0.93	0.97	0.99	1.00	1-A
グラスロンウール GW312 A.S. 0	25	0.6		0.13	0.39	0.70	0.87	0.75	0.76	1-D
40	〃	〃		0.22	0.51	0.85	0.91	0.78	0.82	1-B
100	〃	〃		0.38	0.74	0.94	0.90	0.77	0.89	〃
〃 0	50	1.2		0.26	0.68	0.97	0.85	0.83	0.95	〃
40	〃	〃		0.36	0.88	0.99	0.86	0.76	1.00	〃
100	〃	〃		0.42	0.99	0.99	0.81	0.82	1.00	〃
グラスロンウール・マイカ[illegible] A.S. 0	13	0.31		0.07	0.18	0.44	0.87	0.75	0.39	2-D
100	〃	〃		0.18	0.81	0.95	0.70	0.60	0.46	1-E
310	〃	〃		0.66	0.78	0.70	0.63	0.57	0.38	3-G
マイクロウール MLR24 A.S. 0	25	0.6		0.08	0.24	0.65	0.74	0.64	0.75	3-B
40	〃	〃		0.13	0.46	0.90	0.93	0.83	0.79	1-D
100	〃	〃		0.34	0.85	0.98	0.81	0.69	0.79	1-E
〃 0	50	1.2		0.22	0.70	0.98	0.83	0.66	0.92	1-D
40	〃	〃		0.31	0.92	0.99	0.97	0.87	0.94	〃
100	〃	〃		0.54	0.99	0.99	0.85	0.82	0.94	1-E

資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
カサ比重 25										
スーパーファイン AS 0	50	1.25		0.17	0.80	0.99	0.96	0.95	0.97	1-B
100	〃	〃		0.19	0.98	0.98	0.96	0.91	0.98	〃
スーパーファイン クロス貼 0	〃	〃		0.17	0.86	0.99	0.96	0.97	0.97	〃
100	〃	〃		0.21	0.99	0.98	0.98	0.95	0.95	〃
カサ比重 32										
カザーグラスF6232 A.S. 0	25	0.8		0.05	0.26	0.60	0.80	0.94	0.99	1-C
40	〃	〃		0.16	0.47	0.87	0.93	0.88	0.99	1-B
160	〃	〃		0.25	0.95	0.98	0.90	0.99	0.98	〃
310	〃	〃		0.70	0.88	0.79	0.94	0.95	0.99	〃
〃 0	50	1.6		0.24	0.65	0.99	0.97	0.98	0.99	〃
40	〃	〃		0.77	0.79	0.99	0.98	0.95	0.99	〃
160	〃	〃		0.55	0.99	1.00	0.99	0.99	0.98	〃
310	〃	〃		0.74	0.96	0.97	0.98	0.97	1.00	〃
グラスロンウール GW416 A.S. 0	25	0.8		0.08	0.32	0.70	0.83	0.79	0.88	2-C
40	〃	〃		0.13	0.51	0.95	0.91	0.79	0.72	1-D
100	〃	〃		0.32	0.71	0.97	0.88	0.77	0.82	1-B
〃 0	40	1.28		0.13	0.51	0.82	0.89	0.71	0.82	2-B
45	〃	〃		0.18	0.82	0.94	0.93	0.84	0.82	1-B
105	〃	〃		0.36	0.93	0.99	0.91	0.86	0.92	〃
〃 0	50	1.6		0.23	0.75	0.99	0.94	0.79	0.94	〃
40	〃	〃		0.35	0.90	1.00	0.97	0.89	0.82	〃
100	〃	〃		0.54	0.99	1.00	0.94	0.88	0.87	〃
グラスロンウール サンクロス裏打 A.S 0	13	0.42		0.07	0.12	0.36	0.68	0.70	0.78	3-C
100	〃	〃		0.20	0.58	0.98	0.82	0.66	0.80	1-B

資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
グラスロンウール サンクロス裏打 A.S 310	13	0.42		0.77	0.80	0.71	0.76	0.77	0.80	2-A
〃 0	25	0.80		0.10	0.29	0.68	0.81	0.72	0.86	2-C
100	〃	〃		0.31	0.94	0.96	0.50	0.35	0.20	1-F
310	〃	〃		0.70	0.75	0.65	0.58	0.40	0.28	3-G
グラスロンウール 難燃性塩ビフィルム裏打 A.S 0	25	0.80		0.11	0.69	0.78	0.88	0.66	0.75	1-D
100	〃	〃		0.30	0.88	0.96	0.79	0.66	0.75	1-E
310	〃	〃		0.70	0.65	0.81	0.87	0.65	0.75	2-D
〃 0	50	1.6		0.38	0.96	0.99	0.85	0.56	0.76	1-E
100	〃	〃		0.56	0.98	0.92	0.81	0.57	0.32	〃
310	〃	〃		0.82	0.87	0.87	0.80	0.60	0.38	1-G
〃 0	75	1.8		0.67	0.99	0.97	0.70	0.42	0.23	1-E
100	〃	〃		0.80	0.97	0.89	0.84	0.51	0.33	1-G
310	〃	〃		0.92	0.94	0.92	0.80	0.60	0.36	〃
グラスロンウール ボンデッドマット A.S. 0	25	0.8		0.15	0.56	0.98	0.60	0.33	0.72	1-D
100	〃	〃		0.30	0.93	0.87	0.51	0.35	0.70	1-E
310	〃	〃		0.70	0.75	0.64	0.57	0.40	0.28	2-G
グラスロンウール マット貼 A.S 0	〃	〃		0.15	0.30	0.67	0.78	0.69	0.81	3-C
40	〃	〃		0.15	0.51	0.89	0.86	0.80	0.98	1-B
160	〃	〃		0.21	0.66	0.93	0.85	0.79	0.98	〃
310	〃	〃		0.69	0.82	0.75	0.85	0.73	0.90	2-A
グラスロンウール クロス貼 A.S 0	〃	〃		0.09	0.32	0.78	0.93	0.86	0.88	1-B
40	〃	〃		0.17	0.55	0.99	0.97	0.85	0.83	〃
100	〃	〃		0.29	0.76	0.99	0.90	0.91	0.91	〃
310	〃	〃		0.83	0.94	0.91	0.87	0.83	0.92	1-A
〃 0	50	1.6		0.21	0.75	1.00	0.94	0.80	0.84	1-B
40	〃	〃		0.33	0.87	1.00	0.96	0.95	0.93	〃

資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
グラスロンウール クロス95 AS 100	50	1.6		0.61	0.99	0.90	0.91	0.83	0.93	1-B
310	〃	〃		0.93	0.92	0.99	0.87	0.88	0.92	1-A
カサ比重 40										
グラスウールボード AS 0	50	2.0		0.20	0.76	0.99	0.96	0.88	0.87	1-D
105	〃	〃		0.36	0.99	0.98	0.99	0.95	0.98	1-B
カサ比重 48										
グラスロンウール GW424 AS. 0	25	1.2		0.07	0.28	0.84	0.92	0.83	0.84	1-B
40	〃	〃		0.12	0.58	0.97	0.87	0.73	0.93	〃
100	〃	〃		0.34	0.86	0.98	0.89	0.74	0.95	〃
〃 0	50	2.4		0.22	0.79	0.99	0.99	0.85	0.97	〃
40	〃	〃		0.42	0.89	0.99	0.97	0.89	0.89	〃
106	〃	〃		0.61	0.98	0.98	0.90	0.77	0.89	〃
カサ比重 64										
グラスロンウール GW432 AS 0	25	1.6		0.09	0.22	0.63	0.86	0.86	0.96	1-C
45	〃	〃		0.27	0.96	0.99	0.93	0.80	0.98	1-B
105	〃	〃		0.26	0.99	0.98	0.81	0.79	1.00	〃
〃 0	50	3.2		0.19	0.83	1.00	0.94	0.82	0.98	〃
45	〃	〃		0.27	0.99	0.99	0.92	0.84	0.94	〃
105	〃	〃		0.49	1.00	0.99	0.88	0.85	0.99	〃
グラスウールボード AS. 0	25	1.6		0.09	0.88	0.73	0.90	0.92	0.86	1-C
105	〃	〃		0.35	0.87	0.99	0.95	0.94	0.96	1-B
カサ比重 96										
グラスロンウール GW548 AS. 0	15	1.44		0.04	0.10	0.32	0.71	0.68	0.82	3-C

資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
メタルブランケット #840 AS. 0	75	0.6		0.30	0.97	0.99	0.93	0.91	0.97	1-B
カサ比重 150										
ロックボード #1500 AS. 0	25	3.75		0.19	0.42	0.87	0.95	0.99	0.94	1-B
〃	50	7.5		0.23	0.82	0.99	0.99	0.96	0.98	〃
カサ比重 180										
岩綿保温板 #340L AS. 0	25	4.5		0.16	0.38	0.72	0.85	0.84	0.78	2-B
105	〃	〃		0.53	0.78	0.81	0.81	0.81	0.81	〃
〃 0	50	9.0		0.35	0.75	0.80	0.77	0.75	0.77	〃
カサ比重 250										
岩綿保温板 #130 AS. 0	25	6.25		0.15	0.45	0.72	0.75	0.69	0.72	3-B
105	〃	〃		0.61	0.72	0.75	0.82	0.75	0.78	3-A
岩綿ラスボード AS. 0	〃	〃		0.15	0.45	0.77	0.73	0.70	0.73	3-B
〃 0	50	12.5		0.35	0.70	0.85	0.78	0.75	0.79	2-B
その他										
センチュリーボード Bタイプ AS 0	12			0.03	0.11	0.26	0.38	0.37	0.44	5-C
40	〃			0.19	0.33	0.22	0.26	0.25	0.48	6-B
石綿ボード アカノ吸音板1号 50	3			0.13	0.17	0.36	0.31	0.21	0.22	6-D
2号 〃	〃			0.15	0.19	0.31	0.90	0.27	0.78	5-D
ゴールデンハードボード 100	5			0.28	0.08	0.15	0.09	0.09	0.10	6-F
モルトプレーン S-35 0	20	0.7		0.01	0.04	0.19	0.65	0.81		2-C
5	〃	〃		0.04	0.18	0.83	0.41	0.69		2-D

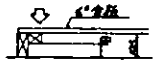
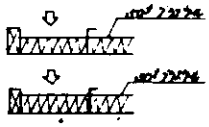
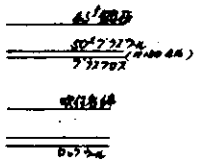
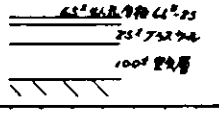
資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
グラスウールGW548 AS 45	15	1.44		0.13	0.57	0.84	0.86	0.81	0.82	1-B
105	〃	〃		0.21	0.70	0.96	0.88	0.82	0.81	〃
〃 0	20	1.92		0.04	0.13	0.43	0.76	0.61	0.82	3-C
45	〃	〃		0.18	0.57	0.86	0.93	0.84	0.92	1-B
105	〃	〃		0.24	0.79	0.98	0.88	0.82	0.88	〃
0	25	2.4		0.05	0.19	0.63	0.81	0.78	0.91	1-C
45	〃	〃		0.17	0.74	0.90	0.88	0.81	0.90	1-B
105	〃	〃		0.31	0.79	0.99	0.88	0.86	0.88	〃
グラスウールボード アルミ箔貼り AS. 0	15	1.44		0.06	0.29	0.58	0.37	0.53	0.47	4-B
100	〃	〃		0.37	0.81	0.37	0.37	0.54	0.57	2-E
310	〃	〃		0.60	0.50	0.30	0.47	0.53	0.60	4-A
ロックウール										
カサ比重 20										
メガロコーベックス(ロックウール) AS. 20	12	0.24		0.04	0.08	0.27	0.61	0.72	0.85	2-C
〃 〃	24	0.48		0.07	0.23	0.69	0.99	0.88	0.95	1-B
カサ比重 40										
インサルマット #530 AS. 0	25	1.0		0.11	0.37	0.64	0.84	0.87	0.92	1-C
〃 0	50	2.0		0.15	0.62	0.89	0.97	0.95	0.95	1-B
カサ比重 80										
インサルボード #800 AS. 0	25	2.0		0.10	0.36	0.72	0.89	0.88	0.90	1-B
〃 0	50	4.0		0.13	0.74	0.97	0.98	0.99	0.99	〃
メタルブランケット #840 AS. 0	〃	〃		0.13	0.73	0.98	0.95	0.97	0.96	〃

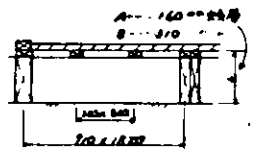
資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
エバーライト AS 0	10			0.05	0.08	0.25	0.83	0.77	0.84	2-C
100	〃			0.13	0.49	0.74	0.61	0.85	0.98	1-B
〃 0	20			0.07	0.15	0.57	0.86	0.80	0.80	1-C
100	〃			0.22	0.88	0.88	0.81	0.78	0.86	1-B
ニッピフォーム 0	100	8.3		0.10	0.25	0.65	0.77	0.86	0.73	2-C
ニッピフォーム 表面に膜張り 0	〃			0.12	0.49	0.95	0.55	0.75	0.57	1-D
エアレックス S510 0	10	0.1		0.04	0.05	0.10	0.20	0.38	0.13	6-C
ウレタンフォーム 0	〃	0.31		0.05	0.10	0.23	0.80	0.85	0.87	1-C
〃 0	20	〃		0.11	0.22	0.71	0.90	0.88	0.80	1-B
〃 0	40	〃		0.25	0.62	0.82	0.92	0.82	0.92	〃
ゴムシート 0	5			0.04	0.04	0.08	0.12	0.03	0.10	7-D
リノリウム 0	3			0.03	0.03	0.05	0.05	0.04	0.04	7-A
ビニール系床タイル 硬質 0	2			0.02	0.01	0.02	0.02	0.02	0.05	〃
軟質 0	2			0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.01	〃
フェルト 0	25			0.10	0.31	0.49	0.62	0.52	0.38	3-D
ハードフェルト(ラシャ) 0	〃			0.12	0.32	0.51	0.62	0.60	0.56	3-B
針刺しフェルト 0	〃			0.10	0.24	0.37	0.53	0.53	0.65	3-C
カーテン 900				0.06	0.10	0.38	0.63	0.70	0.73	〃
0				0.05	0.07	0.13	0.22	0.32	0.35	6-C
じゅうたん(ラテックスクッション) 0	9			0.09	0.08	0.21	0.26	0.27	0.37	6-B
たたみ 0				0.31	0.41	0.58	0.50	0.43	0.34	
カーペット 0	35			0.01	0.03	0.05	0.14	0.32	0.29	

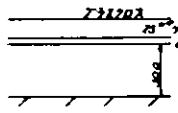
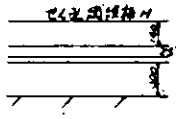
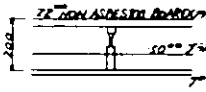
資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
合板 AS 25	3			0.09	0.17	0.17	0.15	0.15	0.15	7-A
50	〃			0.20	0.28	0.26	0.29	0.12	0.11	7-G
〃 45	6			0.18	0.33	0.16	0.08	0.08	0.10	6-E
50	〃			0.20	0.28	0.26	0.09	0.12	0.11	〃
90	〃			0.20	0.20	0.10	0.08	0.08	0.10	7-G
110	〃			0.27	0.20	0.12	0.05	0.08	0.07	6-G
420	〃			0.25	0.19	0.12	0.05	0.06	0.09	〃
450	〃			0.30	0.20	0.15	0.13	0.07	0.05	〃
〃 50	8			0.28	0.22	0.17	0.09	0.10	0.11	〃
〃 90	9			0.24	0.10	0.08	0.06	0.06	0.08	7-G
〃 90	12			0.20	0.12	0.06	0.06	0.06	0.08	〃
〃 40	10			0.18	0.12	0.10	0.09	0.08	0.07	〃
プラスターボード 0	6			0.02	0.05	0.06	0.08	0.04	0.06	7-A
150	〃			0.29	0.19	0.22	0.15	0.06	0.07	7-G
硬質繊維板 75	5			0.40	0.23	0.13	0.11	0.06	0.06	6-G
150	〃			0.22	0.17	0.12	0.11	0.06	0.06	7-G

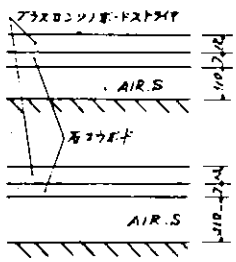
資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
アスベストラックス(9t 15P) 100tロックウール貼り AS 0	6(106)			0.83	0.96	0.98	0.99	0.98	0.82	1-A
50tロックウール貼り 150	6(156)			0.26	0.75	0.95	0.82	0.88	0.68	1-D
300	〃			0.61	0.94	0.75	0.93	0.88	0.68	〃
ファイバーボード(5t 15P) 30	6				0.04	0.11	0.35	0.14		6-D
5tフェルト貼り 15	6(11)				0.05	0.13	0.45	0.99		1-C
25	〃				0.09	0.44	0.95	0.50		1-D
50	〃				0.27	0.95	0.63	0.35		〃
浅野パーライトボード#1(ラジダム型) 0	8			0.16	0.49	0.08	0.07	0.12	0.14	5-E
#2([illegible]型) 0	〃			0.19	0.29	0.04	0.13	0.07	0.10	7-E
ノザワ吸音板(5t 15P) 30	3			0.02	0.04	0.06	0.24	0.36	0.24	6-C
90	〃			0.02	0.07	0.25	0.28	0.15	0.22	7-D
(8t 20P) 30	〃			0.01	0.03	0.07	0.19	0.28	0.24	7-C
90	〃			0.03	0.07	0.18	0.28	0.14	0.24	7-B
ノザワ吸音板(8t 30P) 25tグラスウール貼り 45	4(31)			0.10	0.21	0.72	0.81	0.40	0.31	2-D
150	〃			0.22	0.65	0.77	0.53	0.40	0.36	3-D
300	〃			0.66	0.75	0.58	0.58	0.48	0.58	3-A
ノザワ吸音板(8t 20P) 45	4			0.02	0.03	0.10	0.28	0.18	0.28	7-C
150	〃			0.07	0.25	0.27	0.20	0.16	0.22	7-E
300	〃			0.25	0.32	0.27	0.24	0.19	0.19	6-G
ノザワ吸音板(5t 25P) 25tグラスウール貼り 45	4(31)			0.12	0.53	0.81	0.71	0.47	0.50	2-D
150	〃			0.25	0.75	0.86	0.47	0.45	0.28	2-E
300	〃			0.85	0.72	0.53	0.58	0.62	0.30	2-G
ノザワ吸音板(5t 25P) 45	4			0.03	0.05	0.13	0.33	0.25	0.21	6-C
150	〃			0.07	0.17	0.30	0.19	0.25	0.34	6-B
300	〃			0.27	0.33	0.21	0.26	0.25	0.37	6-A

(2) 構造体

資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
			0.22	0.31	0.17	0.09	0.09	0.11	0.18	6-G
			0.40	0.46	0.23	0.11	0.09	0.11	0.18	5-F
				0.22	0.72	0.70	0.65	0.49	0.38	2-E
				0.27	0.70	0.58	0.41	0.29	0.19	3-E
				0.20	0.98	0.76	0.64	0.52	0.47	1-E
				0.28	0.57	0.86	0.92	0.85	0.82	1-B
				0.20	0.61	0.98	0.93	0.76	0.84	1-B
				0.52	0.99	0.99	0.91	0.73	0.88	1-B
	25			0.15	0.47	0.94	0.97	0.94	0.97	1-B
	12			0.06	0.16	0.50	0.84	0.92	0.96	1-C
				0.16	0.66	0.48	0.37	0.20	0.08	4-E

資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
	25	0.125		0.18	0.39	0.80	0.78	0.77	0.80	2-B
	〃	0.5		0.46	0.66	0.92	0.78	0.88	0.93	1-A
	50	0.5		0.21	0.76	0.93	0.92	0.78	0.87	1-B
	〃	0.25		0.26	0.77	0.97	0.95	0.92	0.80	1-B
	〃	1.0		0.29	0.89	0.97	0.79	0.77	0.90	1-B
	25	1.0		0.18	0.44	0.92	0.80	0.68	0.96	1-B
	50	2.0		0.28	0.87	0.97	0.88	0.77	0.87	2-B
	50	2.0		0.35	0.94	0.89	0.87	0.83	0.88	1-A
	25	0.25		0.31	0.70	0.79	0.68	0.84	1.00	1-C
	〃	0.25		0.50	0.69	0.68	0.70	0.71	0.99	2-C
	〃	0.375		0.40	0.73	0.86	0.72	0.98	1.20	1-B
	〃	0.375		0.71	0.76	0.67	0.82	0.79	1.00	1-B
	〃	0.5		0.63	0.79	0.88	0.76	0.73	0.96	1-B
	〃	0.5		0.74	0.74	0.71	0.73	0.71	0.96	1-C
	50	0.5		0.48	0.88	0.92	0.75	0.84	0.87	1-B
	〃	0.5		0.63	0.76	0.78	0.82	0.70	0.94	2-D
	〃	0.25		0.52	0.95	0.97	0.81	0.77	0.76	1-E
	〃	0.25		0.86	0.77	0.89	0.79	0.73	0.89	2-A
	〃	1.0		0.53	0.98	0.97	0.75	0.76	0.87	1-B
	〃	1.0		0.85	0.89	0.87	0.83	0.82	0.91	1-A
	25	1.0		0.51	0.82	0.88	0.81	0.78	0.85	2-B
	〃	1.0		0.76	0.76	0.78	0.80	0.71	0.99	1-C
	50	2.0		0.69	0.99	0.99	0.84	0.79	0.79	1-E

試料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
	331			0.17	0.40	0.93	0.78	0.83	0.88	1-B
	331			0.14	0.52	0.98	0.65	0.19	0.72	1-D
	480			0.36	0.60	0.80	0.56	0.48	0.32	H:9mm 5"-15 2-E
	475			0.42	0.58	0.83	0.54	0.46	0.42	H:6mm 5"-15 2-E
	478			0.32	0.44	0.86	0.74	0.68	0.35	H:7mm 22"-15 1-D
	207			0.15	0.12	0.06	0.10	0.10	0.08	7-A
	207			0.12	0.08	0.06	0.11	0.10	0.15	7-A

試料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
	329			0.15	0.29	0.38	0.72	0.90	0.93	1-C
	330			0.25	0.30	0.45	0.45	0.35	0.40	4-B

資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
フィルムタントーン RW フェルト張 AIR S	105			0.25	0.55	0.78	0.76	0.70	0.69	Z-B
フェルト+ウールFR(5mm以上ピッチ) フェルト張ボード				0.63	0.37	0.67	0.56	0.38	0.21	J-D
フェルト+ウール張(5mm以上ピッチ) 20t合板張 50mm AIR S				0.11	0.36	0.59	0.61	0.60	0.55	J-B
スーパートン(5mm以上ピッチ) 15t ラワンプラス 75mm AIR S				0.1	0.26	0.54	0.73	0.65	0.62	J-B
スーパートン(5mm以上ピッチ) 60t ラワンプラス 75mm AIR S				0.23	0.72	0.85	0.78	0.75	0.76	Z-B

資料	厚さ mm	面密度 kg/m²	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	備考
マイクロウール 80mm	80	0.96		0.39	0.88	0.95	0.81	0.72	0.88	12kg/m³ Z-B
〃 100mm	100	1.20		0.59	0.98	0.98	0.87	0.77	0.88	12kg/m³ I-B
〃 80mm	80	1.28		0.40	0.98	0.99	0.89	0.74	0.90	16kg/m³ I-B
〃 100mm	100	1.60		0.64	0.99	0.99	0.85	0.72	0.88	16kg/m³ I-B
5mmフィルタントーン(5mmピッチ25) ロックウールラス張フェルト				0.26	0.55	0.79	0.76	0.73	0.69	Z-D
5mmフィルタントーン(R5mmピッチ10)				0.25	0.56	0.80	0.81	0.73	0.74	Z-D
フィルタントーン RW AIR S	105			0.30	0.54	0.68	0.73	0.74	0.78	Z-B

6.3. 防振材料及び構造

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。これら防振材の中でも特に防振ゴムは，船舶主要補機器の防振，防音のために使用されるようになってきた。そこでここでは，防振ゴムを中心に防振材について6.3.1～6.3.5で述べることにする。また構造として浮き床，浮き壁及び浮き天井（居住区の防振構造と実施例）について6.3.6で述べることとする。

6.3.1 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，次のような特徴を持っている。

(1) 通常金属ばねは一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。

(2) 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。またサージング現象も現われないので，防音の目的に有効である。

(3) 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。

(1) 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，これは実用上余り問題にならない。

(2) 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。

6.3.2 各種防振ゴムの形状とばね定数との関係

加硫ゴムの弾性率と防振ゴムの形状寸法が与えられても接着などの境界条件のために防振ゴムのばね定数を算出することは必ずしも，容易なことではない。例えばここに高さがh，断面積Sの円柱状の防振ゴムについて考えてみると，これに荷重Pを加えた時の撓みをλとし，λとPが比例するようなごく小範囲についてフックの法則を仮定して，

$$\frac{\lambda}{h} = \frac{1}{E} \cdot \frac{P}{S} \quad \cdots\cdots (6.3.1)$$

と書いてもEはヤング率のような材質固有の定数とはならない。その主なる理由は上下面でゴムが金具に接着されているので，この部分に於けるゴムの横方向への変位が拘束されていることと，変形に対してゴムが非圧縮性であるため，同一単位面積当りの荷重に対しても高さが高く横にふくれ易い場合と，高さが低くこれが比較的困難な形とに於いて，歪の割合が変ってくるからである。

そこで，(6.3.1) 式から算出された弾性率を見掛けの弾性率(Eap) と呼び材質本来の弾性率と区別して考えなければならないという事が生じてくる。

このEapは一定材質については単に形状だけの関数と考えられているが，現在のところ極めて単純な形についてしか，その関数関係が明らかにされていない。

(1) 圧縮型防振ゴム

圧縮方向のばね定数をkcとすれば，

$$kc = Eap \cdot \frac{A_L}{h} \quad \cdots\cdots (6.3.2)$$

せん断方向のばね定数をksとすれば

$$ks = Gap \cdot \frac{A_L}{h} \quad \cdots\cdots (6.3.3)$$

但し，A_L：受圧面積，h：ゴムの高さ

(a) 圧縮変形に対する形状効果

Eapは防振ゴムの形状の形状を現わす変数として，次に定義する形状率 S_f を導入することにより，S_f の関数として表わされる。

$$S_f = \frac{A_L}{A_F} = \frac{\text{受圧面積}}{\text{自由面積}} \quad \cdots\cdots (6.3.4)$$

簡単な形状の防振ゴムの形状率を示すと次のようになる。

丸型，ゴム部直径：D，高さ：h

$$S_f = D/4h \quad \cdots\cdots (6.3.5)$$

角型（正方形）　ゴム部一辺の長さ：a，高さ：h

$$S_f = a/4h \quad \cdots\cdots (6.3.6)$$

平角型　ゴム部各辺の長さ：a×b，高さ：h

$$S_f = a \cdot b / 2(a+b) \cdot h \quad \cdots\cdots (6.3.7)$$

無限長柱　ゴム部受圧面の幅：a，長さ：b，長さbがaに比し非常に大きい場合，

$$S_f = a/2h \quad \cdots\cdots (6.3.8)$$

真の弾性率EoとEapとの関係を現わす式として現在，実吉，戸原の式及び服部，武井の式があるが，表現の簡単な武井の式を用いると次のようになる。

$$\left.\begin{array}{ll} \text{丸型のとき} & Eap = Eo(1+1.65\,S_f^2) \\ \text{角型のとき} & Eap = Eo(1+2.2\,S_f^2) \\ \text{無　　柱} & Eap = Eo(1.33+1.1\,S_f^2) \end{array}\right\} \cdots\cdots (6.3.9)$$

また，Eoと真のせん断弾性係数Goとの間には，

$$Eo = 3\,Go \quad \cdots\cdots (6.3.10)$$

の関係がある。

(b) せん断変形に対する形状効果

圧縮型防振ゴムの接着板に回転を許さないでせん断方向に荷重Pを加えた場合，せん断変形の他に曲げ変形をも伴う。今，δs でせん断変形の変位を表わすと，全変位 δ は変位が小さいときには，

$$\delta = \delta s + \delta b \quad \cdots\cdots (6.3.11)$$

が成立し，また，δs 及び δb はそれぞれ

$$\delta s = Ph / A_L G \quad \cdots\cdots (6.3.12)$$

$$\delta b = Ph^3 / 12\,EI \quad \cdots\cdots (6.3.13)$$

で与えられる。ただし，h：ゴムの厚さ，A_L：ゴムの断面積，I：断面二次モーメント

EとGの間には（6.3.10）式の関係があるから

$$\delta = Ph\left\{1 + \frac{A_L \cdot h^2}{36\,I}\right\} / A_L G \quad \cdots\cdots (6.3.14)$$

となり，

$$\delta = Ph / A_L Gap \quad \cdots\cdots (6.3.15)$$

とすると，

$$\frac{Gap}{G} = \frac{1}{1 + \frac{A_L \cdot h^2}{36\,I}} \quad \cdots\cdots (6.3.16)$$

という結果が得られる。図6.3.1に簡単な形状の防振ゴムの場合における力の作用方向とGap/Gの値を示す。

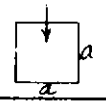
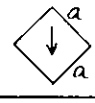
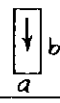
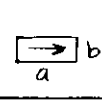
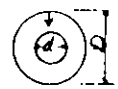
	角型		長方柱型		丸型	中空丸型
断面並に力の作用方向						
AL	a^2	a^2	ab	ab	$\pi d^2/4$	$\pi(D^2-d^2)/4$
I	$a^4/12$	$a^4/12$	$ab^3/12$	$a^3b/12$	$\pi d^4/64$	$\pi(D^4-d^4)/64$
Gap/G	$\frac{1}{(1+\frac{1}{3}\frac{h^2}{a^2})}$	$\frac{1}{(1+\frac{1}{3}\frac{h^2}{a^2})}$	$\frac{1}{(1+\frac{1}{3}\frac{h^2}{a^2})}$	$\frac{1}{(1+\frac{1}{3}\frac{h^2}{a^2})}$	$\frac{1}{(1+\frac{4}{9}\frac{h^2}{d^2})}$	$\frac{1}{(1+\frac{4h^2}{9(D^2+d^2)})}$

図　6. 3. 1

(2)　筒型防振ゴムの形状とばね定数

(a)　軸方向のばね常数（kp）

$$kp = \frac{2.73G\left(\frac{h_1 r_2 - h_2 r_1}{r_3 - r_1}\right)}{\log_{10}\frac{r_2 h_1}{r_1 h_2}} \quad \cdots\cdots (6.\ 3.\ 17)$$

r_1 ：内筒の外半径，　r_2 ：外筒の内半径

h_1 ：内筒の長さ　　$_2$ ：外筒の長さ

特に $h_1 = h_2 = h$ なら

$$kp = \frac{2.73Gh}{10\log_{10} r_2/r_1} \quad \cdots\cdots (6.\ 3.\ 18)$$

(b)　軸直角方向のばね定数（kq）

軸直角方向のばね定数については従来様々な公式が，提出されているが，いずれも十分な信頼性があるものとはいえない。単に計算上

$$kq = \frac{1}{2}\left(1 + \frac{Eap}{G}\right) kp \quad \cdots\cdots (6.\ 3.\ 19)$$

なる形が予想されるのみで，この場合 Eap/G が形状率 S_f とどのような関数関係にあるか，今後の研究課題として残されているというのが現状である。

(c)　筒型防振ゴムの捩れ

筒型防振ゴムの内筒または外筒を固定し他方にTなるトルクを加えたときの捩れ角を θ とすると，

$$\theta = \frac{T}{2\pi G}\cdot\frac{r_1 - r_2}{h_1 r_2 - h_2 r_1}\left\{\frac{1}{2}\left(\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2}\right) + \frac{h_1 - h_2}{h_1 r_2 - h_2 r_1}\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_1}\right)\right.$$

$$\left. + \frac{h_1 - h_2}{h_1 r_2 - h_2 r_1}\log e\,\frac{h_1 r_2}{h_2 r_1}\right\} \quad \cdots\cdots (6.\ 3.\ 20)$$

特に $h_1 = h_2 = h$ の場合

$$\theta = \frac{T}{4\pi Gh}\left(\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2}\right) \quad \cdots\cdots (6.\ 3.\ 21)$$

となり，この場合トルクのばね定数 $K\theta$ は，

$$K\theta = \frac{T}{\theta} = 4\pi hG\left(\frac{r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}\right) \quad \cdots\cdots (6.\ 3.\ 22)$$

次ページに各種防振ゴムの形状を示す。

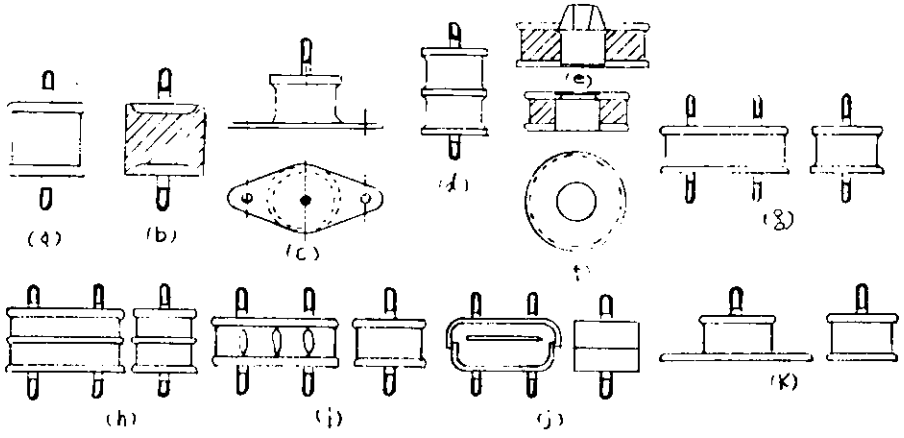


図　6.3.2　圧縮型防振ゴム

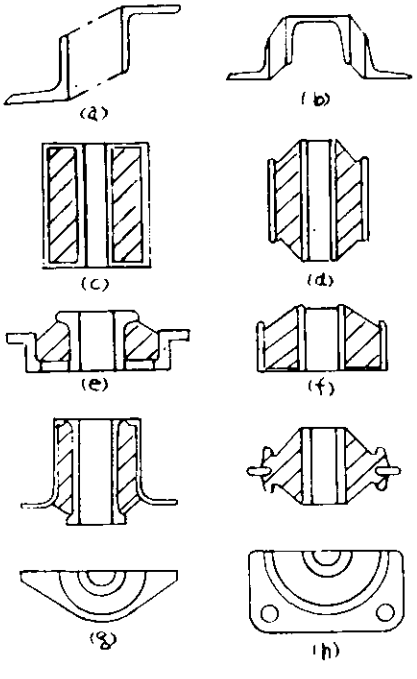


図　6.3.3　せん断防振ゴム

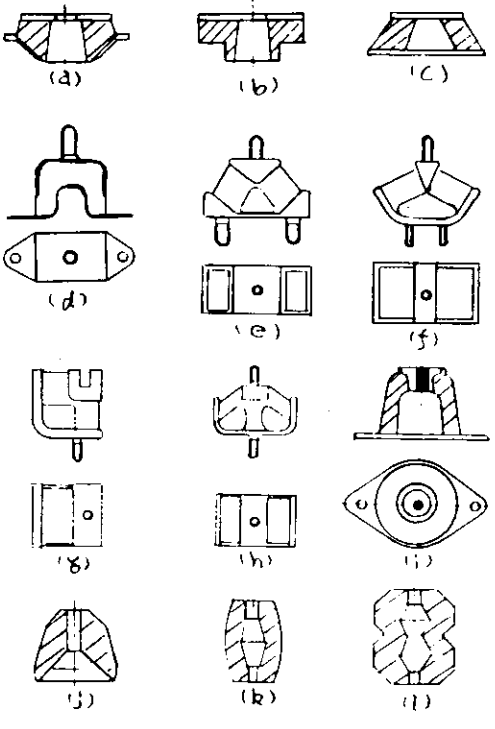


図　6.3.4　複合型防振ゴム

6.3.3 防振支持の原理

図6.3.5のような，一自由度の振動系について考えることにする。

まず図の様に不動の基礎の上に質量m（ $kg\ cm^{-1}\ s^2$ ）なる剛体がばね定数k（kg/cm）のばねで弾性的に支持された系に周期的外力 $P_0 \cos\omega t$ が働く場合，この運動方程式はCを速度比例型の抵抗係数，xを釣合位置からの変性とすると，

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = P_0 \cos \omega t \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (6.3.23)$$

である。

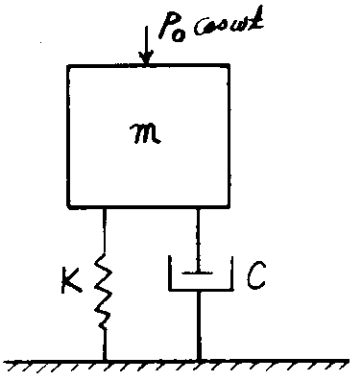


図 6.3.5

ところが，実際にこの関係を防振ゴムについて調べてみると，Cは定数ではなく，むしろ，これにωを乗じたCωの方が，ほぼ一定であることがわかる。即ち，ゴム状物質に対しては速度比例型の抵抗係数を定数と考えるよりも抵抗係数自体がωに比例するとみなされるような性質である。

このことから運動方程式を（6.3.23）のような形に書く代りに，

$$m\ddot{x} + kx = p_0\, e^{i\omega t} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (6.3.24)$$

のような複素型式で書いた方が，防振ゴムの定常振動を取扱う限りにおいては便利である。

ここでkは複素数で複素ばね定数とよばれる量である。従って，

$$k = k_1 + i k_2 \qquad k_2 = c\omega \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (6.3.25)$$

で k_1 は動的ばね定数，k_2 は損失ばね定数で，$\varepsilon = k_2 / k_1$ を力学的損失係数と呼び加硫ゴムの内部摩擦の大きさを表わす量である。

ここで複素ばね常数などという量を持ち出して来た考え方の基礎を少し説明しよう。

（6.3.23）を複素型式で書くと

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = P_0\ e^{i\omega t} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (6.3.26)$$

$x = x_0\ e^{i\omega t}$ と置くと　$\dot{x} = i\omega x$　となる。

これを（6.3.26）に代入すれば

$$m\ddot{x} + (k + ic\omega)\, x = P_0\ e^{i\omega t} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (6.3.27)$$

前に述べたようにゴム状物質は $c\omega =$ const.という実験結果から $c\omega = k_2$ と書き，（6.3.27）のkを k_1 と書くと，（6.3.24）となる。

過渡現象を考えるときはこういう取扱いは無理であるが，防振ゴムの防振効果を論ずる時は常にその定常振動だけが，問題となるのでむしろ（6.3.24）の方が便利である。

ここで，$x = x_0\ e^{i\omega t}$ と置いて定常解を求めると，

$$x_0 = \frac{P_0}{k} = \frac{1}{[\{1 - (\frac{\omega}{\omega n})^2\} + i\varepsilon]} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \quad (6.3.28)$$

となり，基礎に伝えられる外力Fは防振ゴムを介すしかないので，

$$F = kx_0 = \frac{P_0}{k_1} \frac{(k_1 + i k_2)}{[\{1 - (\frac{\omega}{\omega n})^2\}^2 + i\varepsilon} \cdots\cdots\cdots\cdots \quad (6.3.29)$$

で表わされる。従って質量mに働く外力の何割が基礎に伝えられるかを意味する力の伝達率は，

$$\left|\frac{F}{P_0}\right| = \tau = \frac{\sqrt{1+\varepsilon^2}}{\sqrt{\{1-(\frac{\omega}{\omega n})^2\}^2+\varepsilon^2}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (6.3.30)$$

で表わされる。但し　$\omega n = \sqrt{k_1/m}$

上式は角振動数 ω，ωn で書かれているので，通常の振動数 ν，νn で置きかえると次のとおりである。

$$\tau = \frac{\sqrt{1+\varepsilon^2}}{\sqrt{\{1-(\frac{\nu}{\nu n})^2\}^2+\varepsilon^2}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (6.3.31)$$

但し，ν：強制振動数，νn：振動系の固有振動数 νn を概算するには，上下振動にかぎれば，δ を静荷重による防振ゴムのたわみを（mm）で表わしたものとすると次のとおりである。

$$\nu n = 945/\sqrt{\delta\,(\mathrm{cpm})} \cdots\cdots\cdots (6.3.32)$$

この関係を図6.3.6に示す。

静的たわみによる概算法は防振ゴムの静的と動的のばね定数が一般には一致しないから，その近似値を与えるに過ぎず実際の固有振動数はこれより約10～20%高くなる。

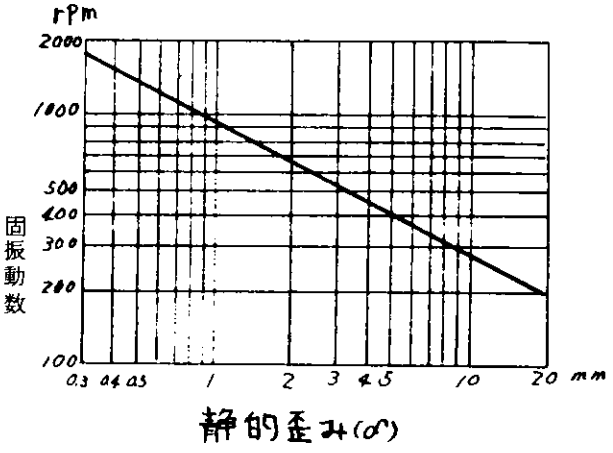


図　6.3.6

（6.3.31）の関係を図示したが図6.3.7で，これから明らかなように $\omega = \omega n$ で τ が極大に達することがわかる。以上のことから，防振ゴムを用いて防振効果をあげるためには少なくとも

$\omega / \omega n > \sqrt{2}$　あるいは

$\omega n < \omega / \sqrt{2}$

すなわち，振動系の固有振動数が強制振動数の約70%以下になるように防振ゴムのばね定数を選定しなければならない。

$\nu / \nu n < \sqrt{2}$　　$\tau > 1$

$\nu / \nu n = \sqrt{2}$　　$\tau = 1$

$\nu / \nu n > \sqrt{2}$　　$\tau < 1$

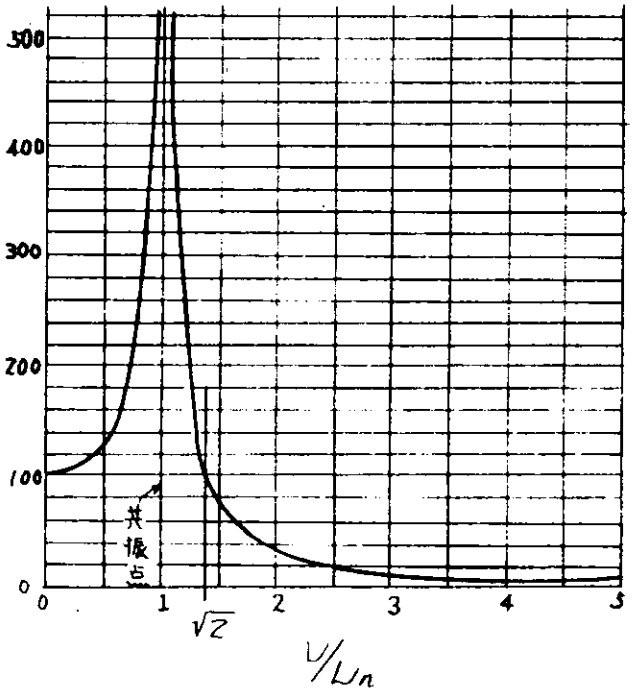


図　6.3.7

6.3.4　多自由度における防振支持

これまで説明してきたことは，一自由度の言わば理想化された模型的な振動系とも言うべきで，実際にはこの様な例は少く，弾性支持された剛体の運動としては，前記の上下方向の振動の他に前後左右方向のいわゆる並進運動の成分とピッチング，ヨーイング，ローリング等の回転運動の成分とを含む複雑な振動となり，これらが互いに連成しあい，一般に6個の固有振動数が存在することになる。従って，前記のようにして，仮に上下方向の固有振動数に対して防振条件が満されても，他の成分の振動に対しても同時にこれが満されるとは断言することはできない。最悪の場合はは共振状態になることさえもあり得る。そして，これらの固有振動数はいずれもこれに使用する防振

ゴムの数とその三方向のばね特性ならびに支持点の位置によってきまるものであるから防振支持の完ぺきを期する点からいえばこれら6個の固有振動数の中の最低位のものに対して前記防振条件が成立するように使用個数，支持点位置ならびにその防振ゴムのばね特性を選定することが理想的であるが，実際にこれを完全に知ることは，不可能である。そのため，運動方程式を簡単にするために，支持点を適当に選ぶことにより，振動の非連成化を行う。

次に振動の非連成化した場合の防振支持設計法について述べる。

6.3.5 防振支持設計理論

剛体を防振支持する場合を大別すると，一般に三つの方法が用いられている。すなわち水平形，傾斜形および，パッド形の三つの支持方法である。このうち傾斜形の場合は，一つのばね系を除き非連成とならしめることができ，水平形の場合には二つのばね系が連成ばね定数として残存する。

剛体とばねを組み合わせた振動系のある微小位内における運動方程式は

$$M\ddot{X} + KX = F \quad \cdots\cdots (6.3.33)$$

で与えられる。ここで，

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & -0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Ix & -Ixy & -Izx \\ 0 & 0 & 0 & -Ixy & Iy & -Iyz \\ 0 & 0 & 0 & -Izx & -Iyx & Iz \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & \cdots & K_{16} \\ K_{21} & K_{22} & \cdots & K_{26} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{61} & K_{62} & & K_{66} \end{bmatrix}$$

$$X = \begin{bmatrix} x_m \\ y_m \\ z_m \\ \theta \\ \varphi \\ \psi \end{bmatrix}$$

$$F = \begin{bmatrix} Fx \\ Fy \\ Fz \\ Nx \\ Ny \\ Nz \end{bmatrix}$$

であり Xは重心の変位および各軸まわりの角変位，Kij は各軸方向および各軸まわりの復元係数，mは質量，Iは慣性モーメント，Fは外力，Nは外力（モーメント）である。

この運動方程式を解き，固有振動数を求めれば理論的な伝達率が求められる。

次に先に述べた三つの形について具体的に述べるものとする。

(a) 水平形支持

水平形の特徴は，図6.3.8に示すように xz 平面で対称かつ xz 平面において $\Sigma a_i = 0$ となるようにゴムの配置

をすることにある。この場合，座標軸を慣性主軸に一致させれば，Ixy，Iyz，Izxはすべて0となり，また連成復数もK_{15}，K_{24}以外はすべて0となる。

このときの復元係数Kijは

$$K_{11} = nk_{I}$$

$$K_{22} = nk_{II}$$

$$K_{33} = nk_{III}$$

$$K_{44} = n\,(k_{II} \cdot h^2 + k_{III}\, b^2)$$

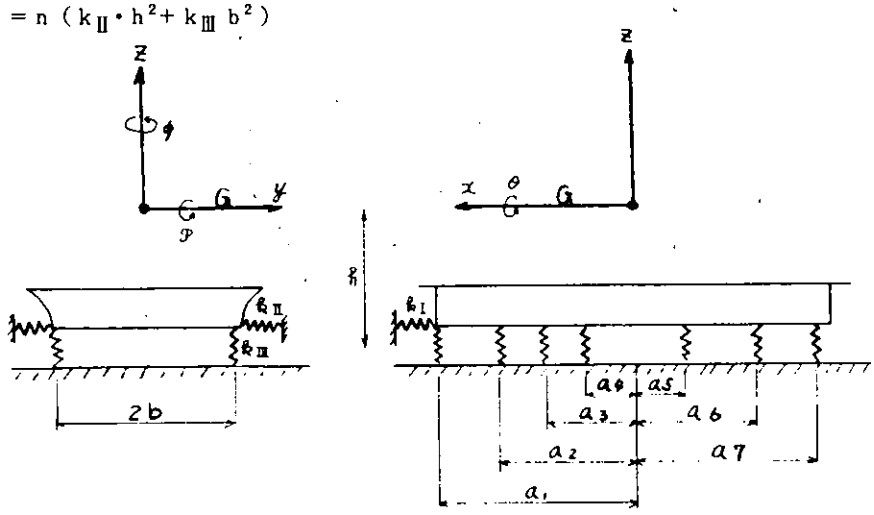


図　6. 3. 8　水平形支持

$$K_{55} = k_{III}\,\Sigma a_i^{\,2} + nk_I b^2$$

$$K_{66} = nk_I b^2 + k_{III}\,\Sigma a_i^{\,2}$$

$$K_{15} = -\,nk_I h$$

$$K_{24} = nk_{II} h$$

で与えられる。また固有振動数は，

$$\omega_{14}^2 = \frac{1}{2}\{(\nu_{22}^2 + \nu_{44}^2) \pm \sqrt{(\nu_{22}^2 - \nu_{44}^2)^2 + 4\,(K_{24}^2/mIx)}\} \quad \cdots\cdots (6.\ 3.\ 34)$$

$$\omega_{15} = \frac{1}{2}\{\nu_{11}^2 + \nu_{55}^2) \pm \sqrt{(\nu_{11}^2 - \nu_{55}^2)^2 + 4\,(K_{15}^2/mIy)}\} \quad \cdots\cdots (6.\ 3.\ 35)$$

$$\omega_3^2 = \frac{K_{33}}{m} \quad \cdots\cdots (6.\ 3.\ 36)$$

$$\omega_5^2 = \frac{K_{66}}{Iz} \quad \cdots\cdots (6.\ 3.\ 37)$$

の六つが得られる。ここで，

$$\nu_{11} = \frac{K_{11}}{m}$$

$$\nu_{22} = \frac{K_{22}}{m}$$

$$\nu_{44} = \frac{K_{44}}{Ix}$$

$$\nu_{55} = \frac{K_{55}}{Iy}$$

である。実際に防振支持を設計する手順は，

○ $\Sigma ai = 0$ となるように配置を決定する。

○ k_{III}をある値に仮定し，またk_I/k_{III}，k_{II}/k_{III} を1/6程度の値として式(6.3.34)～(6.3.37)より固有振動数を求める。

○ 求めた固有振動数が，起振力の最低次周波数の$1/\sqrt{2}$以下となるようにk_{III}の値の修正を行なう。k_{III}の修正だけの場合は修正される各固有振動数は，修正前の各固有振動数に$\sqrt{k_{III}}$倍すれば簡単に求められる。

○ k_I/k_{III}，k_I/k_{III}の値を適当に修正し，共振が起きないような値とする。

(b) 傾斜形支持

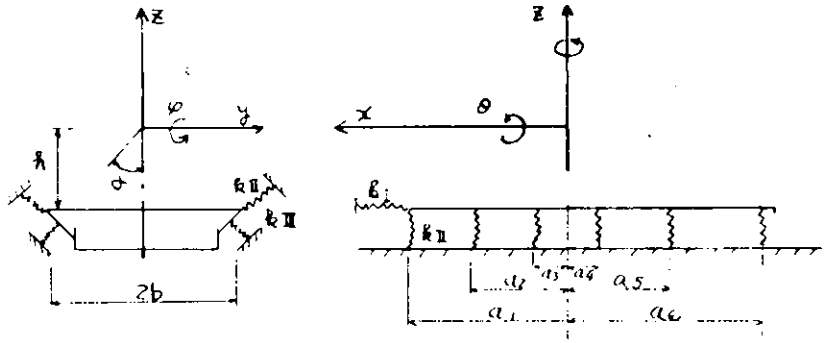


図 6.3.9 傾斜形支持

傾斜形の特徴は図6.3.9に示すようにαの角度を適当な値に選び$y-\theta$系の連成をなくすことにある。その場合の条件は

$$\frac{\left(1-\frac{k_{II}}{k_{III}}\right)\cot\alpha}{\left(1+\frac{k_{II}}{k_{III}}\right)\cot^2\alpha}=\frac{h}{b} \quad \cdots\cdots (6.3.38)$$

を満足させることである。

この場合の復元系数Kijは

$$K_{11}=nk_I$$
$$K_{22}=n(k_{II}\cos^2\alpha+k_{III}\sin^2\alpha)$$
$$K_{33}=n(k_{II}\sin^2\alpha+k_{III}\sin^2\alpha)$$
$$K_{44}=k_{33}b^2-k_{22}h^2$$
$$K_{55}=(k_{II}\sin^2\alpha+k_{II}\cos^2\alpha)\Sigma a_i^2+nk_I h^2$$
$$K_{66}=(k_{II}\cos^2\alpha+k_{III}\sin^2\alpha)\Sigma a_i^2+nk_I h^2$$
$$K_{15}=-nk_{II}h$$

で与えられる。また固有振動数は

$$\omega_2^2=\frac{K_{22}}{m} \quad \cdots\cdots (6.3.39)$$

$$\omega_3^2=\frac{K_{33}}{m} \quad \cdots\cdots (6.3.40)$$

$$\omega_4^2=\frac{K_{44}}{m} \quad \cdots\cdots (6.3.41)$$

$$\omega_6^2=\frac{K_{66}}{Iz} \quad \cdots\cdots (6.3.42)$$

$$\omega_{15}^2=\frac{1}{2}\left\{(\nu_{11}^2+\nu_{55}^2)\pm\sqrt{(\nu_{11}^2-\nu_{55}^2)+4(K_{15}^2/mIy}\right. \quad \cdots\cdots (6.3.43)$$

で与えられる。

実際に防振ゴムを設計する場合の手順は水平形の場合と同様である。

(c) パッド形支持

水平形および傾斜形の場合には，低周波振動の絶縁および音響域振動の絶縁を兼ねた設計であるが，パッド形の場合には低周波域振動を無視し音響域振動のみに焦点を絞った設計であるといえる。

一般に鋼板とゴムとを組合わせた場合の音響振動の透過率Tはそれぞれの固有音響抵抗をR_1，R_2として，

$$T = \frac{4\ R_1/R_2}{(1+R_1/R_2)^2} \quad \cdots\cdots (6.3.44)$$

で与えられる。

具体的な数値を上式にあてはめてみると，

$R_1 = \rho_1 C_1 \fallingdotseq 4\times10^6$　$g/cm^2\ sec^2$（鋼板）

$R_2 = \rho_2 C_2 \fallingdotseq 1\times10^4$　$g/cm^2\ sec^2$

ρ：密度

C：音速

$R_1/R_2 = 400$

$$T = \frac{4\times400}{401^2} \fallingdotseq 0.01$$

となり透過損失として20 dBが期待できる。

実際にパッド形の防振ゴムを設計する場合に用いる理論は水平形支持法と同じであるが，設計指針としては低周波域の共振を固有振動数を高くすることによって逃れ，音響域振動の伝達は，鋼板とゴムの組合せによって遮断するという方法を採用する。従って用いるゴムのばね定数は水平形と比べ大きな値となる。

6.3.6　浮き床，浮き壁，浮き天井（居住区の防振構造と実施例）

船内騒音を分類すると固体伝搬音と空気伝搬音とになるが，中でも固体伝搬音が居住区により多くの影響を及ぼすことは周知の事実であり，この低減が船内騒音の減少に結び付くと考えて良い。固体伝搬音は音源で振動絶縁することが防音上最も有効な手段であるが，防振材によって完全に遮断することは困難である。又プロペラの水圧変動による船体振動による伝搬などのように避けられないものもある。したがって，これらの固体伝搬音を受音室である居住区側に於て遮断する必要が生じる。

壁体からの放射音や拡散音は，一般に壁体の振動速度レベルに比例し，これによる騒音を減少させるには壁体の振動を抑止しなければならないので，船室の固有振動数を可聴域振動数に比べて十分小さくし，可聴域振動数における振動伝達率を小さくする。

(1) 基本原理

浮き構造とは船体構造を伝わる振動を天井，壁，床などの音響放射壁に伝達させないように，振動防止機器（防振ゴム，バネ等），設備（浮き床），施設（つり基礎，浮き基礎）などを組み合わせた船室側の大型騒音振動防止装置である。

浮き構造の施工範囲についてみると，次のようになる。

- 居住区全体を浮き構造とする。
- 床材を含め，船室内の造作材を浮き構造とする。
- 船室内の一部の造作材を浮き構造とする。（一般に固体伝搬音が周囲から一様に放射される区画の騒音は浮き構造となっていない面からの騒音に支配されるので効果は前2項に比べ当然良くない。）

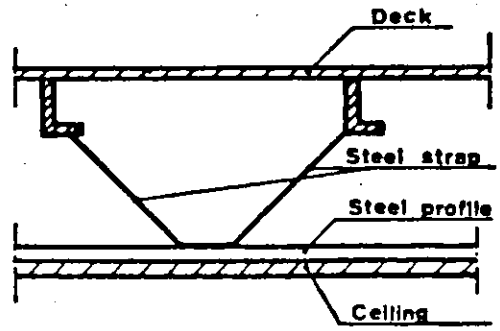


図　6.3.10　鋼索による吊天井

又，浮き構造には防振ゴム，ロックウール（主として

床材)，スチールワイヤ(図6.3.10に吊り天井に使用した一例を示す。)などの弾性材料が使用され，その設計には次の事項を考慮する。

- ○ 造作材荷重が弾性支持材の許容荷重以下であること。
- ○ プロペラ，主機などの外部起振力と防振支持した船室の固有振動数との共振を避けること。

上述を考慮した防振材設計フローチャートを図6.3.17に示す。ただし，ここで次の点に注意する必要がある。

- ○ 防振材に作用する荷重：

  船室の自重の他に船体運動による垂直・水平方向の加速度による荷重を考慮しなければならない。

- ○ 一自由度系の固有振動数：

  図6.3.18で例を示したように，振動モデルの応答を考えると振動数比がある値以上となると防振効果が期待できる。しかし，一般には材料の弾性係数が振動条件下で静的なものより大きく，また，粘性係数が高周波数になるほど大きくなるなどのほか，ヒステリシス損失や波動効果も存在するなどのために，図6.3.19に示した天然ゴムのモデル実験のように，全く異った応答を示し振動伝達率がそれ程減少しない場合も発生する。更に音響上完全な架橋防止が得られるような正確な現場作業も中々期待できない。これ等の理由により，余裕をとり2～3の振動数比で設計するのが一般的である。

(2) 実施例と効果

図6.3.11は広範囲に浮き構造を施工した例であり，UPP.Dk上では全周囲弾性支持，POOP Dk より上では機関室面壁側で弾性支持を施工している。図6.3.12は代表的な場所における騒音計測結果であり，また表6.3.1は通常構造の姉妹船と騒音を比較したものである。但し本船は次の機器対策も併せて実施している。

- ○ 発電機，発電機関，排ガス管の弾性支持
- ○ 排ガス　エコノマイザー，機関室用通風機吸気孔部の防音対策

（構造，その他詳細は図6.3.24を参照）又図6.3.13および14は別の船に浮き構造を実施した場合の騒音計測値とその改善効果を示したものである。(詳細は図6.3.28を参照）表6.3.2は国内造船所の協力を得て，浮き構造についてアンケート調査した結果（図6.3.20～6.3.30参照）をまとめたものである。固体伝搬音対策では，機器対策を併行して実施する場合が多く，浮き構造のみの防音効果を正確に評価することは容易でないが，これらのアンケートにより騒音改善は

- ○ 船室の全周囲を浮き構造とする場合：約10 dB(A)
- ○ 一部に通常構造を残す場合　　：約 5 dB(A)

程度と言えよう。しかし，全周囲を浮き構造とする場合でも，図6.3.24の効果が示すように，はじめの目標の約半分しか効果の上がらぬこともある。これは主として施工精度に問題があって，弾性支持部の一部が，普通の固着に近い状態になっているためと考えられる。従って図6.3.15および図6.3.16に示すような部分にも，防音上の十分な配慮が要求される。

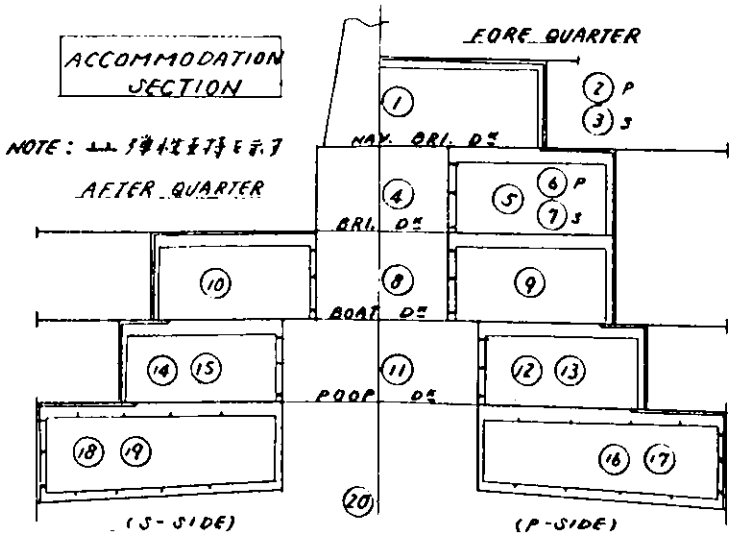


図　6. 3. 11

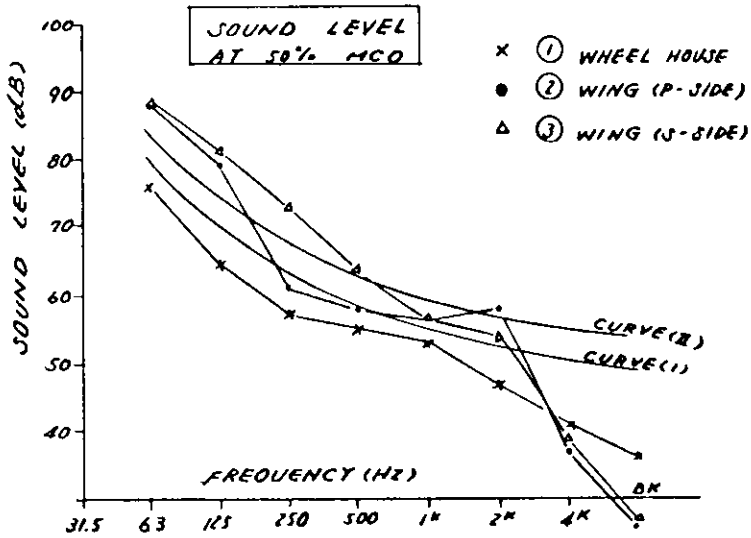


図　6. 3.12　オクターブ分析曲線

表　6. 3. 1
計測データ比較表

（海上試運転時 MCO出力時）

番号	計測場所	姉妹船 平均値 dB(A)	S.A.SABIE dB(A)
①	操舵室中央	70	63
②	〃 左舷	79	73
③	〃 右舷	80	74
④	BR.DK 前部居室	61～66	52～58
⑤	〃 無線室	66	55
⑥	〃 左舷居室	64～66	53～54
⑦	〃 右舷居室	61～66	52～58
⑧	BOAT DK 前部居室	62～69	53～55
⑨	〃 左舷居室	63～65	55～57
⑩	〃 右舷居室	65～67	53～61
⑪	POOP DK 前部居室	63～65	55～58
⑫	〃 士官喫煙室	68	59
⑬	〃 士官食堂	69	62
⑭	〃 士官喫煙室	74	65
⑮	〃 士官食堂	74	63
⑯	UPP. DK. 左舷前居室	68	54～55
⑰	〃 左舷後居室	74	58～62
⑱	〃 右舷前居室	72	56～61
⑲	〃 右舷後居室	76	58～61
⑳	発電機据付位置	103～104	101～103

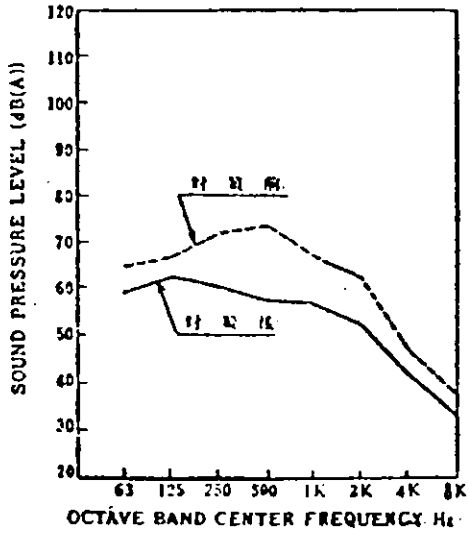


図　6. 3.13　浮構造による騒音対策前および後の比較[2)]

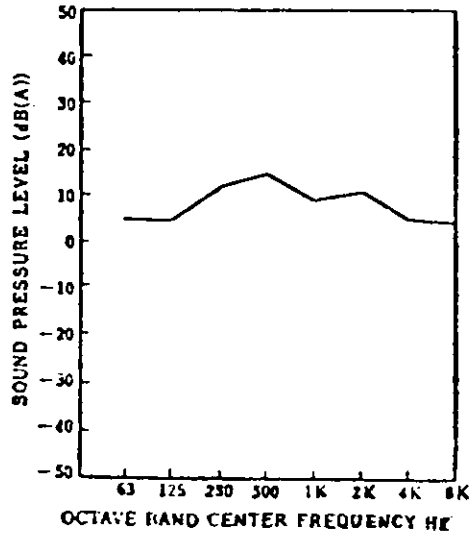


図　6. 3.14　浮構造による騒音減衰効果[2)]

表　6.3.2　アンケート総括表

	DWT 船種	CLASS 主機関	内装材 床	内張り	間仕切り	天井	F_n'/F_p	騒音改善 dB(A)	備考
A	372,200 TANKER	LRS	RW	R	—	—		7	RECREATION RM
B	19,000 BULK CARRIER	AB SBG	RW	R	R	R		5~8	STEWARD CABIN
C	SUCTION DREDGER	USSR	R	—	—	—			ALL CABIN
D	TRAWLER		R. BELT	—	—	—			ELECTRIC RM
E	19,700 CARGO	NK JG	R	R	R	R	2.7	5	3RD. OFF. RM
F	19,212 CARGO	GL	RW	—	—	—	3.5	5	ABLE SEAMAN RM
G	15,567 CARGO	NK JG	R	R	R	R		5	TALLY OFFICE
H	27,000 BULK CARRIER	LR DDGSI	—	R	—	R			HOSPITAL
I	34,400 BULK CARRIER	LR NSC	R	R	—	R	1.2 s 2.7	9	CREWS MESS ROOM
J	60,200 BULK CARRIER	LR NSASN	RW	R	R	R	1.3		1/ENG. BED RM 及び SPARE CREW RM
K	27,140 BULK CARRIER	AB SBG	R	R	R	R	1.7	11	主として上甲板上の居住区 機器対策有り.

注）　R　：ラバーパッキング

RW：ロックウール

Fn′：浮き構造固有振動数

Fp　：プロペラによる振動数

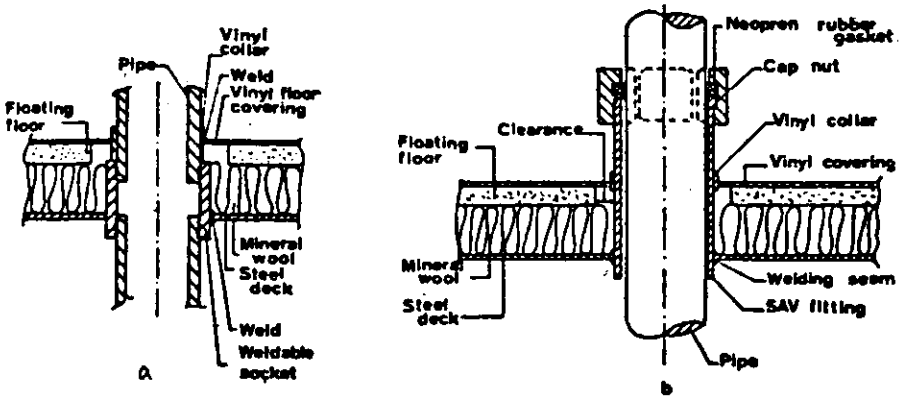


図　6.3.15　パイプ貫通部例[4)]

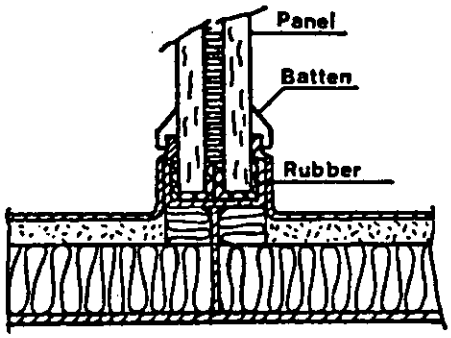


図　6.3.16　耐火構造の端部処理例[4)]

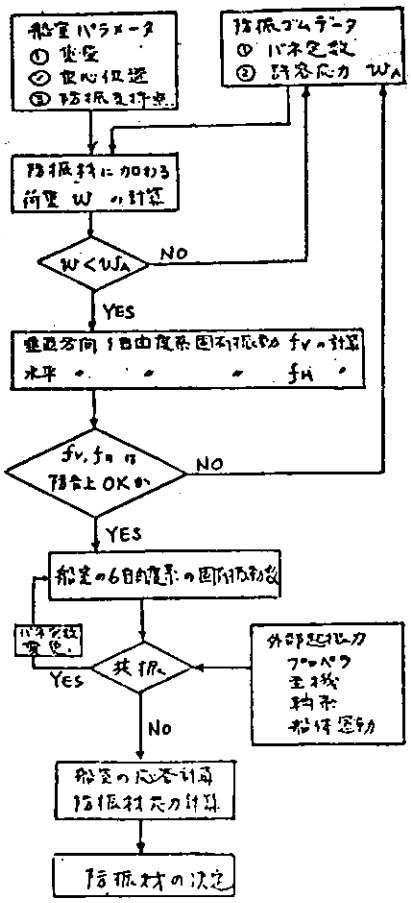


図　6.3.17　防振材設計フローチャート

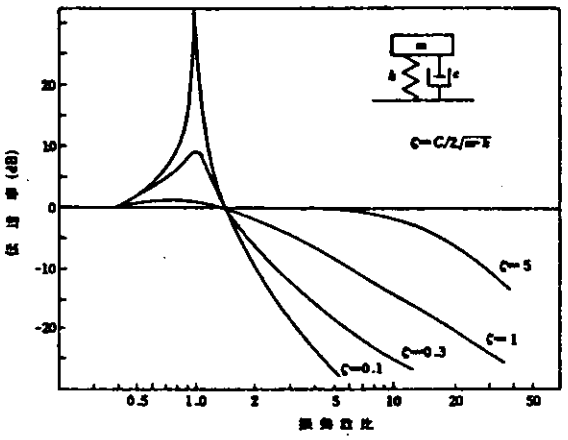


図　6.3.18　マックスウエルモデルの振動伝達率

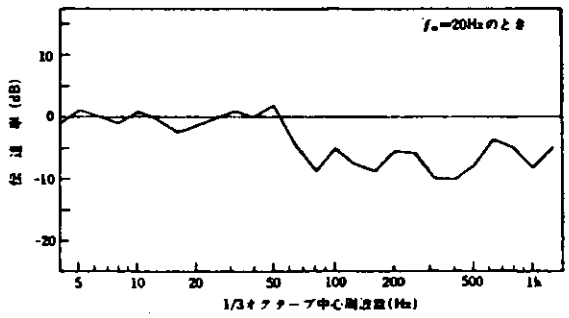
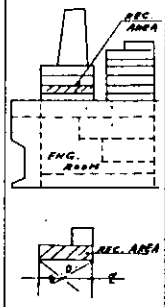
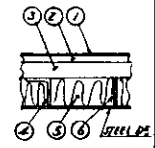
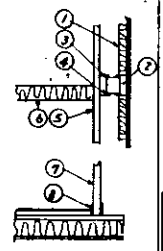
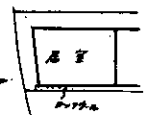


図　6.3.19　伝達率計測結果

実施会社名 および実施船 スペック 種類	船級	主管庁	実施場所 又は 概略配置	浮構造 概要	浮構造 材料	浮構造 施工要領	効果の予測計算式	備考
372,203 DWT TANKER	LR		RECREATION AREA 	1.床 アングル材を桁組とし、それを甲板に溶接し、その上にPLY WOODを敷きつめる。	① PVC TILE OR CARPET ② LATEX DS COMP 10t ③ PLY WOOD 22t ④ ANGLE 150×50×6 ⑤ ROCK WOOL 50t ⑥ FITTING PIECE 70×6		本計算は機関室内甲板上のF.O. FANからの固体伝搬音を低減するために、行われたもので効果として約7dB低減できると考えられる。なお対策なしの場合の値は類似船の実測値から推定したものである dB(A) 対策有：実測値 対策無：予測値	
				2.内張 上部は防振ゴムにより浮構造とし、下部は浮床の上にチャンネルで取付する。なお吸音材はロックフォンを使用	① ROCK WOOL 25t ② FITTING PIECE ③ RUBBER ISOLATOR ④ CHANNEL ⑤ LINING (ASBESTOS) 2t ⑥ CEILING (ROCKFON) ⑦ LINING (ASBESTOS) 2t ⑧ CHANNEL			
					防振ゴム 内引用 (PR-8006) 個数 5個/m² バネ定数 115kg/cm 許容荷重 50kg			

	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
対策有	61	49	55	56	56	56	60	61
対策無	68	52	64	69	58	56	51	51
効果	-7	-3	-9	-14	-4	-2	-3	-10

図 6. 3. 20

実施会社名 および実施船 スペック 種類	船級	主管庁	実施場所 又は 概略配置	浮構造 概要	浮構造 材料	浮構造 施工要領	効果の予測計算式	備考
29,000 DWT	AB	JPG	STOWARD'S CABIN		防音パネル用防振ゴム ばね定数 180kg/cm	床 内張および間仕切 天井	同型船シリーズで上甲板上居室用に於いて(3～70dB(A))を計測したので浮構造を実施した場合60～62dB(A)の効果が得られた。	

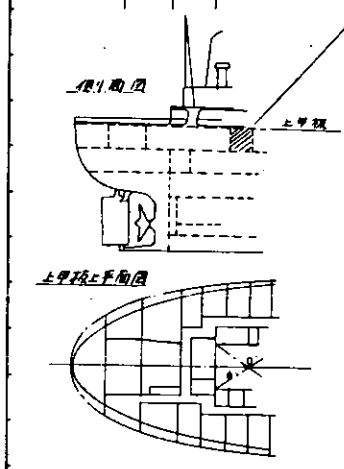


図 6. 3. 21

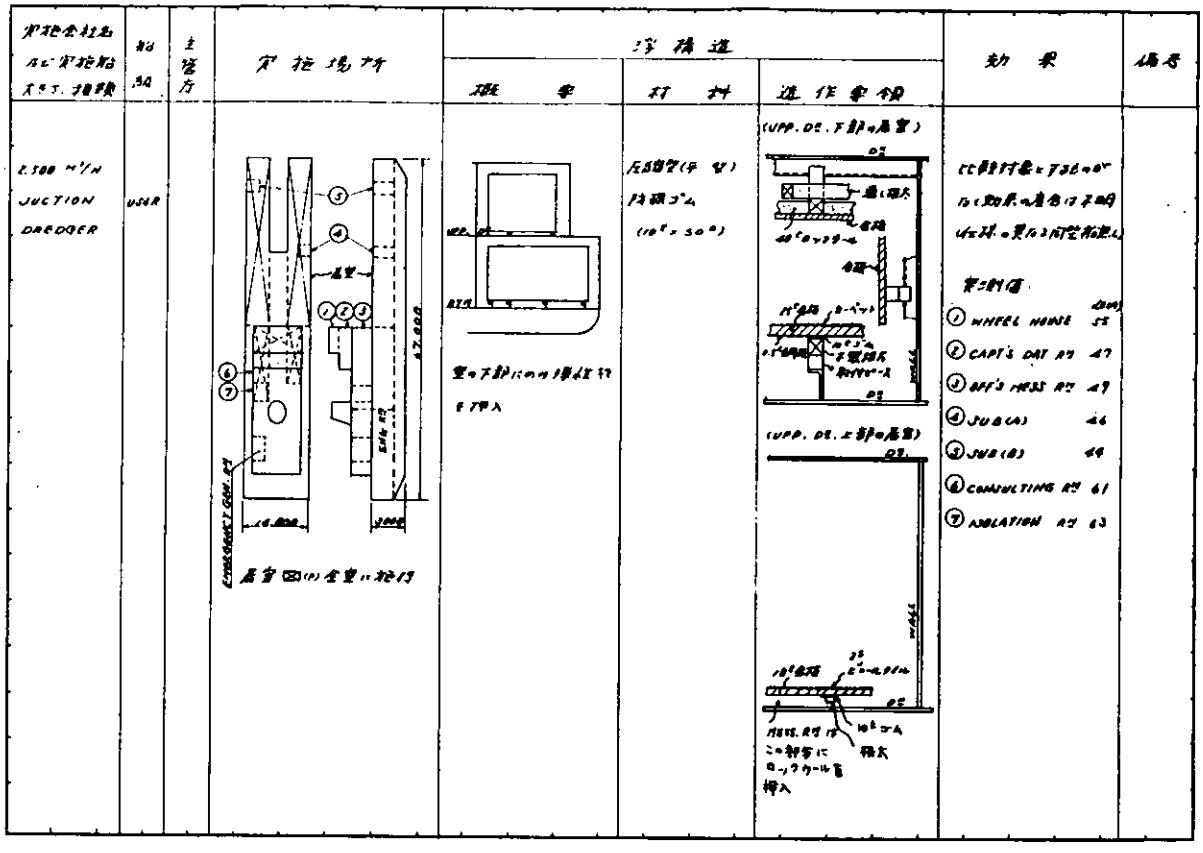

2,500 M³/H
JUCTION
DREDGER
USSR
(UPP. DE. 下部の高音)
(UPP. DE. 上部の高音)
WHEEL NOISE
CAPT'S CAT
OFF'S MESS
JUB (A)
JUB (B)
CONSULTING
ISOLATION

図 6. 3. 22

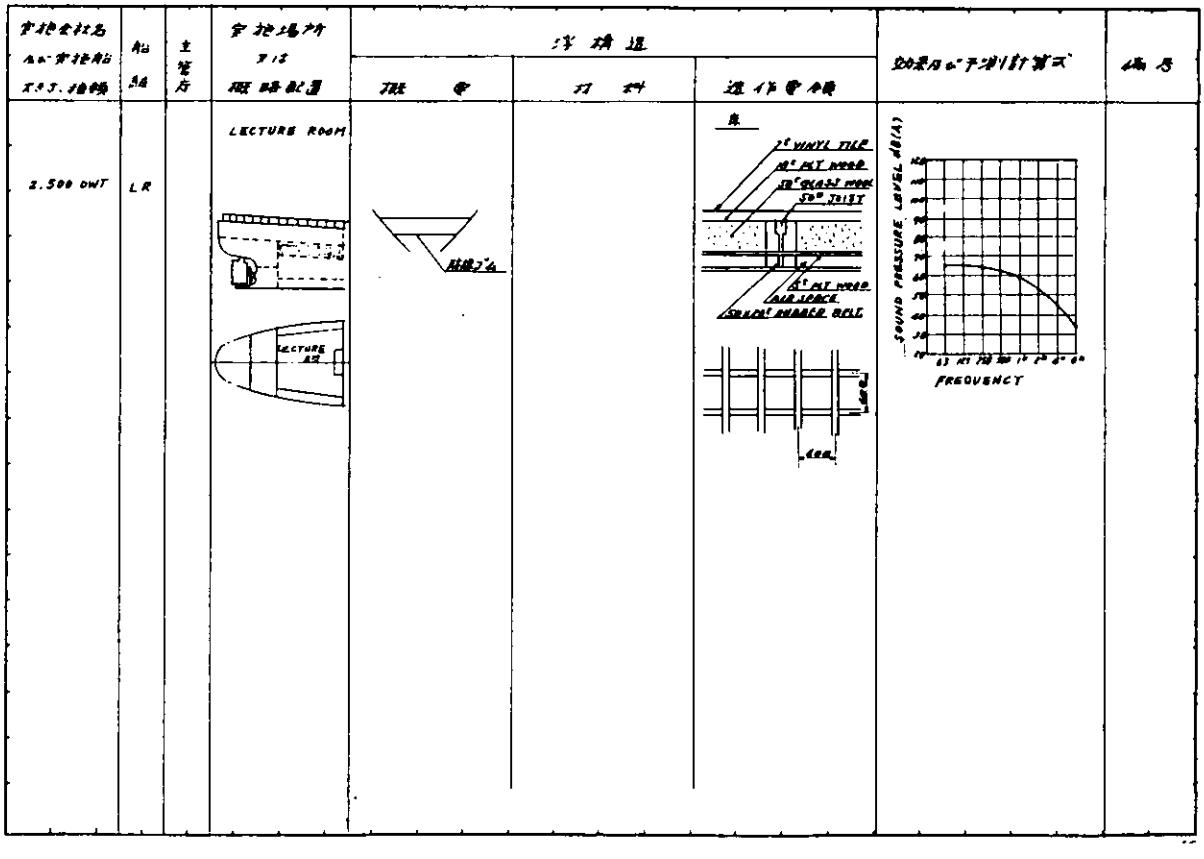

2,500 DWT
LR
LECTURE ROOM
LECTURE
VINYL TILE
PLY WOOD
GLASS WOOL
JOIST
PLY WOOD
AIR SPACE
RUBBER BELT
SOUND PRESSURE LEVEL dB(A)
FREQUENCY

図 6. 3. 23

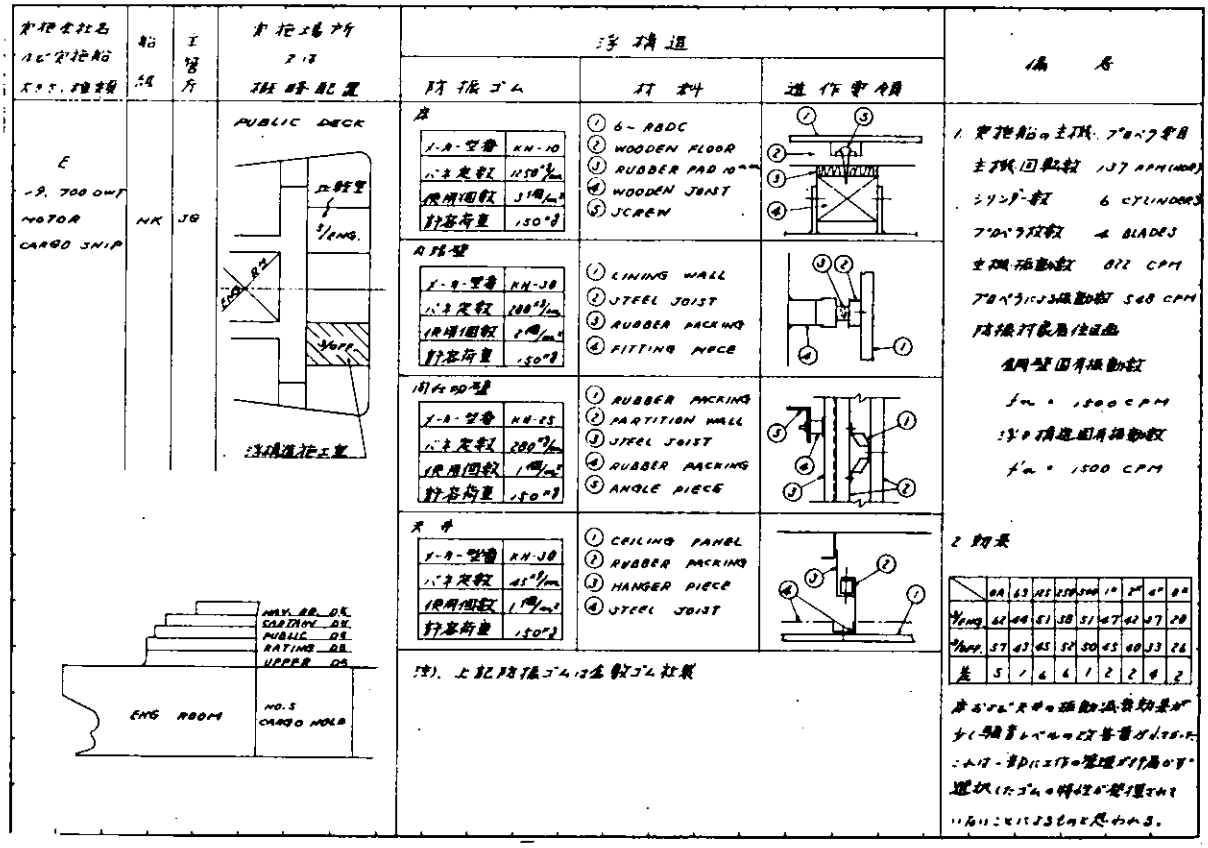

E
19,700 DWT
MOTOR
CARGO SHIP
NK
JG
PUBLIC DECK
ENG.
SHOP
MAV. DR. DK.
SORTING DK.
PUBLIC DK.
RATING DK.
UPPER DK.
ENG ROOM
NO.5
CARGO HOLD
LINING WALL
STEEL JOIST
RUBBER PACKING
FITTING PIECE
PARTITION WALL
ANGLE PIECE
CEILING PANEL
HANGER PIECE
STEEL JOIST

図 6. 3. 26

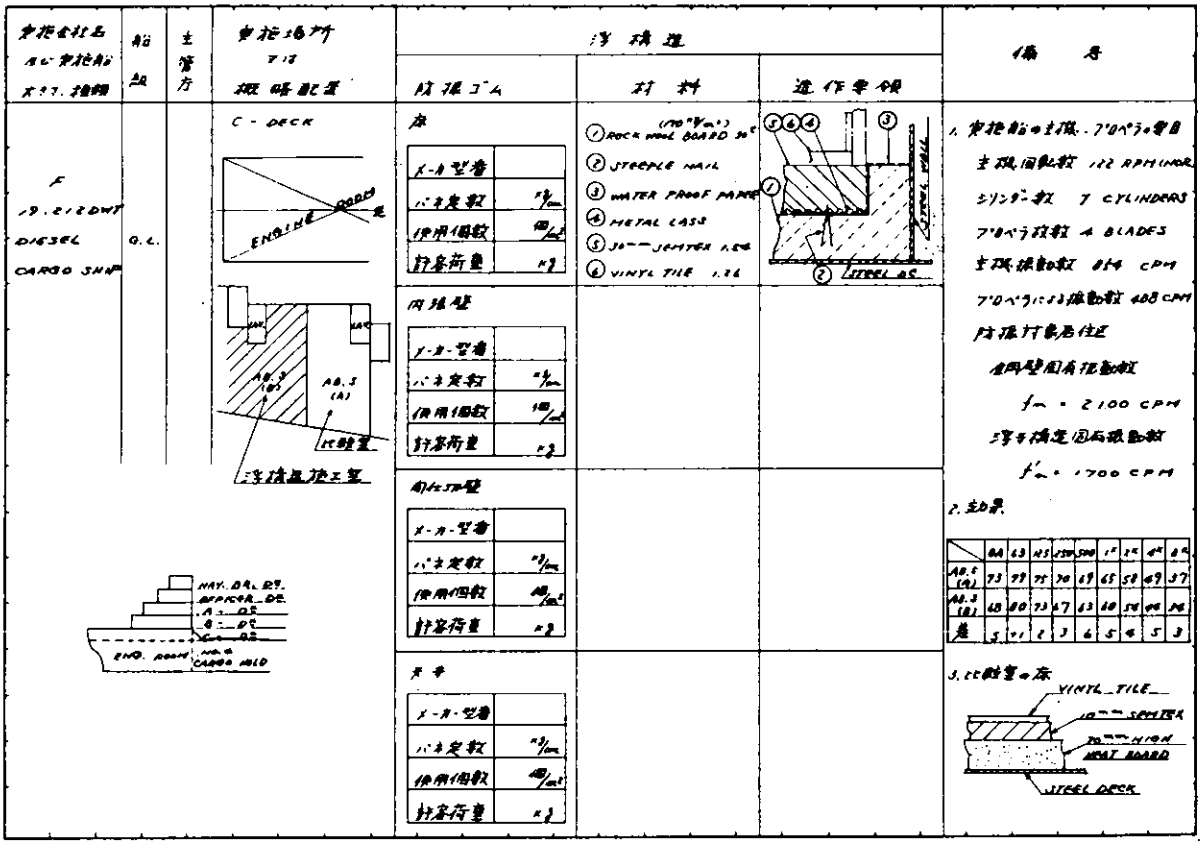

F
19,212 DWT
DIESEL
CARGO SHIP
G.L.
C-DECK
ENGINE ROOM
AB.3 (B)
AB.5 (A)
MAV. DR. DK.
SORTING DK.
A DK.
B DK.
ENG. ROOM
NO.4
CARGO HOLD
ROCK WOOL BOARD
STEEL DECK
VINYL TILE
HEAT BOARD

図 6. 3. 25

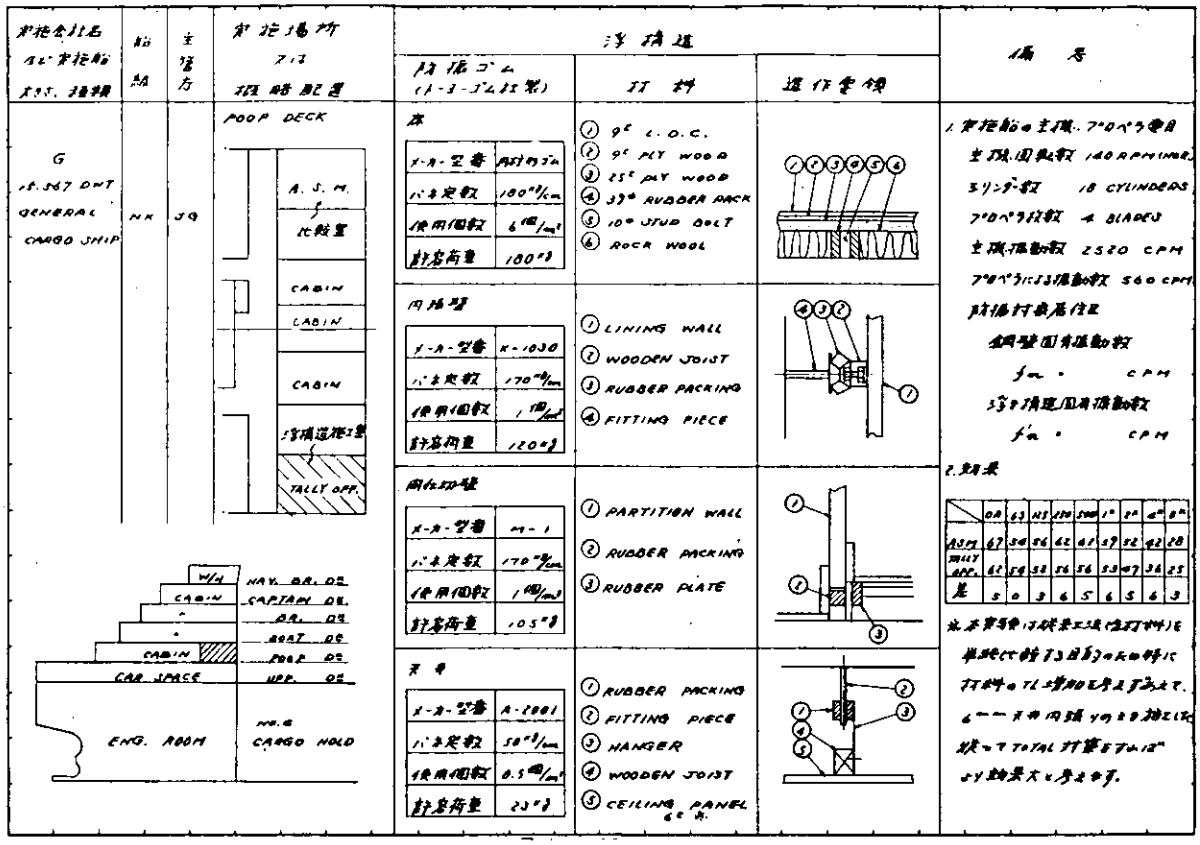

実施会社名
船級
主管庁
実施場所
浮構造
防振ゴム
打材
遮音要領
備考
POOP DECK
A. S. M.
化粧室
CABIN
CABIN
CABIN
浮構造推工室
TALLY OFF.
W/H
NAV. BR. DE
CAPTAIN DE
BR. DE
BOAT DE
POOP DE
UPP. DE
CAR. SPACE
ENG. ROOM
NO. 4
CARGO HOLD
LINING WALL
WOODEN JOIST
RUBBER PACKING
FITTING PIECE
PARTITION WALL
RUBBER PLATE
RUBBER PACKING
FITTING PIECE
HANGER
WOODEN JOIST
CEILING PANEL

図　6. 3. 26

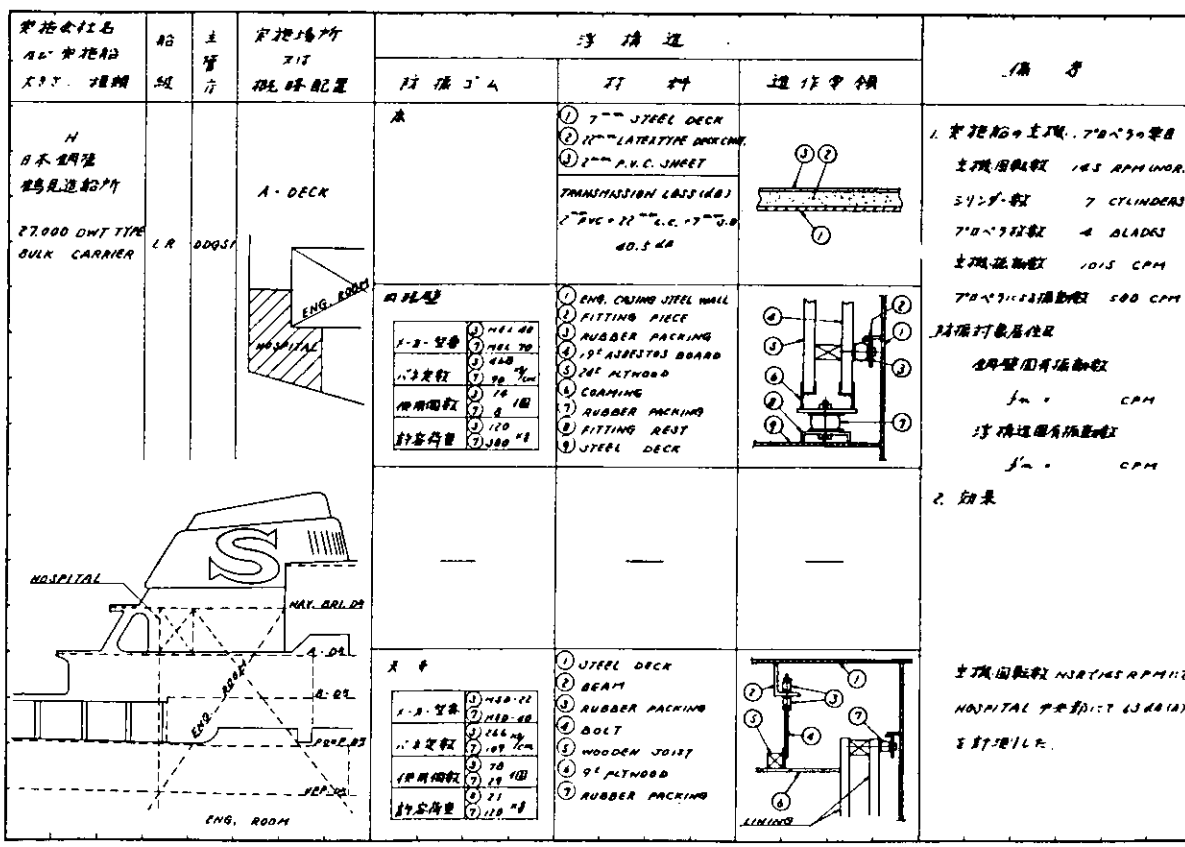

実施会社名
船級
主管庁
実施場所
浮構造
防振ゴム
打材
遮音要領
備考
A・DECK
ENG. ROOM
HOSPITAL
HOSPITAL
NAV. BR. DE
A. DE
A. DE
POOP DE
UPP. DE
ENG. ROOM
ENG. ROOM
STEEL DECK
BEAM
RUBBER PACKING
BOLT
WOODEN JOIST
PLYWOOD
RUBBER PACKING
LINING

図　6. 3. 27

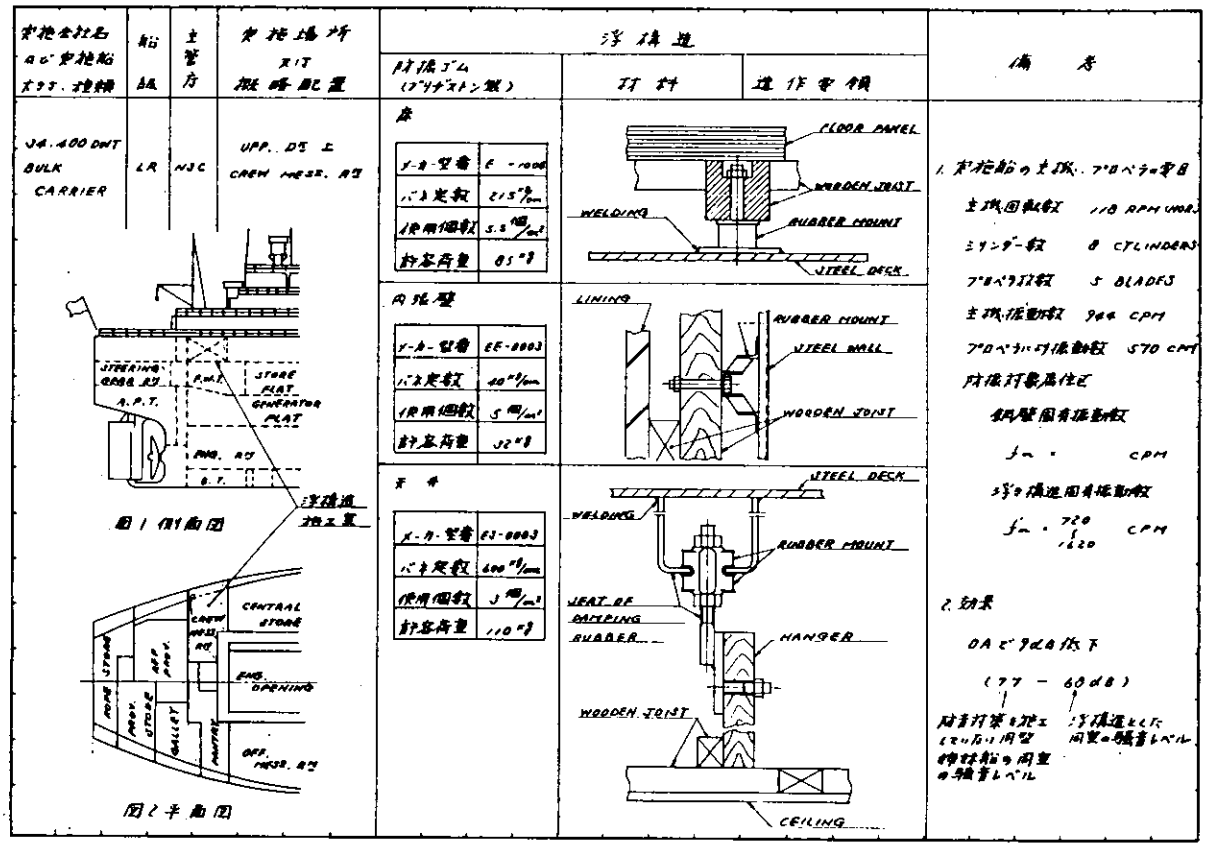

実施会社名 及び実施船 大きさ、種類
船級
主管庁
実施場所 及び 概略配置
浮構造
防振ゴム (プリナストン製)
材料
施工要領
備考
34,400 DWT BULK CARRIER
LR
NSC
UPP. DK 上
CREW MESS. RM
床
壁
天井
FLOOR PANEL
WOODEN JOIST
WELDING
RUBBER MOUNT
STEEL DECK
LINING
STEEL WALL
STEEL DECK
HANGER
CEILING
1. 実施船の主機、プロペラ要目
主機回転数 118 RPM (NOR.)
シリンダー数 8 CYLINDERS
プロペラ枚数 5 BLADES
主機振動数 944 CPM
プロペラ枚数振動数 590 CPM
防振材取付位置
隔壁固有振動数
浮構造固有振動数
2. 効果
DA で 9dB 低下
(77 − 68 dB)
図1 側面図
図2 平面図

図 6. 3. 28

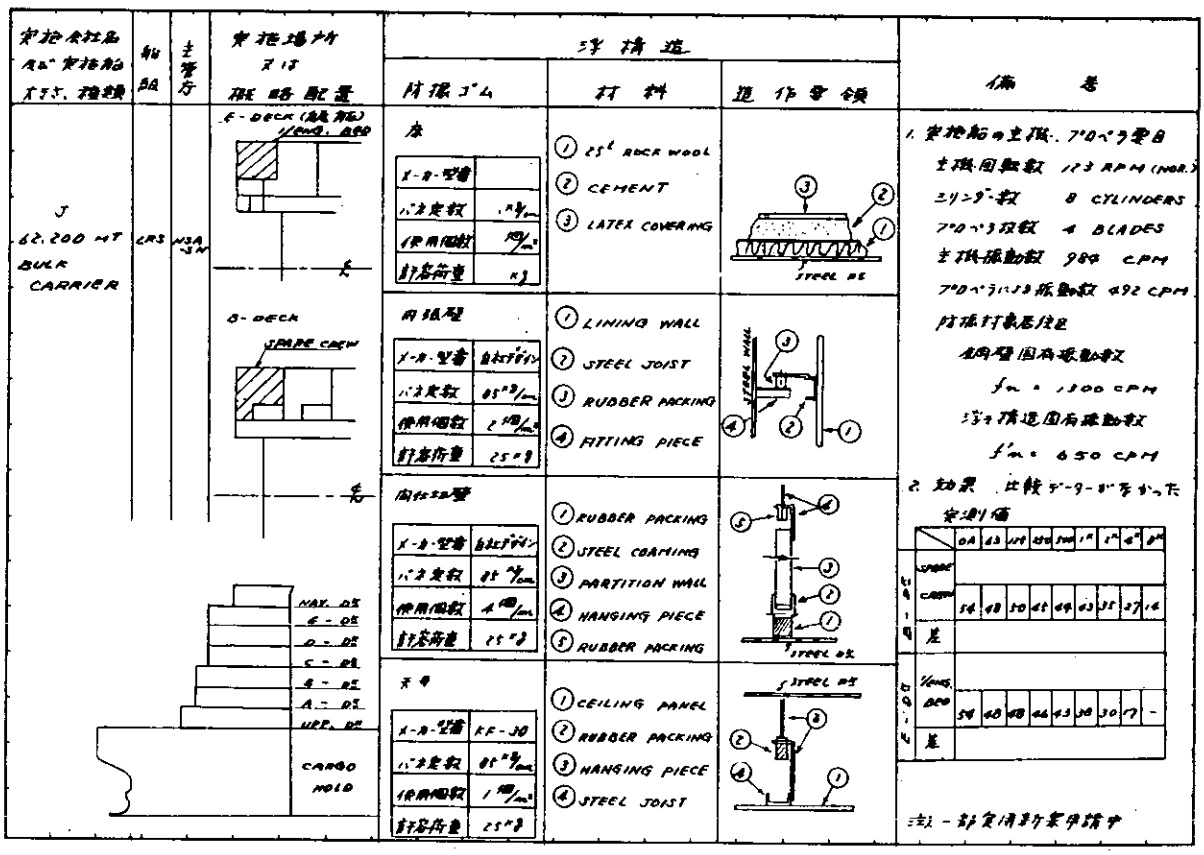

実施会社名 及び実施船 大きさ、種類
船級
主管庁
実施場所 及び 概略配置
浮構造
防振ゴム
材料
施工要領
備考
J
62,200 MT
BULK CARRIER
LRS
NSA
E-DECK
SPARE CREW
CARGO HOLD
① 25t ROCK WOOL
② CEMENT
③ LATEX COVERING
① LINING WALL
② STEEL JOIST
③ RUBBER PACKING
④ FITTING PIECE
① RUBBER PACKING
② STEEL COAMING
③ PARTITION WALL
④ HANGING PIECE
⑤ RUBBER PACKING
① CEILING PANEL
② RUBBER PACKING
③ HANGING PIECE
④ STEEL JOIST
STEEL WALL
STEEL DK
1. 実施船の主機、プロペラ要目
主機回転数 123 RPM (NOR.)
シリンダー数 8 CYLINDERS
プロペラ枚数 4 BLADES
主機振動数 984 CPM
プロペラ枚数振動数 492 CPM
防振材取付位置
隔壁固有振動数
浮構造固有振動数
2. 効果 比較データーがなかった
実測値
注 − 新実用新案申請中

図 6. 3. 29

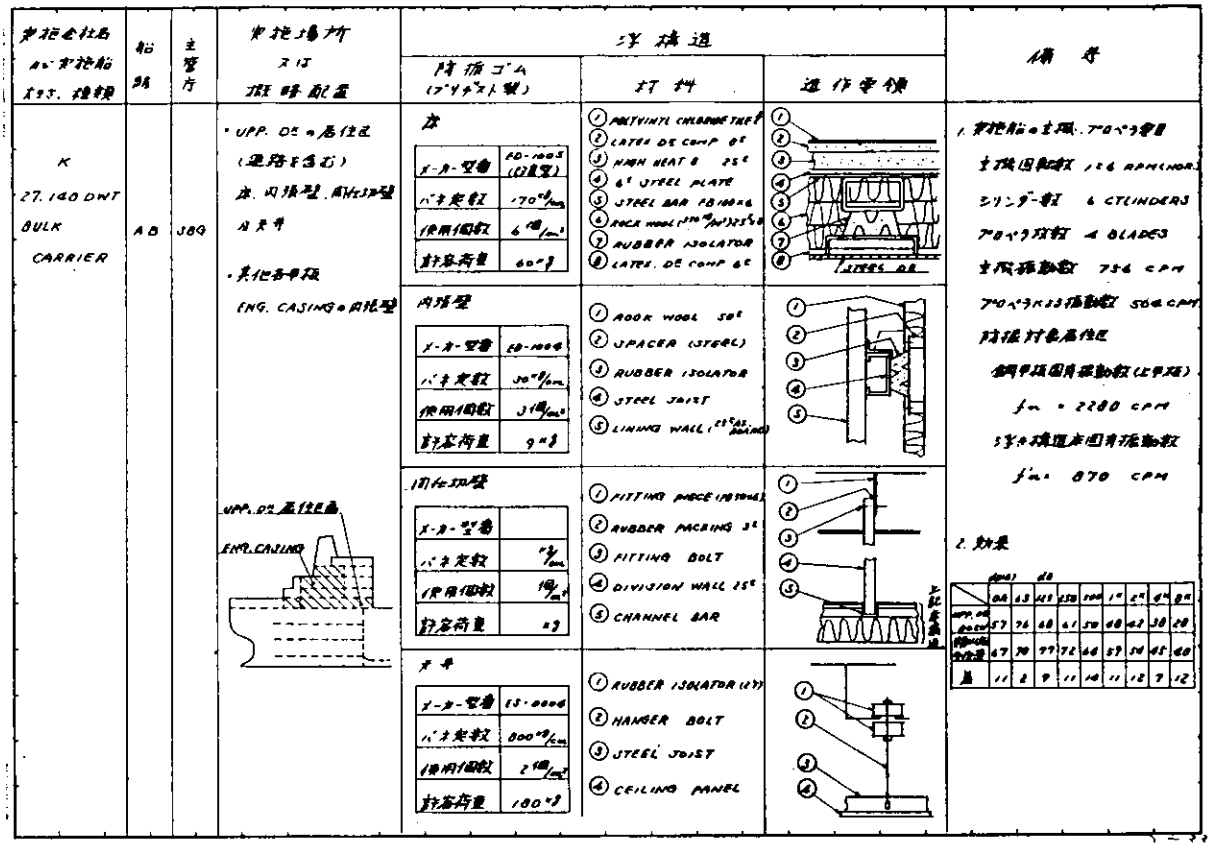


図 6. 3. 30

参 考 文 献

○ SR 156 調査資料 No. 6

「防振材調査報告書(その2)」

第6章 振動遮断構造(受音室側)

○ 日本鋼管技報 No. 70

「浮き構造による船室の騒音防止対策」

○ 造船技術 1976年10年

「西独籍船 S. A. SABIE号の騒音対策」 (三井 藤 永田)

○ NTNF report 「Noise Control in Ships」

○ 日本アスベスト ニチアス技術時報 '77/9 No. 5

○ SR 156 51年度報告書 "機関制御室 浮構造の仕様"

○ 川崎技報 62号

○ SR 156 調査資料 No. 4

「防音材調査報告書」

6.4 制振材料

6.4.1 一般

制振材は，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生する場合，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り，一次騒音源に直接施工する時最も効果がある。

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。損失係数は大きい程振動の減衰，従って振動による騒音の発生は小さい。

損失係数の測定法は多数あるが，減衰法と共振法が一般的である。

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り，振動減衰の効果も異るので騒音対策に利用する場合慎重な配慮を要する。

機械的に加振する場合には振動減衰によって放射音のパワーは減少するので，損失係数の影響は大きく，防振材は発音体に直接貼付すると効果が大きい。又発音体から振動として伝達して来て周囲の構造体，カバー等が共鳴し発音している場合にも効果がある。

共振状態で音が放射されているような場所では，制振材の効果は大きく10～20 dBも減音することがある。この場合，振動変位の最も大きい所に制限対策をすると効果が大きい。

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，機械加振によるものであることを確めて対策をたてることが必要である。

但し，空気加振の場合でも重量増加による遮音特性の改善は期待出来る。又，機械的加振，空気加振いずれの場合も放射パワーは面密度の二乗にほぼ逆比例するので重くするのが最も効果的である。

剛性の非常に大きい骨材等には効果が少ない。

次に制振材を使用するに際して，耐油性，耐水性等の材料としての一般的な特性に注意するのは当然であるが，損失係数を左右する厚み比，温度，周波数についても注意を要する。

(1) 厚み比ξ

厚み比とは基板に対する制振材の厚みの比であり$\xi=2\sim3$迄ではξの増加に伴って損失係数は増加するが，それ以上では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。

(2) 温　度

一般に温度による性能の変化は大きく，性能が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ため。使用場所の温度に合った材料を使用することが大切である。

(3) 周波数

周波数の変化による性能の変化は一般に小さい。

(4) 遮音性

一般に制振材はかなりの遮音性を有するので，騒音対策に制振材を使用する場合には，この点もかなり考慮する必要がある。

(5) 減音量

ダンピングによって失われるエネルギーは，損失係数の大きな複合系程大きいが，複合系の損失系数と基板の損失係数をパワー比で考えると，固体音レベルの低下は以下で表わせる。

$$20\log\frac{\eta}{\eta_1}\ (\mathrm{dB}) \cdots\cdots (6.4.1)$$

η　制振材の損失係数　　η_1　基板の損失係数

なお，一応の目安としては$10\log\frac{\eta}{\eta_1}$程度が安全である。

6.4.2　制振材料のデータ集

ここでは，制振材の性能として定温状態においての損失係数を，周波数毎に表わした。

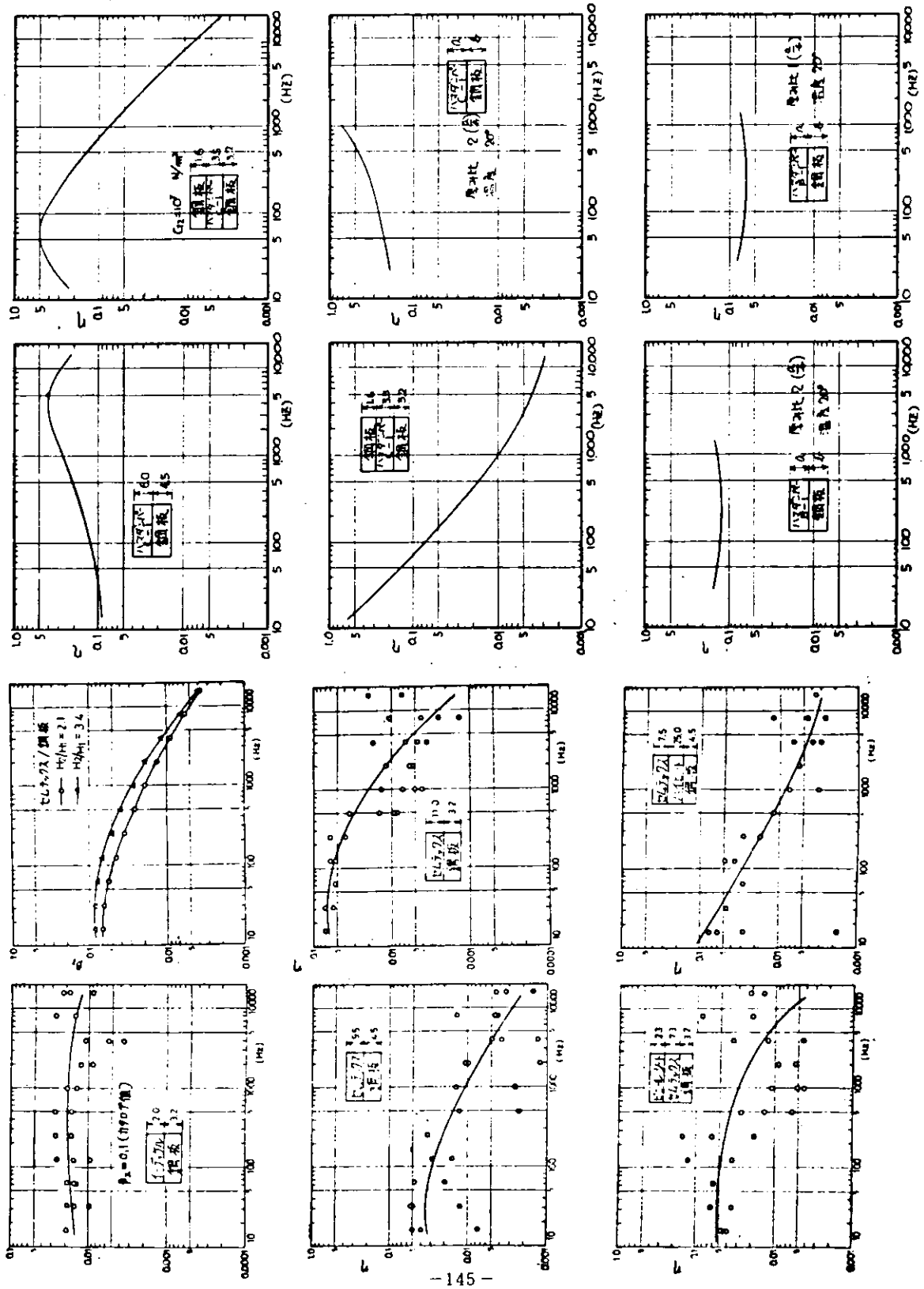
本データは，下記のデータを基に作成したものである。

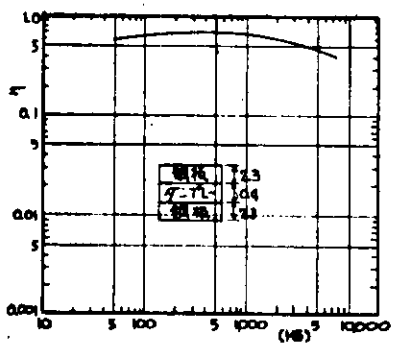
○ SR 156　調査資料　No. 3

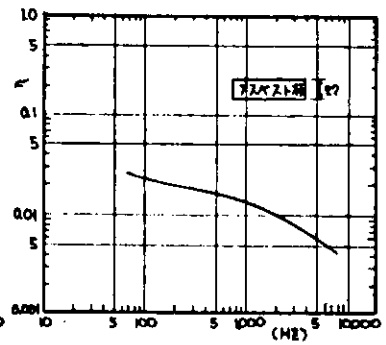
「船舶用防音材料」

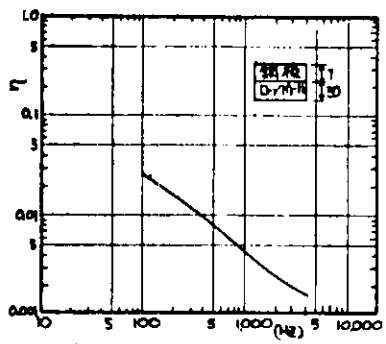
○ SR 156　51年度報告書

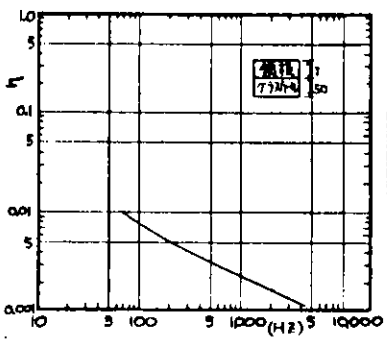
「固体音の遮断・減衰」

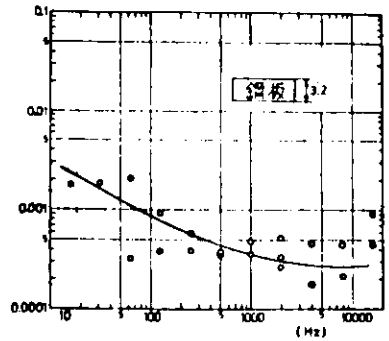


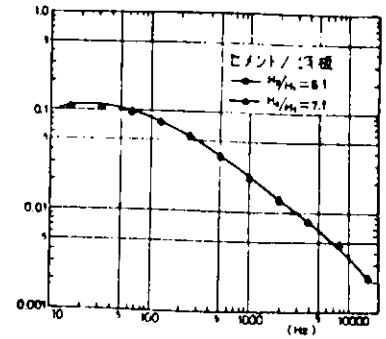

η
(Hz)

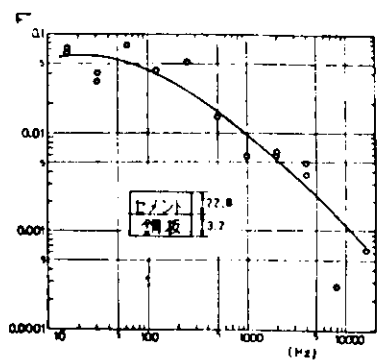

η
(Hz)

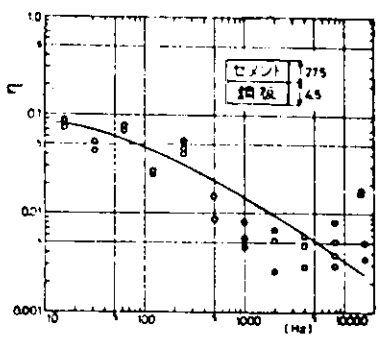

η
(Hz)

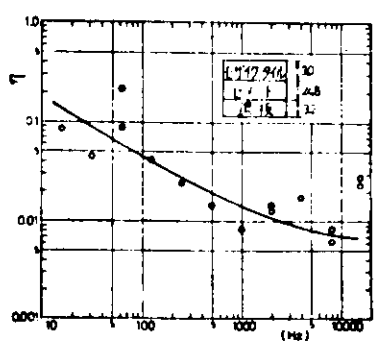

η
(Hz)


(Hz)


(Hz)


η
(Hz)


η
(Hz)


η
(Hz)

7. 騒 音 防 止 対 策

7.1 配置上の対策

騒音対策を考える場合，機器の防音防振対策，床構造の検討，吸音遮音を考えた居室内張材の選定，エアコン吹出口の対策等も，もちろん重要であるが，このような対策をする以前に，配置上の対策として，居室配置においては規制を受ける部屋の配置や騒音源となる機器室の配置，又機関室配置においては，エンジンケーシングの形状や配置，機関室出入口の配置，煙突配置及び機関室内音源機器配置を一般配置作成時に騒音面から十分検討しておくことが更に重要である。例えば，機器室に隣接して居室を配置し仕切り壁に防音対策を施工するより，機器室を配置しない方が有効である。つまり，機器や居住区の配置が決定されてからローカルに又，広域に騒音対策を施してもコストアップにつながりあまり有効ではない。

以上の観点から，この項では一般配置の段階で居住区配置や機関室配置を決める際の注意すべき点を示す。

7.1.1 居住区画

居住区の配置を決めるには，船全体の機能を優先的に考慮して，その中で機能を害しない程度に許される範囲内で配置を決定していくことが大きな前提であるが，この際居住区画の一般的な騒音分布の傾向や居住区内機器室よりの騒音の影響の程度を知りそれらを考慮して配置を決める必要がある。従って騒音対策をしていない従来の船の居住区の騒音がどう云うものであるか以下に述べた上で居室配置上の注意点を述べることとする。

(1) 居住区画における騒音分布の傾向

以下に述べる騒音分布の傾向は，造船設計委員会P37居住区騒音特別委員会の報告書をもとにまとめたものである。

(a) 居住区型式による騒音の違い

居住区の型式が機関室囲壁を取巻いているものと分離しているものでは，居住区の騒音は，一般的に分離型の方が若干低い。これを甲板層別にみてみると，下層甲板（上甲板第2，3層）の居室では，分離型の方が2 dB程度低く，上層甲板（上甲板第4，5層）では，殆んど同じという傾向がある。又，同じ取巻型でも船尾楼甲板のない場合とある場合では，上甲板第1層及び全層とも2 dB程度ブープデッキのある方が低い傾向にある。

(b) 図7.1.1に示すように，甲板層が上になるほど機関室より遠ざかるため，騒音が下る傾向にあり，この傾向は主機の種類により若干異なる。

一般にディーゼル船の場合，上甲板1層目と2層目では約5 dB，2層目から3層目では2～3 dB低下し，4層目では横ばい，5層目では逆に若干騒音が高くなる傾向にある。上層甲板で騒音が増加するのは，ディーゼル機関の煙突の排気音によるものと考えられる。又，特筆すべきことは，上甲板1層目の居室騒音が特に高くなっている。従って，居住区面積に余裕のある大型船では，上甲板1層目には居室を設けず倉庫等に利用する例が多い。

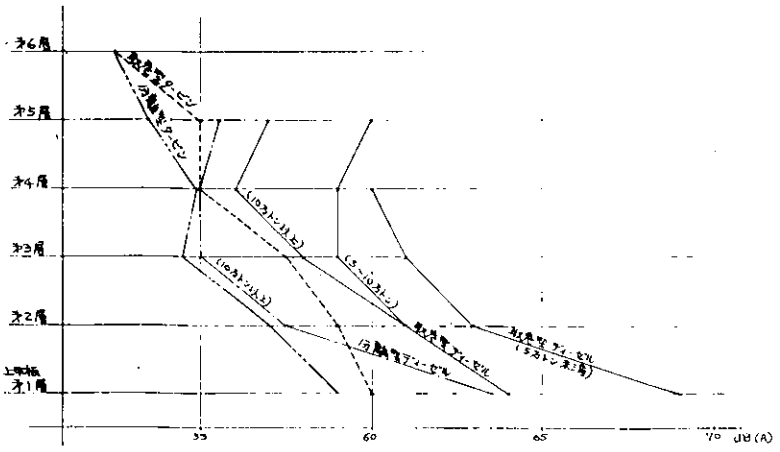


図7.1.1 居室甲板別騒音レベル

タービン船の場合は上甲板1層目から各層あがるごとに2 dB 程度減

少する傾向にある。

(c) 甲板層前後区画の比較

同一甲板上で前部と後部での騒音レベルの差は，図7.1.2に示すように分離型，取巻型のいずれの場合も各甲板とも騒音は2～4 dB程度後部の方が高い。このことは分離型の場合は一般に後部にエヤコンルームのような騒音源室が配置されていることや居住区後部に機関室，煙突，機関室用給排気口等の騒音源が配置されているためと考えられる。取巻型の場合は機関室用壁にそって機関室用トランクが上下に走っておりエンジンルーム後部に発電機が配置されているものが多いためと考えられる。

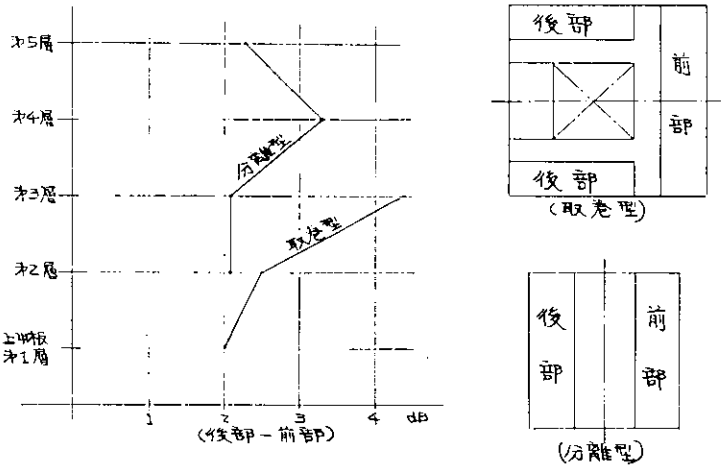


図7.1.2 区画による居室騒音の差

(d) 居住区内機器室よりの騒音の影響

居住区内機器室で居住区画に騒音の影響を与えるものにエアコンユニットルームがあり，この部屋から通風ダクトを通じて各部屋へおよぼす居室騒音は，エアコンユニットルームの配置よりむしろダクティングの方法に大きく影響される場合が多いが，ここでは部屋の騒音及び機器の振動そのものが周りの部屋へ与える影響について述べる。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影響するため，この部屋には防音工事を施し，かつ居室から少しでも離れた場所に配置するなど騒音，振動の影響を軽減するための配慮がなされている。エアコンユニットが影響をおよ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層離れると殆んど影響がなく同一甲板層でも隣接する前後・左右の隣室までであって，1室または通路を隔てれば殆んど影響はない。この傾向は，居住区内の他の機器室についても同じである。

(e) タンカーにおける荷役時の騒音の影響

タンカーにおける荷役時の騒音は，タービン船のように居住区の騒音が低いものでは，航走時よりも高くなる場合が多く，無視できないものがある。特に影響を受けやすいのは，甲板層でみると，上甲板第3層までであり，ディーゼル船でも航走時より騒音が高くなる場合が多く，部屋の騒音が70 dB(A)をこえることが多い。ポンプルームが機関室前部に配置されているためか，前部の方が騒音が高く，下層甲板ほどこの傾向は顕著である。又，イナートガス管を居室に隣接して配置した場合局部的に居室騒音に影響することが多い。

(f) 機関室用通風機及び通風ダクトの影響

機関室用通風筒は，上層の暴露甲板の近接した部屋及び下部1層目の部屋は通風機騒音の影響を受けやすく又，通風ダクトの一部がケーシングを兼用しているようなケーシングに隣接した部屋も同様である。しかしながら，同一甲板の部屋に対しては，通風筒をカウルヘッド型にして通風口を部屋と反対の方向に向けるだけでも影響を少くできる。

(2) 居室配置上の注意点

前述の居住区内の一般的な騒音分布や騒音源からの影響を考慮して騒音面からの居室配置上の注意点を以下にまとめて述べる。

(a) 配置上許されれば居住区は分離型とする。

(b) 図7.1.1よりも明らかなように上甲板第1層目は他の甲板と比べて特に騒音が高く，ディーゼル船においては，より顕著である。

従って，上甲板第１層目には居室を設けないようにし，上甲板第１層目に居室を配しなければならない場合は，居住区後部は避けるようにする。

(c) 居室はなるべく上層甲板に配し，下層甲板には公室や事務室を配するようにし，下層甲板に居室を配置する場合は，下層甲板前部に配置するようにする。

(d) 機関室囲壁回りは，機関室よりの空気音，囲壁よりの固体音が大きく影響するため，ここには，なるべくストア，ロッカ，ラバトリ，通路等を配し居室が直接囲壁に接しないようにする。

(e) 居住区内の音源室（エアコンユニットルーム，ファンルーム，冷凍機室，油圧機器室等）は，できるだけ下層甲板後部に配し，近接して居室を配する場合は，回りにストア，ロッカ，ラバトリ，通路等を配し，又その直上，直下には居室を設けないようにする。

(f) 機関室出入口にはロビーを設け二重戸とし，気密性を高める。

(g) 機関室通風機は居住区から離して設けるとともに，できれば通風筒を廃止し，ファンルームとし開口面積を大きくとり，開口は居住区と反対側とする。

(h) 甲板間の階段はなるべく階段室とし階段の上下に戸を設ける。

(i) 機関室通風ダクト，エレベータトランクに隣接して居室を設けない。

(j) ラバトリ，シャワルーム等に接する居室のベッドはこれらと反対側に配する。

(k) イナートガスパイプは居住区から離して導設する。

(l) ギャレイ，パントリ等はできるだけ居室との間に通路をおく等して単独に配置するが，接触面積（境界壁面積）をできるだけ小さくする。

上記，配置上の注意点の中で騒音対策として特に効果があるのは，(b)，(c)，(d)と(e)であり，一般的に言って居室騒音65 dB(A)の規制であれば，これらを適用するだけでDW 5万トン以上の船舶であれば規制値を殆んど満足できる。しかし，DW 5万トン以下の船舶や居室騒音60 dB (A)の規制の船舶では配置上の対策だけで規制を満足させることは下層甲板においてはむずかしいため，7.2以下で述べられている防音構造の適用や，機器の対策が必要となってくる。

7.1.2 機関室配置上の対策

(1) 音源機器

居住区内騒音に寄与すると考えられる機関室内音源機器は主機械発電機装置および空気圧縮機，機関室通風機等の補機器類をはじめ，主補ディーゼル機関の排気音，その脈動による振動音，軸系（プロペラ含む）振動によるものなど多く，これら音源機器類の配置上の対策（音源機器を受音側より離れた場所に配置する）を機関室配置図作成時に行う事が騒音防止対策上有利であり，しかも居住区の騒音予測を行う場合のベースとなる。

機関室内音源機器の配置上の対策の施行にあたっては，船体構造，居住区配置，機関室形状，推進装置形式，機器形式などにより居住区へ寄与する度合も相当大きな開きがあると考えられる。この点十分な初期調査が必要である。一方機関室内の作業性，安全性，環境面など全体のバランスを考慮し，しかも機器の機能を害さない範囲で配置上の対策を行う事が肝要である。

なお，主機械，軸系についての配置上の対策は現在の船型，一般配置の面から見て，配置を変更することは不可能と考え配置上の対策では取上げないものとした。

(a) 発電装置

発電装置の一般的な配置条件としては

ディーゼル発電装置

アフトエンジン：第三甲板船尾（上甲板下２層目）

制御室，主配電盤に近い位置

主機操縦場所に近い位置

ミドシップエンジン ： 最下段フロアー左舷側

制御室，主配電盤に近い位置

ターボ発電装置 ： 循環水配管抵抗がエコノマイザー蒸発量に大きく影響する関係上補助ボイラ，エコノマイザーと出来るだけ近接する様配置する。その他についてはディーゼル発電装置と同要領。

などであり，これら配置による実船計測の結果

(i) ディーゼル発電装置の固体伝搬音の影響範囲は比較的近距離に限られる。すなわち，上甲板上二層目の船首側居室および上甲板上一層目のエンジンケーシング周辺では既にその影響度は小さく，その影響範囲はディーゼル発電装置配置個所の近隣に限られる。

(ii) ディーゼル発電装置の空気音減衰量は，実船計測対象船にあっては

機　関　室 — 居住区1層目	45 dB
居住区1層目 — 居住区2層目	9 dB
居住区2層目 — 居住区3層目	5 dB
居住区3層目 — 居住区4層目	0 dB

発電装置の配置上の対策施行にあたっては，居住区直下又は受音対象室の近辺への配置は極力避けるべきである。

アフトエンジン ： 最下段フロアーが最も望ましいが，少なくとも上甲板下2層目又は2層目以下(½デッキでもよい）とする。

ミドシップエンジン ： 最下段フロアーが最も望ましい。

(b) 空気圧縮機

実船計測結果では居住区に与える影響は船の大小にかかわらず小さいようであり，むしろ機関室内にある制御室へ与える影響が大である。

配置上の対策としては，居住区直下，制御室近辺およびその直下への配置は避けるべきであり，具体的には制御室の反対舷で，しかも空気タンクの近傍に配置する。

(c) 機関室通風機

機関室通風機の配置場所は通常ケーシングトップ付近で，しかも居住区に隣接した所であり，居住区に与える影響は大である。したがって，機関室通風機の配置上の対策には十分な配慮が必要である。次に実船計測より得た結果は

(i) 分離型居住区にあっては，機関室通風機が居住区側に余程接近して配置されない限りは，その影響を無視してもよい。

(ii) 取巻型居住区においては，機関室通風機が居住区近傍に設置されるので，その影響は大であり，何等かの対策が必要である。

(iii) 音の指向性を利用した吸排気口金物を採用することにより，発生騒音が，その反対側において騒音レベルを3～5dB低下させる事が可能である。

(iv) 機関室通風機の設置場所を，エンジンケーシング内とケーシングトップ（暴露部）にした場合の比較は，居住区及びウイングにおいて，エンジンケーシング内に配置した場合の方が騒音レベルにて5～12dB低い。

(v) ファンルーム設置による減音効果は，カウルヘッド形通風筒に比べて大であり，その量は5～10dBである。

機関室通風機の配置上の対策は，機関室通風機位置は居住区又は規制対象室よりできるかぎり離れた位置とする。具体的には

(イ) 機関室通風機をエンジンケーシング内に設ける。

(ロ) 吸排気金物はカウルヘッド形とする。

(ハ) 吸排気口金物の開口部は反居住区側とする。

(ニ) ファンルームを設ける。なお，ファンルームには吸音処理を施すことが望ましい。

(d) ボイラ用強圧送風機

実船計測結果によれば，ボイラ強圧送風機より発生する騒音は居住区へ与える影響度は小さい。

配置にあたっては居室直下又は騒音規制対象区画より離れた場所とし，別途機器対策を行うことが望ましい。

(e) イナートガス送風機

実船計測結果によれば，設置されている舷と反対舷との騒音比較では約10dB設置された舷の方が高い。隣接した居室に与える影響は大であるが，ウイングに対しては問題となる騒音ではない。配置にあたっては，居室直下又は騒音規制対象区画より離れた場所とする。

(f) エヤコン用機器

エヤコン用圧縮機の機関室内への配置にあたっては，(b)空気圧縮機と同様な配慮が必要である。

(g) ディーゼル排気管

ディーゼル排気音は隣接している居室及び船橋ウイングに影響を与え特に船橋ウイングにおける騒音規制値がある場合には特に注意を必要とし，排ガス管開口位置を出来るだけ遠ざけるものとする。具体的には，船尾よりでかつ出来るだけ高い位置又は船型上許されるならば水面近くが望ましい。

ディーゼル排気音の特性については7.4.5(1)ディーゼル機関の排気音参照のこと。

(2) 機関制御室

機関制御室の一般的な配置条件としては

(a) 機関室内の各所へ容易に行くことが出来る位置

(b) ディーゼル船にあっては，主機械，発電機械の作動が容易に監視出来る位置

(c) タービン船にあっては，ボイラの監視が容易に出来る位置

などであって，調査結果では

ディーゼル船 ： 機関制御室の位置は上甲板下1層目（主機トップグレーチングのもよりのデッキ）又は上甲板下2層目（主機中段グレーチングのもよりのデッキ）の左舷側であって，主機械と相対し監視用ガラス窓より主機械の状況を監視出来る位置が一般的である。

タービン船 ： 一般的には主ボイラが監視出来る位置で左舷側又は船首側。

図7.1.3にディーゼル船の機関制御室の配置例を示す。

機関制御室の騒音レベルの調査はSR156 SC3機関分科会「機関制御室及び工作室騒音データ」より

タービン船機関制御室	平均値	68 dB
ディーゼル船機関制御室	平均値	74.5 dB

が得られている。なお中速ディーゼル搭載小型船にあっては，ディーゼル船平均値より10～15dB高い値が示されている。

(i) タービン船

各規制値を満足している。したがって，機関制御室の機能面を優先して配置し，騒音防止対策としては7.2.2機関室の防音構造による対策が望ましい。

(ii) ディーゼル船

(イ) 大，中型船低速エンジン搭載船

騒音規制値を概ね満足し得るものと考えられる。タービン船と同様，現在行われている一般的な機関室配

置で機能面を優先し，騒音防止対策としては別途 6.7 機関制御室の弾性支持構造又は 7.2.2 機関制御室と防音構造などの対策が望ましい。

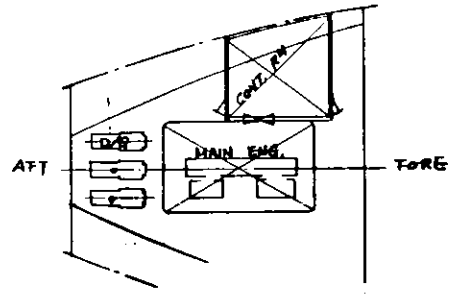
(ロ) 小型船，中速エンジン搭載船

騒音調査実績では，現在行われている一般的な防音構造から見て騒音規制値を満足さすことは困難なようであり，配置上の対策としては一般的な機関制御室の配置標準にとらわれることなく，たとえば機関室外に設けるなどの処置が必要である。

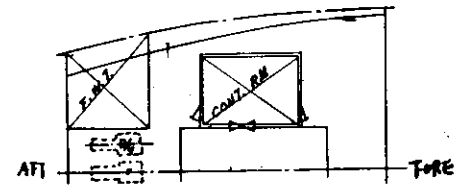
(iii) 機関制御室配置にあたっての注意事項

(イ) 機関制御室の直上のデッキには工作室の配置はできるだけ行わない。

(ロ) 機関制御室の直上のデッキには音源機器の配置は行わない。



機関制御室を発電機装置と同一デッキ上に設けた例



機関制御室を発電機装置据付デッキより1デッキ上に設けた例

図 7.1.3 機関制御室配置例

(ハ) 機関制御室と隣接して音源機器，特にディーゼル発電機装置，空気圧縮機の配置は行わない。

(ニ) 機関制御室の直下のデッキにはディーゼル発電機装置の配置は出来るだけ行わない。

(ホ) 機関制御室用ユニットクーラ欠制御室外に配置することが望ましい。

(ヘ) 機関制御室囲壁には振動の伴う機器，計器類の配置は行わない。

(3) 工 作 室

工作室は機関部員の休息を目的とした部屋を兼ねる傾向があり，配置としては機関制御室と近接した位置が望ましい。

防音装置は機関制御室に準じた対策を施行することにより規制値は十分満足できる。

(4) エンジンケーシング

エンジンケーシングは居住区を貫通，又は居住区と接しない配置が，騒音対策上望ましい。具体的には

(a) エンジンケーシングの表面積をできるだけ小さくする。

(b) エンジンケーシングの居住区と接する面積を小さくする。

(c) エンジンケーシング囲りの居住区側に直接居室を設けない。

などの処置が必要であり船体部との十分な協議の上決定しなければならない。

以上，機関室内にある代表的な音源機器，機関制御室，工作室の配置上の対策について述べてきたが，配置例としては 7.1.3 配置対策上の実施例を参照のこと。

7.1.3 配置対策上の実施例

居室および機関室の配置上の注意点は前述のとおりであるが，騒音対策未施工船と対策施工船の居室配置と機関室配置の一例を参考として図 7.1.4 から図 7.1.7 に示す。

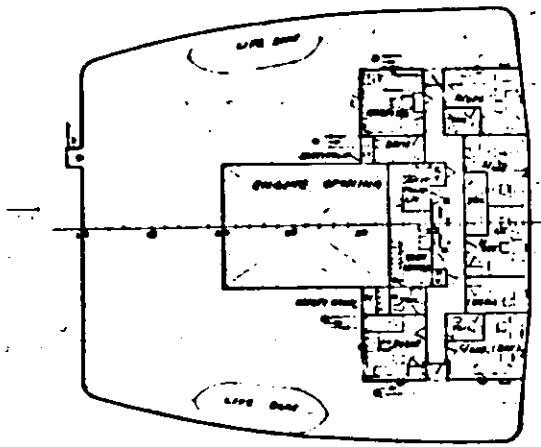
本例の対策施工内容は下記のとおりである。

(1) 居住区関係

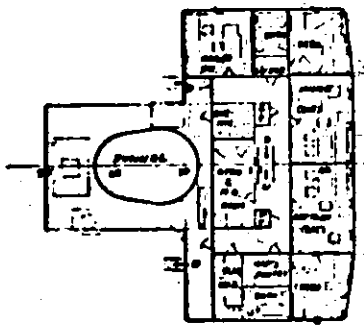
(a) 上甲板第 1 層の船尾側には居室を配置せず作業室などを配置し，居室を配置せざるる得ない船首側には，機関室囲壁に沿ってロッカーなどを配置している。

(b) 機関室囲壁に接する部屋をなくしている。

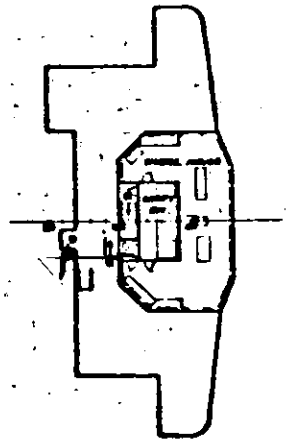
上甲板第3層



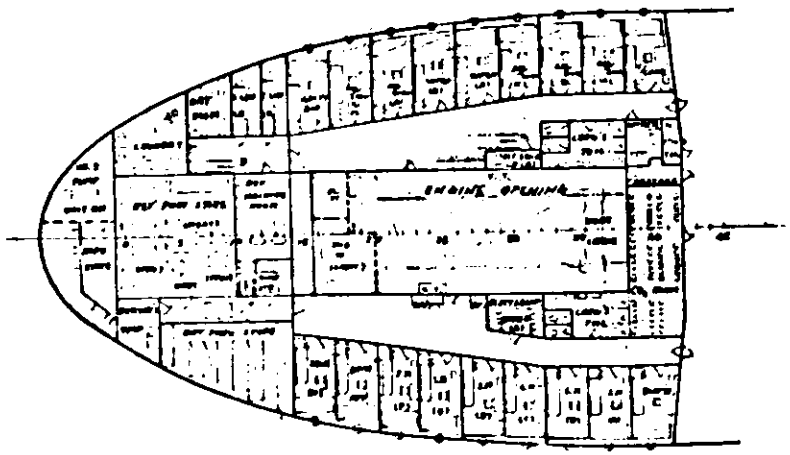
上甲板第4層



上甲板第5層



上甲板第1層



上甲板第2層

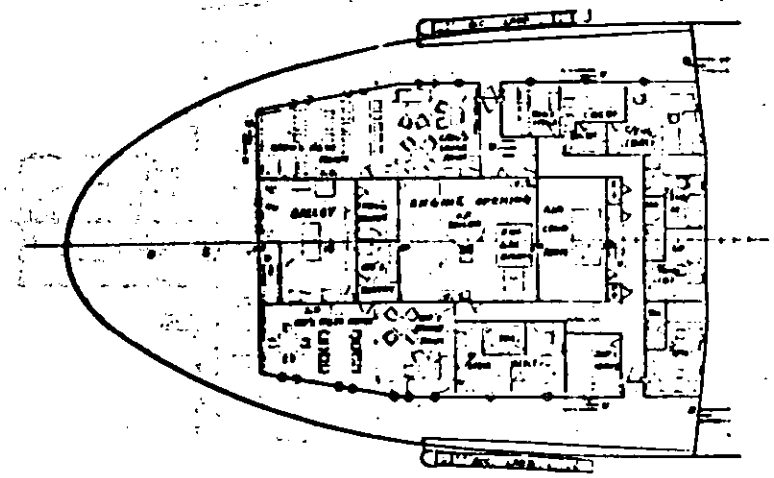
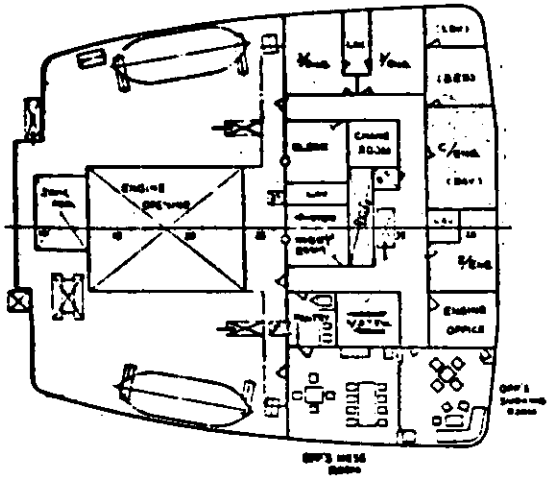
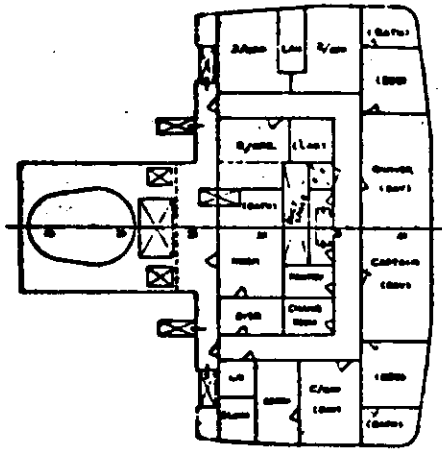


図7.14　居室配置（未対策船）

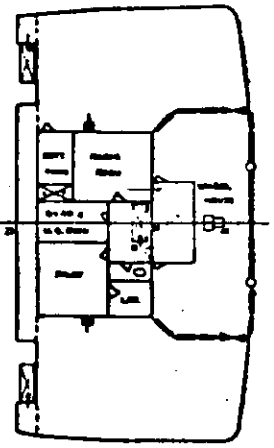
上甲板第3層



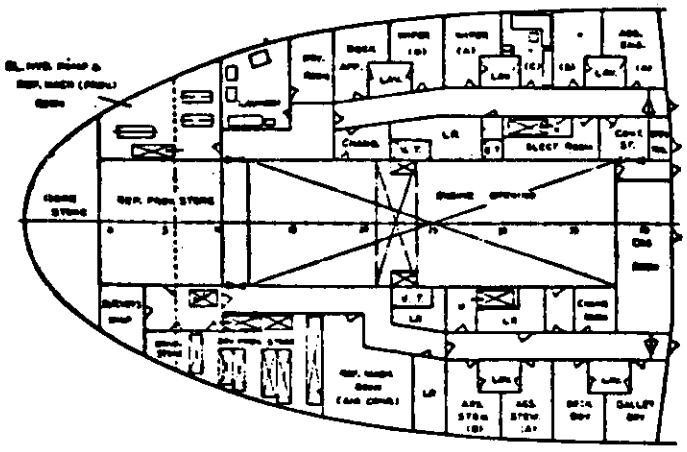
上甲板第4層



上甲板第5層



上甲板第1層



上甲板第2層

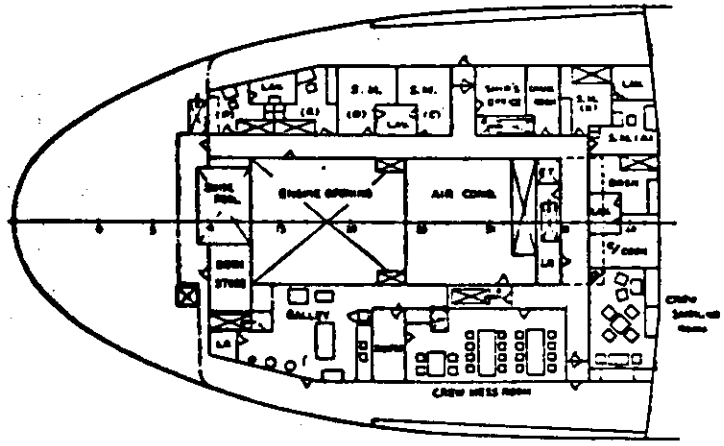


図 7.1.5　居室配置（対策船）

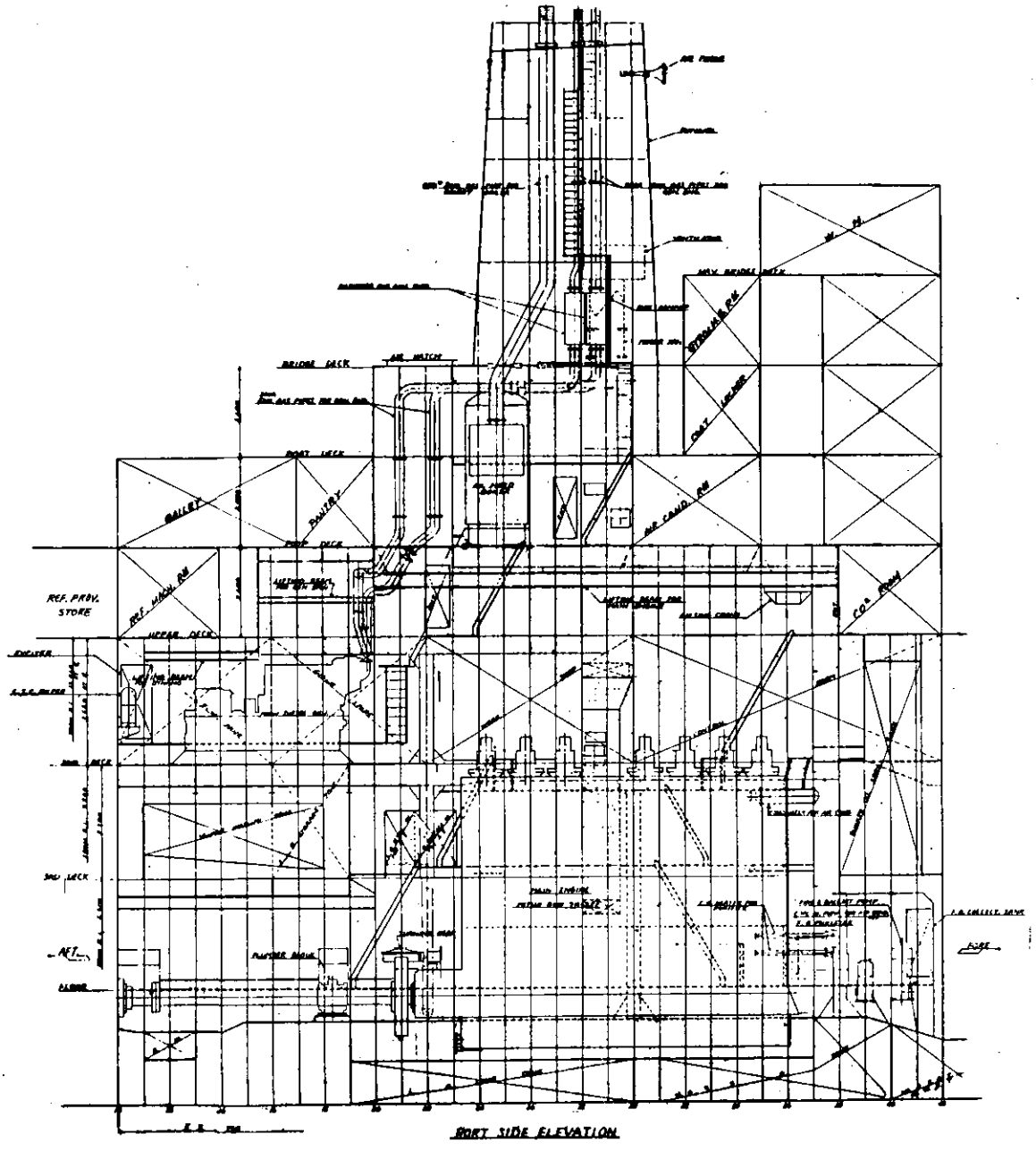


図 7. 1. 6　機関室配置（未施行船）

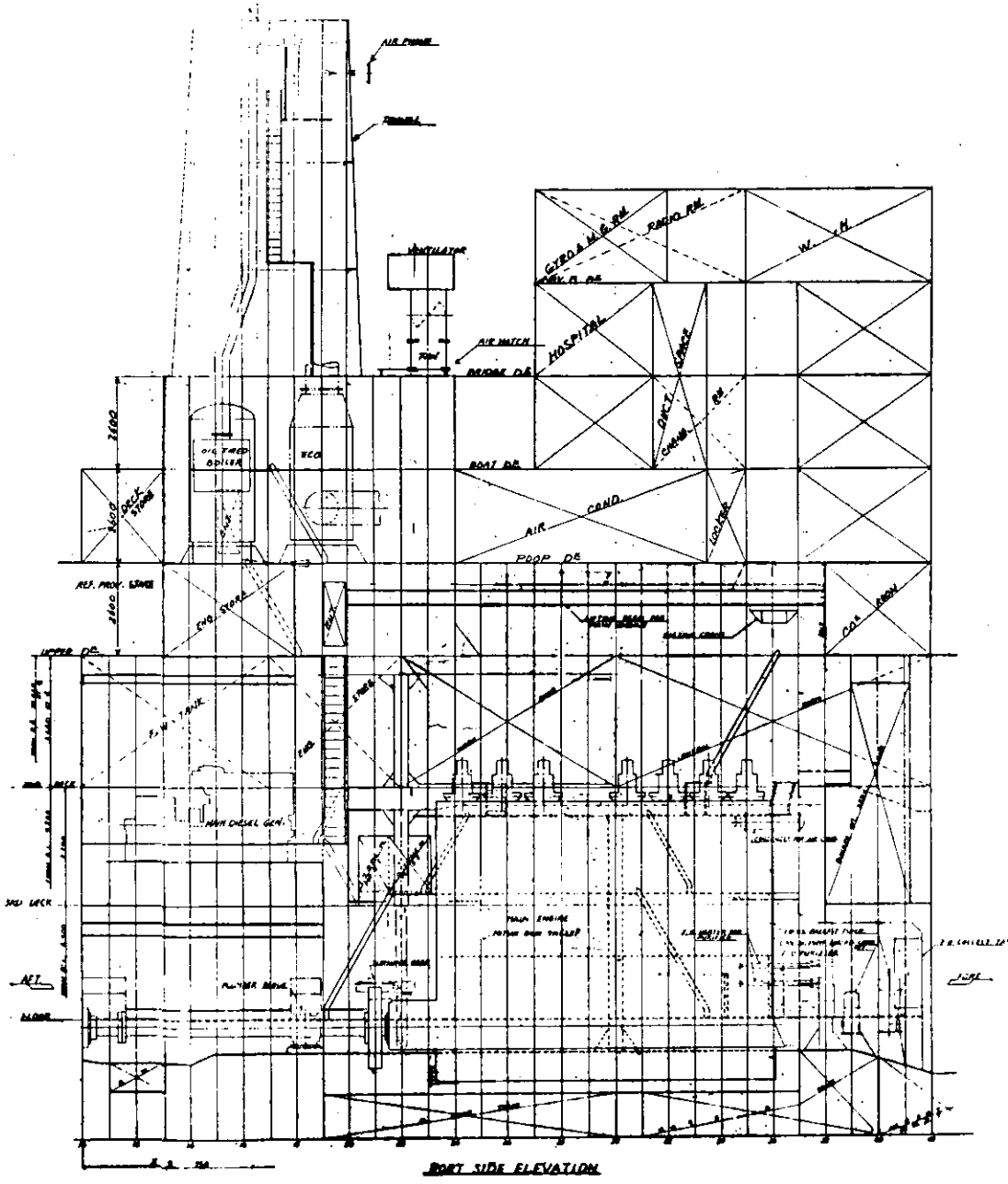


図 7.1.7　機関室配置（騒音対策施行案）

(c) 上甲板第3層以上では，分離型居住区としている。

(2) 機関室関係

(a) 煙突位置を居住区より離している。

(b) ディーゼル発電機据付位置を½デッキ下方に配置している。

(c) 主機・補機のディーゼル排気管を防振支持としている。

7.1.4 甲板部

甲板部（居住区は除く）にある騒音源，音源室は

ウ イ ン チ

ムアリングウインチ

デッキクレーン又はウインチ

ホールド用通風機

荷油ポンプ室

舵 取 機 室

などがあるが，ホールド用通風機（特に自動車運搬船）以外の機器，機械室の配置は現在の一般配置の面から見て配置上の対策として配置を変更することは殆んど不可能と考えられるので低騒音機器，防音，防振など別途の対策が必要である。

ホールド用通風機

配置上の対策を施行するにあたっては居住区画より出来るだけ離れた位置とし，吸排気口の開口の向きを反居住区側にする。また，できるだけ防音装置付のファンルームを設けることが望ましい。

参 考 文 献

船内騒音に関する調査研究報告書 SR156 （昭和51年3月）

〃 〃 （昭和52年3月）

P37居住区騒音特別委員会研究報告書 （昭和49年11月）

騒音規制に対する機関部対応姿勢 （日本造船学会誌第571号 52.11）

舶 用 機 関 計 画 便 覧 （日本舶用機関学会編）

7.2 防音構造

7.2.1 居住区画の防音構造

(1) 居住区画の騒音の種類と防音対策

居住区画で問題となる騒音には，次のようなものがある。

(a) 機関室及びプロペラからの固体伝搬音

(b) 機関室からの空気伝搬音

(c) 隣接区画からの空気及び固体伝搬音

(d) 暴露部からの空気及び固体伝搬者

(e) 通風系（通風ダクト，エアコン用ルームユニット）からの騒音

これらの騒音に対して，各国監督官庁の規則では居住各区画の騒音レベルの最大許容値についてガイドライン（2.1船舶騒音規制値を参照）を定めており，一方，船主からも規制値を提示する傾向にある。

このような要求に応えるために，音源となる機器の防音対策や居住区画の配置対策を考慮する他に居住区構造については，次の諸点に留意する必要がある。

(a) 間仕切りや内張りに遮音性の高い材料を使用する。

(b) 適当な空所を設ける。

(c) 継目を隙間のない構造とする。

(d) 床材に制振，遮音，吸音効果のある材料を使用する。

(e) 居住区画にある音源及び音源室については空気音対策及び固体音対策を考慮する。

(f) 機関室及び居住区内音源室への出入口扉に防音戸を使用する。

次に，居住区画の代表的な防音構造について簡単に説明する。

(内張り)[4]

船体と直接結合している居住区鋼構造，例えば周囲壁，甲板，内部隔壁等から放射される固体音を減ずるために，これらの内側を，壁内張り，天井内張り，床材で覆う。これらの内張り材と鋼構造の間に接触がなければ，固体音の減少は空気音のそれと同程度期待できるが，両者が結合している一般的構造では，固体音の減少は期待できない。

防音を考慮した内張り構造の例を図 7. 2. 1 に示す。通常，ライニング材は 1 枚であるが，固体音の影響の特に大きな区画では，ライニング材を二重にし，更にその間に吸音材を挿入した構造とすることもある。又，図 7. 2. 1 の構造でもわかるように，固体音を十分減少させるためには，内張り材を居住区鋼構造に弾性支持する，いわゆる浮き構造とする必要がある。浮き構造の実施効果等については 6. 3. 6 浮き床，浮き天井（居住区の防振構造と実施例）に詳しい。

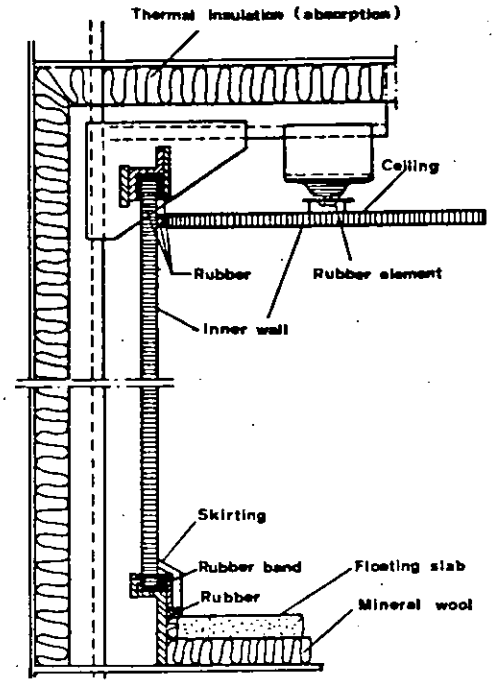
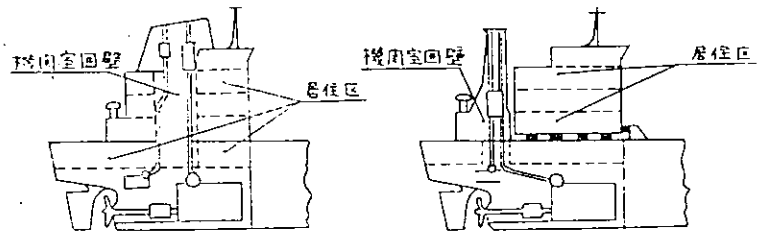


図 7. 2. 1　防音を考慮した内張り構造の例[4]

(上部構造全体の浮き構造)

局部的な浮き構造の他に，居住区全体に対して，有効な防音構造として，居住区構造全体の浮き構造がある。

船尾に居住区を持つ船では，プロペラからの距離が小さいとか，機関の十分な防振が不可能な為，かなり複雑，且つ高度な騒音低減の工法を実施しても，それが局部的な対策である限り，一定限度以上の効果を望めないのが普通である。この限界の打破する目的で最初小型船を対象として開発されたのが，居住区構造全体の浮き構造（図 7. 2. 2 参照）である。これは，主要な騒音源がある船体と居住区となる上部構造と分離し両者間を弾性的支持したものであり，その防音の原理は間仕切り等の局部的な〝浮き構造〟と同様である。



a) 従来型構造　　b) 居住区全体の浮き構造

図 7. 2. 2　居住区据付構造の比較[5]

上部構造の固有振動数が小さい程騒音に対しては良い絶縁効果が得られるので，弾性支持材料のバネ定数は小さい方が望ましいが，一方，上部構造の剛性には，船体

の運動や低周波振動に対する許容限界があるので，実際には，騒音の絶縁効果と構造の剛性の兼ね合いを考慮して，材料を選択しなければならない。

上部構造全体を支持する場合，波浪中の船体動揺や衝突事故等によって上部構造が移動しないような処置をする必要があり，居室等の各室内部の防音施工は簡略化される代りに，上部構造の支持構造が複雑になることは避けられない。（図 7. 2. 3 ～図 7. 2. 9 参照）

図 7. 2. 3 に示す例では，中間にラバークッションエレメントを配した 2 本のレールを上甲板に設置し，その上に上部構造を据付ける構造となっている。図 7. 2. 4 及び図 7. 2. 5 に示すクッションエレメントは上部構造及び船体運動による上下方向及び横方向の荷重に耐えるように設計されており，図 7. 2. 6

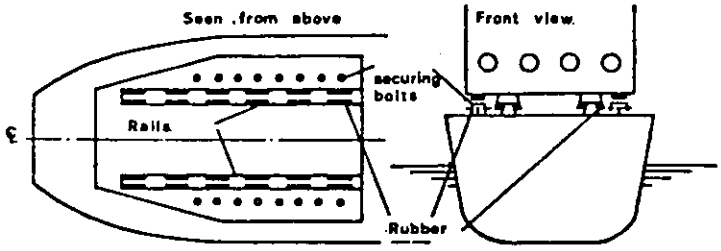


図 7. 2. 3　浮き構造のレール配置[4]

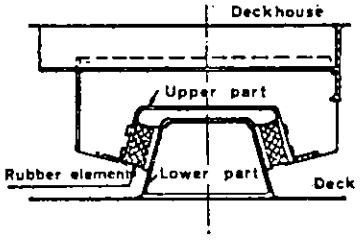


図 7. 2. 4　レール断面[4]

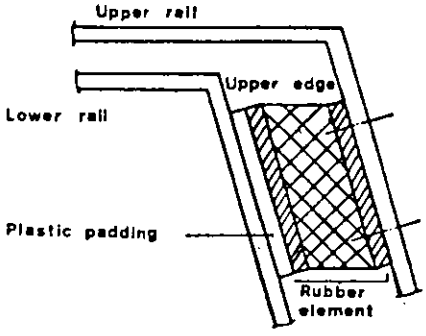


図 7. 2. 5　防振ゴム詳細[4]

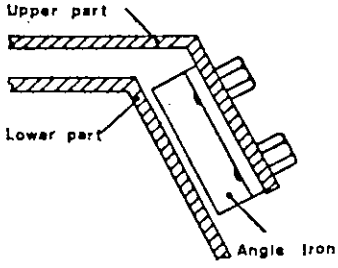


図 7. 2. 6　Safety brackets[4]

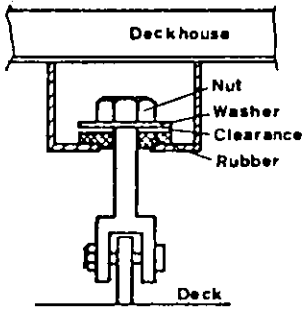


図 7. 2. 7　Holding down bolt

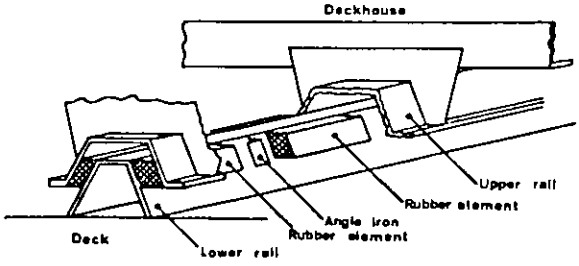


図 7. 2. 8　弾性支持部の見取図[4]

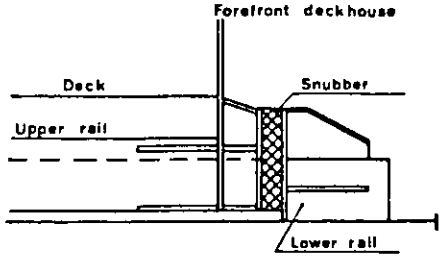


図 7. 2. 9　ロンジ方向のストッパー断面図[4]

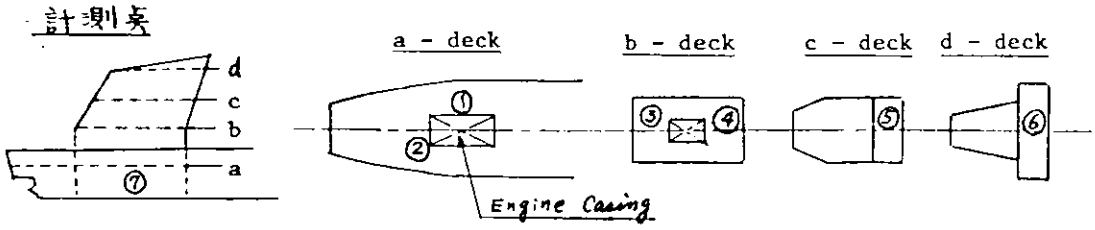
表 7.2.1　浮き構造採用船の主要目

	A 船	B 船	C 船	D 船	E 船	F 船
建造国	西独	日本	日本	日本	西独	西独
CLASS	GL	GL	GL	GL	NV	
L_{OA} (m)	77.25	79.00	80.00	86.50	164.45	
L_{BP} (〃)	66.25	73.00	72.00	77.00	150.00	
B (〃)	12.80	12.40	13.55	13.00	*21.50	
D (〃)		7.20	6.50	7.60	12.00	
d (〃)		4.80	4.60	4.88	9.50	
DWT (T)	1,552	2,300	2,213	2,350	15,955	
GT (〃)		999	999	999	10,975	
Speed(KT)	12.75	12.4	13.0	12.5	14.5	
Eng. (HP)	1,650	1,600	2,100	2,100	5% overload 16,380	2,000
RPM	375					900
						3×4－blade 292 R.P.M
上構層数	3	3	4	4	5（poop Dkを除く）	2
〃 重量(T)	69	115	135	150	500	80

表 7.2.2　A船シリーズの騒音計測結果[2)]

	浮き構造非実施船				浮き構造実施船		
Ship	A－1	A－2	A－3	A－4	A－5	A－6	A－7
	Main engine 1650 HP	1500 HP	1650 HP	1750 HP	1650 HP	1650 HP	1650 HP
	305 rpm	380 rpm	375 rpm	340 rpm	375 rpm	375 rpm	375 rpm
	Propeller 3 blades	3 blades	3 blades	5 blades	3 blades	4 blades	4 blades
Position	Noise level (dB(A))						
1	76	74	72	86	78	74	74
2	74	74	71	86	84	84	86
3	74	70	70	72	64	60	62
4	69	70	73	87	62	58	60
5	76	70	68	80	64	57	55
6	77	65	71	80	60	60	60
7	104	107	103	106	109	106	107

注）　A－6，A－7船は機関室囲壁も浮き構造としているが，A－5船はしていない。



及び図 7. 2. 7 の固定装置が上記エレメントを過負荷から保護するとともに，火災等の事故に遭遇したときに，上部構造の低落を防止する役目をするようになっている。これら装置は図 7. 2. 8 に示すように配置される。これらの他に，更に事故等による上部構造の縦方向移動を防止するために，図 7. 2. 9 に示すようなロンジ方向ストッパーも設けられている。また，浮き構造を採用したときの，梯子等の取付上の工夫例を図 7. 2.10に示す。このような上部構造全体の浮き構造を採用した実績は多いと云われているが，ここでは，その代表的な船の要目を表 7. 2. 1 に示す。表中で西ドイツで建造されたA船の同型船について，上記のような浮き構造を実施した場合と，従来工法による場合との騒音レベルを比較したものを表 7. 2. 2 に示すが，この表でわかるように，機関室及び上甲板上における騒音はほぼ同じレベルであるが上部構造内部の各場所における騒音レベルは，著しく改善されている。又，図 7. 2.11は，上記A船の同型船における浮き構造実施船と従来船の騒音の各周波数に対する音圧レベルを比較したものである。

上記の防音技術を西ドイツより導入し，日本で建造した例が前述の表 7. 2. 1 のB船，C船及びD船であるが，そのうち，D船について，そのプロフィール，弾性支持部の詳細構造図及び騒音レベル計測結果をそれぞれ図 7. 2.12，図 7. 2.13及び図 7. 2.14に示す。

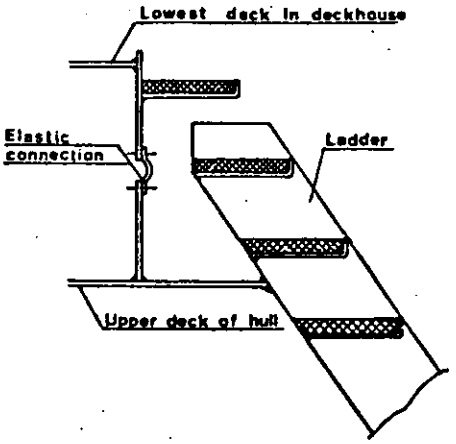


図 7. 2.10　梯子等の取付け例[4]

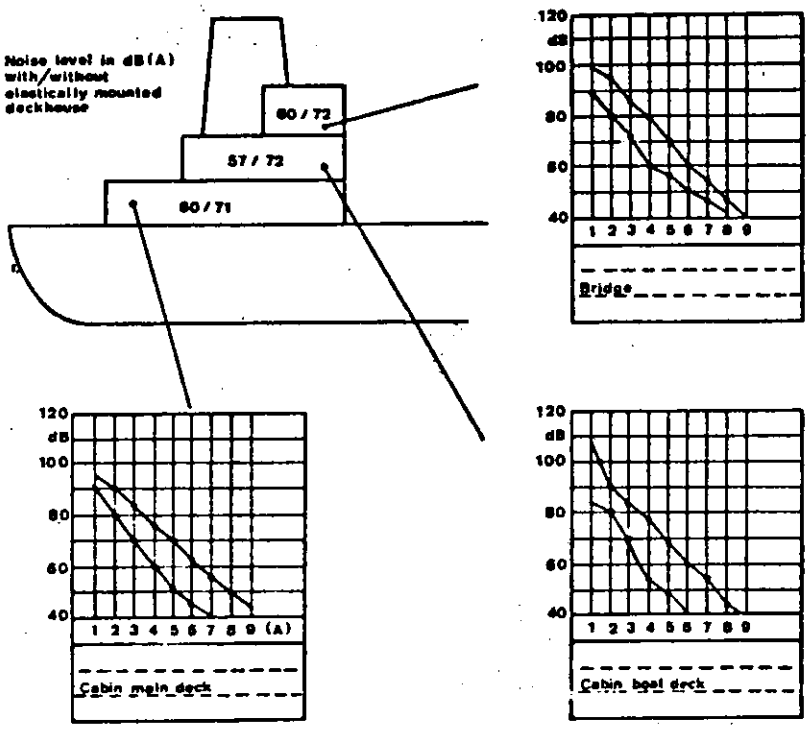


図 7. 2.11　A船シリーズの居住区騒音比較（従来型と浮き構造型）[4]

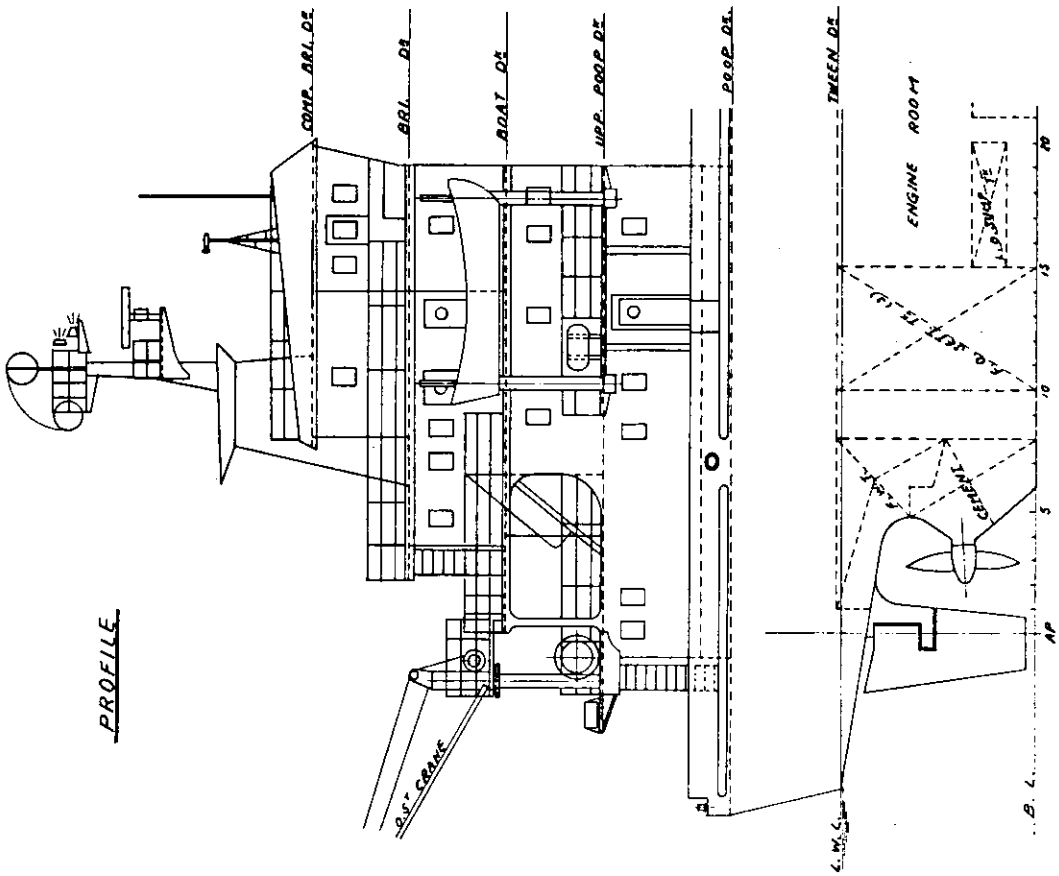


図 7. 2.12　D船の船尾部プロフィール

図 7. 2.15は比較的，大きなE船に，上記浮き構造を採用した例であるが，大きな船になるとスペース上の制約が緩和されるために，大部分の居住区画を含む上部構造と，煙突を含む一部の上部構造が分離することができ，この場合，前者には浮き構造を採用し，後者は従来工法により，船体に固定されている。同型船による騒音比較の資料はないが，浮き構造内にあるA室と，これから約 2 m離れた固定上部構造内のB室との騒音計測結果を比較した表 7. 2. 3から，浮き構造の効果を知ることができる。

河船のF船（表 7. 2. 1 参照）では，弾性材料を中間に挟んだレールを設置する代りに，図 7. 2.16に示す市販の金属防振材を上甲板上に，2列に並べ，図 7. 2.17に示す方法で，上部構造を支持している。

表 7. 2. 4 及び図 7. 2.18は，それぞれ，本船における騒音計測結果及び〝Upper deck〟と〝Bridge〟の振動速度レベル差を各周波数バンド別に示したものである。

機関室囲壁取巻き型の居住区をもつ船では，図 7. 2. 19に示すような排気管や囲壁の弾性支持を併せて施工すると防音効果が更に改善される。また，前述の表 7. 2. 2の騒音計測結果のうち，機関室囲壁の弾性支持を施工しなかったA－5船に比較して，それも併せて施工したA－6船，A－7船の居住区騒音は小さくなっており，この効果をよく表わしている。

(間仕切り)[4]

国によっては，居住区間仕切りの透過損失について，表 7. 2. 5 に示すようなガイドラインを定めているところもある。

間仕切りの防音性能については，一般に次のことがいえる。

(a)　同じ材料では，板厚を 2 倍にすると，透過損失が 6 dB 改善されるが，コインシデンス効果があらわれる周波数域では，板厚を大きくしても透過損失は，ほとんど改善されない。

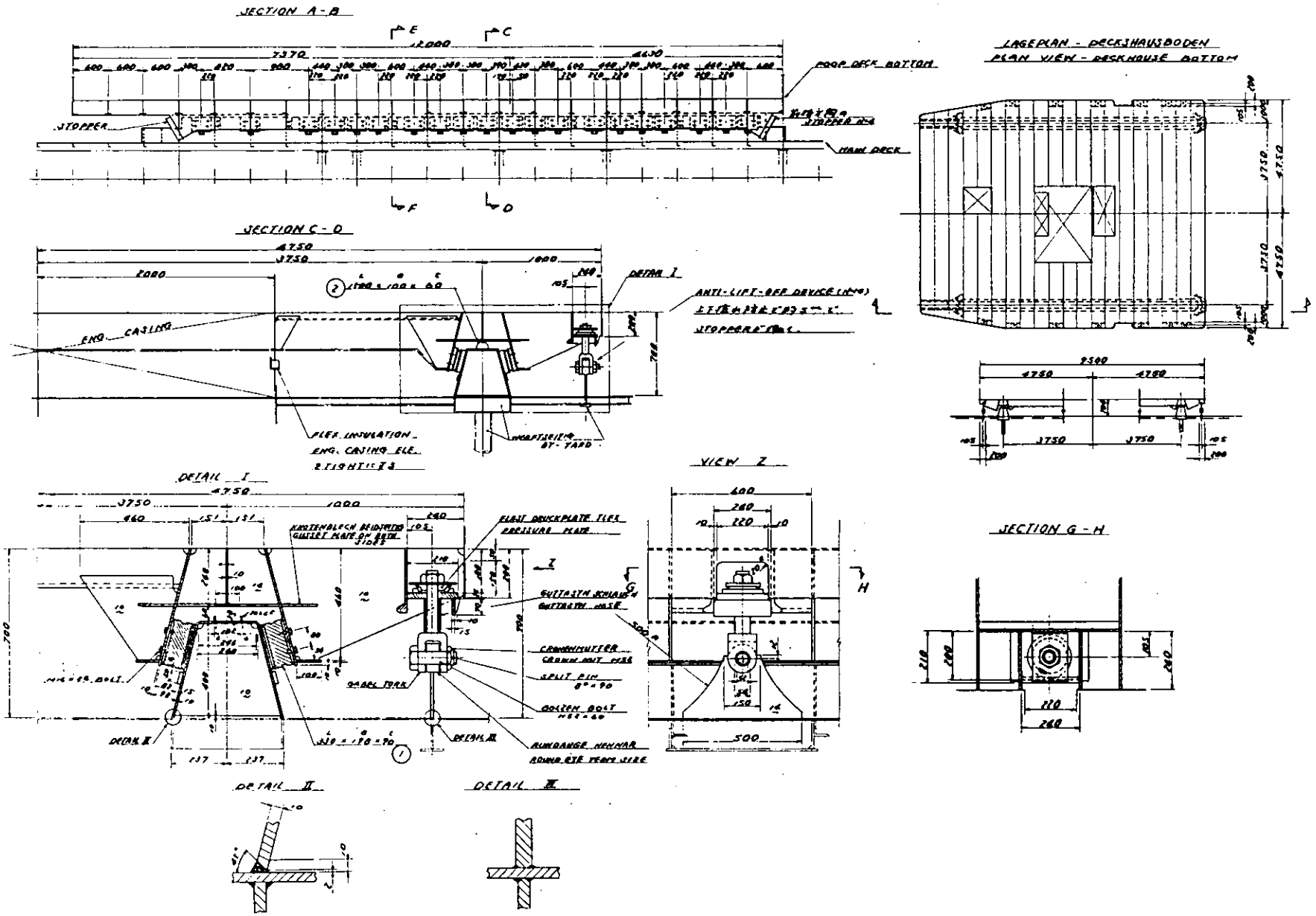


図 7. 2.13　　D船の浮き構造詳細図

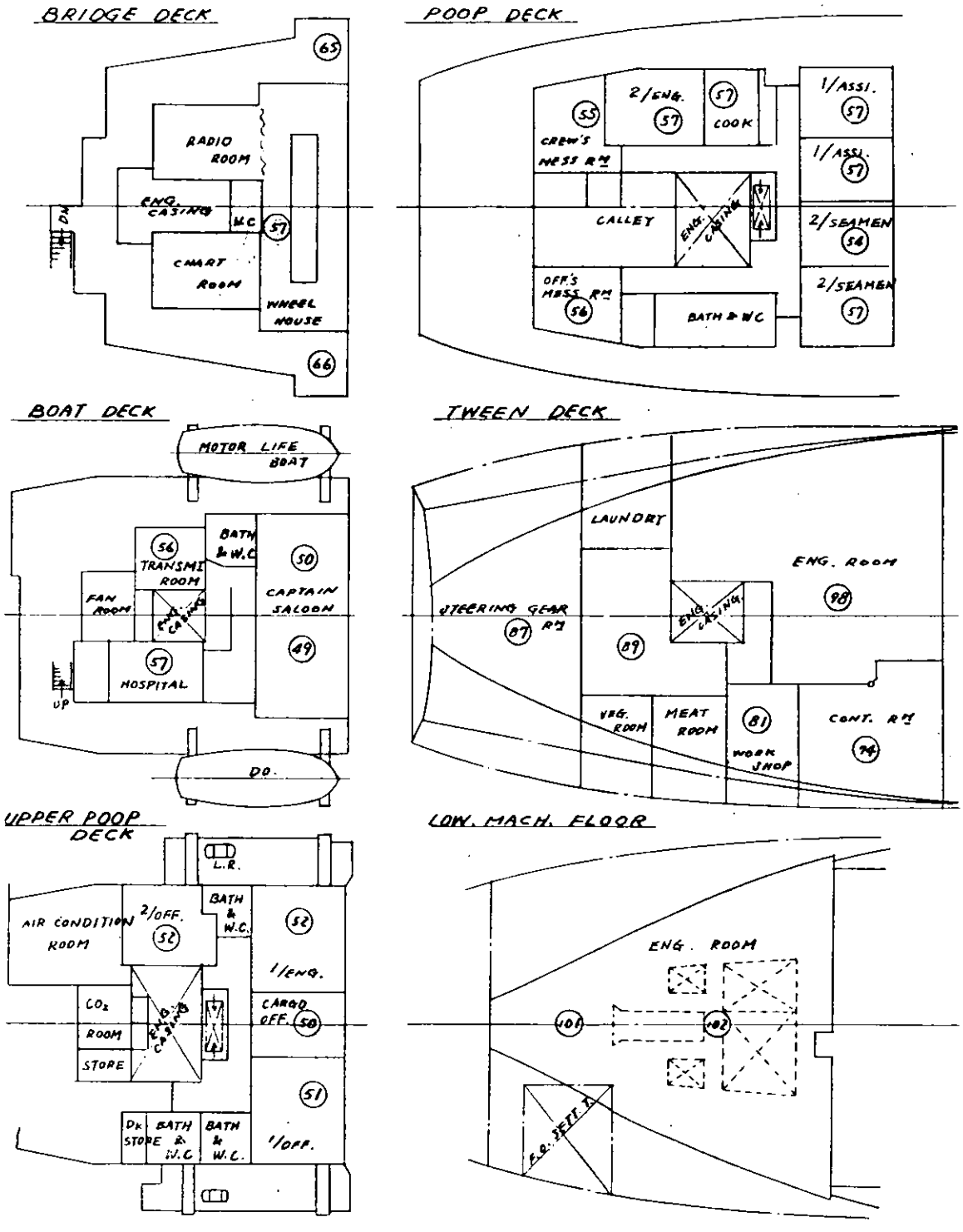


図 7. 2.14　　D船の騒音計測結果（○印内数値の単位 dB(A)）

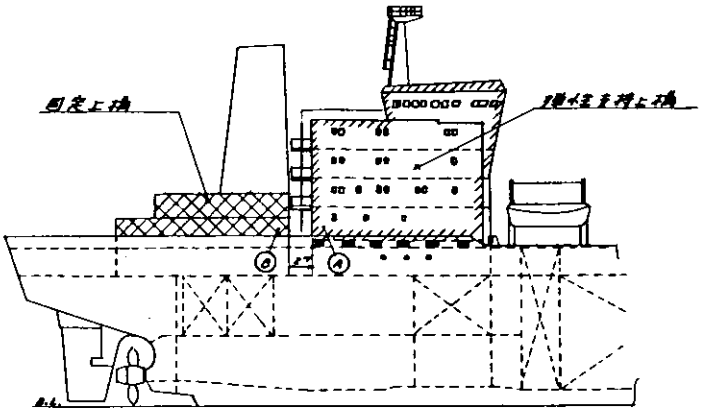


図 7.2.5　E船プロフィール[6]

表 7.2.3　E船の騒音計測結果[6]

	A　室	B　室
右　舷　側	49 dB	65 dB
左　舷　側	49 dB	67 dB

表 7.2.4　　F船（河船）の騒音計測結果[3]

計　測　場　所		計測値 dB (A)
機　関　室	機　関　室	110
	機　関　制　御　室	78
メインデッキ上一層目	部員居室（複数）	59 ～ 63
	厨　房	66
メインデッキ上二層目	船　長　室	53 ～ 56
	操　舵　室	61

表 7.2.5　　RECOMENDED SOUND INSULATION VALUE

PARTITION	SFD	SFV
CABIN−CABIN 3,000GT 以上	30 dB	30 dB
		35
CABIN−MESS／DAY R^{M} CABIN−GALLEY CABIN−70 dB 以上	45	45
CABIN−ENG. R^{M}	50	
CABIN−PASSAGEWAY STAIRWAY (CORRIDOR)	30	30
DECK	40	−

（注）　SFD Rule でいう SOUND INSULATION VALUE とは $\frac{1}{3}$ オクターブバンドの中心周波数 f = 500 Hz における透過損失をいう。実船居住区構造では扉や通気口のオープニングがある場合では，上記値より 5 dB の低下を認めている。

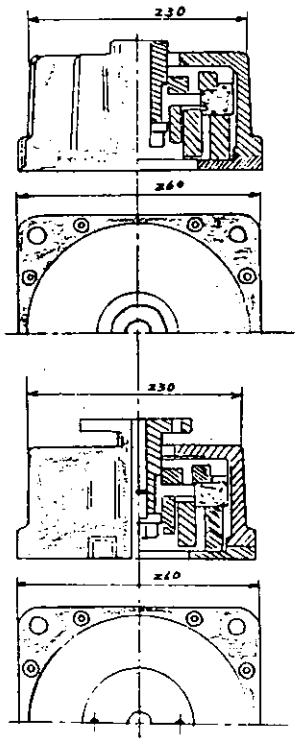


図 7. 2.16　金属性防振材[3)]
（"VBRACHOC V1178-01"）
固有振動数 4 ～ 6 Hz

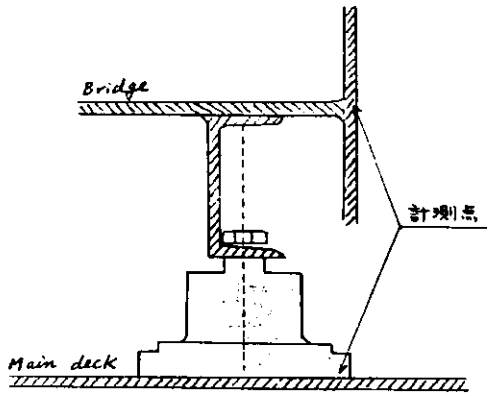


図 7. 2.17　F船の防振材取付要領[3)]

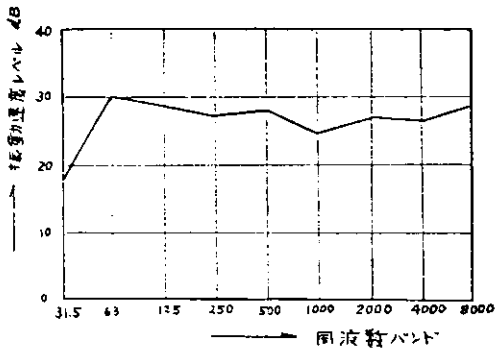


図 7. 2.18　F船の振動速度計測結果[3)]
（Main Deck と Bridge の
振動速度レベルの差）

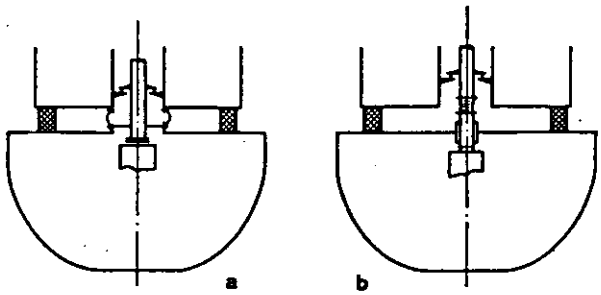


図 7. 2.19　排気管等の弾性支持例[4)]

一重壁で透過損失を改善するためには，面密度（kg／m²）の大きな材料を使用する必要がある。

(b) 弾性支持された間仕切は，通常の固定された間仕切りと比較して，固体伝搬音の減少が大きく，高い防音性能がある。

(c) 間仕切りを二重壁にすると高い周波数域では，一重壁に比べて防音性能は改善されるが，低い周波数域では共鳴現象が起こるために，あまり改善されない。低周波数域での遮音性を改善するために，2枚の壁の間に吸音材を挿入して共鳴を減衰させた例もある。

(d) 二重壁の透過損失は2枚の壁の間にあるエアースペースの間隔によって影響を受けるが，吸音材を挿入しないときには，100㎜以上離しても，透過損失はあまり改善されない。

(e) (c)項で述べたように，吸音材を使用することは，防音性能を向上させるが，吸音板の密度を変えても，間仕切り材に比べて重量（面接度）が小さいので，間仕切り全体の遮音性にあまり影響を及ぼさない。

(f) 間仕切りのパネル間の継目や，床，天井との接続部の隙間や，ドアーや配管の開口は遮音度に影響を及ぼすので，ロックウールや弾性充填材で封じることが望ましい。

(g) 換気口には，図7.2.20で示すようなサウンドトラップを二重壁又は二重構造の戸の中を通して設けることによって，騒音の侵入を防止する場合もある。

（防音戸）[4]

居住区の扉は，それが取付く壁と同等の遮音性をもつ必要がある。遮音性を高める為には，扉の重量を大きくすればよく，普通は図7.2.21や図7.2.22に示すような二重構造の扉とするのが一般的である。

これらの構造のうち，高音域の騒音に対しては，図7.2.22の方が，有効であることが，両図の比較からわかる。扉と扉枠の間の隙間は，遮音効果を低下させるので，それらを防ぐために，柔軟性に富むシール材を取付けて隙間を封じる。また，扉とその取付け壁との接続金具やロッキング金具の使用材料についても十分注意を払う必要がある。

機関室と居住区の間の扉のように，特に高い防音性を要求される扉には，ロックウールを挿入した鋼製の二重構造の扉が採用される。なお，配置面から言えば，このような場所には，ロビー等のいわゆる"noise lock space"を設ければ，扉の開閉時にも，騒音防止上効果がある。

図7.2.23に，換気口のない扉及び，換気口をもつ扉と一般の壁の遮音性の比較の一例を示す。

(2) 内装構造の遮音度[4]

船舶の居住区に用いられる各種の内装構造の遮音度は，同一構造のパネルでも実験室的に計測される透過損失に比較して小さいのが普通である。ここでいう遮音度及び透過損失は，それぞれ次のようにして求められたものである。

(a) 遮音度

実際の居住区構造の中で計測の対象となる構造をはさみ，音源側

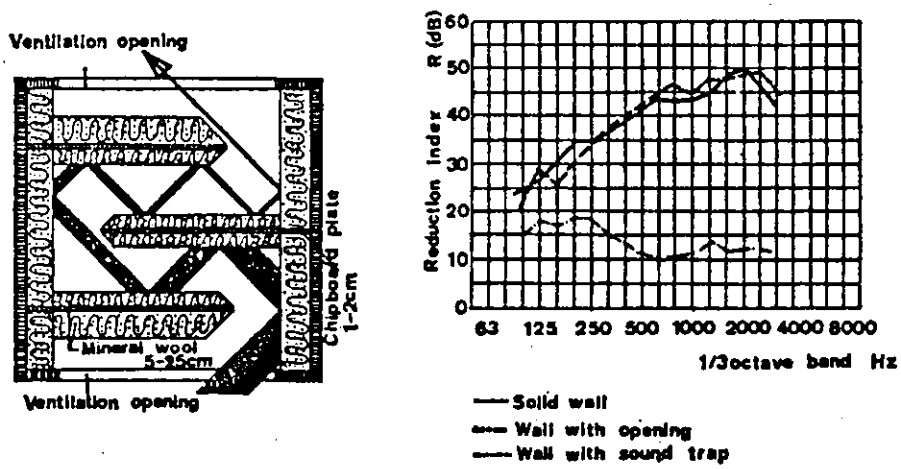


図7.2.20　通気口のサウンドトラップとその遮音効果[4]

と受音側で計測した各周波数についての音圧レベル差をその構造の遮音度と呼ぶ（図7.2.24参照）。この場合，対象となる構造の周囲の支持方法が，実験室で作られる理想的な状態と異なること，受音室への音の伝搬が計測対象の構造以外からも行われること，受音室の吸音効果に対する修正も特に行われない点など，透過損失の測定の場合と異なる点が多い。すなわち，遮音度とは，単に計測対象となる構造をはさんだ音源側と受音側の音圧レベルの差のことである。

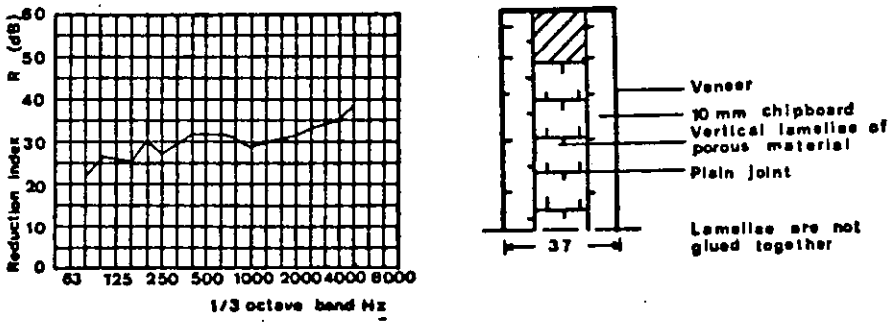


図7.2.21　二重構造の扉（多孔格子構造）の遮音効果[4]

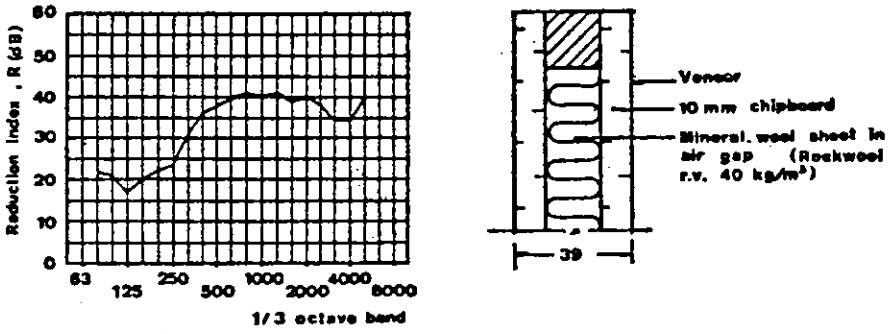


図7.2.22　二重構造の扉（ロックウールシート挿入40kg／㎥）の遮音効果[4]

（遮音度）＝ $L_{10} - L_{20}$

ここで　L_{10}：音源室の音圧レベル（dB）

L_{20}：受音室の音圧レベル（dB）

(b)　透過損失

透過損失は次のようにして計測される。図7.2.25に示すような周囲をコンクリート壁等で囲んだ外部への音の透過がほとんどない2つの残響室，すなわち音源用残響室と受音用残響室の中間に計測対象となるパネルを置き，パネルの周囲や継目は隙間のないようにセットする。音源から発生させた各周波数バンドの平均音圧レベルを，両残響室で計測することによって，次式から計測対象となるパネルの透過損失を求めることができる。

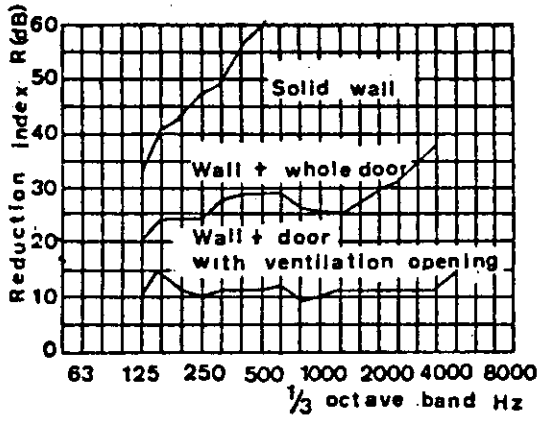


図7.2.23　戸や通気口をもつ壁の遮音効果[4]

（透過損失）＝ $L_{11} - L_{21} + 10 \log \frac{S}{A}$

ここで　L_1：音源用残響室の平均音圧レベル（dB）

L_2：受音用残響室の平均音圧レベル（dB）

S　：パネルの面積（㎡）

A　：受音用残響室の吸音力（㎡）

$$A = \frac{55.3}{C} \cdot V \cdot \frac{1}{T}$$

C ： 空気中の音速（m／sec.）

V ： 受音用残響室の容積（㎥）

T ： 受音用残響室の残響時間（sec.）

このように，透過損失は理想的周囲条件のもとで実験室的に求められたものである。

各種内装構造について，実船で計測された遮音度を図7.2.26～7.2.34に，又これらを表の形に整理したものを，表7.2.6（壁構造）及び表7.2.7（床構造）に示す。

これらの計測の結果から，各種の構造の遮音度について，次のような結果が得られている。

(a) 1枚壁の遮音度は，22ℓ，25ℓのチップボード，19ℓのアスベストボード（仕上り22ℓ）では，ほとんど変らず，25dB程度である。

(b) 2枚壁，3枚壁の場合は，間隙にグラスウールを挿入する方が遮音度は大きくなる。

(c) 甲板の場合，デッキコンポジションを施工するより，天井内張りを施工する方がはるかに遮音度が大きくなる。

(d) 実験室で計測した遮音性能（透過損失）と実船計測した遮音性能（遮音度）を比べると，同一構造でも，後者の方が各周波数とも約10dB程度小さくなる。

実船の居住区構造では壁材の遮音性が大きくても天井材を通じて騒音が伝搬する。従って，天井材のみの遮音性を調べた実験値が必要であるが，ある文献によれば，図7.2.35で示すような方法で二，三の天井材について実験を行ない図7.2.36に示すような結果が報告されている。

これによれば，天井材でも壁材と同等もしくは，それ以上の遮音性があることがわかる。

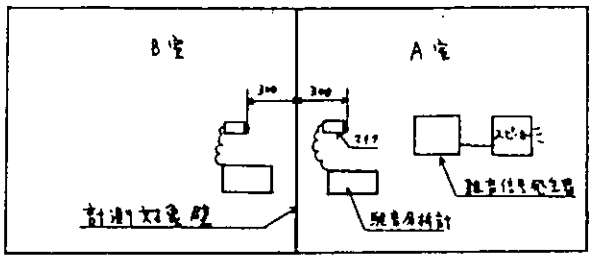
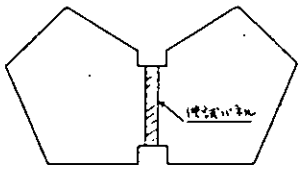
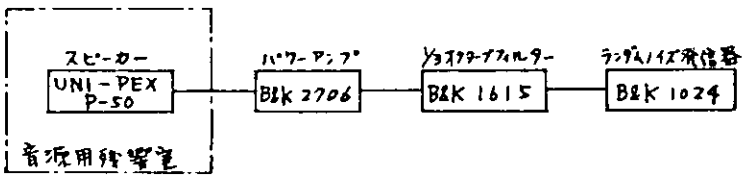


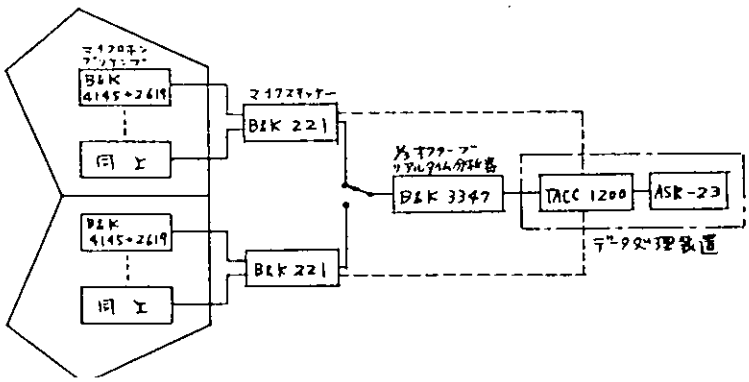
図7.2.24　遮音度計測装置[8]



残響室平面図



音　源　装　置



受　音　装　置

図7.2.25　透過損失計測装置[8]

(3) 居室，公室，事務室の防音構造

この区画では，防音構造上，次の点に特色がある。

(a) 内張り，天井，甲板舗装，断熱材等は，居住性を向上させるとともに，ある程度の防音効果が期待できる。

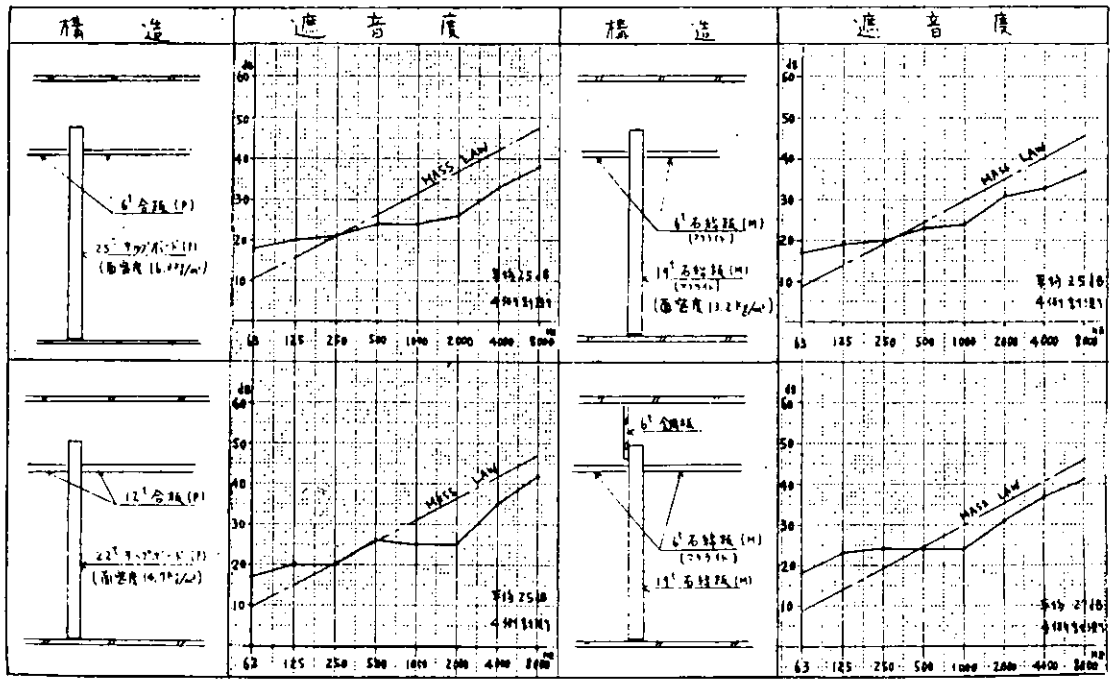


図 7.2.26　船舶内装構造の遮音度実測値[8)]

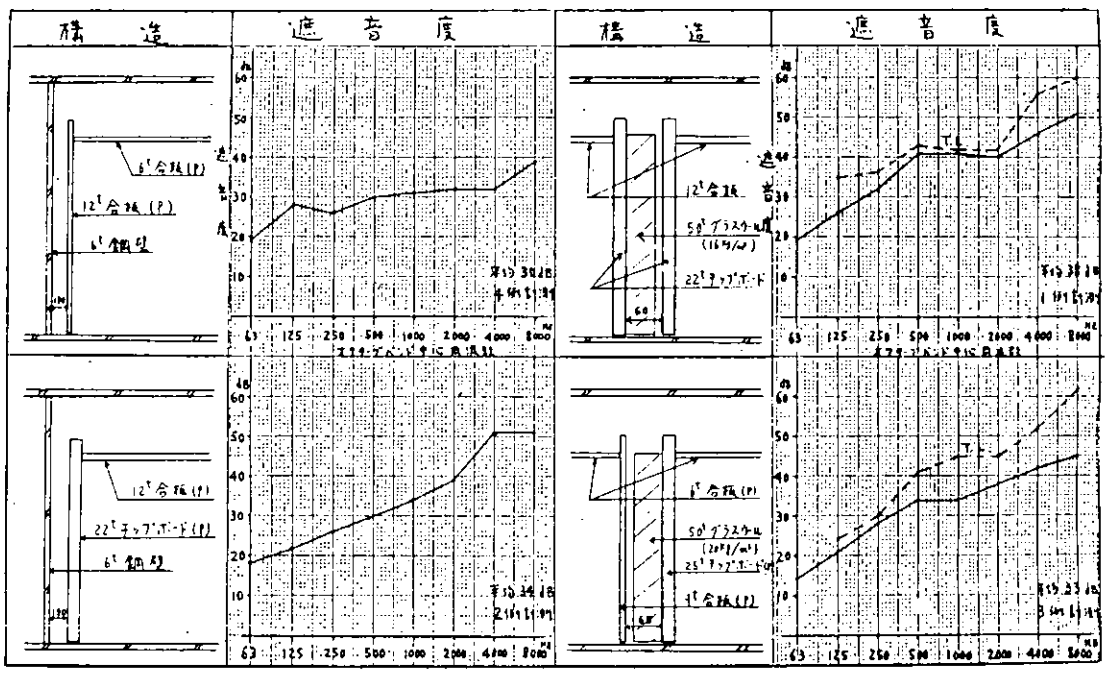
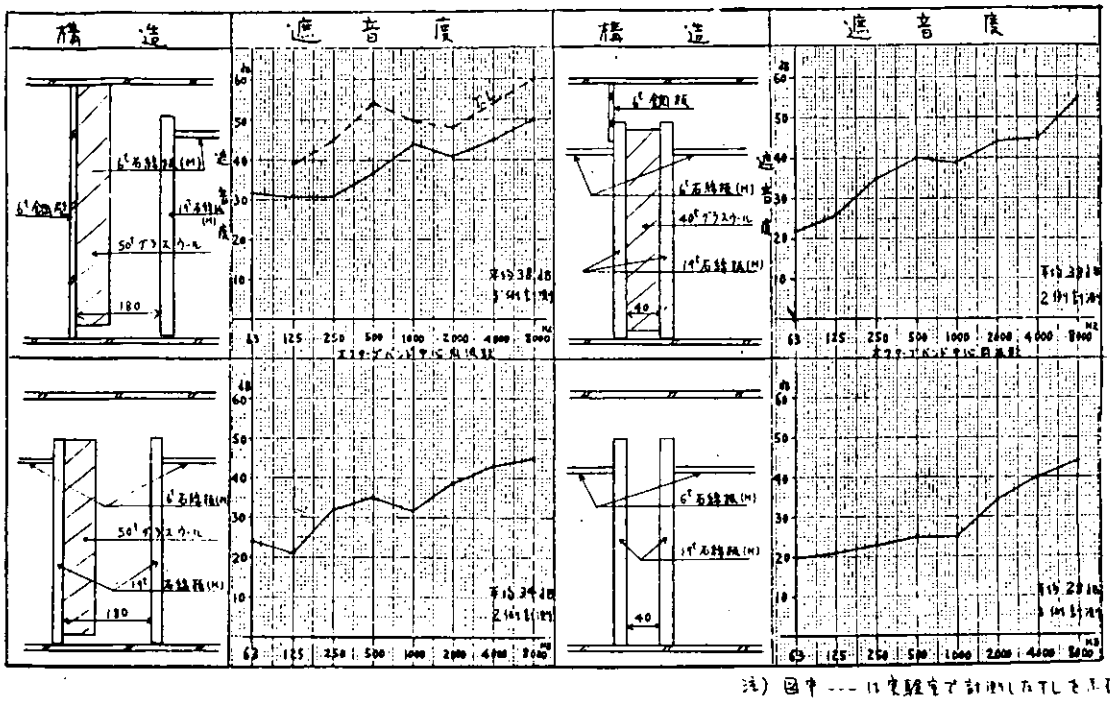


図 7.2.27　船舶内装構造の遮音度実測値[8)]



注) 図中 --- は実験室で計測したものを示す

図 7.2.28　船舶内装構造の遮音度実測値[8)]

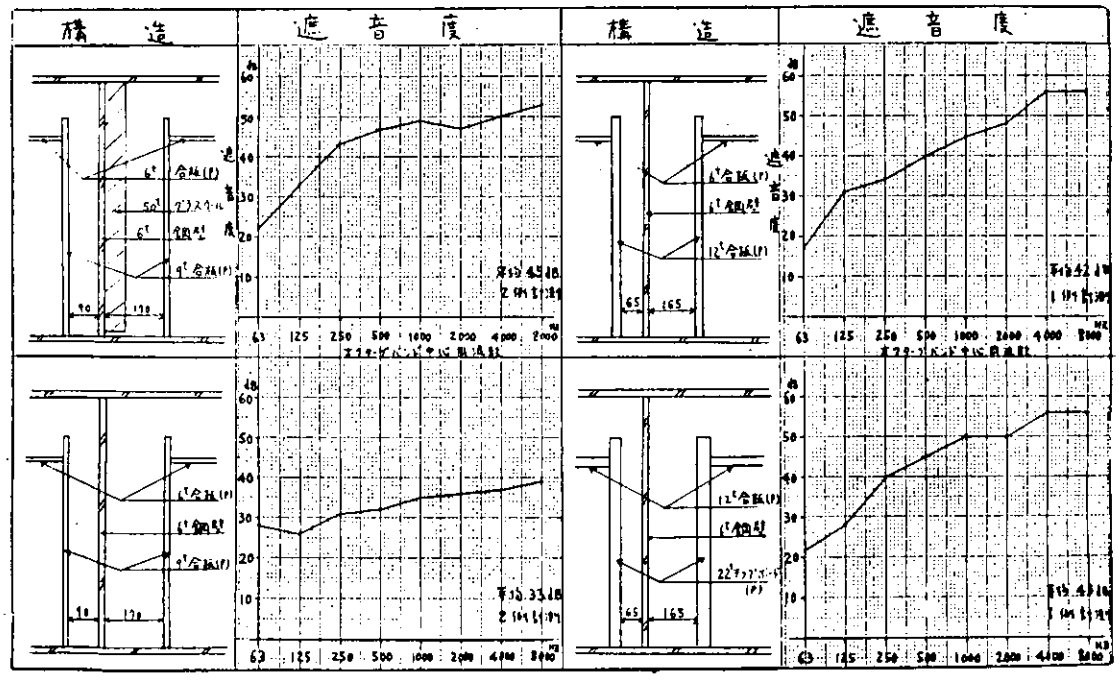
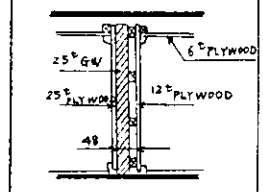
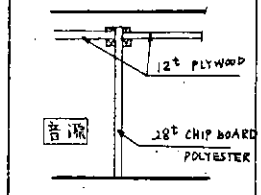
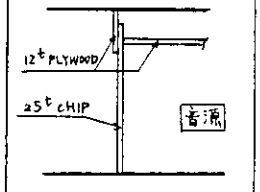


図 7.2.29　船舶内装構造の遮音度実測値[8)]

構造	遮音度 (dB) 平均	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
	32	11	21	24	31	32	37	45	50
	24 25 26	18 15 17	21 19 21	21 23 21	24 25 27	24 25 28	24 26 27	31 33 34	34 37 36
	21	9	16	17	21	21	22	31	35

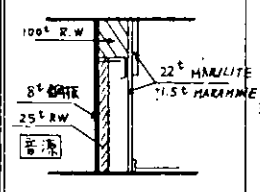
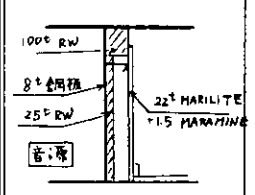
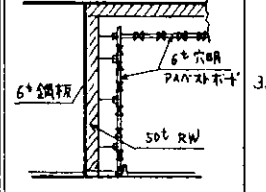
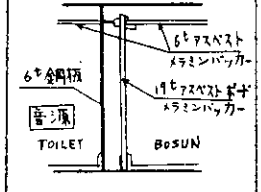
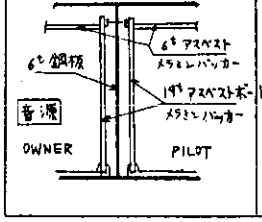
構造	遮音度 (dB) 平均	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
	34	24	32	34	36	35	32	36	43
	35	25	34	34	36	35	33	35	35
	33	30	30	30	35	30	37	32	40

図 7.2.30　船舶内装構造の遮音度実測値[9]

構造	遮音度 (dB) 平均	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
	27	22	19	22	26	30	28	32	38
	40	32	27	42	45	42	41	42	48
	40	31	38	36	32	41	43	43	49

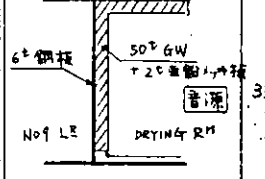
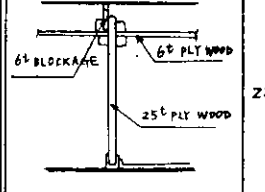
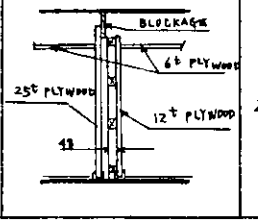
構造	遮音度 (dB) 平均	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
	33	13	21	29	34	37	35	41	45
	22	13	13	15	21	22	26	33	37
	26	8	6	19	27	29	35	38	49

図 7.2.31　船舶内装構造の遮音度実測値[9]

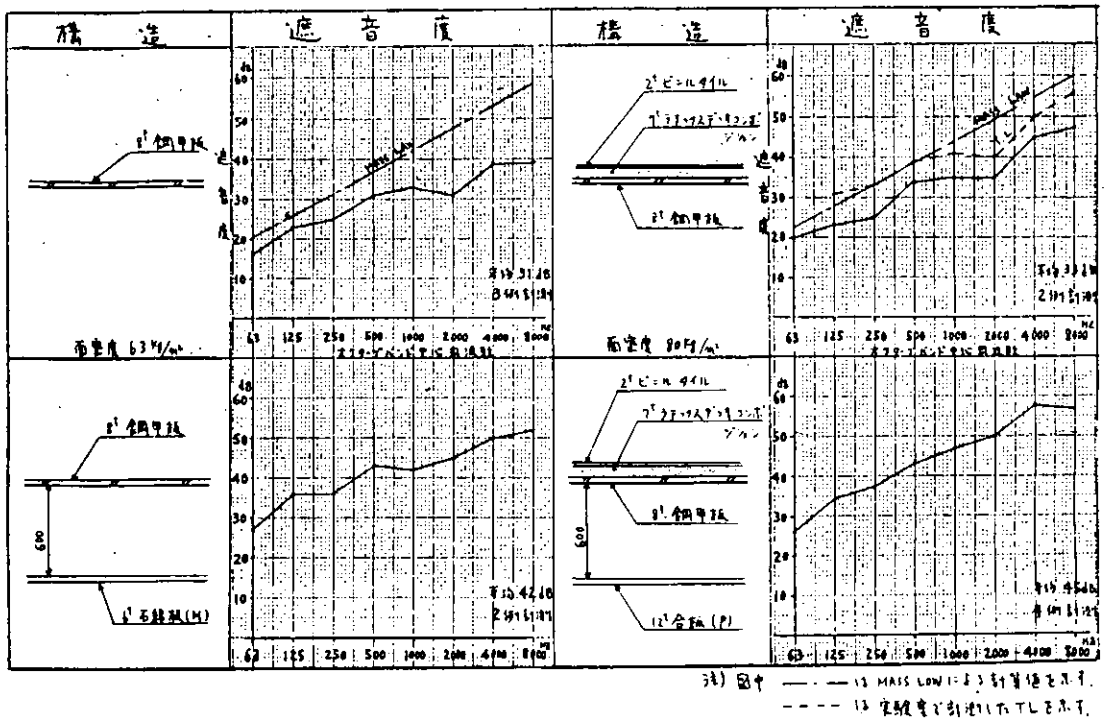


図 7.2.32　船舶内装構造の遮音度実測値[8)]

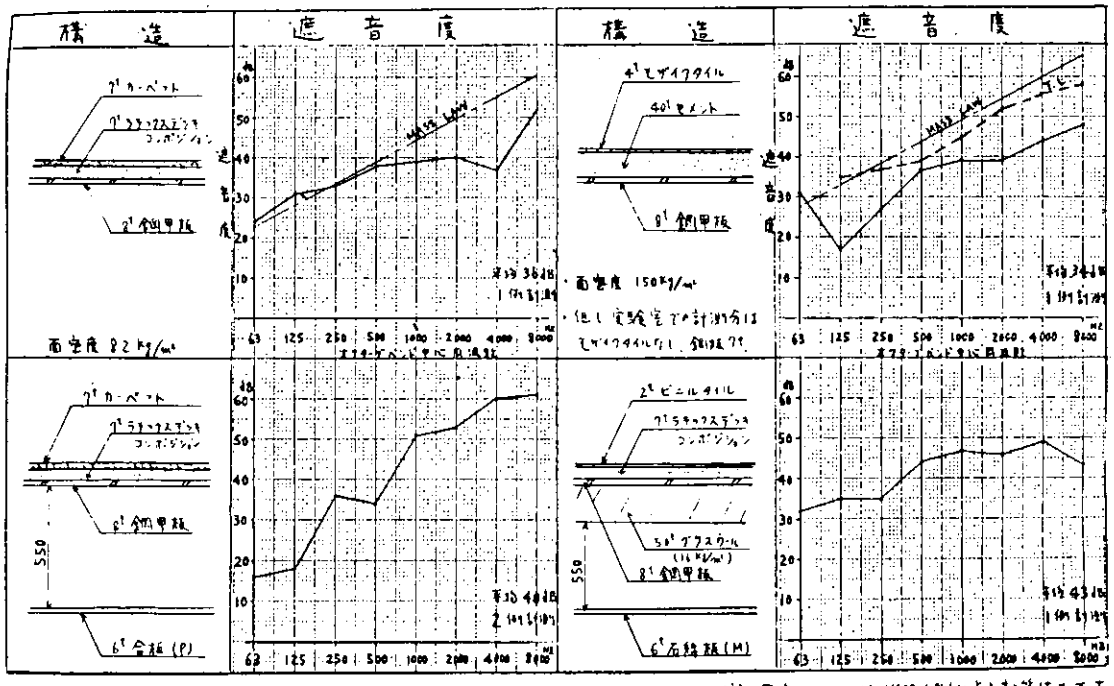


図 7.2.33　船舶内装構造の遮音度実測値[8)]

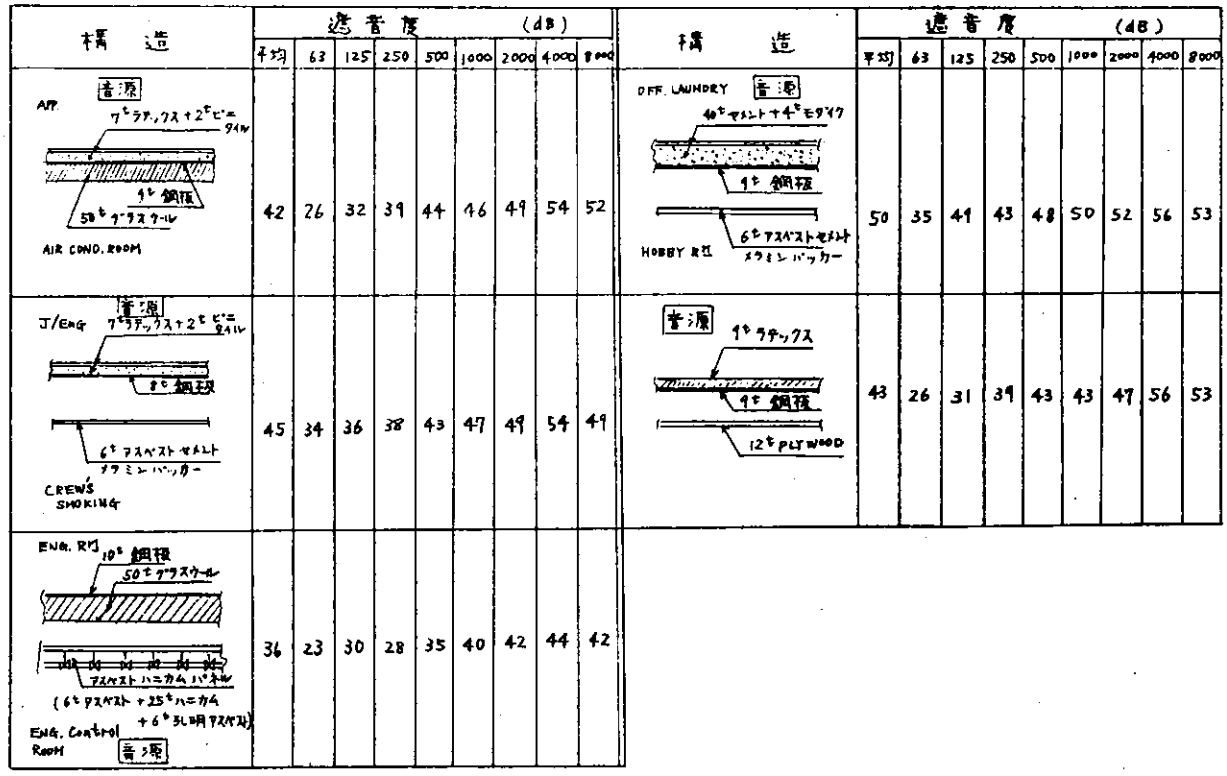
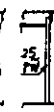
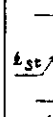
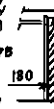
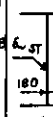
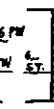
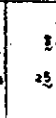
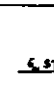


図 7.2.34　船舶内装構造の遮音度実測値[9]

表 7.2.6　各種壁構造の遮音度

( )内数値は実験平均値を示す

遮音度 (dB) ＼ 構造	1重壁 NON-STEEL	1重壁 STEEL	2重壁 NON-STEEL	2重壁 STEEL	3重壁
25 ∫ 29		(27)	(28)  (26)		
30 ∫ 34		 (33)	(33)  (34)	 (30)  (33)	(33)
35 ∫ 39			(38) (38)	 (35)	
40 ∫ 44				(40)	(40) (42) (43)
45 ∫ 50					 (43)

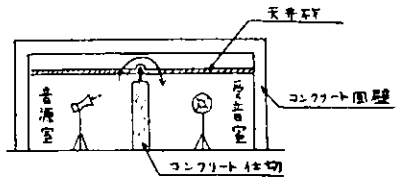


図 7.2.35　天井材の透過損失計測実験モデル[10]

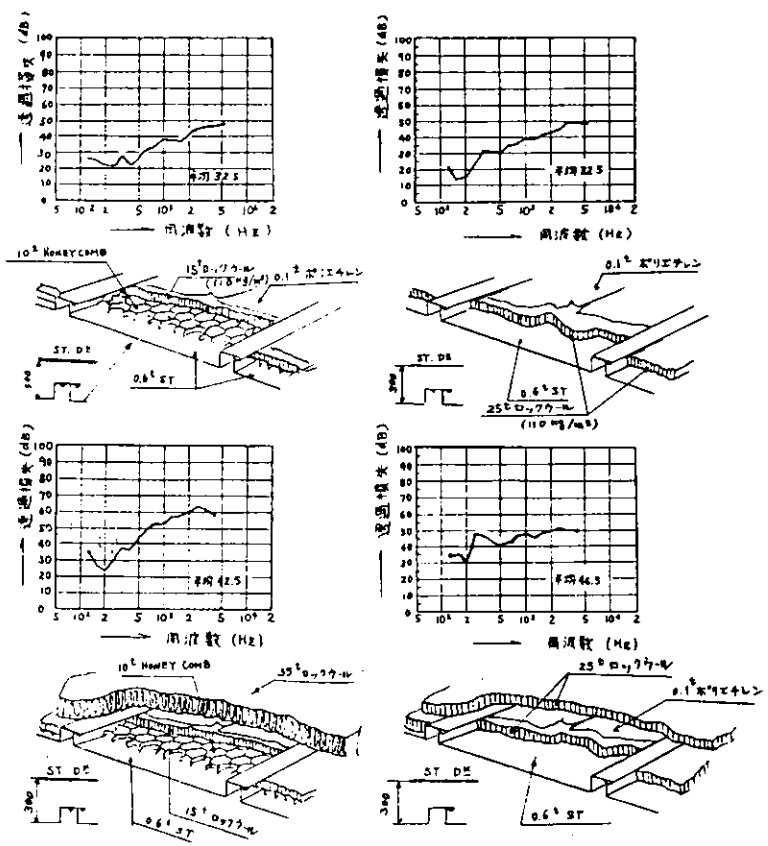


図 7.2.36　各種天井材の遮音性能[10]

表 7.2.7　各種床（天井）構造の遮音度

（　）内数値は実験平均値

遮音度 (dB) ＼ 構造	天井内張りかない場合	天井内張りのある場合
30 ～ 34	8～ ST 4～ M.Tile 40～ Cement 8～ ST (31)　(34)	
35 ～ 39	7～ CARPET 9 RBDC 8～ ST (36)	10～ ST 50～ GW 6～ AB 25～ ハンコム 穴明 6～ AB (36)
40 ～ 44	2～ V.T 7 RBDC 9～ ST 50～ GW (42)	8～ ST 6～ AB (42) 9 RBDC 7～ CARPET 8～ ST. 6～ PW (40)
45 ～ 49		2. V.T. 7～ RBDC 8～ ST 6AB/12PW (45)
50 ～		4～ M.Tile 40～ CEMENT 8～ ST 6～ AB (50)

(b) 家具，装飾品類が多く，比較的吸音力に富んでいる。

(c) これらの室は，できるだけ騒音源から離して配置されるのが普通であるが，やむなく騒音源が近接しているときは，図 7.2.37や図 7.2.38にみられるような防音対策を施している例もみられる。

防音構造上の留意点については，(1)居住区画の騒音の種類と防音対策の項で記述したが，最近の厳しい規制値を，通常の対策だけで満たすことは難しく，内装壁，天井，床を全面的に浮き構造としなければならない場合もある。

又この区画では，他区画からの騒音以外に，隣接室からの人為騒音についても注意を払う必要があり，家具，装備品の配置上の対策や，床にカーペットを敷くような対策が考えられる。

図 7.2.39はカーペットを敷くことによる衝撃音の改善例を示したものであり，また，図 7.2.40はカーペットと軟質の下敷きを組合せることにより，高周波数域の騒音に対して，吸音材（ロックウール）と略々同等の吸音効果をあげた例を示したものである。

次に，部屋の吸音率は，防音設計上で，一つの因子となるが，居室，公室及び事務室の室内平均吸音率について，実船計測した結果をとりまとめて示すと，表 7.2.8 ～表 7.2.11，これらの表をもとにして室内平均吸音率のカーペットの有無による差，居室と事務室との差，壁内張りの有無による差を示したのが，それぞれ図 7.2.41，図 7.2.42，図 7.2.43である。

また，各船の居室の平均吸音率を示すと図 7.2.44の如くなり，各船についてあまり大きな差がないようである。上記の室内平均吸音率に関する実船計測結果から次のことがいえる。[3)]

(a) 居室の平均吸音率は 125 Hz 以上では，0.12 ～ 0.15 程度で，周波数が高くなるに従って，やや吸音率が上がる傾向にある。

(b) 床にカーペットを敷いた場合は，カーペットの無い場合に比べて，250 Hz 以上の周波数域では吸音率は平均 0.07 上がり，室内騒音は，この周波数域で約 2 dB 下がる。

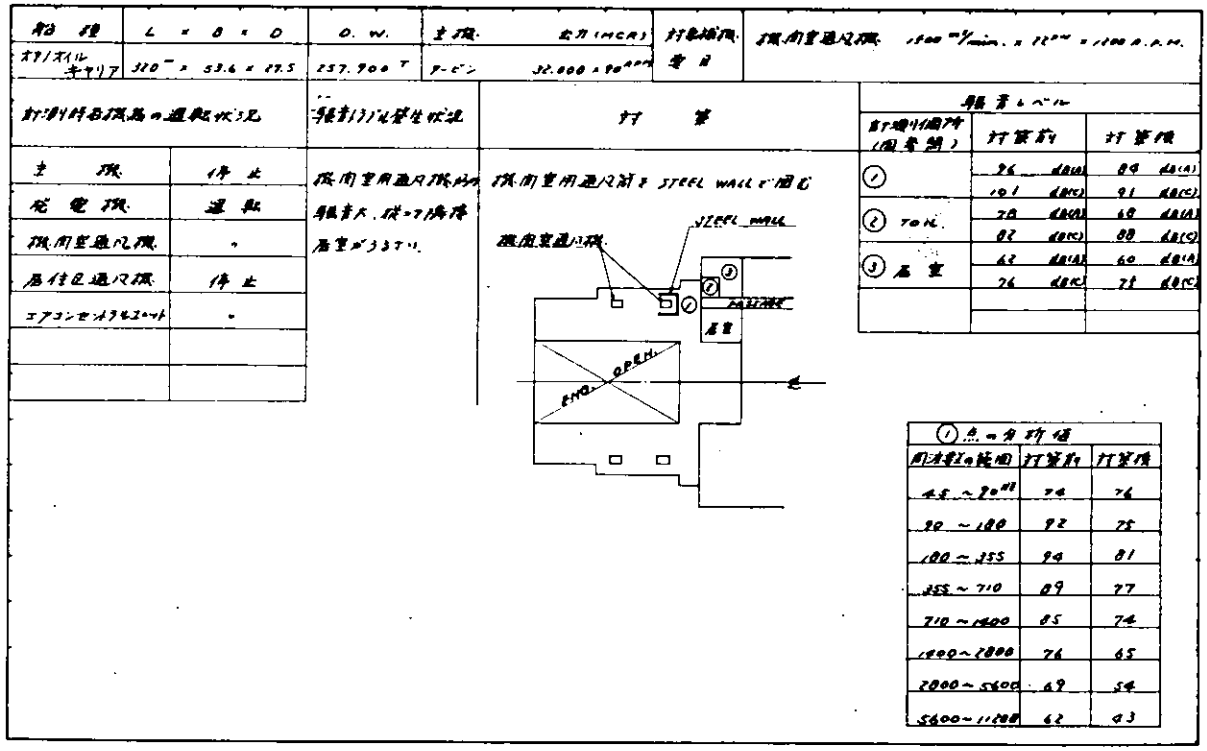


図 7.2.37　騒音源が近くにある場合の防音対策例(1)

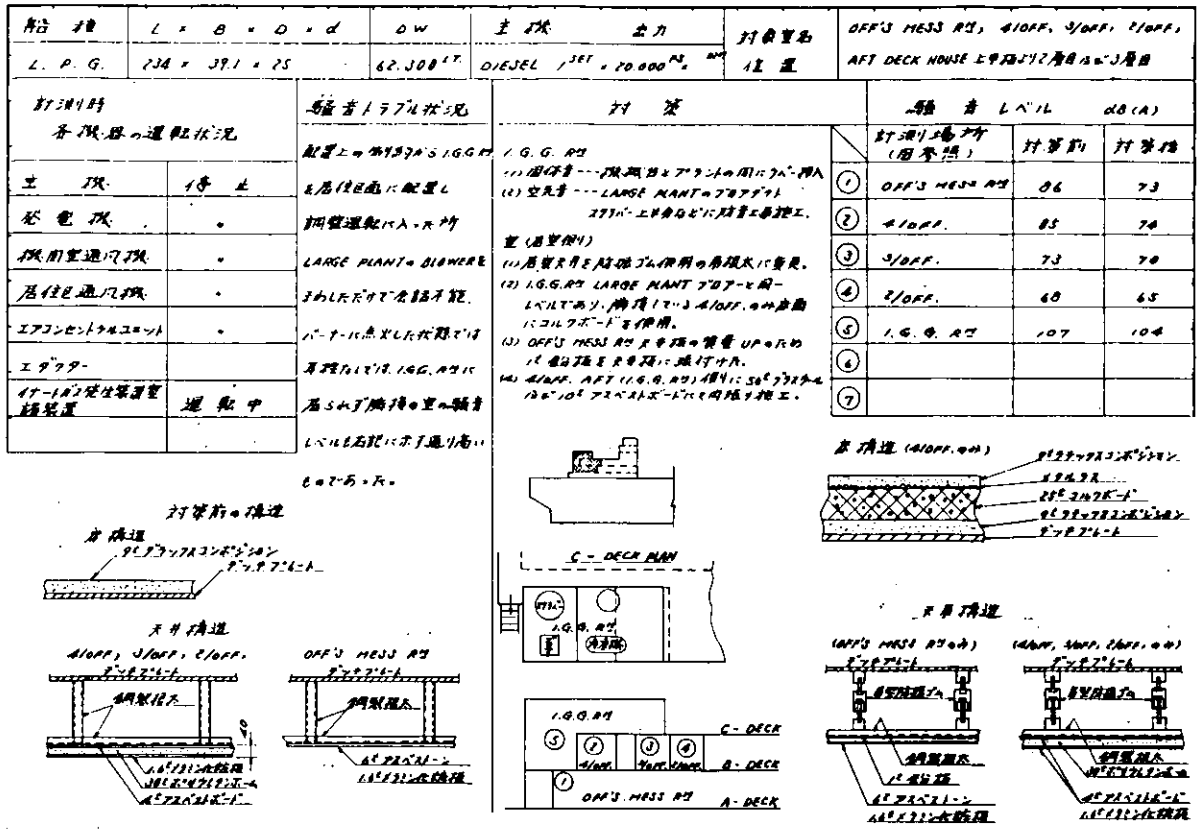


図 7.2.38　騒音源が近くにある時の防音構造例(2)

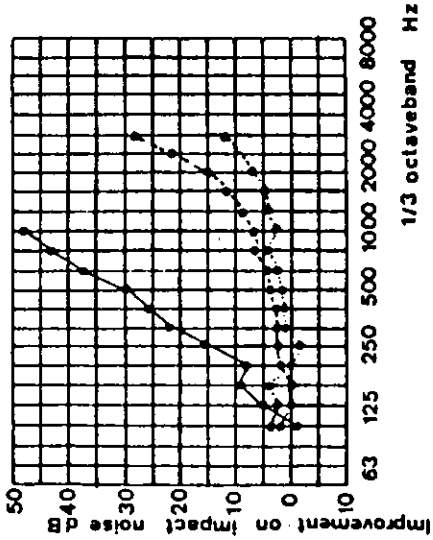


図 7.2.39　カーペットによる衝撃音の改善[4]

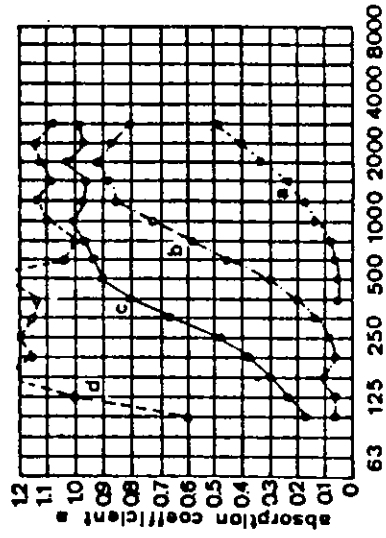


図 7.3.40　カーペットの吸音効果（特に高周波数に対して）[4]

表7.2.8　居室の室内平均吸音率[8)]

計測場所　A　船　　CAPTAIN'S DAY ROOM

室容積(V)：44.6 m^3　　室表面積(S)：84.2 m^2　　V/S = 0.53

室内状態
- 天　井：6t PLYWOOD　　壁：9t PLYWOOD　　床：7tCARPET ON 9tLATEX D.C.
- ソファー：2600×1700×720 1ケ　　カーテン：窓カーテン4組 ：扉カーテン2組 その他
- 椅　子：ARM CHAIR　3ケ　　ベッド：なし

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.867	0.534	0.385	0.360	0.371	0.351	0.318	0.327	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.094	0.148	0.199	0.211	0.206	0.216	0.235	0.230	0.192

計測場所　A　船　　CAPTAIN'S RED ROOM

室容積(V)：27.0 m^3　　室表面積(S)：56.3 m^2　　V/S = 0.48

室内状態
- 天　井：6tPLYWOOD　　壁：9t PLYWOOD　　床：7tCARPET ON 9t LATEX D.C.
- ソファー：なし　　カーテン：窓カーテン1組 扉カーテン1組　　その他：
- 椅　子：C. C. 1ケ　　ベッド：2000×1350 1ケ マットレス有

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.717	0.417	0.410	0.440	0.417	0.343	0.367	0.341	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.102	0.170	0.172	0.161	0.170	0.202	0.190	0.203	0.171

計測場所　B　船　　OWNER

室容積(V)：48.3 m^3　　室表面積(S)：86.5 m^2　　V/S = 0.56

室内状態
- 天　井：12t PLYWOOD　　壁：22t PLYWOOD　　床：2t VINYL TILE ON 7t LATEX D.C.
- ソファー：1900×700　1ケ　　カーテン：窓カーテン3組　　その他：
- 椅　子：ARM CHAIR　2ケ　　ベッド：2000×1070 1ケ（マットレスなし）

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.724	0.534	0.587	0.557	0.560	0.587	0.544	0.503	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.117	0.155	0.143	0.150	0.149	0.143	0.153	0.164	0.147

計測場所　C　船　　C/ENG'S DAY ROOM

室容積(V)：38.4 m^3　　室表面積(S)：72.5 m^2　　V/S = 0.53

室内状態
- 天　井：12t PLYWOOD　　壁：25t PLYWOOD　　床：2t VINYL TILE ON 7tLATEX D. C.
- ソファー：2100×2100×700 1ケ　　カーテン：窓カーテン3組
- 椅　子：ARM CHAIR　3ケ　　ベッド：なし　　その他：

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.680	0.667	0.607	0.580	0.573	0.554	0.533	0.533	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.118	0.120	0.132	0.137	0.139	0.143	0.148	0.148	0.136

表 7.2.9　居室の室内平均吸音率[8]

計測場所　A 船　PILOT

室容積(V)：26.0 ㎥　室表面積(S)：55.0 ㎡　V/S = 0.47

室内状態
- 天　井：6t PLYWOOD　壁：9t PLYWOOD 25t CHIP BOARD　床：5t CARPET ON 9t LATEX D.C.
- ソファー：1830×670 1ケ　カーテン：窓カーテン2組，扉カーテン1組　その他：
- 椅　子：ARM CHAIR 2ケ　ベッド：2000×1200 1ケ（マットレス有り）

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.750	0.530	0.400	0.377	0.423	0.357	0.390	0.333	$\bar{\alpha}$ 平均
$\bar{\alpha}$	0.096	0.133	0.172	0.181	0.172	0.186	0.176	0.203	0.165

計測場所　B 船　4/ENG

室容積(V)：25.6 ㎥　室表面積(S)：54.5 ㎡　V/S = 0.47

室内状態
- 天　井：12t PLYWOOD　壁：22t PLYWOOD　床：2t VINYL TILE ON 7t LATEX D.C.
- ソファー：1900×700 1ケ　カーテン：窓カーテン2組　その他：
- 椅　子：REVOLVING A.C. 1ケ　ベッド：2000×900 1ケ（マットレスなし）

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	1.20	0.534	0.483	0.423	0.427	0.410	0.407	0.390	$\bar{\alpha}$ 平均
$\bar{\alpha}$	0.061	0.132	0.145	0.164	0.162	0.169	0.170	0.176	0.147

計測場所　B 船　SAILOR（2人部屋）

室容積(V)：34.6 ㎥　室表面積(S)：69.8 ㎡　V/S = 0.50

室内状態
- 天　井：12t PLYWOOD　壁：22t PLYWOOD　床：2t VINYL TILE ON 7t LATEX D.C.
- ソファー：1900×600 1ケ　カーテン：窓カーテン1組　その他
- 椅　子：SMALL CHAIR 2ケ　ベッド：2000×900 2ケ（マットレス有り）

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.800	0.614	0.507	0.373	0.400	0.400	0.377	0.394	$\bar{\alpha}$ 平均
$\bar{\alpha}$	0.096	0.122	0.147	0.194	0.182	0.182	0.192	0.184	0.162

計測場所　B 船　CREW(E)

室容積(V)：24.6 ㎥　室表面積(S)：53.6 ㎡　V/S = 0.46

室内状態
- 天　井：12t PLYWOOD　壁：22t PLYWOOD　床：2t VINYL TILE ON 7t LATEX D.C.
- ソファー：1900×600×1ケ　カーテン：窓カーテン1組　その他：
- 椅　子：SMALL CHAIR 2ケ　ベッド：2000×900 1ケ（マットレス有り）

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.667	0.530	0.467	0.453	0.460	0.447	0.434	0.460	$\bar{\alpha}$ 平均
$\bar{\alpha}$	0.105	0.131	0.147	0.150	0.149	0.153	0.157	0.149	0.143

表 7.2.10　居室の室内平均吸音率[8)]

計測場所　A 船　P/OFF (D)

室容積(V)：24.2 m^3　室表面積(S)：52.5 m^2　V/S = 0.46

室内状態
- 天　井：6t PLYWOOD
- ソファー：1,830×600 1ケ
- 椅　子：ARM CHAIR 1ケ
- 壁：9t PLYWOOD 25t CHIP BOARD
- カーテン：窓カーテン2組 扉カーテン1組
- ベッド：2000×800 1ケ（マットレス有り）
- 床：2t VINYL TILE ON 7t LATEX D. C.
- その他：

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	1.17	0.694	0.440	0.487	0.454	0.490	0.434	0.390	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.061	0.101	0.154	0.141	0.151	0.140	0.157	0.173	0.135

計測場所　C 船　2/ENG

室容積(V)：24.9 m^3　室表面積(S)：53.3 m^2　V/S = 0.47

室内状態
- 天　井：12t PLYWOOD
- ソファー：1900×700 1ケ
- 椅　子：REV. ARM CHAIR 1ケ
- 壁：25t CHIP BOARD
- カーテン：窓カーテン2組 扉カーテン1組 ベッドカーテン1組
- ベッド：2000×1000 1ケ（マットレス有り）
- 床：9t LATEX D.C.
- その他：

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.713	0.590	0.467	0.453	0.453	0.467	0.466	0.433	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.100	0.119	0.149	0.152	0.152	0.149	0.149	0.159	0.141

計測場所　C 船　Q/MASTER (C)

室容積(V)：21.4 m^3　室表面積(S)：48.3 m^2　V/S = 0.44

室内状態
- 天　井：12t PLYWOOD
- ソファー：1900×650 1ケ
- 椅　子：REV. CHAIR 1ケ
- 壁：25t PLYWOOD
- カーテン：窓カーテン1組 ベッドカーテン1組
- ベッド：2000×1000 1ケ（マットレス有り）
- 床：9t LATEX D.C.
- その他

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.933	0.634	0.510	0.390	0.440	0.387	0.475	0.467	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.073	0.106	0.129	0.166	0.149	0.167	0.138	0.141	0.134

計測場所　C 船　MOTOR MAN

室容積(V)：19.3 m^3　室表面積(S)：44.9 m^2　V/S = 0.43

室内状態
- 天　井：12t PLYWOOD
- ソファー：1900×650 1ケ
- 椅　子：SMALL CHAIR 1ケ
- 壁：25t PLYWOOD
- カーテン：な　し
- ベッド：2000×1000 1ケ（マットレスなし）
- 床：9t LATEX D. C.
- その他：

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.567	0.467	0.543	0.497	0.527	0.560	0.500	0.533	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.115	0.138	0.120	0.130	0.123	0.116	0.130	0.122	0.124

表 7.2.11　公室の室内平均吸音率[8)]

計測場所　B 船　OFFICER'S MESS ROOM

室容積(V)：71.3 ㎥　室表面積(S)：117.1 ㎡　V/S = 0.61

室内状態
- 天　井：12t PLYWOOD　壁：22t PLYWOOD　床：2t VINYL TILE ON 7t LATEX D.C.
- ソファー：なし　カーテン：窓カーテン4組　その他：2000×1900 ACORDION DOOR 1ケ
- 椅　子：ARM CHAIR 19ケ　ベッド：なし

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.800	0.774	0.684	0.534	0.527	0.534	0.567	0.534	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.116	0.119	0.134	0.168	0.170	0.168	0.159	0.168	0.150

計測場所　C 船　OFFICER'S MESS ROOM

室容積(V)：71.1 ㎥　室表面積(S)：120 ㎡　V/S = 0.59

室内状態
- 天　井：12t PLY WOOD　壁：25t PLYWOOD　床：2t VINYL TILE ON 7t LATEX
- ソファー：なし　カーテン：なし　その他：1200×1900 ACORDION DOOR
- 椅　子：ARM CHAIR 16ケ　ベッド：なし

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.703	0.770	0.674	0.738	0.688	0.618	0.643	0.590	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.127	0.116	0.132	0.121	0.130	0.143	0.137	0.150	0.132

計測場所　C 船　ENG/OFFICE

室容積(V)：19.1 ㎥　室表面積(S)：43.6 ㎡　V/S = 0.44

室内状態
- 天　井：12t PLYWOOD　壁：25t CHIP BOARD　床：9t LATEX D.C
- ソファー：なし　カーテン：なし　その他：
- 椅　子：ARM CHAIR 4ケ　ベッド：なし

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.753	0.513	0.480	0.534	0.500	0.507	0.566	0.566	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.119	0.128	0.137	0.124	0.131	0.130	0.117	0.117	0.125

計測場所　A 船　CAPTAIN'S OFFICE

室容積(V)：23.9 ㎥　室表面積(S)：51.8 ㎡　V/S = 0.46

室内状態
- 天　井：6t PLYWOOD　壁：9t PLYWOOD　床：2t VINYL TILE ON 7t LATEX D.C
- ソファー：なし　カーテン：窓カーテン2組　その他
- 椅　子：ARM CHAIR 5ケ　ベッド：なし

	63Hz	125	250	500	1000	2000	4000	8000Hz	
T (sec)	0.693	0.600	0.580	0.574	0.667	0.600	0.534	0.480	$\bar{\alpha}$平均
$\bar{\alpha}$	0.101	0.116	0.120	0.121	0.106	0.116	0.130	0.143	0.119

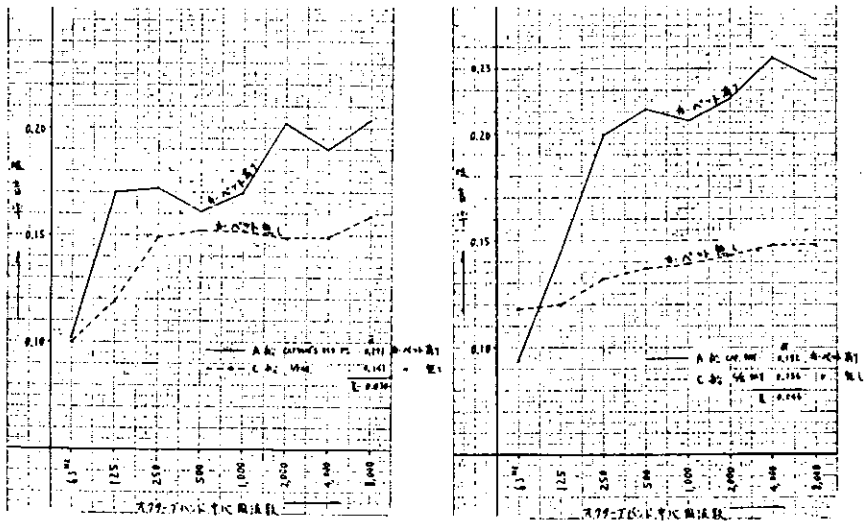


図 7.2.41　カーペットの有無による室内平均吸音率の違い[8)]

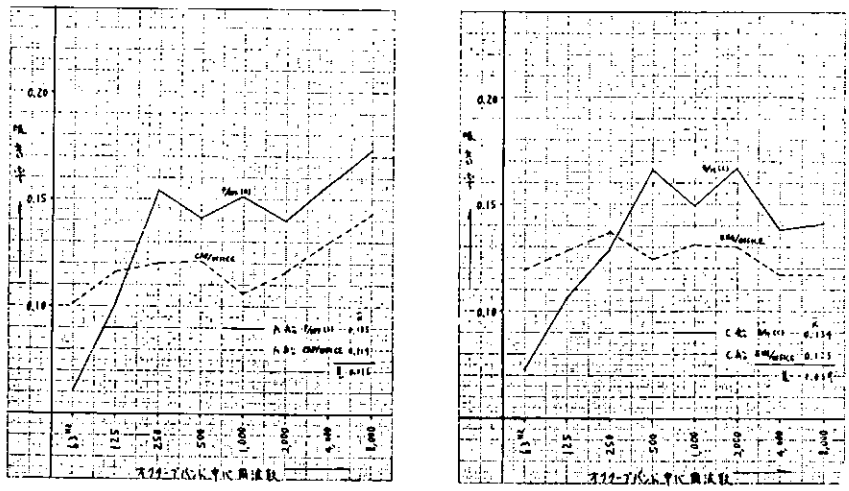


図 7.2.42　居室と事務室の室内平均吸音率の違い[8)]

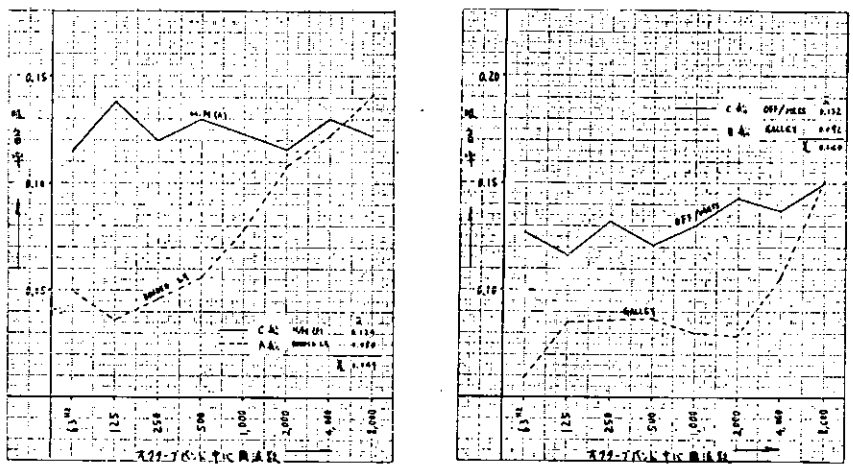


図 7.2.43　壁内張りの有無による室内平均吸音率の違い[8)]

(c) 居室と事務室の平均吸音率の差は 500 Hz 以上の周波数域では 0.03 位であり，居室の方が大きい。

(d) 壁内張りがあると，鋼板のみに比べて1000 Hz 以下の周波数域で約 0.05 程度吸音率が上がる。

(e) 63 Hzにおける平均吸音率は計測した室が，せまい為に，必ずしも正確とはいえないと考えられる。なお吸音率の定義，算出法については〝4.2 空気伝搬音の伝搬〟を参照のこと。

(4) 操舵室，海図室

操舵室，海図室の騒音は 2 章に示されているように，許容上限値を 60 ～ 65 dB(A) としている規則が多い。この区画については，次の騒音源が考えられる。

(a) 排ガス管の共振により，煙突から発生する低周波数域騒音（図 7.2.45）

(b) 機関室及び居住区用の吸排気口より出る広周波数域にわたる騒音

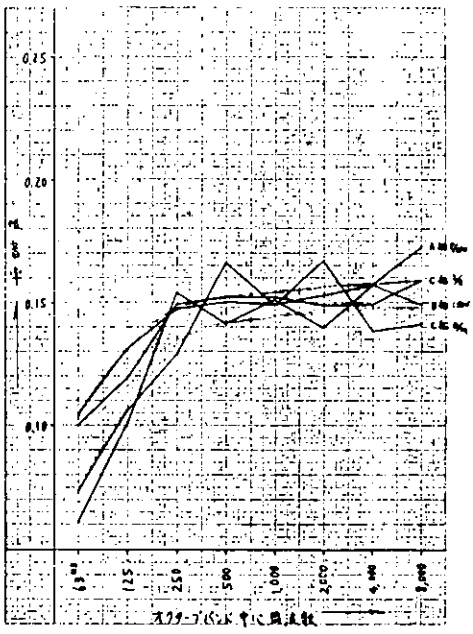


図 7.2.44　居室の平均吸音率[8)]

(c) モータージェネレーター，エコーサウンダー等が発生する純音に近い不快音及びレーダーの出す中域から高域にかけての騒音（図 7.2.46，図 7.2.47，図 7.2.48）

(d) プロペラ起振力との共振による甲板，壁の局部振動が原因となる騒音

このように，これら操舵室，海図室は主機，プロペラ等の主騒音源から遠く離れており，防音上有利と考えられるにもかかわらず，周囲からの騒音が多く，防音構造に十分注意を払わなくてはならない。

排ガス管の共振音のような低周波数域での騒音を防ぐためには，例えば，図 7.2.49で示すような吸音構造とする。本図は，断熱材の下部に穴を明けた吸音材を取付けた天井を示したもので，断熱材と吸音材の間に設けたエアースペースにより，低周波数の騒音を吸収し易くしている。

又この区画では，定常波が発生しにくい区画寸法とか，図 7.2.50に示すような不平行壁配置，あるいは区画内部に部分的間仕切りを設置するなどの対策を居住区の計画段階から考慮しておく必要がある。

この他に，次のような構造上の防音対策がある。

(a) 床，壁等の剛性を高め，プロペラ起振力との共振を避け低周波数域の騒音を低減する。

(b) マスト等の艤装品の基部は十分に補強し誘起される騒音を低減する。

(c) ドアーフレーム周囲にゴムパッキングを取付け rattling を防止する。

(d) ネジ，ナットのゆるみ止め対策を考慮するとともに，ゴムワッシャーを採用することにより，構造及び機器の rattling を防止する。

(e) 部分的に，多層ガラスを使用した窓を採用する（多層ガラスの透過損失については図 7.2.51を参照のこと）。

(5) 無 線 室

無線室内の騒音は 2 章で示されたように国により 55 ～ 65 dB(A) に規制されている。無線室はアンテナケーブルの導設の便宜上，居住区の上部に設けられるので，操舵室，海図室と同様，煙突，吸排気口などに対する考慮が必要である。また，無線機の電鍵，電装品に組み込まれたリレー等から，小さな直接音が発生するので，その室内反響を防止するために，天井等に吸音板を貼ることがある（図 7.2.52）。

この音は気になる音でもあるから，居室と隣接するときには，防音対策を施すことが望ましい。この場合，防火隔壁用の鋼壁と造作材の間に吸音材料を挿入するのが普通である。また，規則により要求される耐火材料に防

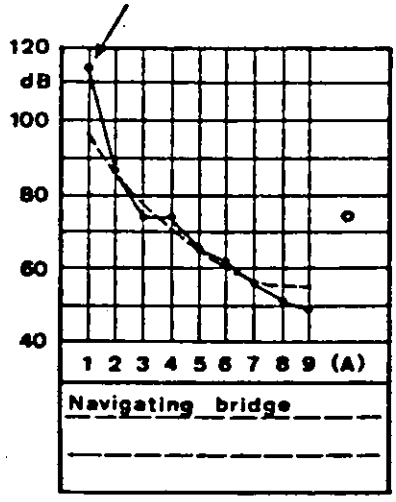


図 7.2.45　排ガス管からの騒音例[4)]

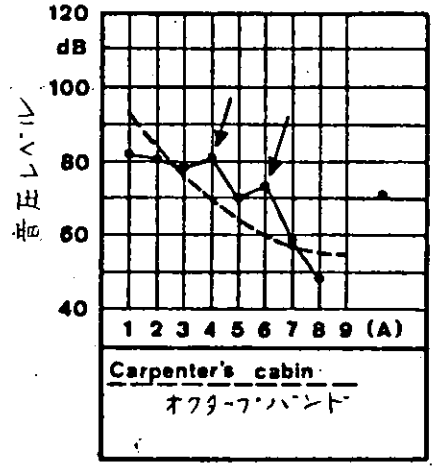


図 7.2.46　ジャイロコンパス用モーター
ジェネレーターの騒音[4)]

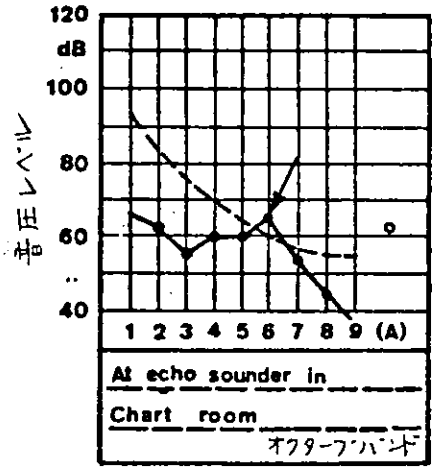


図 7.2.47　エコーサウンダーの騒音[4)]

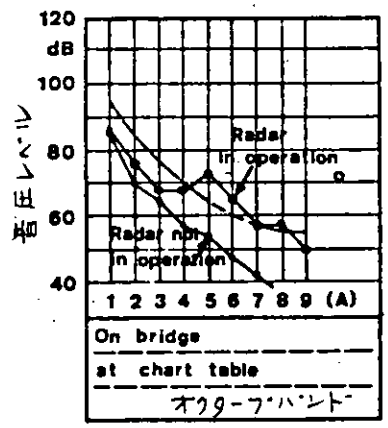


図 7.2.48　レーダー用モーター
ジェネレーターの騒音[4)]

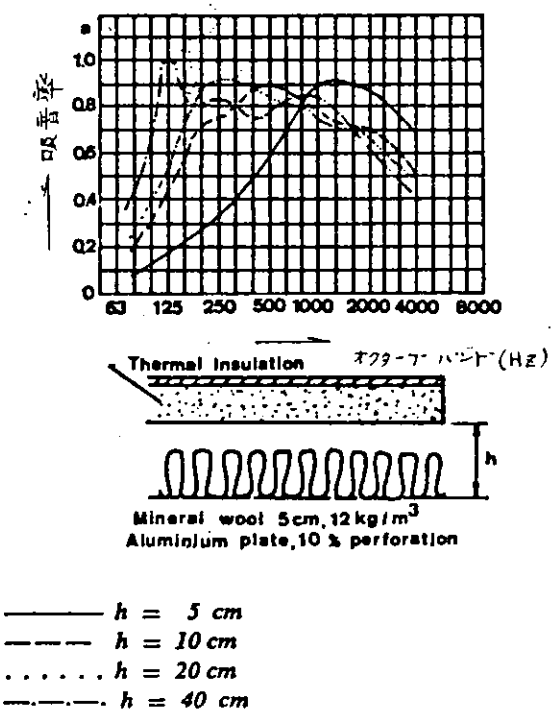


図 7.2.49　吸音構造（特に低域周波数に対して）
を適用した天井

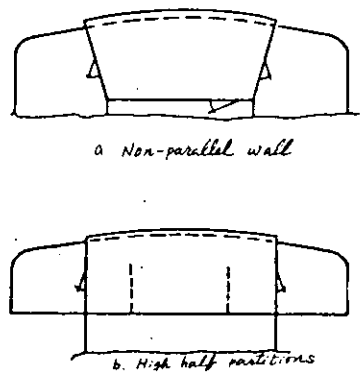


図 7.2.50　壁配置を考慮した操舵
室の騒音対策[4)]

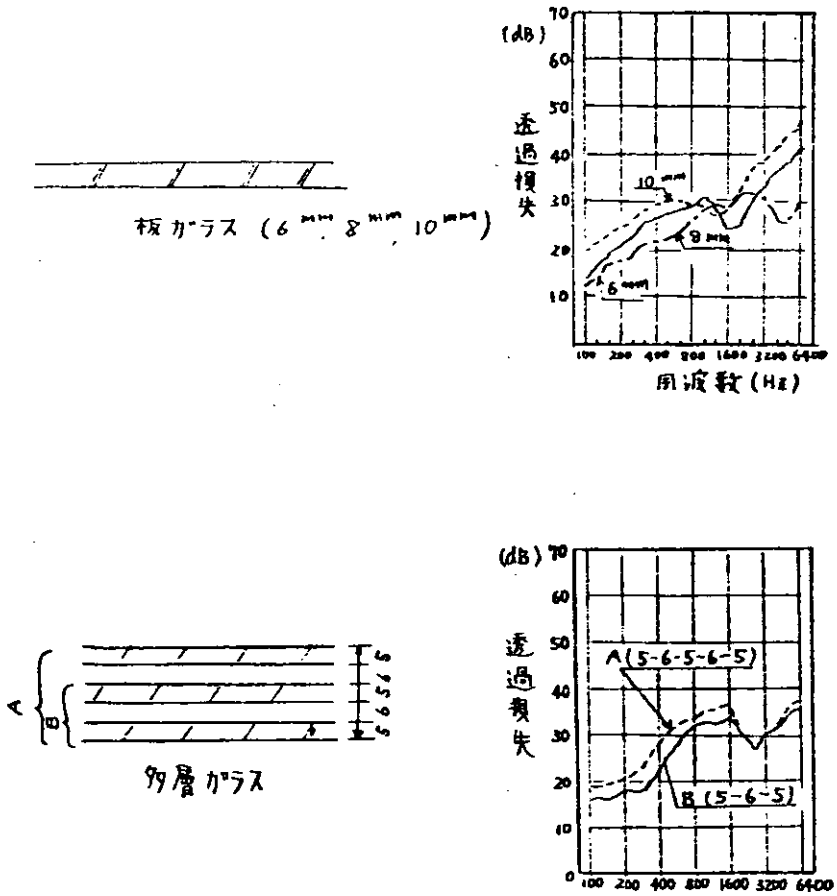


図7.2.51　多層ガラスの透過損失[11]

音性能も期待できる。

(6)　電気機器室，トランス室

モータージェネレーター，トランス類などが発する特定周波数の音や，自動電話交換器のリレー音のように，大きな音ではないが不快感を与える騒音源に対して一般には，

(a)　寝室から離して配置する

(b)　機器を弾性支持する

(c)　鋼壁に囲れた室内に設置する

等の対策をとる。

(7)　浴室，トイレ，洗濯機室

これらの室の騒音源が隣室に及ぼす影響については，現実にはあまり問題はないが，騒音の点からは次の諸点に留意することが望しいと考えられる。

(a)　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，床の敷物を，騒音発生の点を考慮して選択する必要がある。表7.2.12に床の敷物を変えて射水音を計測した結果を示す。

表7.2.12　床の種類とシャワーの射水音[12]

dB(A)

床の種類	タイル	穴あきプラスチックマット(15mm)	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

(b) 洗面器の射水音対策

洗面器が居室の内部にあり，居室の間仕切りなどに取付けられているときは，隣室にも射水音の影響がある。この射水音は給水圧によって変わることはもちろんであるが，通常使用されている立水栓と泡沫タイプの立水栓とで，表 7.2.13のように異なる。すなわち，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。

表 7.2.13　洗面器の射水音 [12]

dB(A)

	音源室	隣　室	通　路
立　水　栓	69	57	49
泡沫立水栓	58	45	39

(c) トイレの便器及び給水槽の構造の改善

トイレの騒音は，給水槽への水の落下音及び便器の洗浄及び排水音であるが，このうち前者に対しては，水を給水槽へ直接，落下させないような構造とすれば，約 20 dB 下がるという報告があり，また，後者に対しては洗浄水に空気が混入しないような構造とすることによって洗浄音がソフトになり，かつ約 10 dB 下がるという報告もある。又，これらの構造を採用した防音タイプ製品も市販されている。図 7.2.53は通常タイプのものと，改善した構造のものに対して，トイレ室を閉め切った状態で計測した結果を示したものである。ただし，計測位置は給水槽から約 1 m離れた位置である。

(d) 剥き出している排出管に対する防音対策

やむを得ず排水管を，下層の居室内を剥き出したまま導設する場合，排水管に 6 mmのフエルト，ラフィングペーパー，ワイヤー，キャンバスから成るインシュレーションを施せば，使用中の排水管で約 2 dB，使用後の空気の吸入音などで約 5 dB 下がるという例もある。

(8) 機関室囲壁

取巻型居住区では，機関室囲壁を通して伝搬する騒音が大きな割合を占めるため，居室などはなるべく機関室囲壁に隣接しないように配置すべきである。

鋼製の囲壁には遮音性をある程度見込めるロックウールなどの断熱材（ロックウールの吸音性能については 6

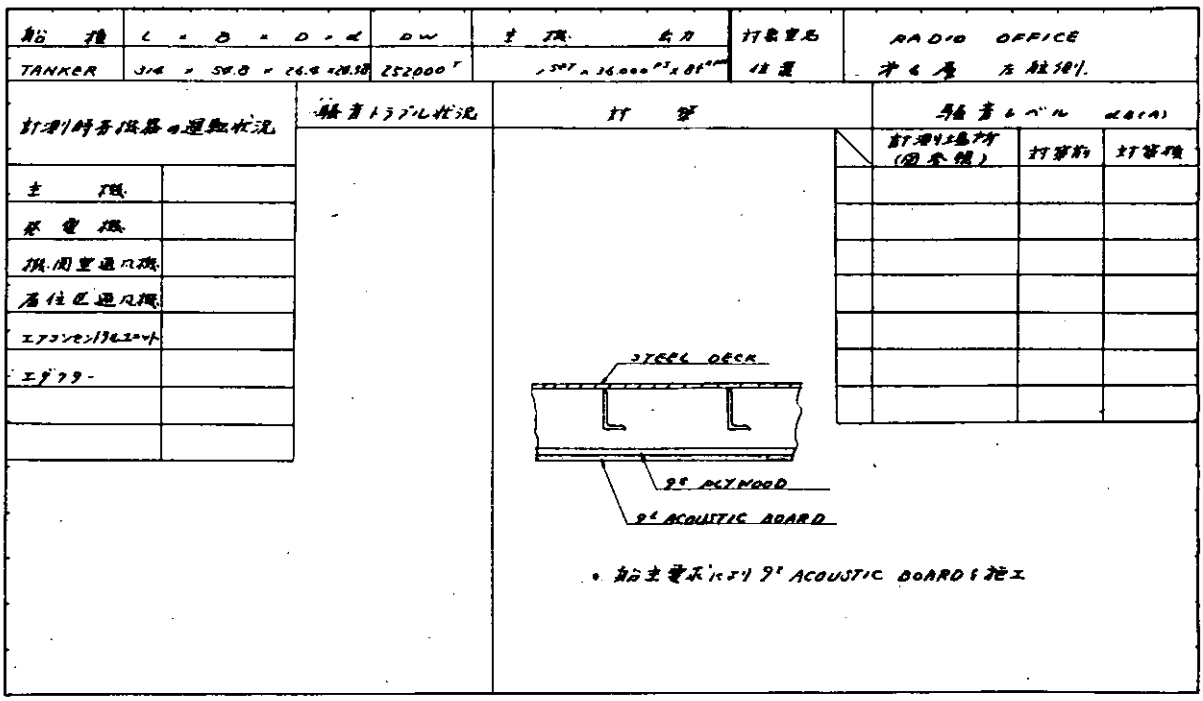


図 7.2.52　無線室天井の吸音構造

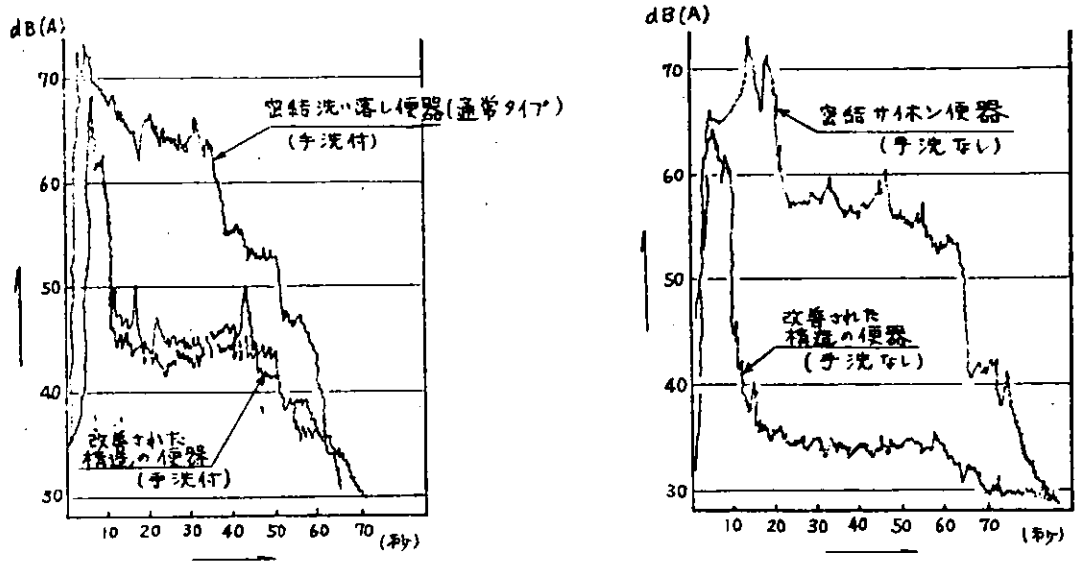


図 7.2.53　改善した構造の便器（給水槽も含む）と
通常タイプのものとの騒音比較[13]
（計測場所：トイレ内）

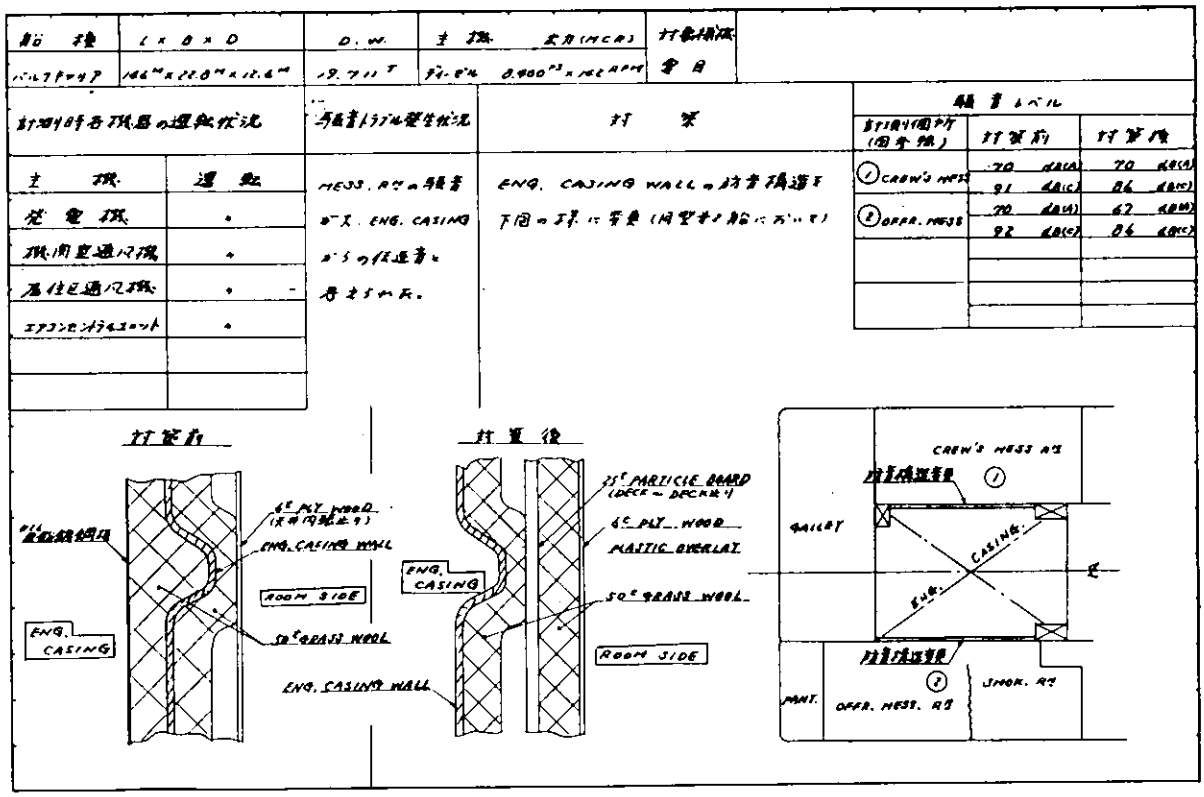


図 7.2.54　機関室囲壁の防音構造例 (1)

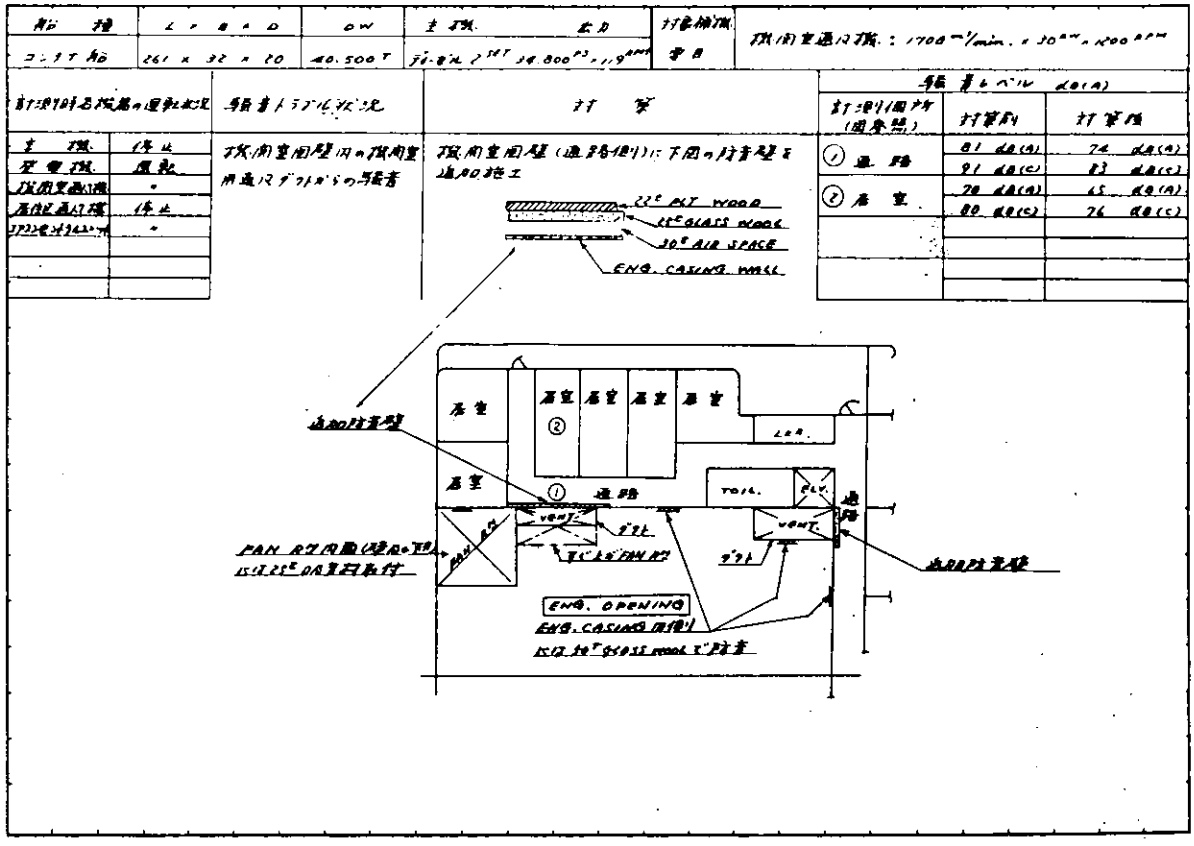


図 7.2.55　機関室囲壁の防音構造例 (2)

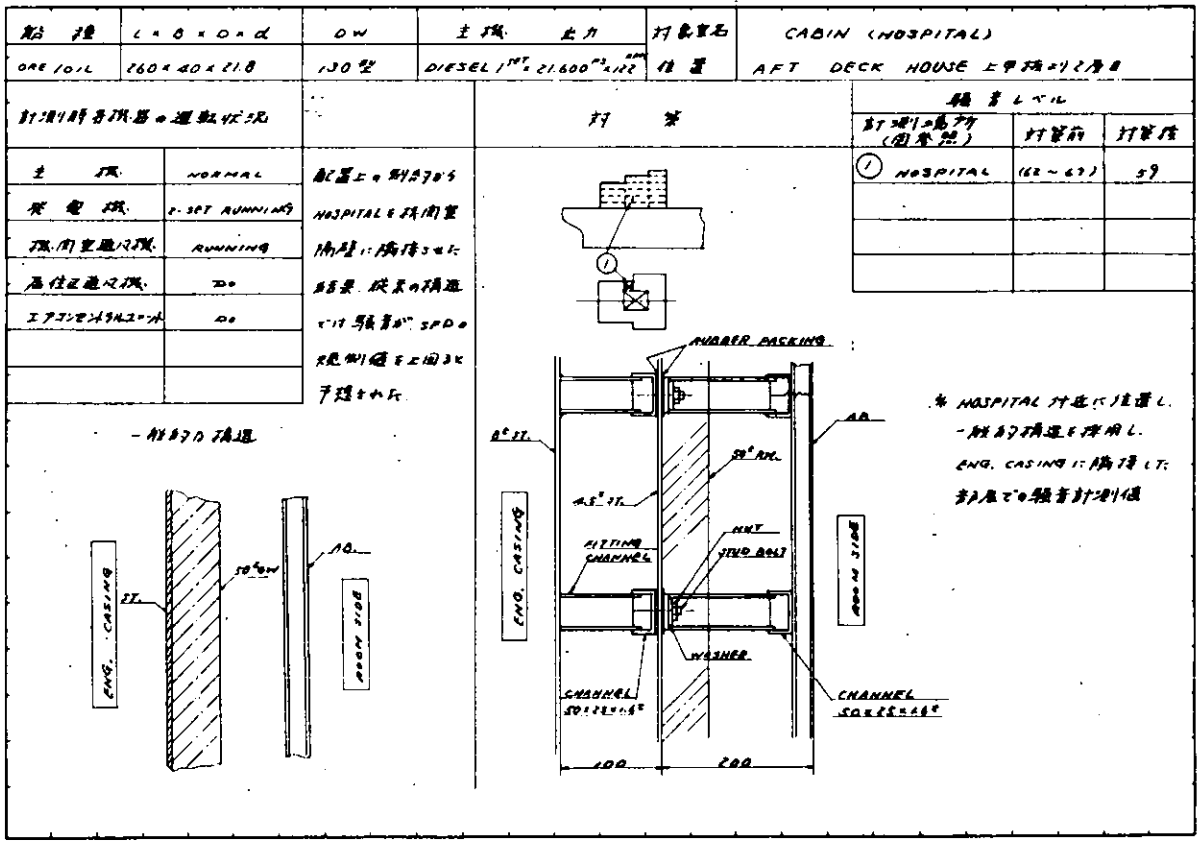


図 7.2.56　機関室囲壁の浮き構造例(1)

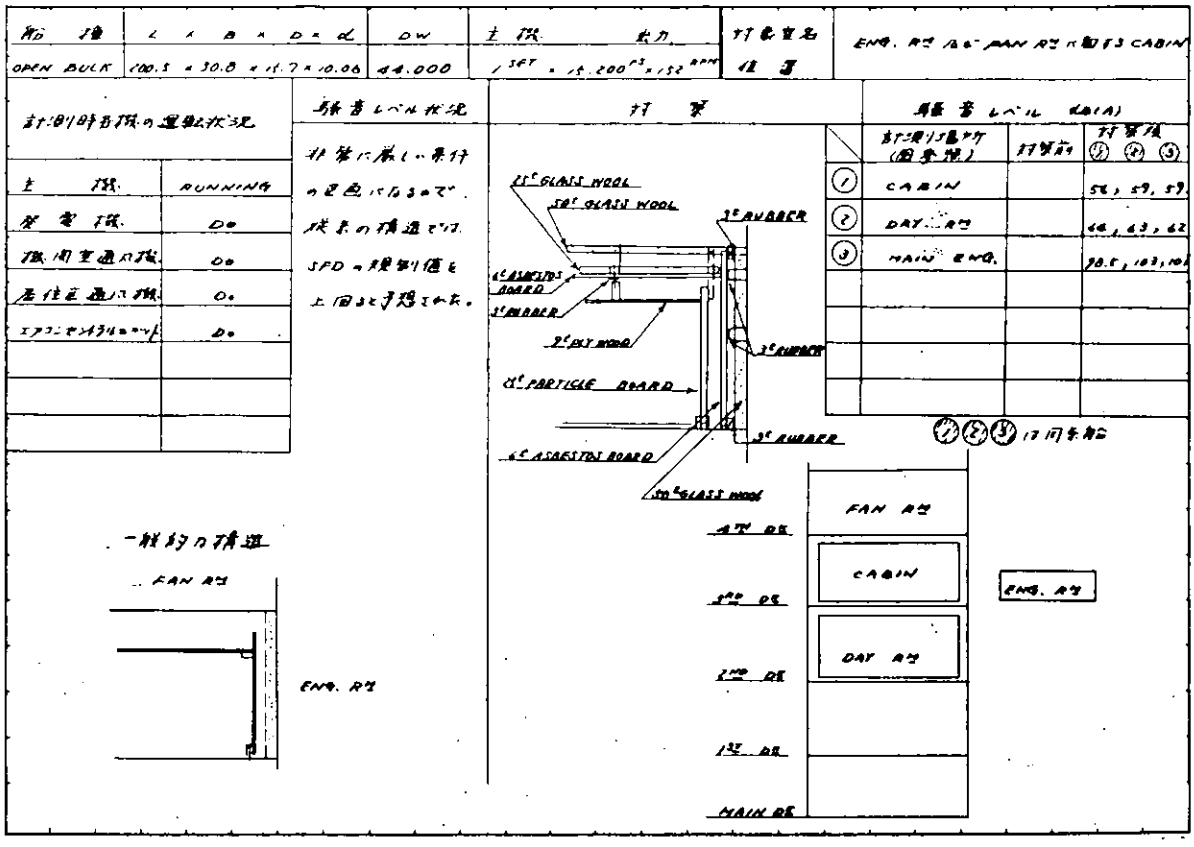


図 7.2.57　機関室囲壁の浮き構造例 (2)

章，6.2吸音材料及び構造を参照）を取付けた耐火構造とするのが普通であるが，やむを得ず，これに居住区を隣接させるには防音性能について，更に検討する必要がある。図 7.2.54及び図 7.2.55は，それぞれ遮音材の追加，防音壁の新設によって騒音低下をはかった例である。また，更に厳しい騒音規制に対しては，浮き構造を採用することで対処しなければならないが，その例を図 7.2.56及び図 7.2.57に示す。なお，機関室囲壁を通して伝搬する固体音のうち排気管に起因するものを減少させるためには，排気管を囲壁に弾性支持することが望しい。特に上部構造全体を浮き構造とする場合は，排気管を囲壁から浮かす工夫をすることが，防音効果上，有効である。

参　考　文　献

1) P 37 居住区騒音特別委員会研究報告書 P. 95

2) 西独G＆H社，木村産業「船用騒音防止システム」

3) VIBRACHOC社，日本発条「弾性的デッキハウス支持装置」

4) NTNF Report B. 0930，4502，1 「Noise control in ships」

5) NV maritime abvisory service
「Controlling the noise problem prediction measurements and remedies」

6) Shipping & Marine Engneering「"LUNNI"- new type of products- International，December，1976 Carrier」

7) 木村産業「西ドイツG＆H社開発のフレキシブルデッキハウスマウンティングシステムについて」

8) 日本造船研究協会SR156「船内騒音に関する調査研究報告書　5.船体関係空気伝搬音の研究」昭和52年3月

9) SR156，SC 2－8の資料（日立－3）

10) "DAMPA A/S"（Demark）の製品カタログ

11) 騒音対策ハンドブック
12) 日本造船研究協会SR 156「船内騒音に関する調査研究報告書」 昭和51年3月
13) 伊奈製陶製品カタログ

7.2.2 機関室の防音構造

機関室の騒音源については3.1に述べられているが，これをマクロ的に低減法をまとめると，7.1.2で述べたように

(イ) 機関室内機器の配置の検討

(ロ) 制御室，工作室の最適位置の決定

(ハ) 通路，作業スペースのとり方

の他に機関室の防音遮音対策の検討がある。本項では2.1で述べられた各国騒音規制，推奨値でわかるように，有人機関室で許容される騒音レベルは最大90dB(A)，機関制御室を有する場合で110dB(A)，その場合制御室で70〜75dB(A)である。また工作室，倉庫に70〜90dB(A)を要求している例が多く，これらの規制対象室を重点的にとりあげて，その減音対策の状況を述べる。

(1) 機関室内騒音の現状

機関室騒音の現状をD.W. 16万トン級の鉱石，油兼用船のタービンおよびディーゼル各主機の場合を例にとって示す。

両データとも海上運転時，主機出力MCR時のもので騒音の程度を観るために取りまとめたものである。

表7.2.2－1中のパワー平均とは，計測して得られた各データのdB平均（音響エネルギー平均）のことで，機関室内デッキの上部2層分のエンジンオープニングまわり各デッキ4点，計8点のパワー平均をとったものである。

この例の場合，機関室内全パワー平均で両者を比較すると，9dB，機関室代表騒音レベルでは，8dB 程ディーゼル船の方が騒音レベルが高い結果となっている。これはほんの一例であるが，船の大きさを問わなければ，未対策船の実績で主機別に観て機関室内全パワー平均で，タービン船，90〜95dB(A)，ディーゼル船で，100〜110dB(A)とディーゼル船の方が，8〜20dB程度高くなっている。つまり，改善を要するのはディーゼル船でタービン船はその次であると言える。特に昨今のごとく船舶が小型化してくると，ディーゼル船が大半を占め，さらに発生騒音に比し，機関室は狭くなり，また居住区は機関室上部オープニングまわりに来る場合が多く，音源に近くなり，機関室騒音，居住区騒音共々，一層厳しい状態となる。

また，制御室コンソール前での騒音レベルは，D.W. 16万トン級の場合（表7.2.2－2参照）タービン船，ディーゼル船とも上甲板下1層目にあり，タービン船70dB(A)，ディーゼル船76dB(A)となっている。

工作室中央については，タービン船の場合は，鋼板による区画構造となっており，82dB(A)，ディーゼル船の場合は防音構造となっておらず，93dB(A)となっている。

今までの実績から観ると，制御室は防音構造を標準としており，タービン船で室内70〜75dB(A)，ディーゼル船で73〜80dB(A)程度が，一般的なレベルである。なお，ディーゼル船で音源対策，および防音壁の改良を行ったもので65dB(A)という実績もある。また，工作室については鋼板による区画壁構造として，タービン船の場合75〜82dB(A)，ディーゼル船で78〜85dB(A)という結果になっている。工作室の壁，床，天井を制御室並みに防音構造とすれば，騒音レベルも制御室並みになると考えられる。

制御室における騒音の空気音；固体音の各寄与度分離の実験を行った結果，通常航海時想定で，騒音レベルO.A.にて，空気音約45%，固体音約55%という計算結果となった。つまり制御室の騒音対策に固体音は無視できない。

なお，この実験は，一般にスピーカテストと呼ばれている方法で行ったものである。この方法は，8.7に述べるが，簡単に考え方を説明すると，海上運転時，制御室内および室外の騒音分布を計測し，（この場合の騒音＝空気音＋固体音と観る）同時に室外騒音をマイクロホンを使ってレコーダに録音しておき，次に停船時，船内機器は全て停止させ，暗騒音の影響が無い状態で，録音しておいた室外騒音をアンプおよび複数のスピーカで再現し（スピーカ再現音＝空気音）海上運転時の計測箇所と同一箇所を計測して両データの比較から空気音と固体音を分離するという手法である。ただ，この手法はスピーカ性能に影響され，低，高周波数域に配慮が必要になる場合が多い。

表7.2.2－1　D.W. 16万トン型Ore/Oil Carrierの機関室騒音比較例

項目		タービン船			ディーゼル船		
船種		Ore/Oil Carrier			Ore/Oil Carrier		
D. W. T.		164,000 DWT			165,615 DWT		
主要目	主機および出力	Turbine MHI MS-32×1 set			Diesel Engine MHI-SULZER 10RND 90×1 set		
		MCR=NOR 26,000 PS×88 rpm			MCR：29,000 PS×122 rpm NOR：26,100 PS×118 rpm		
	主機用過給機	－			IHI-BBC VTR 750×2 sets		
	発電機	タービン発電機			ディーゼル発電機		
測定場所		パワー平均		測定点数	パワー平均		測定点数
		dB(A)	dB(C)		dB(A)	dB(C)	
1	Lower Floor	94	102	10	98	106	7
2	上甲板下3層目	94	101	13	95	104	2
3	上甲板下2層目	91	99	12	103	107	24
4	上甲板下1層目	88	100	11	96	103	9
	機関室代表騒音レベル	91	－	(8)	99	－	(8)
	機関室内全パワー平均（但しCont. Room内etc.は除く）	92	101	58	101	106	42
	機関制御室*	70	85	1	76	89	1
	工作室**	82	－	1	93	－	1
機関室騒音レベル	最高	101	－	－	108	－	－
	最低	84	－	－	94	－	－

*,**;上甲板下1層目

表7.2.2－2　D.W. 16万トン型Ore/Oil Carrierの主な騒音源機器例

番号	主機別 / 項目	タービン船			ディーゼル船		
		機器名	dB(A)	備考	機器名	dB(A)	備考
1		減圧弁	106	Exh. Dump V.	主機用過給機	108	VTR 750
2		強圧送風機	101	空気吸込側	ディーゼル発電機	107	
3		主減速歯車	97		補助ボイラ用強圧送風機	104	
4		機関室通風機	98	←居住区に影響する	主機（過給機を除く）	100	
5		空気圧縮機	94		機関室通風機	98	←居住区に影響する
6		タービン発電機	93		空気圧縮機	96	
7		C. O. P. 用タービン	93		C. O. P. 用タービン	93	
8		給水ポンプ（タービン騒音）	93		給水ポンプ（タービン駆動）	93	
9		P. W. B. P. 用タービン	93		P. W. B. P. 用タービン	93	

表7.2.2－2 注記

1. 中小形船は主にディーゼル機関であり，3.1.2参照のこと。
2. タービン船に於ける減圧弁騒音は常用航海時には効率を最大に考えるため，主騒音源とは考えない。7.4.2参照のこと。
3. タービン船にあってもディーゼル発電機を設備した場合は，主騒音源と考える必要がある。

結局，ディーゼル船での主騒音源は主機用過給機付近に発生する高周波騒音でブロワの羽根による気流の脈動によると報告されている。これらには7.4.2に示されるように，ブロワ本体，空気導管，給気集合管に防音箱やカバーを取付け，不快な高周波騒音を低減させるが機関室内における機関周囲騒音の音源としては，つぎのことが考えられる。

(a) 機関自身で発生する騒音

(b) 機関の振動に起因する騒音

(c) プロペラなどの振動に起因する騒音

(d) 補機類の発生する騒音

(e) 機関室内の共鳴

図7.2.2－1は機関室内における連続最大出力時の低速機関から1.5 m離れた周囲騒音の分布範囲を示す。

中速機関では高周波帯域の騒音がさらに数dB高くなっている。

これらは機関室（船体）に閉じこめられることによって(c)，(d)及び(e)が付加されるためである。陸上試運転場を実船内における機関周囲騒音と比較したのが，図7.2.2－2であるが低周波域のバンドレベル上昇が認められ機器対策は7.3で述べられるが，実船では前記の(e)も考慮する必要がある。

その実例として，機関室内全壁，天井を吸音材でおおう方法がある。しかし，一般に吸音材は柔らかく表面の処理により性能が左右されるため，機関室での使用は問題が多い。

米国での例では，22インチ（559㎜）四方で高さが8インチ（203㎜）のピラミッド形にミネラルウールを基材に有孔塩ビ板で成形したものをスプリングで随所に取付け機関室を6 dB 低減した実例が報告されている。各周波数別吸音率は表7.2.2－3に示す通り平均60%を示している。

表7.2.2－3　機関室における有孔塩ビ材吸音装置の吸音率

周波数 Hz	125	250	500	1,000	2,000	4,000
吸音率×100%	0.40	0.60	0.75	0.95	0.80	0.70

(a) 制御室及び工作室の騒音とその傾向

制御室中央の騒音レベルを，中速ディーゼル船，低速ディーゼル船，タービン船別に比較してみると，中速ディーゼル船がもっとも大きく，次に低速ディーゼル船，タービン船と小さくなっている。これは，機関室代表騒音レベルと同傾向を示している。図7.2.2－3は，低速ディーゼル船8隻の制御室外及び室中央における騒音レベルの平均値を示したもので，標準的騒音スペクトルである。これによると，制御室中央では，周波数が500 Hz 付近でピークとなっている。室壁の透過損失は，構造別にみても，それほどの大差はなかった。これは，固体音及び間隙からの侵入音による影響と考えられる。また，エアコン，パンカルーバの影響も，うかがえる。

工作室については，防音壁を設けていないのが，ほとんどで，防音壁がない低速ディーゼル船の工作室中央における騒音レベルは，92±1 dB(A)である。

(b) 単体機器の制御室及び工作室に及ぼす影響

中速ディーゼル，タービン船は，データ不足により割愛し，低速ディーゼル船を対象にして述べる。

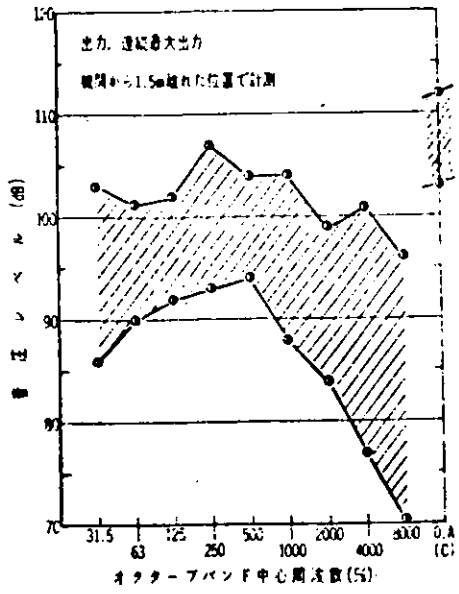


図7.2.2－1　機関室内における機関周囲騒音

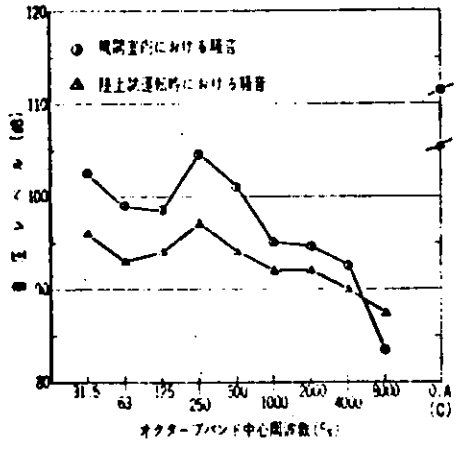


図7.2.2－2　陸上試運転場と機関室内における機関周囲騒音の比較

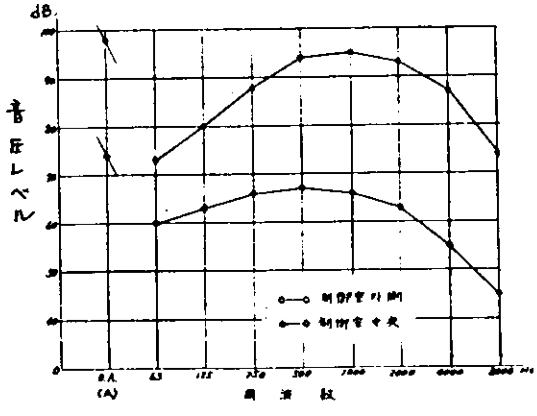


図7.2.2－3　低速ディーゼル船の制御室騒音レベル

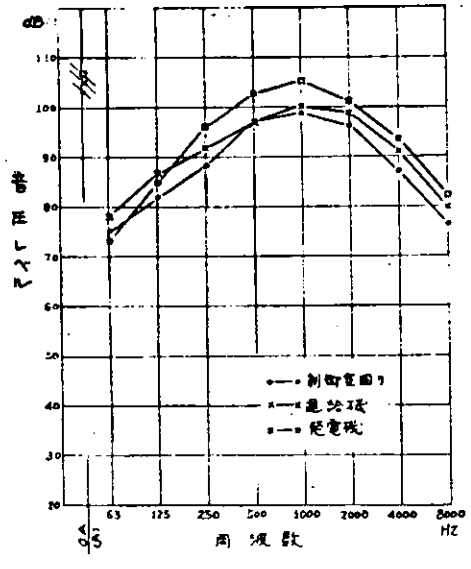


図7.2.2－4　単体機器空気音の影響

制御室及び工作室の騒音に寄与する単体機器としては，主機，過給機，発電機，空気圧縮機，通風機，主機用全補機，強圧送風機，イナートガスファン，プロペラなどが，あげられる。

船内騒音は，空気音と固体音の総合音として考えなければならないことは，周知のことである。しかし，船内の空気音，固体音の減衰は，非常に複雑である。特に制御室のように機関室内に室を設ける場合にはさらに複雑になる。

(i)　単体機器の空気音の影響

各単体機器の空気音の影響度を把握するために，制御室の配置が，同じような船について，データを抜粋し，表7.2.2－4に示す。表中の数値は，各単体機器運転時の，制御室外側の船体中心に近い点の騒音レベル（dB(A)）であり，これは，各単体機器からの空気音とみなせる。

ここで，音圧レベルの和と差（1.2参照）の考え方によると，試運転時の一般騒音の騒音レベルは，ほとんど過給機及び発電機の騒音レベルによるものである。ちなみに，M船における試運転時の過給機まわりの

騒音と発電機まわりの騒音及び制御室外側の騒音を周波数分析してみると，図7.2.2－4に示すように，制御室外側の騒音が，過給機及び発電機の騒音に追随しているのがわかる。

主機については，常に過給機と併用されるので，主機の空気音の影響は，把握できない。また，主機用全補機は，発電機と併用されて，それ自体の騒音レベルは，把握できないが，陸電によるK船，M船の騒音レベルより，80dB(A)程度と推定される。よって，空気圧縮機，通風機，主機用全補機は，制御室に空気音としては，あまり影響を及ぼしていない。

強圧送風機及びイナートガスファンも機関室の配置によってはその影響の大きいことが，うかがえる。

(ii) 単体機器の固体音の影響

各単体機器の固体音の影響を把握するために，M船の機器の振動レベルを，表7.2.2－5に示す。

表7.2.2－4　制御室に及ぼす機器の空気音の影響

（単位：dB(A)）

船名	測定位置（制御室外）	全機	発電機	圧縮機空気	通風機	全補機主機用	送風機強圧	イナートガスファン	一般騒音	過給機	
B	上甲板下1層目 左舷中央	93	93 (105)	72	77	－			100	(104)	
F	上甲板下2層目 左舷中央	91	87 (98)	82	79	－			99	(104)	
G	〃	91	90 (102)	84	70	－			95	(104)	
I	〃	94	91 (102)	73	73	－			98	(104)	
J	〃	96	96 (106)	81	79	－			101	(104)	
K	〃	92	90 (99)	83	－	82	77	－	98	(104)	
L	〃	96*	92 (105)	75	78	－	91	92	103	(105)	
M	〃	95	94 (107)	70 (97)	81 (96)	71	82 (98)	83 (99)	103	(105)	

(注) 1. ＊印はイナートガスファンを除く。

2. (　　) 内数値は機器囲り騒音レベルの平均値を示す。

表7.2.2－5　機器の振動レベルと騒音レベル

（単位：dB）

	発電機	プロペラ	イナートガスファン	主機	空気圧縮機	通風機	強圧送風機
機器の振動レベル	89	88	80	76	75	74	70
機器まわりの騒音レベル	107	－	99	*105	97	96	98
制御室外の騒音レベル	94	－	83	*103	70	81	82

(注) ＊過給機及び航走中の騒音レベルを示す。

この振動レベルは，機器まわりの騒音レベルと，ほぼ同傾向を示している。

(2) 機関制御室と防音構造

船の自動化に伴い機室各機器の運転状態などを集中的に監視，遠隔制御などを含めデスクワークを目的とした室が設置され，その環境条件として低騒音化が必要である。

制御室はタービン船で100～150㎡，ディーゼル船60～75㎡の床面積を有し，上記目的に便利なばかりでなく，緊急時の脱出が容易なこと，および居住区からの交通性も要求される。

主な装備機器は主制御盤，データロガー，監視警報盤（エンジンモニタを含む），主配電盤，机，キャビネット及びパッケージクーラなどは欠かせない。

パッケージクーラについては後節でのべるが，その他の機器で発音体はなく，機関室内で発生した振動および放射音を制御室囲壁で阻止することが必要である。したがって図7.2.2－5に示す様に伝達経路に有効な受音室対策を取る必要がある。

現在行われている対策は，吸遮音材を中心とした複合構造壁の設置と主要騒音源からの距離の確保である。

これらの手法により25 dB～30 dBの減衰が必要である。

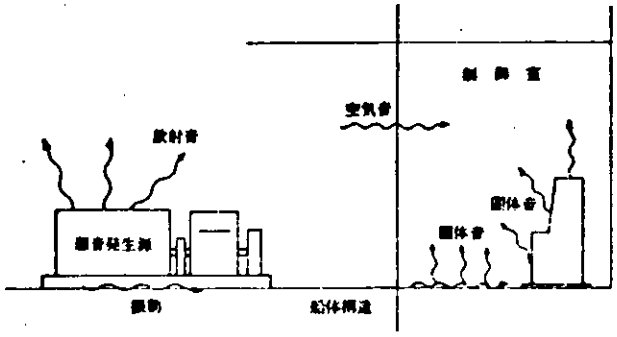


図7.2.2－5　騒音伝搬経路

(a) 室壁に対する考慮

図7.2.2－6において，㋑は実験値を示す。

㋺は質量法則によって単純に壁の質量だけで求めた計算値を示す。㋩は，㋑の構造に比較的似かよった壁の実船計測値を示す。実験値の透過損失が，理論値より大きいのは，理論値にはエアスペースが考慮されていないためである。つまりエアスペース及び吸音材によって，透過損失が，増大しているのがわかる。

実験値が，1,000Hz付近で，よこばい状態にあるのは，コインシデンス効果によるものである。

㋩の実船計測値からもわかるように，壁の透過損失は実験値に比べて極端に低下しているようにみえる。これは固体音及びその他すきま洩れによる影響である。ある報告書によると，間仕切壁に2 m×1 m程度のドアがついていて，そのまわりにたとえば3㎜幅の一様なすきまがあると，間仕切壁の材料にどんな材料を使ってもこれらの部屋の騒音レベルの差は30 dBより大きくならない，ということが報告されている。

一般に，隔壁鋼板は，スティフナと一体になっているが，スティフナによって透過損失は影響を受けない。鋼板の厚みを増すことによって，コインシデンスの効果域が低周波域に移動することを，図7.2.2－7に示す。ディーゼル船の制御室中央における騒音は，周波数が，500Hz付近にてピークとなっているので，その周波数域を遮音するようにしなければならない。よって，遮音効果を増大するために，単に鋼板の厚みを増しても，その騒音効果の増大を期待することはできない。なぜなら，鋼板の厚みを増すことによって，コインシデンス効果が，低周波数域に移動するからである。よって，制御室壁の鋼板の厚みは6㎜前後が適当である。

室壁の遮音効果が，よくなるに従って，室内にあるエアコンパンカルーバからの音やドア，排気口からの侵入音の影響がでてくるので，それに対する減音対策，吸音対策が必要になってくる。

表7.2.2－6は従来制御室の防音構造の中から実績の多いものを数種類選び標準構造としてまとめた。

なお，これらの各構造の特性は，鋼板の厚さや吸音材，吸音板の取付け状態などによって異なり，定量的な評価を行うことは不可能であるので，各種構造における空気音，固体音に対する評価は，定性的なことだけにとどめることにした。表中オクターブバンド周波数に対する数値は構造の透過損失ではなく実船計測によるもので，固体音の放射されたものも含んだものが表わされているので，遮音量と呼んだ。

(i) 空気音に対する構造

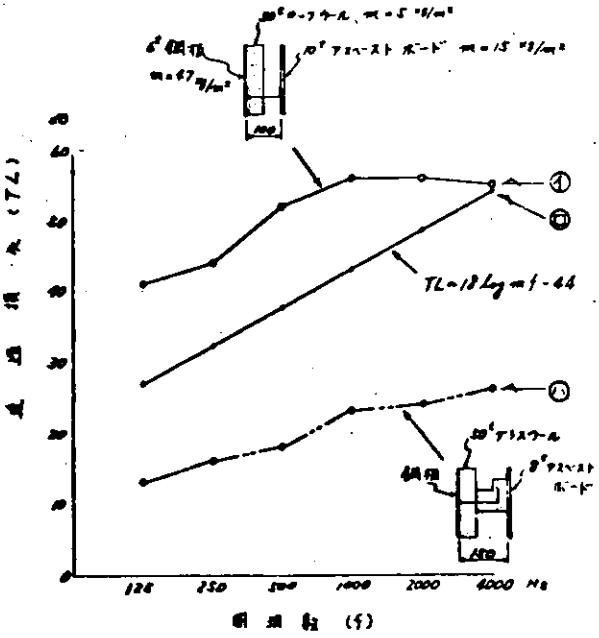


図7.2.2-6　複合壁の透過損失

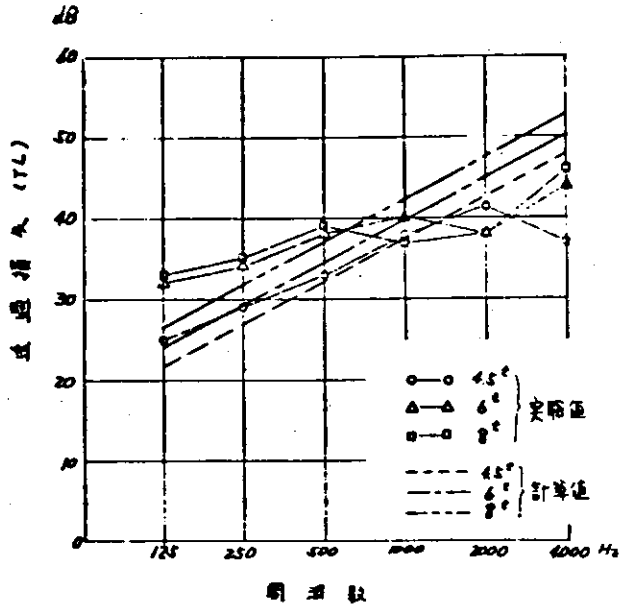


図7.2.2-7　鋼板の透過損失

(イ)　多孔質材サンドウイッチパネル

このパネルは全周波数域にわたって音のエネルギを減衰させる働きをする。透過損失の量は，吸音材の密度や厚さの大きいほどよいにしても一般的には3～10dB良くなる程度である。背後空気層の影響は背後空気層が増すにしたがって低音域における吸音率が大きくなる。しかし中音域における吸音率は低下する傾向にある。この傾向は特に薄い材料を大きな空気層で使うときに問題となるので注意を要する。

(ロ)　中空パネル

音が入射すると入射面のパネルを振動させ，透過波は密閉空気層内で，多重反射をくり返し，それが透過側のパネルの振動を増幅したり，または制動したりする働きをする。特に共鳴周波数をできるだけ低くすることが必要である。そのためには，パネルの面密度を大きくとり中空層の厚さを大きくすることが必要である。

(ハ)　多孔質材料の位置

一般的に図7.2.2－8の(イ)図のように孔あき板に接した位置におくことが多孔質材料を使った効果をあげることになる。ただ多孔質材料の厚さが25mm程度以上あれば，必ずしも孔あき板に密着させる必要はなく，孔あき板より30～50mm程度の間隔があっても吸音特性には大差はない。これに対して，多孔質材料を鋼壁面に接して施工し，その表面から50～100mm程度以上離して孔あき板を取付けた場合は，全吸音領域にわたって前述の施工方法の場合よりも吸音特性が低下する。

なお，多孔質材料の施工の点では，(イ)の方が(ロ)よりも難しいが，(イ)の施工方法は，約半数の国内造船所でも施工されており，また防熱性能においては，(イ)と(ロ)のように構造が異なっていても使用材質が同じであれば差は生じない。

以上の理由により，多孔質材料を使用して吸音効果を上げるためには，(イ)の構造に準ずるべきである。

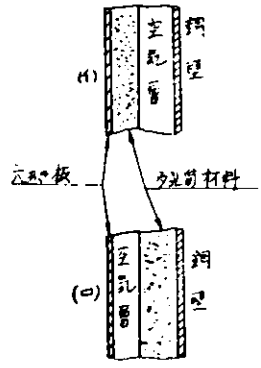


図7.2.2-8　多孔質材料の位置

(ニ)　す き 間

貫通部にすき間があれば，そこにはいってくる音は，そのまま通りぬけてしまう。例えば，壁の全面積の1/nのすき間又は孔があれば，

$$L_1 = 10 \log I_1 / I_0$$

$$L_2 = 10 \log \frac{I_1/n}{I_0} = L_1 - 10 \log n \ (\mathrm{dB})$$

ここでL_1：壁の外側の音圧レベル

L_2：〃 内側　　〃

I_0：人間の耳の最小可聴音の強さ

I_1：床の外側での音の強さ

となり壁の外側のレベルから10 log nを引いた値が孔の内側における音圧レベルとなる。これからわかるように，たとえ壁の遮音効果が優れていてもすき間があれば遮音効果をそこなうことになる。

(ii) 固体音に対する特性

(イ) 内装構造壁の放射特性について

鋼板を伝搬してきた振動は，木枠を通して内装材に伝搬し音を輻射する。構造体放射係数は，板などの放射係数と異なる特性を示し，特に構造体に剛性の小さい板状材料を使用した場合は，コインシデンスの影響は表われずむしろ放射特性は，木枠構造により影響される。

(ロ) 2種の物体が接触している場合，それらの影響抵抗をそれぞれにR_1，R_2とすれば固体音の透過率は

$$T = \frac{4 R_1 / R_2}{(1 + R_1 / R_2)^2}$$ で表わされる。

(ハ) 絶　縁

振動絶縁の床構造では，ミネラルグラスファイバや弾性材料を充てんして，ある程度の機械的強度をもった絶縁をしている。振動伝達は，この媒質変化部で反射があって減少し見掛け上の絶縁効果が構成によっていろいろにでてくる。

(b) 制御室の弾性支持

機関制御室が船尾近くにあってプロペラから発生する固体音が主要な騒音源となっていたり，発電機ディーゼルの近傍にあって，その固体音が問題となる場合，あるいは規制値が厳しくて従来の工法ではその達成が危ぶまれる場合には，制御室を弾性支持することによって室内騒音の低下をはかることができる。

制御室を弾性支持する方法には独立構造の部屋そのものを一体化したまま弾性支持する方法と，床や壁，天井をそれぞれ個別に支持する方法があって，これらの方法を概念的に図示したのが図7.2.2－9と図7.2.2－10である。

これら制御室に対する弾性支持構造は，本質的には居住区の浮き構造と何ら変わるものではなく，設計施工の方法も共通するところが多いが，場所が機関室内にあるために居住区画より厳しい振動および騒音に曝される。

また，主機操縦系統をはじめ多くの制御・電源系統の電路やパイプ類が外部からコンソールパネルなどに接続されている。

したがって，制御室を弾性支持する場合には居住区の弾性支持の場合に述べられた諸点の他に更に次の諸点に注意

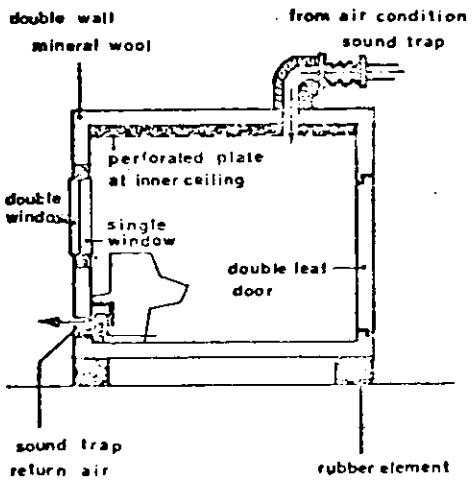
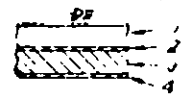
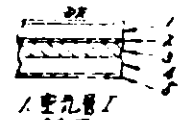
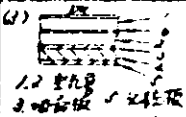
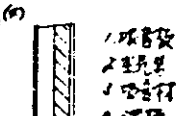
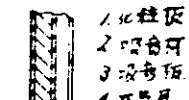
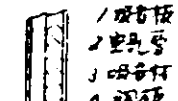
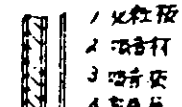
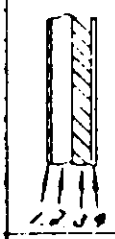
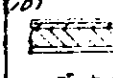
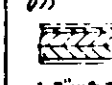
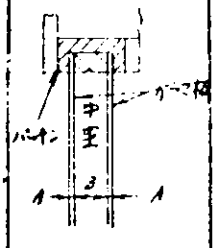
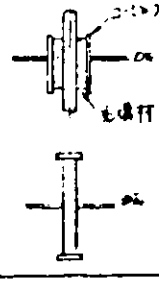


図 7.2.2-9　制御室独立一体型浮構造の例[1]

表 7.2.2 - 6　　機関制御室防音構造標準

	構造	各部材料の種類及び厚さ 1	2	3	4	5	遮音量(dB) 周波数(Hz) 63	125	250	500	1000	2000	4000	空気音	固体音
天井	(1)  1.型枠 2.吸音板 3.吸音材 4.化粧板	2100 mm	6mm アスベストボード	50mm グラスウール	6mm アスベストボード		11	13	12	15	20	21	22	吸音材を吸音板でサンドウィッチ状にはさんだ構造は全体を太くしたことでも音響が良くなる。また型枠の神経にくさいので一つの神経がそこにあるのと同じことで構造型全体の遮音量は大きくなり空気音に対しては有効である。	吸音板が鉄筋と剛接合しても音響的にくさい点がある。しかし吸音板で吸音材をはさんでいるため放射率の低下は望めないので固体音に対しては、あまり有効でない。
	(2)  1.型枠I 2.鋼板 3.吸音材 4.型枠II 5.化粧板	750 mm	鋼板	50mm グラスウール	6mm アスベストボード	100mm	11	11	11	13	15	15	19	室内の騒音は人体へ鋼板で遮音しているので有効であるが鋼板を透過した音の吸音に対してはあまり効果はない。ただし室内音の吸音に対しては有効である。	固体音の発生源である鋼板と化粧板は、梁大を介して接しているので接合面での成表により固体音は減少し、また化粧板の放射率は小さいので固体音に対しては有効である。
	(3)  1,2.型枠 3.吸音板 4.吸音材 5.化粧板 1.鋼板	不明	150mm	プライウッド	50mm グラスウール	プライウッド	13	12	10	12	12	20	12	上記二種の材料だけを取っているので空気音に対しては十分過ぎるほど効果がある。	鋼板と吸音板よりそれぞれ固体音が発生するため固体音の遮音はあまりよくない。
中心制御室	(4)  1.吸音板 2.型枠 3.吸音材 4.鋼板	9mm アスベストボード 12mm アスベストボード	150mm	50mm グラスウール 150mm			13	15	16	20	27	29	28	室外音の遮音は鋼板で十分可能であるが、室内音の吸音に対しては空気層が大きいので吸音率は中音域で低くなるので十分注意を要する。	固体音の発生源である鋼板と吸音板は梁大を介して接しており接合面での成表により固体音は減少し、また化粧板の放射率は小さいので固体音に対しては有効である。
	(5)  1.化粧板 2.吸音材 3.吸音板 4.空気層 5.鋼板	不明 12mm アスベストボード	50mm グラスウール 12mm アスベストボード	不明 12mm アスベストボード	150mm 70mm		20	12	13	15	16	21	21	室外音の遮音は鋼板で十分可能であり、室内音に対しても十分吸音率が高くなる構造となっている。	吸音板が鉄筋と剛接合しても音響的にくさい点は大きな点がある。しかし吸音板で吸音材をはさんでいるため放射率の低下は望めないので固体音に対しては、あまり有効でない。
制御室側壁	(6)  1.吸音板 2.空気層 3.吸音材 4.鋼板	9mm アスベストボード 12mm アスベストボード	100mm	50mm グラスウール 150mm			10	15	12	16	16	15	16	室外音の騒音は鋼板で十分可能であるが室内音の吸音に対しては空気層が大きいので吸音率が中音域で低くなるので十分注意を要する。	固体音の発生源である鋼板と吸音板は梁大を介して接しており接合面での成表により固体音は減少し、また化粧板の放射率は小さいので固体音に対しては有効である。
	(7)  1.化粧板 2.吸音材 3.吸音板 4.空気層 5.鋼板	9mm アスベストボード	50mm グラスウール	25mm ラスボード	500mm		15	11	11	7	13	12	11	空気層が非常に大きく鋼板とサンドウィッチパネルとは、独立した壁と考えられるので遮音効果は良いなる。	吸音材が鉄筋と剛接合しても音響的にくさい点がある。しかし吸音板で吸音材をはさんでいるため放射率の低下は望めないので固体音に対してはあまり有効でない。

	構造	各部材料の種類及び厚さ 1	2	3	4	5	遮音量(dB) 周波数 Hz 65	125	250	500	1000	2000	4000	空気音	固体音
船尾側側壁	(8)  1 吸音板 2 空気層 3 吸音材 4 鋼板	6% ラワード	40%	50% ラワール			12	12	19	23	23	19	21	中心船首側に同じ	中心船首側に同じ
		8% ラワード	40%	50% ラワール			7	3	8	18	21	21	22		
	(9) 1 化粧板 2 吸音材 3 吸音板 4 空気層 5 鋼板	不明	50% ラワール	不明	150%		5	12	12	13	10	8	6	中心船首側に同じ	中心船首側に同じ
		12% ラワード	50% ラワール	12% ラワード	200%		14	21	21	26	27	28	32		
床	(10)  1 デッキカバー 2 遮音材II 3 遮音材I 4 鋼板	10% ラワード	50% ラワード	50% ラワード			7	17	19	24	26	26	25	面密度を大きくすることにより遮音量は向上するが空気音の遮断はデッキ鋼板で十分である。	音響抵抗の強いゴムを使用して固体音を減衰させるべきである。船体防振対策に重点をおいた構造とすべきである。
		20% ラワール	50% コンポ	20% ラワード			10	11	8	9	14	16	18		
		20% ラワール	50% コンポ	50% ハードボード			7	11	14	21	24	23	24		
	(11)  1 デッキカバー 2 遮音材II 3 遮音材I 4 絶縁材 5 鋼板	2% ビニルタイル	6% コンポ	25% ラワード	50% ミネラルウール									デッキ鋼板 遮音材I II で遮音しており また デッキカバーをデッキの表面に施工しているので音源の反射音をできるだけ少なくしている。空気音に対して有効すい。	固体振動の伝播を防ぐための絶縁材を使用して一種の浮き構造を形成しているので有効である。
監視窓	(12) 	ガラス面積 m²		A	B									一般的に空気音に対しては中空層が大きくガラスの厚さが厚い時と遮音性は良くなる。	ガラス表面より発生する固体音によるコンスト音は ガラス部の面積がたいへん小さくなるためコンスト音は発生しにくくなり 固体音の遮音性能は良くなる。 また ガラス取付部に パッキン等を入れてあり 固体音伝播の防止には有効である。
		1.1～2.0		6	6		12	16	22	25	28	29	33		
		1.0以下		2	6		13	10	16	20	24	27	31		
		2.1～3.0		8	6		12	13	19	24	31	32	33		
		3.1～4.0		8	8		23	16	17	15	13	13	13		
		3.1～4.0		8	12		7	14	16	20	21	23	27		
		2.1～3.0		10	12		13	20	24	24	30	19	21		
		3.1～4.0		10	12		8	12	18	23	28	29	31		
機器取付台貫通部	(13) 													機器取付台にも特殊加工をして遮音する必要がある。 家の遮音効果がいかに優れていてもすき間があれば遮音効果をさまたげることになる。そのためもしすき間があればた項材を入れて音の侵入を防ぐようにする。	デッキ鋼板をこえて伝播した固体音が取付台を伝わって機器に固体音を発射するので機器と取付台との間に防振材を入れて固体音を遮断しなければならない。 パイプが貫通する部分をパッキンで入れてできるだけ音を吸収するようにする。

しなければならない。

i) 制御室外の騒音レベルと目標となる室内音レベルの差に注意し必ずそれ以上の実質的な透過損失を持つ周囲構造としなければならない。

ii) 各種電路やパイプの取り合い部分には，十分な可撓性を持たせる必要がある。その場合，数mmにわたる大振巾とその繰り返しによる疲労破壊に対し絶対に安全であるという保証が得られなければ，防音効果を犠牲にしてもコンソールなどを含むその系統の機器類はデッキ等に直接固定するといった方法を採らざるを得なくなる。

iii) 弾性支持される構造は，それ自体で十分な剛性を持つ構造にしておく必要がある。即ち，自己共振によって不快な振動や騒音を発するようなことのないようにしておかねばならない。

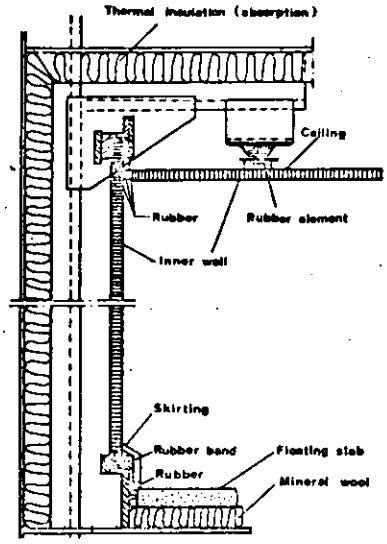


図7.2.2-10 部分防振型浮構造の例

(c) 制御室弾性支持の実績と効果

制御室弾性支持の実績およびその効果について，国内造船各社にアンケートを採ったところ図7.2.2-12～図7.2.2-15のような回答が寄せられた。これらはほとんどが部分防振法による構造であって，独立一体型の実績はまだなく，A社に於て実施されたモデルテストの結果（図7.2.2-16，17及び18参照）やSR 156 実船実験におけるエンジンストア浮構造の計画（図7.2.2-19及び20）が知られている程度である。これらの検討結果によると60 ton 余りの制御室をシートに載せ防振ゴムにて全ての固有振動数を外部起振振動数と一致しないようにするには，さらに検討が必要で，共振した場合の固有振動数が変化するような非線型バネ特性の防振ゴムの開発の必要性が報告されている。

また，実船で施工され，最も一般的な内装材の部分弾性支持工法を図7.2.2-11に示し施工上の問題点をあげると

i) 床はロックウールスラブによるいわゆる浮床工法をとるが，ロックウールの比重は外国メーカは100kg／m³を推奨しているが，荷重による沈下を考え200kg／m³程度が適当と考えられ，集中荷重の対策としては6mm程度の鋼板を防振ゴムで受ける例が多い。また，LATEX COMP.工時の防水処置に注意を要する。

ii) 壁面及び天井面は充分な透過損失を有する材料を使用することが重要であるが，パネルの継目，壁面と天井や床との接点，艤装品の貫通部などに施工上の手ぬかりがあるとすき間が生じ，予定の効果が得られぬ場合がある。

iii) 床の構造上重量の大きい配電盤やモニタ盤は浮床に載せず機室フラットに固定するなど多少の対策効果を犠牲にしても床の重量分布を考え固有振動数を平均化す

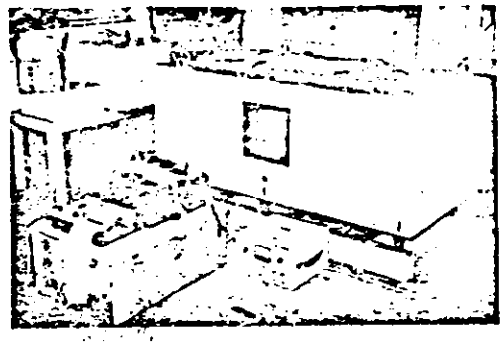


図7.2.2-16 制御室防振モデル（縮尺約1/5）

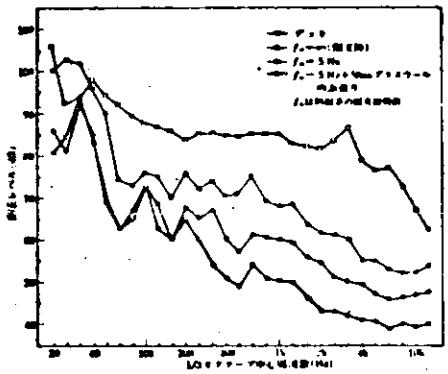


図7.2.2-17 モデルテストによる室内音レベル（弾性支持の効果）

るほうが工作上有利である。

一般に弾性支持による防音効果は，制御室の場合遮音構造や配置との関連が複雑であることから一概に明らかにできないが，これまでの実績（図7.2.2－12参照）やモデルテストの結果（図7.2.2－18参照）からみて部分防振型で約5～10dBのレベル低下が見込め従来の制御室内騒音レベル約75dB(A)に対し，65dB(A)～70dB(A)程度のレベルを期待し得るであろう。また，独立一体型の弾性支持によれば大体10～15dBのレベル低下を見込むことができ60dB(A)～65dB(A)程度の騒音レベルを持った静かな機関制御室を実現できるものと思われる。

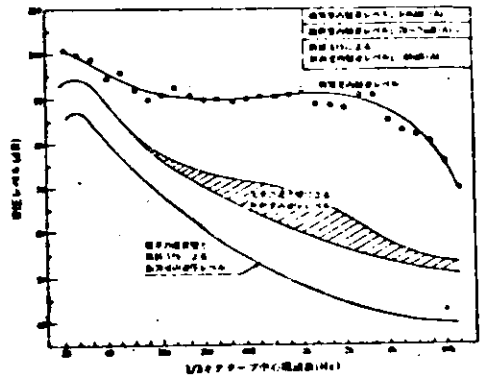


図7.2.2－18　制御室防振支持の効果予想

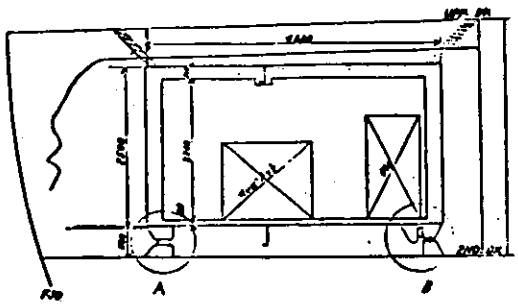


図7.2.2-19　エンジンストア浮構造計画

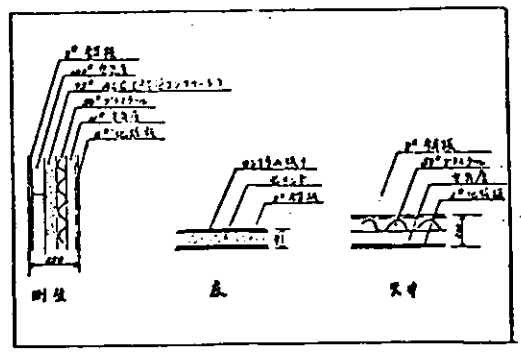


図7.2.2-20　浮構造室内装要領図

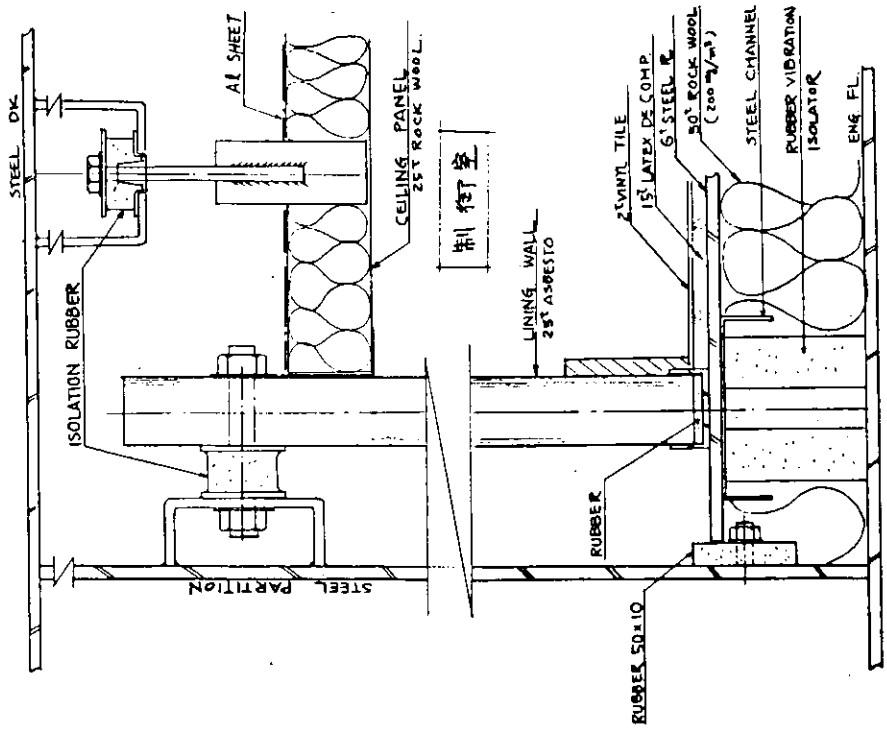


図7.2.2-11　弾性支持工法による例

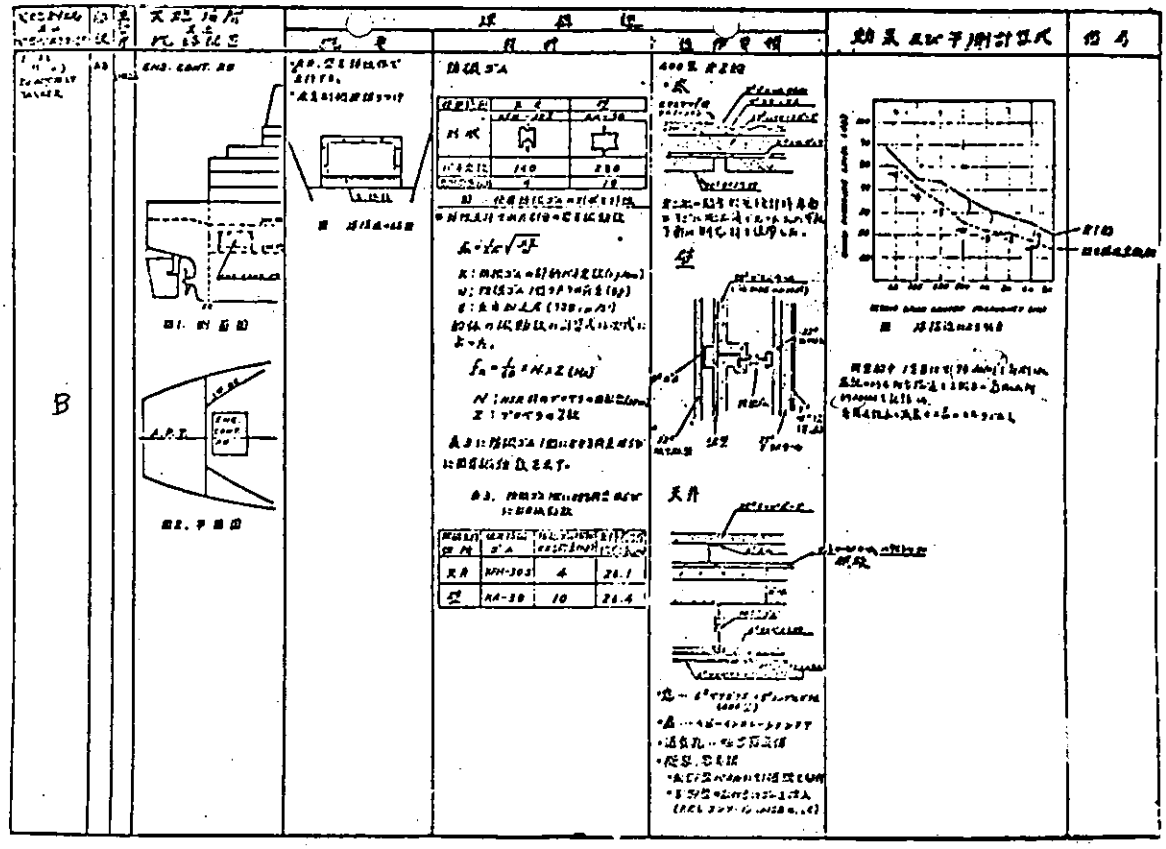


図 7.2.2-12　　機関制御室防音構造例(1)

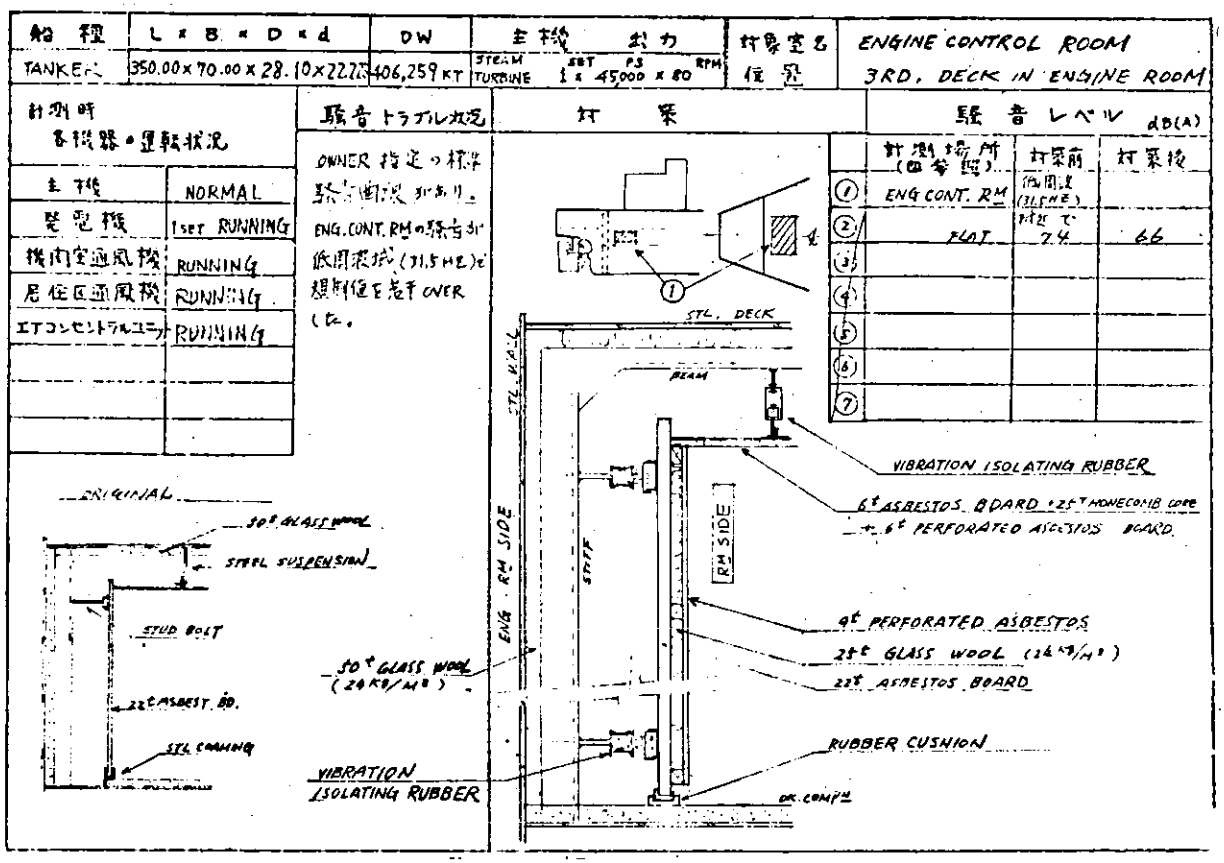


図 7.2.2-13　　機関制御室防音構造例(2)

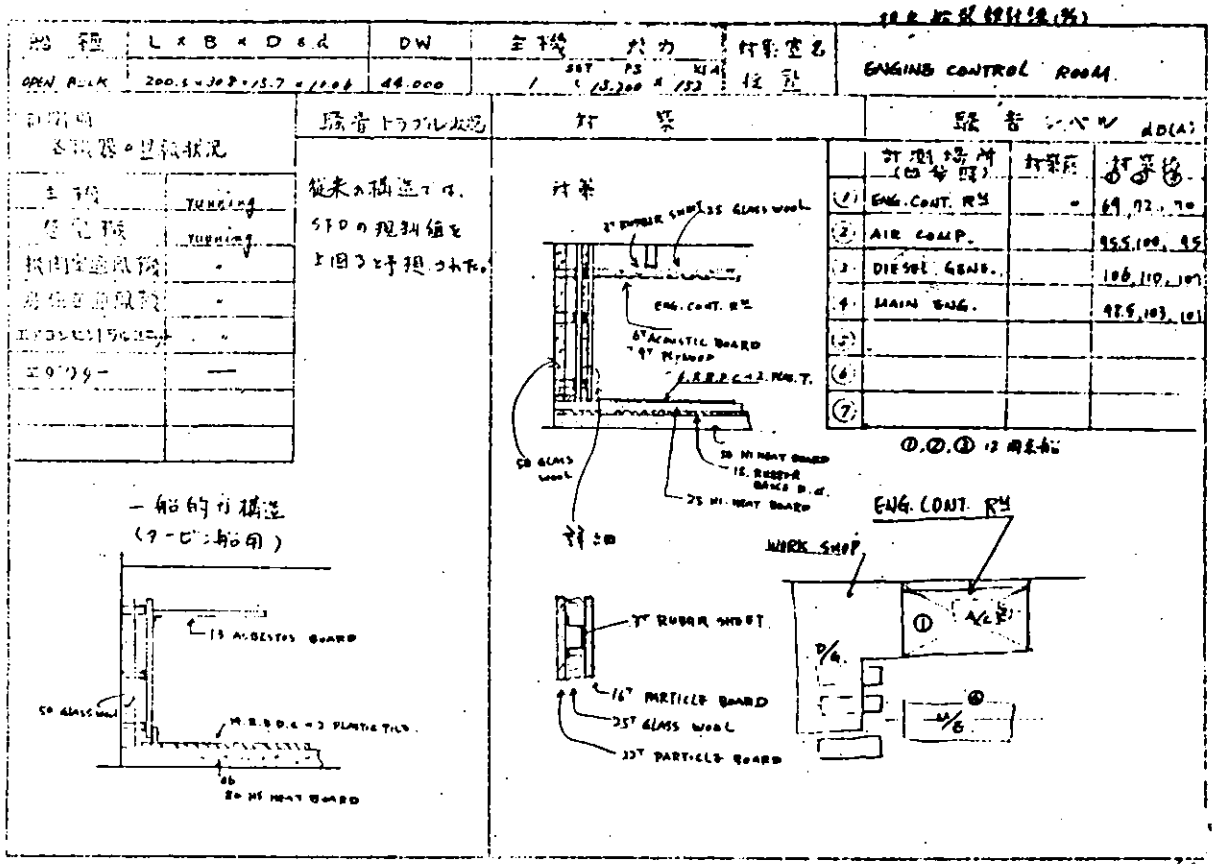


図7.2.2-14　機関制御室防音構造例(3)

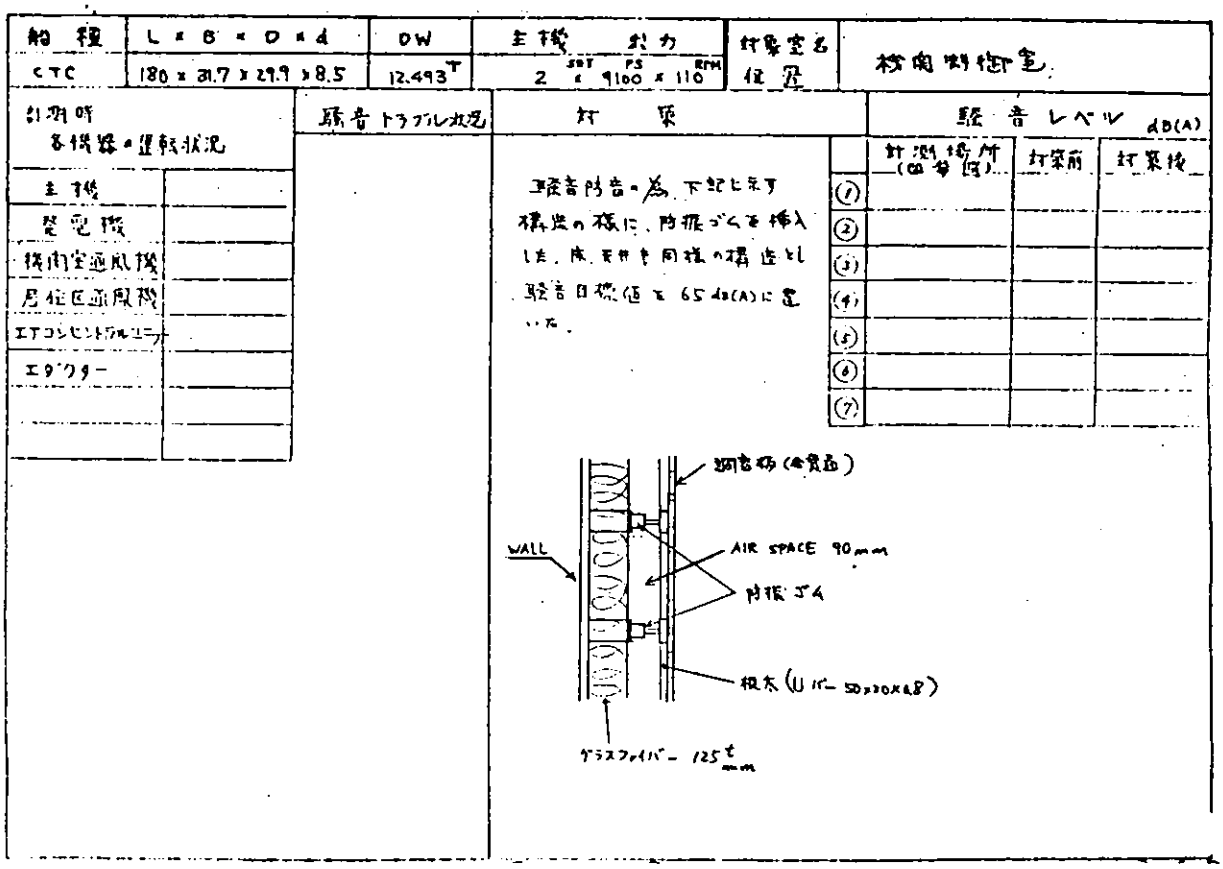


図7.2.2-15　機関制御室防音構造例(4)

いずれにしても現状では，この種のデータは未だ不十分で，決定的な結論を出せる段階にはないが，今後実績が増えてくれば，データも充実し効果もより正確に見積り得るようになるであろう。

(3) 工作室及び倉庫の防音構造

防音対策を施した工作室の騒音レベルは，85dB(A)以下であるが，殆んどの船が，防音工事を行っていない金網壁であるため，これより10dB(A)高い値を示している。これから見て鋼壁を設け制御室に準じて簡単な防音工事を行えば，85dB(A)を容易に確保することができるといえる。ここで留意しなければならぬことは，工作室においては，室内で衝撃騒音を発生する作業をしなければならぬことで，外部よりの遮音もさることながら，内部の発生音に対し反射及び残響を生じないように，吸音性のよい構造としなければならない。そして，内部の火気使用に対して防火材料を使用し，床面においては，重量物の取扱い，衝撃作用もあるので床甲板下面に防音工事を施さなければならない。

また，工作室は主要な作業場として制御室に近接した位置が望ましく床面積も60㎡程度は要求される。作業機器としては万能工作機，グラインダ，電気溶接機，ガス溶接機，工作台，燃料弁ノズル試験台，キャビネット，トロリーなどが配置される。鋼囲壁で仕切り遮音すると同時に透過音または室内作業音の反射を低減すべく，室内吸音対策が必要である。また，通気口にも吸音ベレドを設ける必要がある。

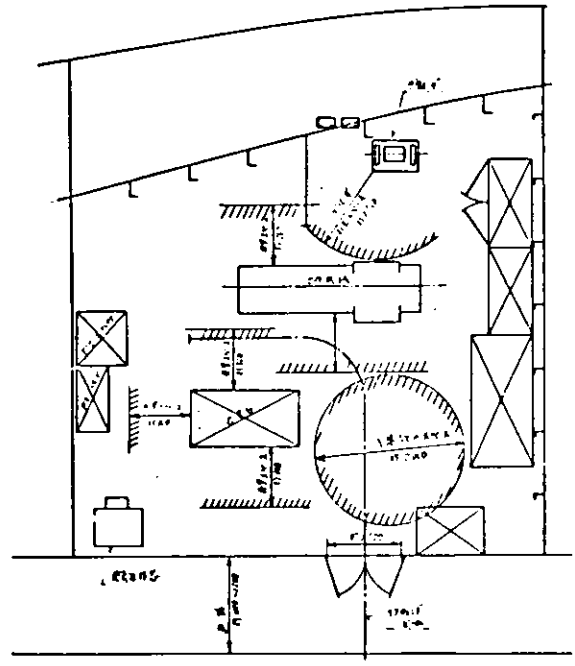


図7.2.2-21　工作室の一例

図7.2.2－21に代表的な工作室の例を示し，表7.2.2－7に工作室の防音構造の中から実績の多いものをまとめた。

機関倉庫，電気倉庫については各機器の予備品，要具を収納する棚又はキャビネットが置かれ工作室に近接して配置されるが，特に長時間の作業場としては考えず，はとんど対策もなされず囲壁を鋼仕切りで覆う程度の方法が普通である。

(4) 発電機室の防音構造

ディーゼル発電機騒音の抑制が，機関室ひいては船全体におよぼす影響が大きい。このため機器対策はもちろん，運輸省の練習船青雲丸にみられる様な発電機室の設備や防音カバーが有効と考えられている。

(a) 発電機室に対する考慮

(i) 青雲丸の例

ディーゼル発電機2台を鋼壁で仕切り内面に50㎜グラスウール（グラスクロス付）を張り特に教室床裏に接する天井面にはハルダンピング材を採用した。これは単体でも周波数5,000Hzの音に対し，約15dBの遮音効果を有すると同時に固体音伝搬防止に効果があったと報告されている。

図7.2.2－22は，その天井部構造を示す。

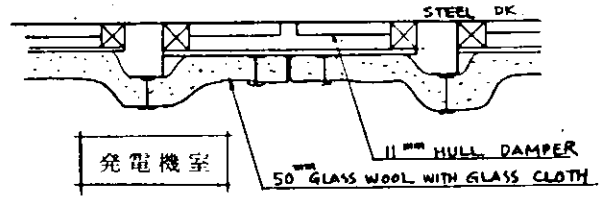


図7.2.2-22　青雲丸発電機室天井防音構造

(ii) その他の例

(イ) 天井，及び前後隔壁に50㎜グラスウール（1㎜穴あき鉄板仕上）　3社

(ロ) 機関室側には仕切隔壁がなく残面に吸音材仕上　　2社

の実績があるが，いずれも5～10dB の効果を期待しているが対策後のデータは不明である。

また，各社のこの種対策の問題点として，仕切隔壁を貫通する排気管を含む貫通，通風装置の処置があげられている。

(b) 防音カバーに対する考慮

ディーゼル発電機は比較的小形であることと，回転数が一定であるため，防音カバーによる対策も考えられる。しかし，防音カバーは固体音に対しては無力であるため，機関室内の空気音対策として実施された例がある。これらの実施例は数少いが7.3.7で述べる。

表7.2.2－7　工作室防音構造標準

構造		各部材料の種類及び厚さ			透音量(dB) 周波数(Hz) 65	125	250	500	1000	2000	4000	空気音	固体音
天井	(イ) 1 吸音板 2 吸音材 3 空気層 4 デッキ鋼板	不明										室外音の遮音は鋼板で十分可能であるが室内音の吸音に対しては空気層が大きいので吸音率は中音域では低くなるので十分注意を要する。	固体音に対しては主体構造物と鋼板とは吸音板を介して接しているが接触面積の減少により固体音は減少しまた化粧板の材料が小さいので固体音に対して有効である。
	(ロ) 1 化粧板 2 吸音材 3 吸音板 4 空気層 5 デッキ鋼板	不明										室外音の遮音は鋼板で十分可能であり，室内音に対しても十分吸音率が高くなる構造となっている。	吸音板が側壁と取合っていても吸音板は大きな差がある。しかし吸音板で吸音材をはさんでいるため放射率の低下は望めないので固体音に対しては有効ではない
側壁	(ハ) 1 吸音材 2 鋼板	1 ロックウール 50mm 2 ロックウール 50mm	2	3	18 9	18 15	17 17	31 11	31 10	29 10	33 10	室外音の遮音は鋼板で十分可能であり室内音に対しても遮音板数枚を用いては吸音率も良好である。	鋼板より接材ないし吸音材は吸音板で吸音されるのであり接触の固体音であればあまり問題ない。
	(ホ) 1 化粧板 2 空気層 3 吸音材 4 鋼板	10mm マフォルボード	空気層厚さ不明	50mm グラスウール	10	13	17	18	17	19	20	室外音の遮音は鋼板で十分可能であり室内音に対しても十分吸音率が高くなる構造となっている。	固体音に対しては主体構造物と鋼板とは吸音材を介して接しているためその接触面積の減少により固体音は減少しまた化粧板の放射率が小さいので固体音に対しては有効である。
床	(ヘ) 1 吸音材 2 デッキ鋼板	グラスウール厚さ不明			8	7	7	11	9	13	11	空気音に対しては面密度を大きくすることにより十分な遮音が可能である。外からの入射音は吸音材で音エネルギーを吸収減衰させることができると考えられる。	固体音は床鋼板とは離れてくるため室内へ放射される固体音に対しては有効な対策が取っていないので遮音材を敷いたり浮き床にするなどの防音構造にする必要がある。

7.2.3　その他音源室の防音構造

船上生活の大半を占める通常航海時の騒音対策に重点を置く一方停泊時，及び荷役時の騒音についても検討の必要がある。これらは聴力保護の立場から7.3.14に示す。

アメリカやカナダの例にみるように1日の騒音暴露許容限界をベースに乗員や荷役作業員の精神衛生上の対策も今後の問題となろう。

(1)　貨物油ポンプ室の騒音と荷役制御室

大型タンカーの荷役時の貨物油ポンプの騒音と居住区や事務室への伝搬経路などの研究結果が報告されている。

図7.2.3－1は大型タンカーのポンプ室と居住区の一般配置を示す。

ポンプ室の騒音源としては，貨物油ポンプ，バラストポンプ，ストリッピングポンプ，タービン，ポンプ室排気ファン，ポンプ吐出弁などがある。なかでも貨物油ポンプの騒音は，112～116dB(A)にもなりD.W. 230,000tのタンカーにおいてスピーカテストを行った結果を図7.2.3－2に示す。これによると貨物油ポンプの騒音の居住区への伝搬は固体伝搬音がそのほとんどであると言える。又，その影響は，上甲板上4層目までである。

次に貨物油管のポンプ室入口壁貫通部のフランジと鋼壁の間に防音対策として，ガスケットを入れた場合と直接溶接した場合の居室の騒音レベルの比較を図7.2.3－4に示す。これによると上記対策のため居室の騒音レベルは中高周波数域で著しく減少していることから，貨物油ポンプ作動時の居住区への伝達が固体伝搬音であることが理解できる。

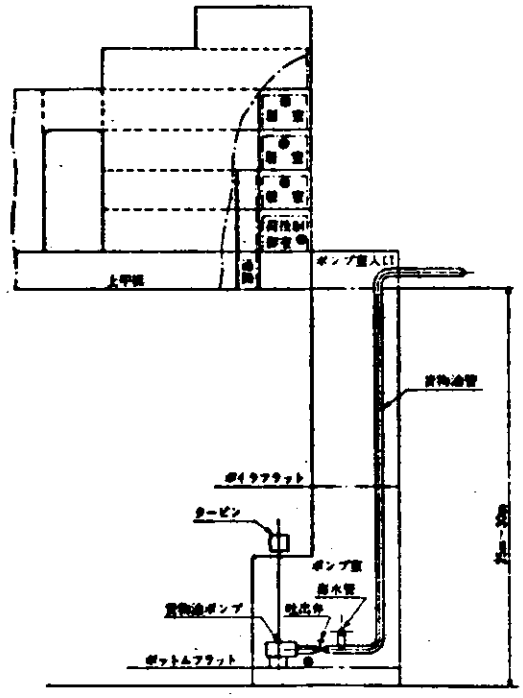


図7.2.3－1　タンカー一般配置例

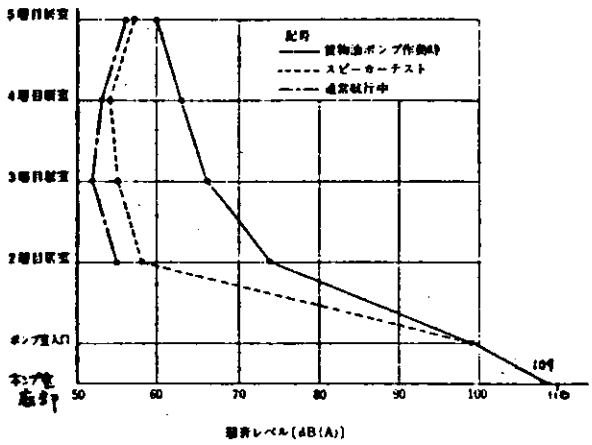


図7.2.3－2　スピーカテスト結果

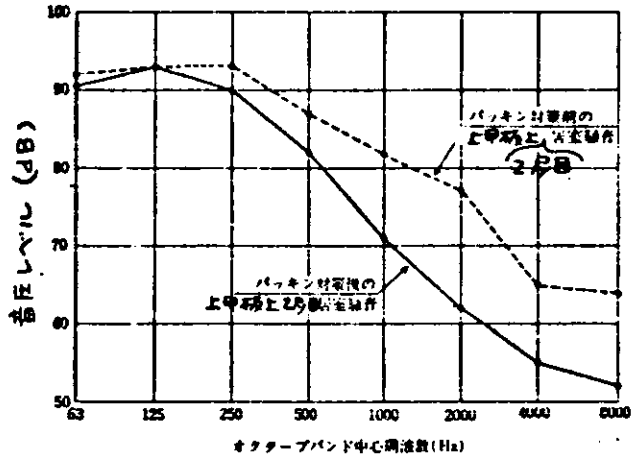


図7.2.3－4　貨物油管貫通部のパッキンの効果

(a)　タンカーの荷油ポンプ室

前述の様に荷油ポンプ室内部の騒音は非常に高く対策の必要があるが，荷役操作の集中化特に定常荷役中の弁の制御，ポンプの速度調節などを荷役制御室内でコントロールすることによって，ポンプ室内に常時，有人

操作の必要がない様な状況を作り，ポンプ室自体に対策を行っていないのが実状である。

従って，ポンプ効率や管導設要領及び位置等音源の調整に重点が置かれ，荷役制御室や居室の受音側対策にゆだねられている。

(b) タンカーの荷役制御室

タンカーの荷役制御室では荷役作業全般の指揮を行うため陸上管連結部等，上甲板が見通せる位置が望ましく，上甲板直上甲板の前面に配置することが多く，入口は居住区通路側に設けるのが普通で制御室直下に油圧ポンプユニット室が置かれる。

また，制御室内には荷役制御盤，液面計受信盤，吃水計，ヒール計，トリム計など特別な音源機器はなく，音源室としての対策は考える必要はない。

現在，建造されているタンカーは図 7.2.3 - 1 に示す様に，荷役ポンプ室と制御室が居住区前部に近接し，揚荷時における荷油ポンプおよびタンククリーニング時のイナートガスファン運転の騒音の影響がP 37の調査結果より明瞭である。また，油圧配管の導設が容易な様に制御室直下に油圧パワーユニット室を配置したり，隣接させた場合は遮音対策が必要である。一般に荷役制御室は，事務公室とみなし航海中は 65dB(A) 程度の規制を受けると考えられる。したがって，7.2.1 に述べた居室構造と同様の対策が必要となる。

(c) 油圧ポンプユニット室

室内は高温になりやすく，居室からなるべく離して配置することが望ましいが，油圧配管導設の関係より，荷役制御室近傍の居住区前壁付近に配置される。

騒音の問題としては，現状のユニット室内騒音の低減を計るほどでもなく，さほど重視されない。しかし，荷役制御室に隣接した場合の仕切壁には注意する必要があろう。

(2) 冷凍機室，エアコンユニットルームに対する考慮

防火構造上鋼仕切壁で形成され，いずれも後述する圧縮機による発音機器を格納しているため，居住区騒音の低減が進むに従い騒音対象室となった。

(a) 冷凍機室

糧食冷蔵庫用冷凍機室は冷蔵庫に近接するか，機関室内に冷凍機を配置するため，特に室構造については重視されず配置的処理又は防振ゴムなどによる機器対策が有効と考えられる。

(b) エアコンユニットルーム

エアコンユニットルーム内の騒音規制値はなく，従来の実船実測値も 66～88dB(A)であり，長時間作業者が室内に留まるという性格の部屋でもないので，室内の吸音処理は必要ないと考えられる。しかし，エアコンユニットルームは一般に居住区内にあり吸音は音圧により生じる壁面からの 2 次固体音の影響を少くし，結露防止上有効である。また，隣接した居室，公室などが配置された場合には隣接した部屋の規制値を考慮し，必要な遮音量をもつ周囲壁，天井，床構造を選ぶ必要がある。

圧縮機による固体音の伝搬の対策として，

(i) エアコンユニットルームの配置上の考慮

(ii) 冷凍機とファンを分離別置形とする。

(iii) エアコンユニット（特に冷凍機ユニット）の据付部に防振ゴムを装備する。

(iv) 床にダンピング材（制振材）を使用する。

などが考えられるが，(i)及び(ii)の対策がとれない場合は，効果の推定が困難で，施工範囲が広範囲に必要なダンピング材よりも，防振ゴムによる対策がより確実と考えられる。図 7.3.18- 13にその実船による効果を示す。これによると，振動レベルで 30dB の効果がみられる。

(3) その他の音源室に対する考慮

(a) 非常用発電機室

常用発電機設備区画外に設けるため，通常居住区画に近接する。もちろん発音源ではあるが用途から考え騒音面ではあまり重視されない。しかし，居室に隣接して交通口を設ける場合は仕切鋼壁の透過損失に見合う鋼製防音扉を設け内面に，吸音材を張る場合がある。

(b) ファンルーム

機関室通風筒を廃止して，ファンルームを設ける場合がある。また，自動車専用船などHOLDに大容量の機動給排気装置が必要な場合にもファンルームを設ける。

これらに共通して言えることは，開口面積を大きくとり，空気擦過音を小さくし，内壁に吸音式消音対策を行う。

機器対策については7.3.10による。

(c) 甲板機械油圧ポンプ室，ウィンチ室

甲板機械用油圧ポンプからの騒音は高音域（2000 Hz 以上）で高いのが特徴である。また，使用圧力が高い（約 140 kg／cm²）システムに問題が多くポンプ及び油圧管に脈動が生じやすく，それが振動，騒音となり伝搬する。そのため，中・低圧のシステムとするか，7.3.14に述べる様な対策が必要である。したがって，油圧ポンプ室やウィンチ室は居住区画に近接させないのが，たてまえであるが隣接部には図7.2.3－5に示す様にポンプ室内に吸音内張りを施工して，良い結果を得た例が報告されている。

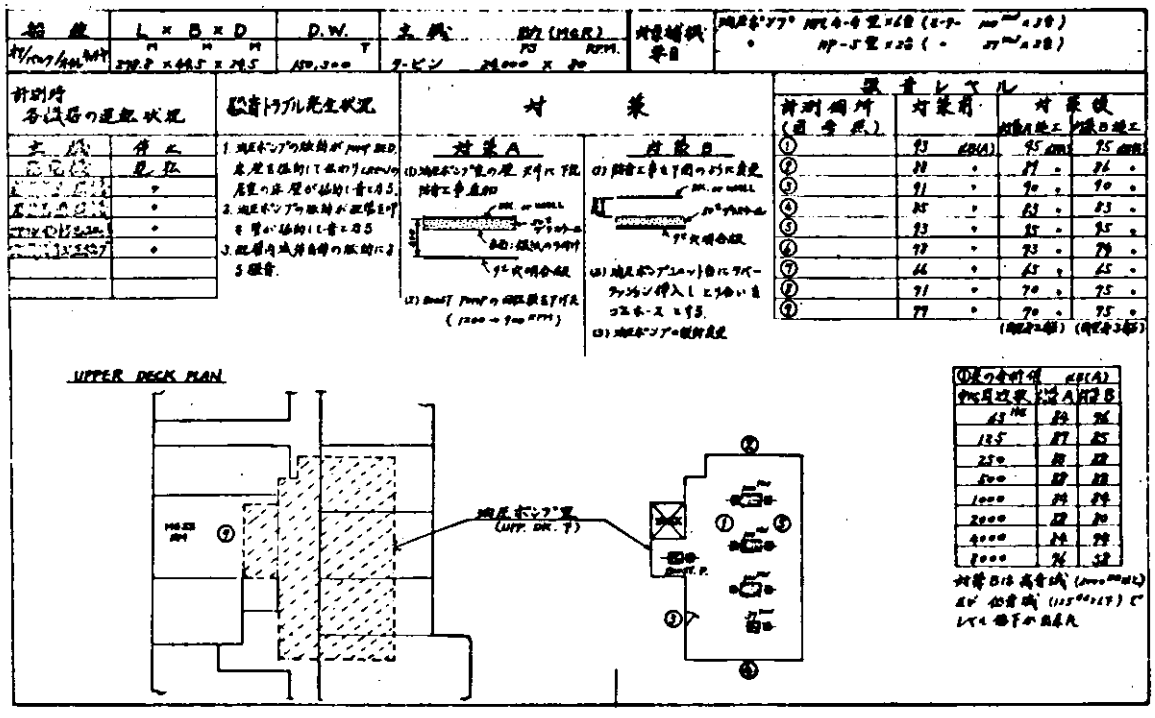


図7.2.3-5　甲板機械油圧ポンプ騒音対策例

参　考　文　献

日本造船学会誌　第561号　船内機関室騒音について　岡本善三他

日本舶用機関学会誌　第4巻　第5号　舶用ディーゼル主機関の騒音について　高橋　勝

THE MARINE ENGINEER AND NAVAL ARCHITECT, SEP. 1960.

REDUCTION OF ENGINE ROOM NOISE

船内居住区騒音対策　倉敷化工技術資料
船舶　1969　VOL 42　練習船青雲丸の特色　荒　稲蔵
日本舶用機関学会　機関第1及2研究部会
川重技報 63号 1977年3月 大型タンカの貨物油ポンプの騒音とその居住区への影響　福井汲夫他
川重技報 62号 1977年　船舶機関制御室の騒音低減策の研究　白井孝応他

7.3 機器対策

7.3.1 ディーゼル主機（含む過給機）

(1) ディーゼル主機の騒音

ディーゼル主機の騒音レベルは，図7.3.1－1に示すように95～115dB(A)である。低速ディーゼル主機と中速ディーゼル主機とでは，発生音が多少違い，過去の実船計測データによると，低速ディーゼル主機では，主機の爆発音と思われる250Hz以下の低周波数音と過給機音と思われる2,000～8,000Hzの高周波数音とが，一方，中速ディーゼル主機では吸排気弁の金属音と思われる500～1,000Hzの高周波数音とが他の周波数音に比べて高いレベルを示している。

一般に低速ディーゼル主機，中速ディーゼル主機とを問わずして，過給機付近の騒音は他の場所に比べて5～10dB程高い値を示しているので，まず過排気系（過給機及びマニホールド）に対する対策が必要となる。過去のデータを見る限りでは，過給機周辺を中心として対策を講じることによって，現在機関室内騒音の目標値である100dB(A)以下にする事は可能であるし，各メーカも図7.3.1－2で示すようにほとんどが100 dB(A)まで可能と予想している。

過排気系の騒音が減じられた時，問題となるのは動弁機構及び燃料噴射ポンプからの音，燃焼音，排気音等あろう。中高速機関においては，更に減速機からの音が問題となる。

(2) 騒音対策

(a) 対策の方針

減音対策を実施する場合，部分的な減音量の極限値を求めることより全体的なレベルを考慮して経済的な対策を取ることが最も重要な点である。すなわち，同じ過給機周辺でもブロワ入口，ブロワ導管，掃気マニホールドなど，それぞれの音圧レベルに応じてサイレンサの改造，さらに遮音箱また各部の吸音材の有無を決めるなど，絶えず機関室の騒音レベルのバランスを考えて設計する必要があり，各種の騒音源に対して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。

51年度に行った無対策機と対策機との騒音実態の調査に基づいて対策の方針を要約すると次のことがいえる。

(i) まず最初に行なう対策としては費用と効果の面から考えて，給気導管及び排気マニホールドの防音ラギングを強化することである。通常，防熱の観点からのみラギングは施行されているが，防音の観点に立っての思い切った強化が必要である。

(ii) 過給機ブロワ渦巻室のラギングの強化

70～80 mmのラギングをすることにより過給機近くでは5～10 dBの減音効果があり，低速ディーゼル主機では105 dB(A)位までの減音が可能であろう。また，ブロワ側に消音カバーを設けることも考えられるが，効果は少なく2～3 dBと言ったところであろう。

(iii) 過給機ブロワ吸入口に消音器の設置

過給機周辺で10 dBの減音が期待でき，騒音レベルで100dB(A)近くまで下げ得る。また，この効果は高周波域全域に渡っていて主機回り全般に3～5 dBの減音効果を持つ。

(iv) 過給機の防音囲い及び防音箱

10～15dBの減音が期待でき，過給機回りはまず100dB(A)以下とすることが可能である。

なお，中速ディーゼル主機では，低速ディーゼル主機に比べて小型で軽量の割に出力が大きいことから機関全体の騒音レベルが高く，かつ高周波数音であり，また過給機自体も小さいので(iii)(iv)の対策が必要と思われる。さらに，据付に関してもその機関のベッド及び二重底構造等が軽構造になり，騒音源となる高次の起振力を発生し易くなることを念頭に置いて余裕のある設計をしなければならない。

過排気系の騒音の次に問題となるのは，特に中速ディーゼル主機の場合に問題となる動弁機構からの騒音である。この騒音は，後述の(3)項，騒音対策の効果の例(a)(b)で述べられているように，500Hz近辺の低周波域音で，レベルも100dB(A)以下なので大きな問題とはならない。しかしながら，対策を強いてあげるならば，タペットクリアランス，歯車のバックラッシュ及びカム軸などの適性化がある。また，動弁機構にカバーを設けることも可能であり，カバーの内部には吸音材を施し，エンジンとの当り面にはゴムシールを設けるのが適当である。しかしながら，カバーは乗組員によって取り外されたり，検査穴が設けられたりすることがあり，いずれの場合にもあまり減音は期待できなくなる。

(b) 各対策の具体例

次に各対策の具体例について述べる。

(i) 過給機渦巻室のラギング（図7.3.1－3）

通常，鉛板まで入れる必要はないが遮音性を向上させる為には，MASSの大きい材料を使用することが有効であろう。図は4サイクル中速ディーゼル機関（9L52／55A）用に実施した例である。

(ii) 過給機の防音囲い（図7.3.1－4，図7.3.1－5）及び防音箱（図7.3.1－6）ブロワ側のみ囲った簡単なもの（図7.3.1－4）から，全体を遮音箱に納める場合（図7.3.1－6）まであるが，密閉化するため，ベアリング部などの冷却に支障をきたさぬように十分注意する必要がある。

(iii) ブロワ側の消音器（図7.3.1－7，図7.3.1－8）

図7.3.1－7は，K7SZ105/180における例であり，図7.3.1－8は，MET－900における例である。

(3) 騒音対策の効果

51年度に騒音対策を施行した主機，低速ディーゼル5台，中速ディーゼル2台は，全て過給機中心に対策を施したものである。その中でもブロワ側に対するものが多く，ブロワ渦室の防音ラギングが最も一般的で広く施行されている。

ここでは，対策を実施しようとする際に指針となると考えられるので，低速ディーゼル主機と中速ディーゼル主機との代表例を上げて，これらの騒音対策と計測結果について対策機と無対策機とを比較して述べることとする。ただし，計測はいずれも工場運転時に行われたものである。

(a) 低速ディーゼル主機（ユニフロー掃気）

(i) 対策主機及び無対策主機

6UEC 52／105D　6,200PS×175rpm

過給機　MFT 450×2sets

計測器　NAGRA 1V-SJ BK4133MIC

(ii) 騒音対策

(イ) 過給機ブロワ吸込口に消音器設置

(ロ) 機関室床板及びその支柱構造変更

(ハ) 排気管防熱ラギング厚さ変更の上，防音ラギングに変更

(ニ) 排気管伸縮継手部及びシリンダカバー出口部に防音ラギング実施

(ホ) 空気吐出管に防音ラギング施行

(ヘ) タペットクリアランス調整

(iii) 計測結果

(イ) 図7.3.1－9は各計測点に於ける100%負荷時での騒音対策機の騒音レベルを比較したものである。この図より対策機は無対策機より過給機横（計測点⑫⑬）において10dB，排気弁上部（計測点⑩）において9dB，その他クランク室周辺（計測点②③）において3～4dB減音していることがわかる。

(ロ) 図7.3.1－10によると，対策機の騒音レベルは過給機横計測点⑬の例外を除いて負荷の増加にともない上昇している。過給機横計測点⑬の85%と100%負荷時の逆現象は過給機特有のカルマン渦の影響によるものである。

(ハ) 図7.3.1－11から図7.3.1－14は，各計測点での周波数分析の結果であるが，これらより対策の効果として次の事柄がわかった。

- 図7.3.1－11によると，主機下段（計測点①）に於ては，高周波域（1,000～5,000Hz）でわずかの低下がある。
- 図7.3.1－12に於て，主機下段カムシャフト側（計測点②）と主機下段過給機側（計測点③）とを比較すると効果は高周波域に於て過給機側で大きい。
- 図7.3.1－13によると，過給機付近（計測点⑩⑬）で高周波域において10dBの減音がある。この効果は過給機単独テストの結果とよく合致している。また，排気弁上部（計測点⑩）では500Hz近辺で7dBの減音がある。これは動弁機構からの騒音に対してタペットクリアランスの調整による効果である。
- 図7.3.1－14によると，主機周辺で一番大きな騒音値を示す主機中段過給機近辺（計測点⑥）は過給機に起因する高周波（5,000Hz）の騒音及び掃気マニホールドや空気冷却器の放射音の影響を受けている。また，主機中段過給機近辺は，過給機横（計測点⑬）よりも過給機に起因する高周波数音の影響をより強く受けていることから，掃気マニホールドや空気冷却器の防音ラギングを十分実施すれば，更に減音する余地のあることがわかる。

(b) 低速ディーゼル主機（ループ掃気）

(i) 要　　目

(イ) 対策主機　　6RND68M　11,400PS×150 rpm

　　過給機　　VTR 631-1

　　計測器　　リオンNA-51型，リオンSA-55型

(ロ) 無対策主機　　6RND68M　9,900PS×150 rpm

　　過給機　　VTR 631-1

　　計測器　　Brüel & Kjaer 2209

(ii) 騒音対策

過給機渦巻室及びフランジ部にラギング施行

(iii) 計測結果

(イ) 図7.3.1－15において計測点及び100%負荷時の騒音レベルを見ると，対象主機の方が無対策主機よりも出力が大きいにもかかわらず，過給機周辺の騒音が低下していて騒音対策の効果が認められる。

(ロ) 図7.3.1－16から図7.3.1－18は，各計測点における周波数分析の結果であるが，これらによると過給機に施した対策の効果が4,000Hz前後の高周波数域で認められるだけでなく，200Hz以下の低周波数域でも明らかに認められる。この傾向は，対策を施したM型主機に出力増加に対処するため各部の剛性を強化した結果と思われる。

また，カムシャフト側主機上段（計測点⑦）と中段（計測点⑤）で対策機の方が高い値を示しているの

は運転時の主機設置場所が異っており，対策機ではカムシャフト側に壁が近接しているため反射音の影響を受けたためである。

(c) 低速ディーゼル主機（ループ掃気）

(i) 要　目

対策主機及び無対策主機

B&W 7K 67GF　13,100PS×145rpm

過給機　VTR 631-1×2 sets

計測器　Brüel & Kjaer

(ii) 騒音対策

	対策機	無対策機
(イ) 過給機吸込口に箱型消音器	装備	下部のみ装備
(ロ) 過給機ブロアケーシングをラッギング	装備	装備
(ハ) 給気導管ラッギング	装備	伸縮継手部無装備
(ニ) 排ガス管伸縮継手カバー	装備	無装備

(iii) 計測結果

図7.3.1－19は，過給機回りの各計測点における90%負荷時の騒音レベルを示したものである。この図によると，対策機は全て102 dB(A)以下で主機上段計測点①においては，無対策機より12 dBの最大減音が計測され，負荷は90%であるが過給機2台を考えるとかなりな減音効果といえる。なお，この主機は動弁機構を備えており，その騒音対策がなんら実施されていないにもかかわらず，主機上段計測点⑦，⑨で100dB(A)以下になっていることは，動弁機構の騒音レベルは大した問題ではなく，シリンダカバー回りでも過給機の騒音が支配的であることがわかる。

(d) 中速ディーゼル主機

(i) 要　目

(イ) 対策主機　9L 52/55A-9,490PS×450rpm

過給機　VTR-501

計測器　Brüer & Kjaer 2209

(ロ) 無対策主機　R8V 52/55A-8,000PS×430rpm

過給機　VTR-630

計測器　Brüer & Kjaer 2209

(ii) 騒音対策

(イ) 過給機渦巻室，給気導管及び排気マニホールドに防音ラッギング施行

(ロ) シリンダボンネットにゴム内張施行

(ハ) グレーチングに防振板を使用

(iii) 計測結果

図7.3.1－20に計測点及び騒音レベル，図7.3.1－21に各計測点の周波数分析結果を示す。これらより次のようなことがわかった。

(イ) 対策主機の方が無対策主機よりも出力が大きくなっているにもかかわらず，過給機回りで10 dB，主機上段で2～3 dBの騒音低下となっている。また，主機上段と下段とを比較すると全体に下段の方が高い値を示しているが，これは周波数分析により下段では上段より500～3,000Hzで騒音レベルが高いことに基因していることがわかった。この周波数域の騒音源は特定のものではなく，主機ブロックの種々に起因す

るものである。

(ロ) グレーチングの振動は，本主機の場合防振構造を採用しているため主要な原因とは考えられない。さらに，主機上段において63 Hz 周波数域で80 dB(A)，主機下段において31.5 Hz 周波数域で80 dB(A)と低いことから，4サイクル機関で問題となる動弁機構からの音，燃焼音は各々全体の騒音レベルに与える影響は少ないことがわかった。

(4) 騒音対策の概略費用の推定

各エンジンメーカに対して行ったアンケートを基に推定した昭和50年9月時の騒音対策に用する概略費用を表7.3.1－1及び表7.3.1－2に示ま。ここに示す数字はあくまでも実績でなく，推定であることに注意して騒音対策を実施する場合の目安とすれば良いと思われる。

7.3.2 タービン主機

(1) タービン主機の騒音

蒸気タービン主機からの騒音は，一般に図7.3.1－1に示されているようにディーゼル主機に比べ出力に余り関係なく90～100 dB(A)となっており，その騒音対策はディーゼル主機ほど必要に迫られていないのが現状である。その騒音源としては減速歯車からの騒音が最も大きなウェイトを占めており，それに続くものとして蒸気管，操縦弁などからの騒音がある。タービン本体からの騒音は，ロータとケーシングの相互作用により発生するものであるから，両者のクリアランスを大きく取ることによって減少すると思われるが，効率の低下を直接招くことになるので一般的に無視されている。

(2) 騒音対策

(a) 減速装置について

7.3.3 減速機を参照のこと。

(b) 蒸気管，操縦弁などについて

管内の蒸気は高流速になると高周波の騒音スペクトルを発生させるが，主機の定格出力時をベースに出力効率を最大に仕上げるため，圧力損失を小さく計画しているので，騒音の問題としてはさほど重要視されていない。しかしながら，蒸気管が機関制御室，工作室などの騒音制限区域の近くに設けられた場合，固体伝搬音が管支持金具を通じて船体ウェブに伝わり，それがしばしば騒音制限区域に影響を及ぼす。

特に，蒸気タービン主機に結合する蒸気管のアレンジをするに当っては，騒音制限区域を避けるよう注意すべきである。止むを得ず制限区域の近くに設ける蒸気管についてはできるだけ流速を小さくし，弾性支持を施すことが必要であろう。

弾性支持の方法としては，排気管等の場合と同様であるが，配管システムの固有振動数がプロペラからの励起振動数に一致しないように，又，配管の熱応力による伸びなどに十分な注意を要する。

タービンメーカによっては操縦弁がタービン本体と別置になっている場合があるが，その配置については極力騒音制限区域に直接通じるような船体構造からは離すことが望ましい。減圧弁は通常主機定格出力時に働かない為，騒音の問題とはならないが，問題となった場合には弾性支持を施す必要がある。

以上，蒸気管，操縦弁については出力効率を重視する観点からタービンメーカ側からは騒音対策がなされていない現状である為，船内でのアレンジをする際に考慮することが決め手となろう。

7.3.3 減 速 機

(1) 減速機の騒音

歯車の騒音には歯車振動が軸受を介して歯車箱振動へと伝達され，それが空気中に放射されて騒音となった固体音と歯車振動が箱内の空気中に放射され，それが箱を透過した空気音との両者がある。陸上における無負荷状態での実験結果から，一般的に固体音の方が空気音より大きく支配していることが知られている。

実船では蒸気タービン，中速ディーゼル主機に駆動されている性質上，単独には分析しがたいものがあるが，その騒音レベルは歯車回りで90～100 dB(A)であり，噛合い周波数とその高調波を主成分としていることが推定される。また，主機からの伝達馬力の増加に伴って比例して大きくなる傾向を持っている。

(2) 騒音対策

減音対策の基本方針は歯車及び歯車箱の振動を小さくすることと，歯車箱の遮音性を向上させることであると考えられる。

(a) 歯車及び歯車箱の振動防止

(i) 歯面の加工精度の向上

(ii) 歯車のリブ面に防振材を貼り付ける。

(iii) 歯車箱内面に防振材を貼り付ける。

などが考えられるが，(i)については出力効率の面からだけでなく，今後は騒音対策の観点から考えなくてはならず，(ii)(iii)については潤滑油による防振材への影響のため採用には至っていない現状である。また，歯車箱の振動を防止するためには多くの補強が必要で設計変更，重量増加などがあり実現性に乏しいと言えよう。

(b) 歯車箱の遮音性の向上

(i) 歯車箱を遮音カバーで覆う

カバーの構造は単純なものとして現寸に合わせて防音ふとんを作り，バンドなどにて固定するものとか，歯車箱表面にボルトを適当な間隔をおいて溶接固定し防音材を固定する方法が考えられる。遮音効果を上げるために遮音材の選択は色々考えられるであろうが，鉛板などをはさんだサンドイッチ構造が有効であろう。いずれの場合にしても実施に当っては外部よりの計測監視装置，内部冷却などに十分注意する必要がある。

(ii) 歯車箱を2重とし防音構造とする。

実例として，日本舶用機器開発協会における研究が発表されている。これによると歯車箱は図7.3.3－1に示すようなゴム板及びダンプレー鋼材（ダンピング材）を組合せた複合構造を採用している。この対策の結果，単独無負荷試験では全体レベルで6～13 dB の減音効果を上げているとのことである。

(c) そ の 他

海外のレポートによれば，歯車箱や台盤を通じて船体に伝達される固体伝搬音を低減させるために，小型船における主機を含めた弾性支持法が発表されているが，その効果については明らかにされていない。軸系アライメント重視の観点から大きな問題があり，実施は困難であると思われる。

7.3.4 プロペラ・軸系

(1) プロペラは固体伝搬音の主騒音源として考えられるが，機関室内の空気伝搬音としては他の機関室空間の空気音に対しては無視してさしつかえないことがこれまでの実船計測の結果から明らかになっている。その主な発生要因としては，プロペラからの圧力の衝撃により発生した振動及びキャビテーションによる騒音が考えられる。その他に，カルマン渦流の周波数とプロペラの固有振動数が一致した時に発生する鳴音及び軸系の不平衡による騒音などがあるが上述の振動及びキャビテーションによる騒音に比べて小さいと考えられる。

(2) 騒音対策

初期計画の時点では，プロペラ翼の枚数・形状，船尾形状，船尾振動の隔離などが考えられる。その他に発生した振動を抑える為に，プロペラ上部における外板の内側に制振材を貼る方法とか，キャビテーションを防ぐためにプロペラ翼の背面部へ空気を吹き込むエァインジェクションなどが考えられている。軸系よりの振動を防ぐためには軸系アライメントを正確に行なう必要がある。

(a) プロペラクリアランスの増大

図7.3.4－1は，ロイド船級規格による1軸船におけるものであり，それによるとプロペラより起こる振動

を押えるために，最小のクリアランスを規定して，それよりもできるだけ大きくすることを推奨している。b寸法は小さすぎるとキャビテーションの原因となる。逆に大きすぎるとプロペラのオーバーハングによる曲げモーメントが増し，船尾管軸受に悪影響を及ぼす。a，d寸法は小さすぎると船体振動を招くことになる。したがって，最適の寸法を決定することは各造船所，プロペラメーカの大きな問題であるが，プロペラの形状，船体構造などによって制限され，必ずしも振動・騒音低減の観点から十分な検討がなされているとは断言できない。各国船級協会の騒音規制が厳しくなって来ている今日において，プロペラクリアランスの問題は，今後検討して行かなければならない点である。

(b) キャビテーションの防止

キャビテーションによる騒音は，プロペラ羽根の周速度がある限界を越えた時に，羽根の背面の圧力が低くなって，水が背面に沿って流れることができず，水蒸気及び空気からなる空洞部がその面に生じ，その空洞が崩壊する時に発生する衝撃音である。プロペラの設計において，キャビテーションを防ぐことは，推進効率，及び性能上最大のポイントなので各メーカによってそれぞれ考え方を持っているが，船体との関連においては次の方策が考えられる。

i) プロペラ翼の展開面積1㎠当りの推力をできるだけ小さくして荷重が過大にならないようにし，不均一伴流の影響をできるだけうけないように，プロペラと外板・船尾骨材・軸ブラケット・ボッシングなどの間に十分なすきまをもたせる。また，プロペラの深度をできるだけ大きくし，翼端の周速度はなるべく小さくし3,000～5,000 m/min以下とする。

ii) プロペラ翼の背面部の圧力の上昇を計り，気泡の崩壊を防ぐためにプロペラ背面部へ空気を吹き込む。プロペラ周辺の外板に沿って空気を吹き出すことも効果的である。

(c) その他

水よりもはるかに低い音響インピーダンスを持つ材料をプロペラ周辺の外板に張ることもプロペラから発生まる圧力波を反射する上で有効的であることが海外の文献などで述べられているが，減衰材の強度・耐久性など今後，研究する必要がある。

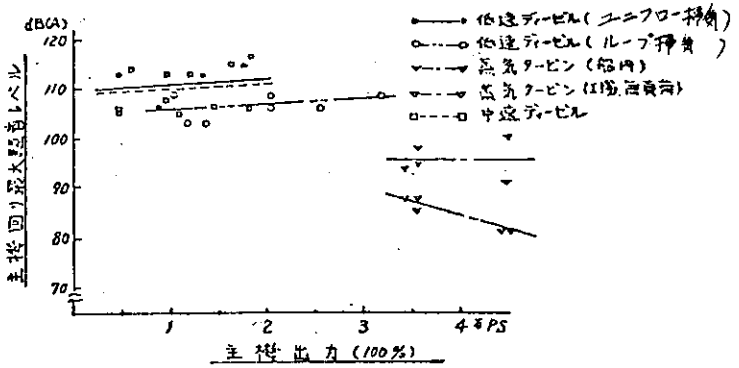


図7.3.1-1　主機出力と最大騒音レベル

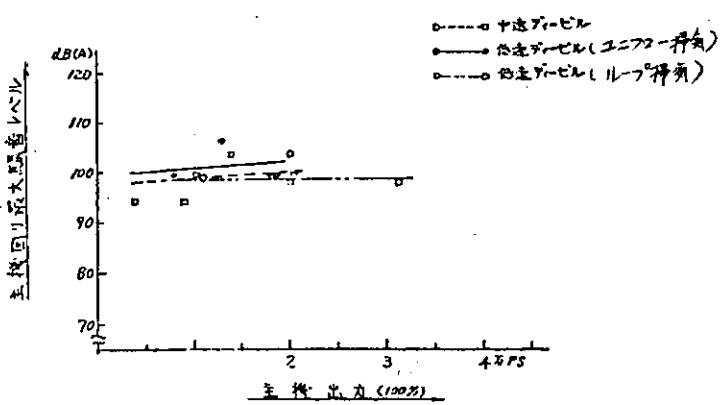
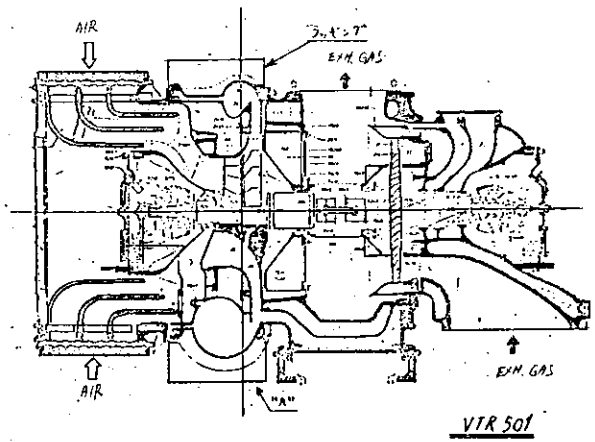


図7.3.1-2　減音対策施行主機の予想騒音レベル



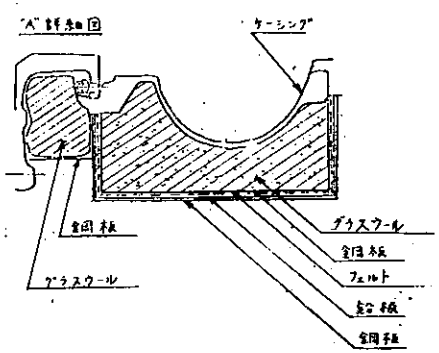


図7.3.1-3　過給機渦室のラッギング

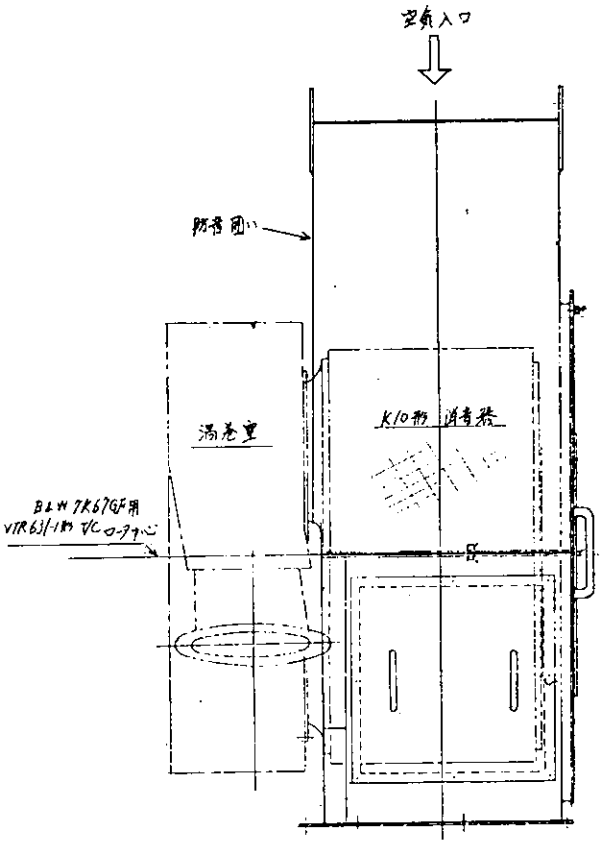


図 7.3.1-4 過給機消音器の防音囲い（B&W7K67GF 用 VTR 631-1形）

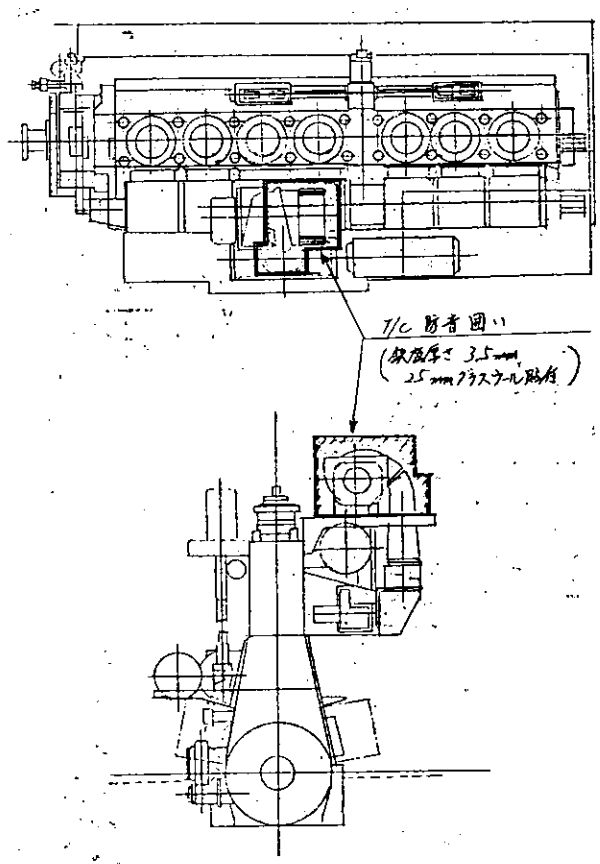


図7.3.1-5 過給機の防音囲い（7RND68）

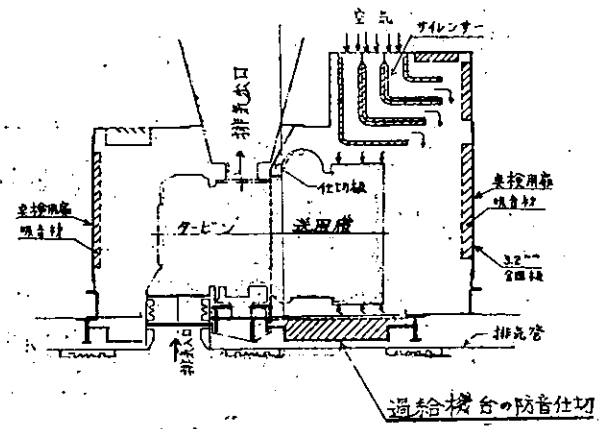


図7.3.1-6 過給機の防音箱

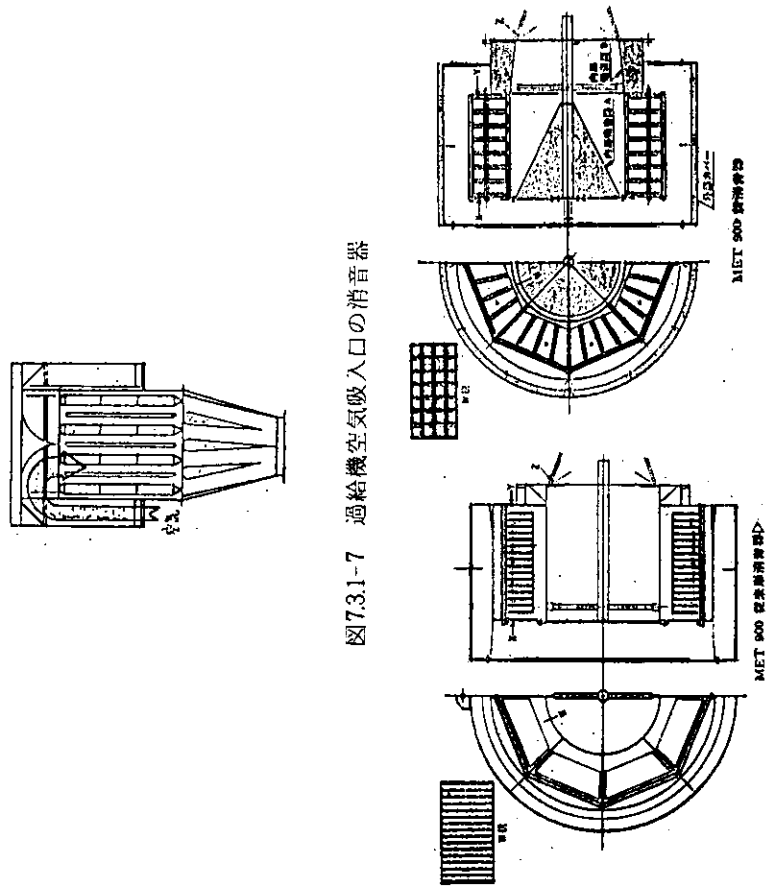


図7.3.1-7　過給機空気吸入口の消音器

図7.3.1-8　MET新型消音器

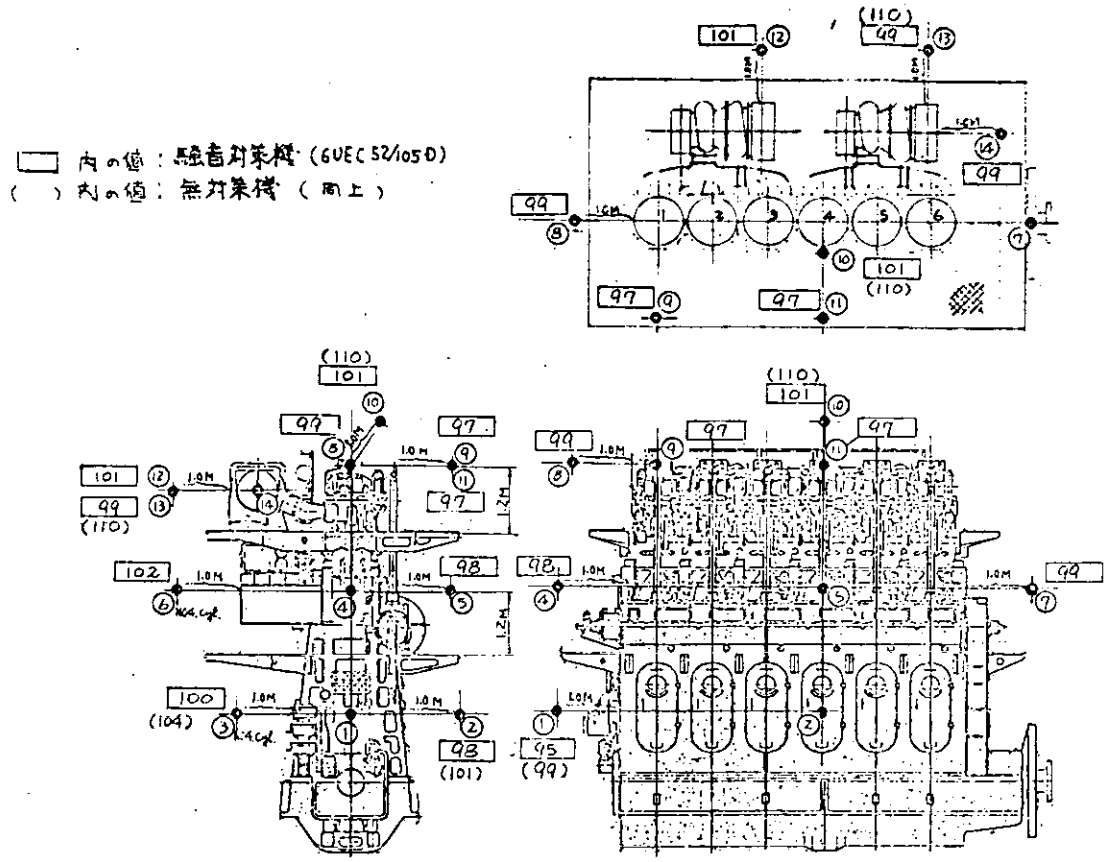


図7.3.1-9　計測点及び100%負荷時の騒音レベルdB(A)

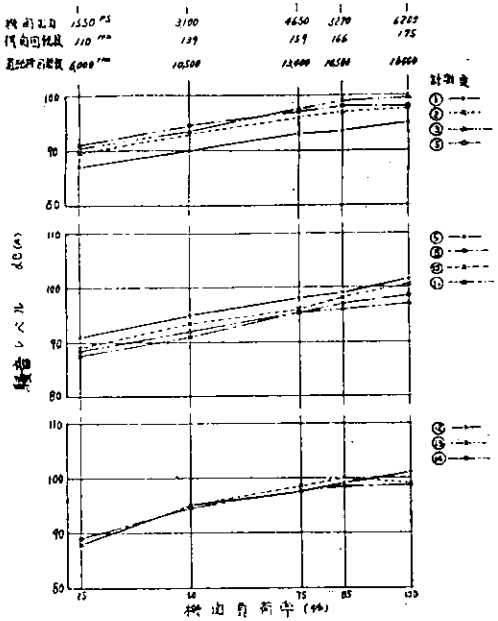


図7.3.1-10　陸上運転時対策機騒音レベル

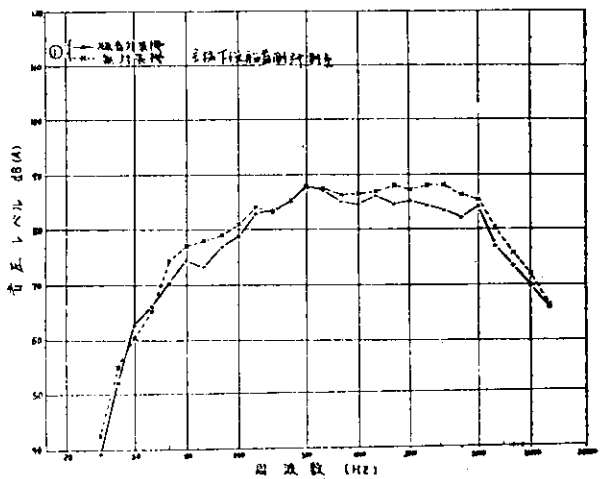


図7.3.1-11　計測点①の周波数分析

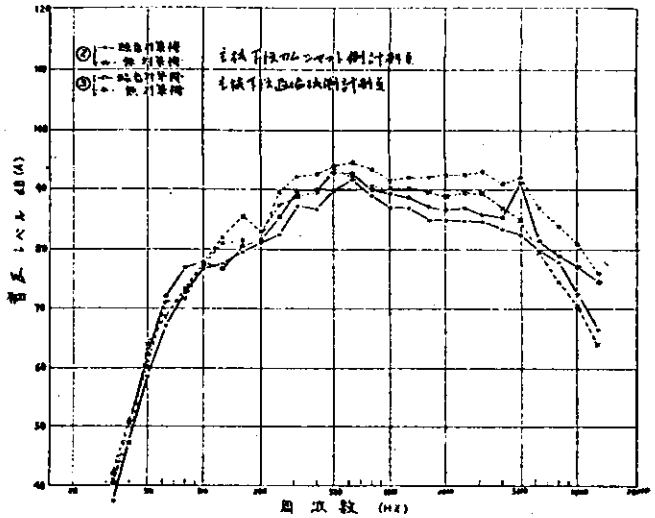


図7.3.1-12　計測点②，③の周波数分析

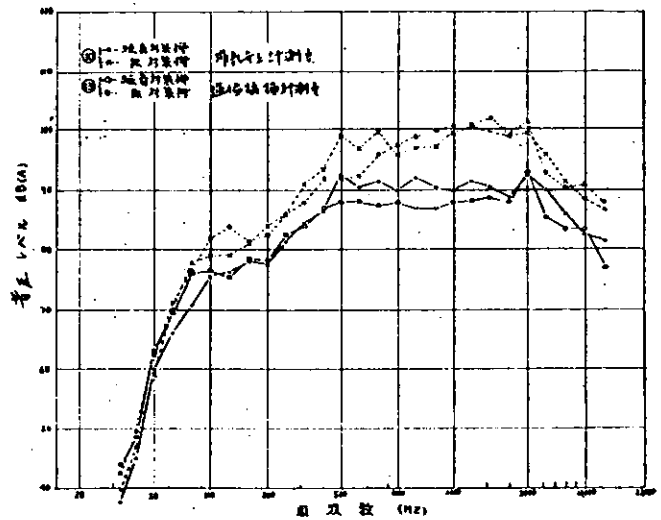


図7.3.1-13　計測点⑩，⑬の周波数分析

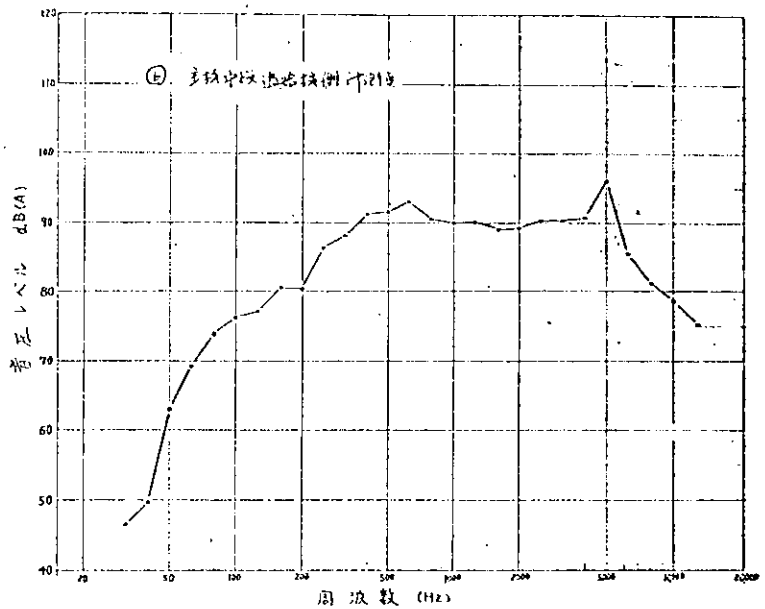


図7.3.1-14　騒音対策機計測点⑥の周波数分析

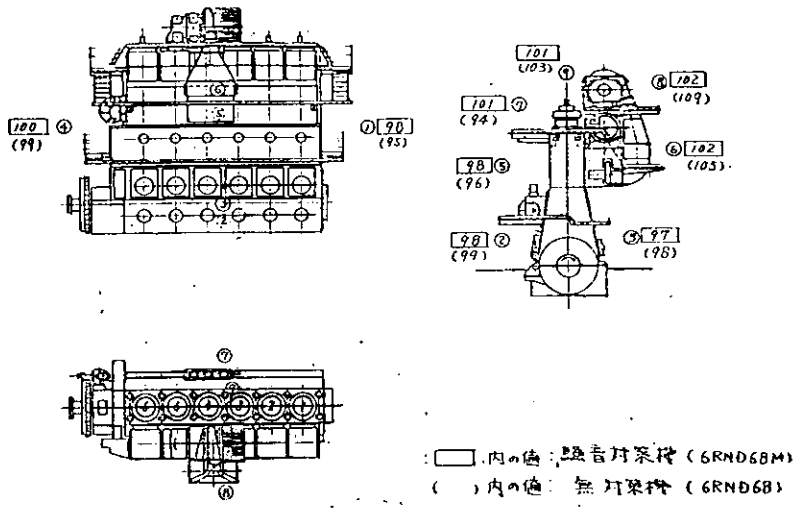


図7.3.1-15　計測点及び100%負荷時の騒音レベルdB(A)

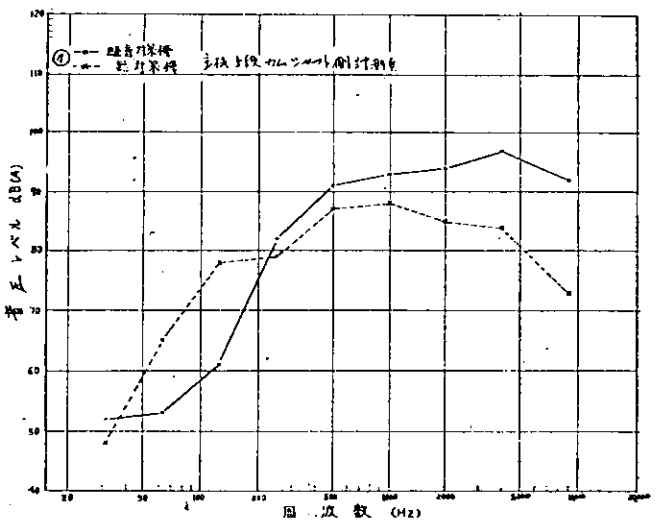


図7.3.1-16　計測点⑦の周波数分析

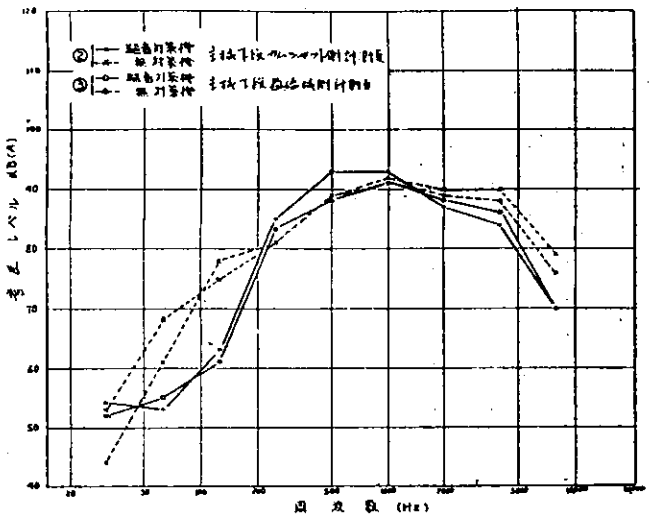


図 7.3.1-17　計測点②, ③の周波数分析

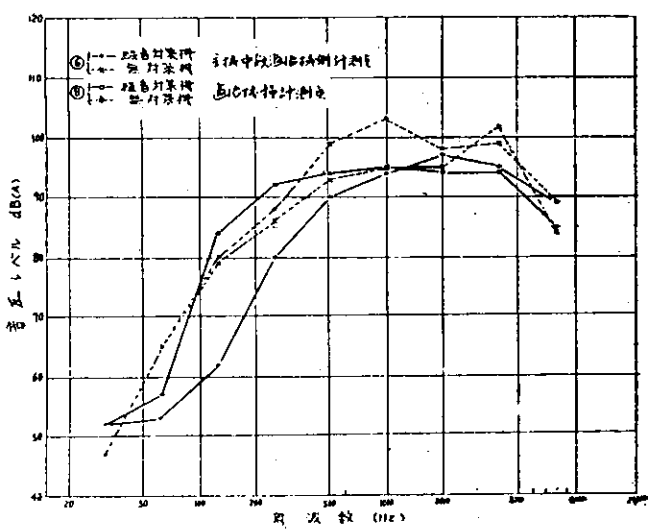
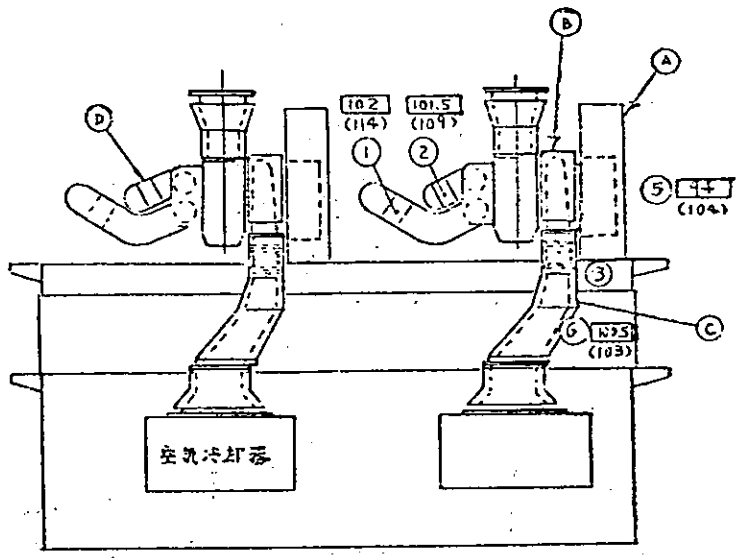


図 7.3.1-18　計測点⑥, ⑧の周波数分析

□内の値：騒音対策機（B/W 7K67GF）
（　　）内の値：無対策機（同上）



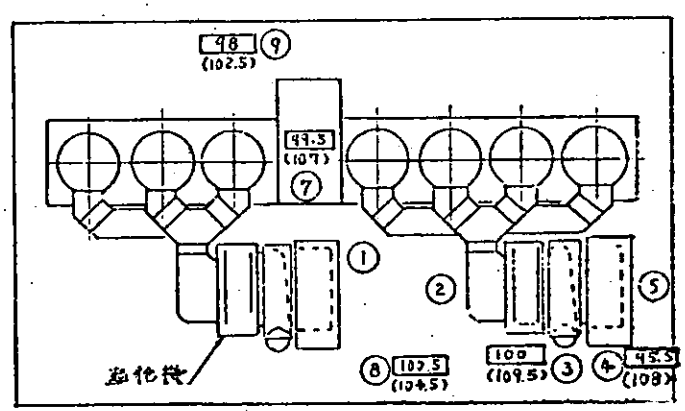


図 7.3.1-19　計測点及び 90%負荷時の騒音レベル dB(A)

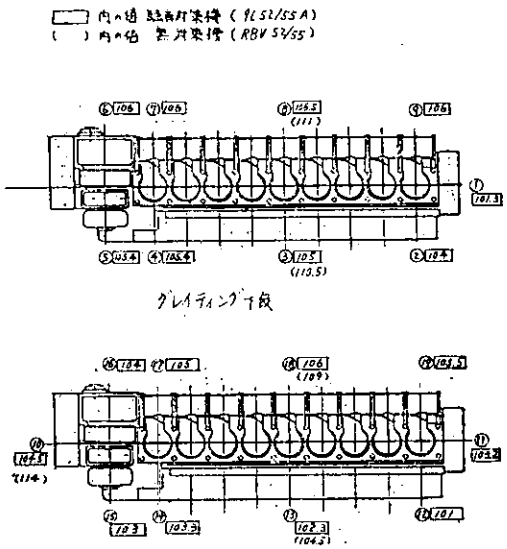


図7.3.1-20　計測点及び騒音レベルdB(A)

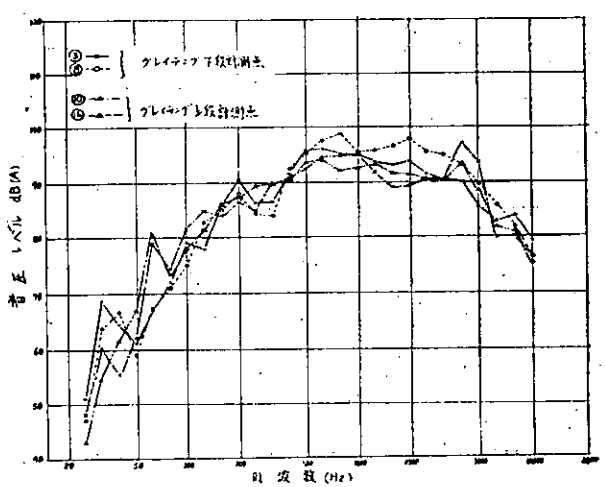


図7.3.1-21　計測点③, ⑧, ⑩, ⑯の周波数分析

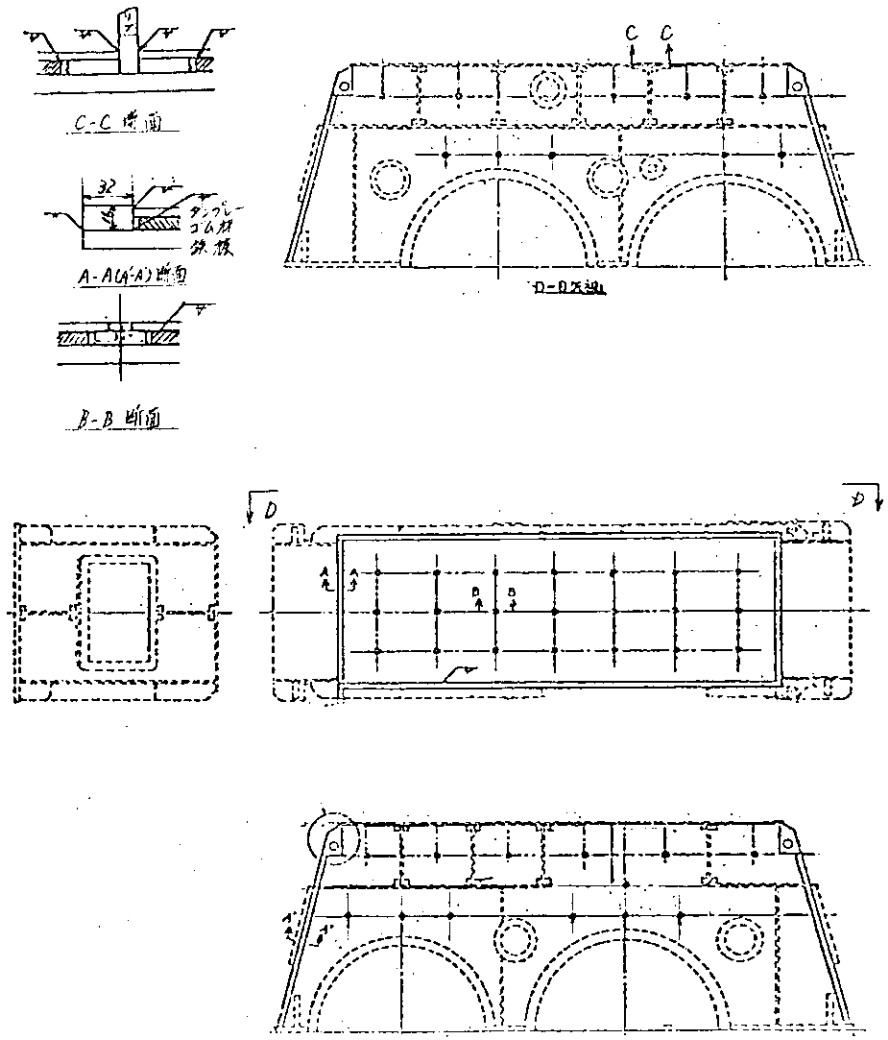


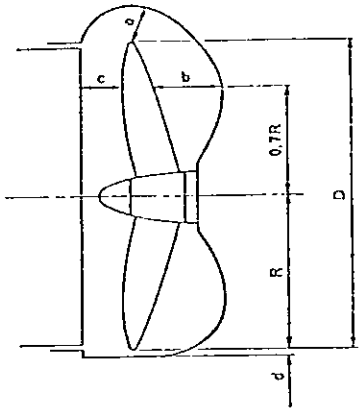
図7.3.3-1　歯車箱の二重構造

表7.3.1-1　低速ディーゼル主機騒音対策案

番号	減音対策案例（主気出力－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を設ける ②シリンダ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ー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 （8,000PS－ユニフロー掃気）	350万円 600万円	107dB(A)→100dB(A) （約7dB減音）
2	①過給機吐出管を遮音カバーで覆う ②過給機ブロワ側を遮音箱で覆う ③排気弁駆動装置にショックバンパーを設ける （13,100PS－ユニフロー掃気）	350万円	113dB(A)→107dB(A) （約5dB減音） T/C付近は105dB(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 （18,000PS－ユニフロー掃気）	350万円	115dB(A)→100dB(A) （約15dB減音）
4	①過給機吐出管を遮音カバーで覆う ②過給機ブロワ側を遮音箱で覆う （11,550PS－ループ掃気）	600万円	105～108dB(A)→95～98dB(A) （約10dB減音） T/C付近は98dB(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過給機ブロワ側を遮音箱で覆う ④掃気空気弁の改善 （20,300PS－ループ掃気）	200万円	107dB(A)→104dB(A) （約3dB減音） T/C付近は102dB(A)に減音
6	①過給機吐出管を遮音カバーで覆う ②過給機ブロワ側を遮音箱で覆う （20,300～32,000PS－ループ掃気）	T/C1台につき100万円	109dB(A)→98dB(A) （約11dB減音） T/C付近は97dB(A)に減音

表7.3.1-2　中速ディーゼル主機騒音対策案

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 （4,000PS－1）	2,000万円	106dB(A)→90～95dB(A) （11～16 dB減音）
2	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 （9,000PS－2）	200万円	110dB(A)→105dB(A) （約5dB減音）
3	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 （10,400PS－1）	200万円	105dB(A)→100dB(A) （約5dB減音）
4	①過給機を遮音箱で覆う （14,000PS－1）	350万円	107dB(A)→104dB(A) （約3dB減音）



$a > 0.1D$
$b > 0.15D$
$c \geqq t$
t：ラダーの最大厚み

図7.3.4-1　1軸船におけるプロペラと船尾材との関係寸法

参　考　文　献

	資　料　名	頁	内　容
1	SR156 報 告 書（50年度）	224–231	機関室内単体機器の空気音対策の研究（騒音対策の効果及び費用）
2	SR156 報 告 書（51年度）	273–283 312–314	機関室内単体機器の空気音対策の研究 主機関についての設計指針
3	シンポジウム論文集 騒音問題とその対策 川崎重工業㈱技術研究所	1-1–1-11	大型舶用ディーゼル機関における騒音計測の実例
4	三菱重工技報 VOL. 13 No. 1	129–133	MET形過給機用新消音器
5	機械設計第19巻第5号(1975年5月)	51	歯 車 騒 音
6	日本機械学会関西支部 第27回特別講義会テキスト51.9.21	103–104	歯車装置の振動・騒音とその防止方法
7	日刊工業新聞社（1971.11）		機械騒音と防止対策　1）消音対策法 2）吸音対策法
8	日本舶用機器開発協会 （事業報告書）昭和50年6月		減速装置の消音器の開発
9	関西造船協会造機研究委員会編 －商船機関部軸系－	187	プロペラと船尾骨材との関係寸法
10	SR156 調査分科会資料 ①Hult. M著 船舶の騒音減少対策 （SSF REPORT）（和訳） ②NOISE CONTROL IN SHIPS NTNF REPORT B.0930.45021	104–109 (51年11月) 85	5.8 PROPELLERS 3.1 PROPELLERS AND AFTERBODY

7.3.5 ディーゼル機関用排気管

(1) ディーゼル機関の排気音

船型（DWT）が大きくなるにしたがって，主機および補機の出力は増加するが居住区の騒音レベルは2.2で述べた如く逆に下がってくる。しかし，上層部はその下がり方が小さくなっている。これは，ディーゼル機関の排気音等の影響を大きく受けているためである。

一方，操船者間の会話がしにくい，相手船の汽笛などの音が聞こえにくいなどの問題を軽減するために，船橋ウィングの騒音を規制しているルールもあり，ディーゼル機関の排気音対策は注目すべき項目の一つである。

(a) 排気音の周波数特性

ディーゼル機関の排気音レベルを規定する要因には，排気が開始される直前のシリンダ内残留圧力，排気ポートの形状，正味平均有効圧力（Pme），最高燃焼圧力（Pmax）などがあるが，これらの相関関係についての本格的な実態調査は今後の調査研究に託さなければならない。

(i) 機関の排気，周波数成分

機関の毎秒回転数Ns，シリンダ数をZとすると2サイクル機関の基本周波数f_0は$f_0 = N_S\ Z$（H_z），4サイクル機関の場合は$f_0 = \frac{N_S\ Z}{2}$（H_z）で，この周波数成分は排気音の基調をなすもので特に低周波領域において$2f_0$，$3f_0$あたりまでが支配的に現われる。

(ii) 排気管系の気柱振動成分

排気音には排気管，消音器，尾管等各部の気柱の共鳴音が含まれている。その成分は排気中の音速C，気柱の長さℓとすると両端開放の場合$f_0 = \frac{C}{2\ell}m$，一端開放の場合$f_0 = \frac{C}{4\ell}(2m-1)$で求められる基本周波数（m＝1）とその高調波（m＝2, 3……）からなる。

(iii) 気流音による成分

排気流速が速くなると乱流や渦の発生をまねき，騒音を生ずる原因となる。特に排気管曲折部や狭窄部ではこの傾向が強いのでできるだけ排気がスムーズに流れるようにする必要がある。

(b) 主機関の排気音

(i) 一般的に大型2サイクルディーゼル機関は6～12シリンダで，回転数は120rpm前後であるから排気音の基本周波数は12～24 Hzとなる。この排気音は消音器を取り付けない状態では，排気管出口において約130 dB(A)の強さをもった波長38～19 mの圧力波である。この圧力波は音の感覚ではなく周期的な音圧となって鼓膜を刺激する。

(ii) 低周波の排気音は開放された甲板上，たとえばコンパス甲板，航海甲板などではさほど不快なものではないが，半開放的なベランダまたは一端閉鎖の通路などの長さが波長の約$\frac{1}{4}$のときには不快な音圧を感じ，煙突付近が最も条件が悪くなる。両舷が開放された操舵室内では排気音の高調波に共鳴し，さらに船首楼倉庫にまで及ぶこともある。

(iii) 操舵室を両端の開放された矩形断面のトンネルと考えたときに操舵室の巾ℓ(m)，音速C≒340(m/s)波長λ(m)とすると，この内部における空気の基本波共鳴周波数f_0は

$$f_0 = \frac{C}{\lambda} = \frac{C}{2\ell}$$ (Hz)で求められる。

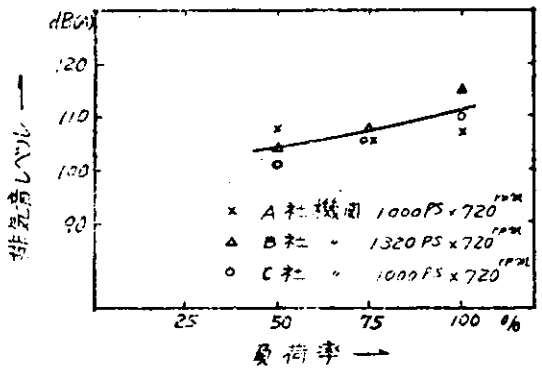
(c) 発電機関の排気音

(i) 1000PS前後の発電機関の排気音レベルを図7.3.5-1に示す。

本データは消音器を取り外し，煙突頂部の排気管出口で計測したもので，このデータを見る限りでは100%負荷時の排気音レベルは110dB(A)前後である。

(ii) 最近の船舶に数多く搭載されている発電機関の回転数は720 rpmで，その場合排気音の基本周波数は6シリンダの場合36Hz，8シリンダの場合48Hzとなる。

(iii) 一例として，C社製発電機関（8シリンダ，1000 PS×720 rpm）の消音器なしの場合の排気音の周波数分析結果を図7.3.5-2に示す。



排気管出 45° 1m の位置にて計測

図7.3.5-1 発電機関排気音レベル

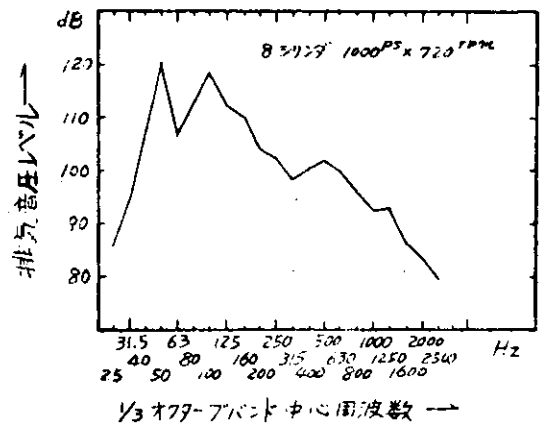


図7.3.5-2 発電機関排気音周波数分析例

(2) 排気音対策

排気管系の騒音を減ずるためには，(イ)消音器を設ける，(ロ)排気管系での騒音発生を低下させる，(ハ)管壁の遮音を計る，などの対策を総合的に考えなければならない。また，騒音レベルの設定にあたっては，決して暗騒音の周波数特性を無視してはならない。即ち，暗騒音のレベル以下に目標値を設定しても目標倒れであり，現実には無意味である。対象音の処理だけで目標値の実現が不可能な場合には逐次暗騒音を処理して全体の騒音を目標値に近づけることが必要である。

(a) 消音対策

(i) 消音器は音の反射，干渉，吸収作用などを利用して減音させる装置で種々の構造のものがある。減音量及び周波数特性に応じて単独あるいは組合せて用いる。それらの型式と減衰特性については7.3.6に述べる。

(b) 排気管対策

(i) 排気管の大きさおよび形状

(イ) 流速をなるべく小さくすること

排気管内に気流があるとき，特に曲り，分岐，断面変化等の部分では乱流や渦の発生により，あるいは管壁が振動を起して騒音を発生する。この気流騒音は流速が大きくなると急に増大する。

(ロ) 乱流を防ぐ形状とすること

排気管系の途中で狭窄部や曲折をさけ，渦流による高周波音の発生を防ぐこと。

(ハ) 排気管の肉厚を増し，管壁の振動を防止すること。

(ニ) 共鳴を防ぐこと

機関の排気周波数と排気管の気柱振動数が重なると共鳴音を発生するので両者が同調しないようにすること。

(ii) 管壁の遮音効果の向上

排気管は放熱を防ぐために，50～150㎜ 厚さのミネラルウールで保温し，その上を薄い鋼板でラギングしているが，これは管壁の遮音にも効果が有る。鋼板厚さを増すと共に，鋼板の継目にすき間ができない様に施工することにより一層効果が上がる。

(iii) 排気管の弾性支持

主機関および発電機関の排気管の振動，騒音が船体構造物を介して居住区に伝搬するのを防ぐためには機関本体や排気管を弾性支持するのが最も有効である。即ち，(1)機関本体を防振材にて支持し船体構造物と隔離する，(2)機関本体と排気管との間を伸縮管継手を用いて隔離する，(3)排気管を防振材にて支持し船体構造物と隔離する。これらの方法によって固体伝搬音によって引き起こされる二次的な振動，騒音を避け得る。

(イ) ばね式防振器

ばね式防振器は図 7.3.5-3 のようにケースの中に(a)初期圧縮を加えたコイルばね1個を内蔵したものと，(b)2個のコイルばねに初期圧縮を加えてバランスさせたものの二種類が製品化されている。どちらのタイプも引張りと圧縮のいずれにも作動することができ，その荷重たわみの特性は図のようになる。

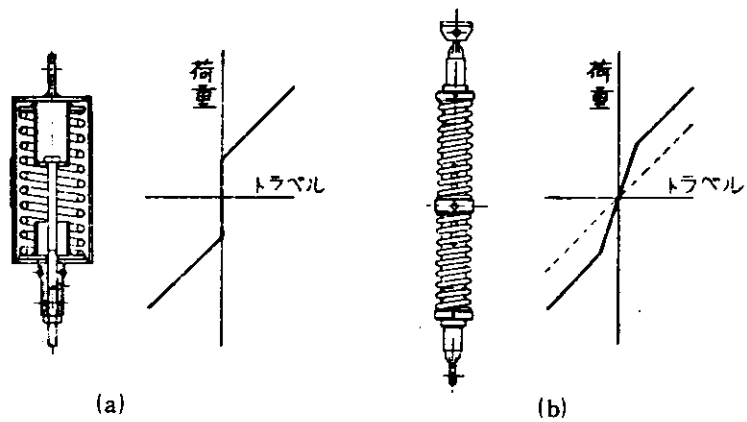


図 7.3.5-3　ばね式防振器と荷重特性

ばね式防振器は排気管が変位すると，変位とばね定数の積の分だけが変化するから，熱膨張に対しに対して抵抗がある点ではスプリングハンガと変らない。従って防振効果を高めるために，ばね定数をあげると熱膨張に対して悪影響が生ずるので使用する場合には，応力解析に留意すると共に排気管の変位の小さい所を取付位置に選ぶ配慮が必要である。

排気管の振動を抑制するのに必要な力Pは振動部分の等価重量We(kg)，振巾をa(㎜)，振動数をf(Hz)，重力加速度をg（㎜／s²）とすれば，$P=\frac{4\pi^2 a f^2 We}{g}$（kg）となる。一般には必要な力を得るため，防振器のばね定数を任意に選択できないので，排気管サイズに合わせて防振器の個数を増減する方法をとって

いる。

(ロ) クッション組込ばね式振動減衰器

構造はばね（板ばねまたはコイルばね）とクッション（18／8ステンレスメッシュ）から成っており，固有振動数は3～15Hz，平均減衰係数 $C/C_0 = 0.1 \sim 0.2$ である。西ヨーロッパにおいては相当の実績があり，国内でも注目され始めた製品である。用途としては主機関，発電機関，補助ボイラなどの排気管の弾性支持はもとより補機器の防振台などにも使用される。一例を図7.3.5-4に示す。

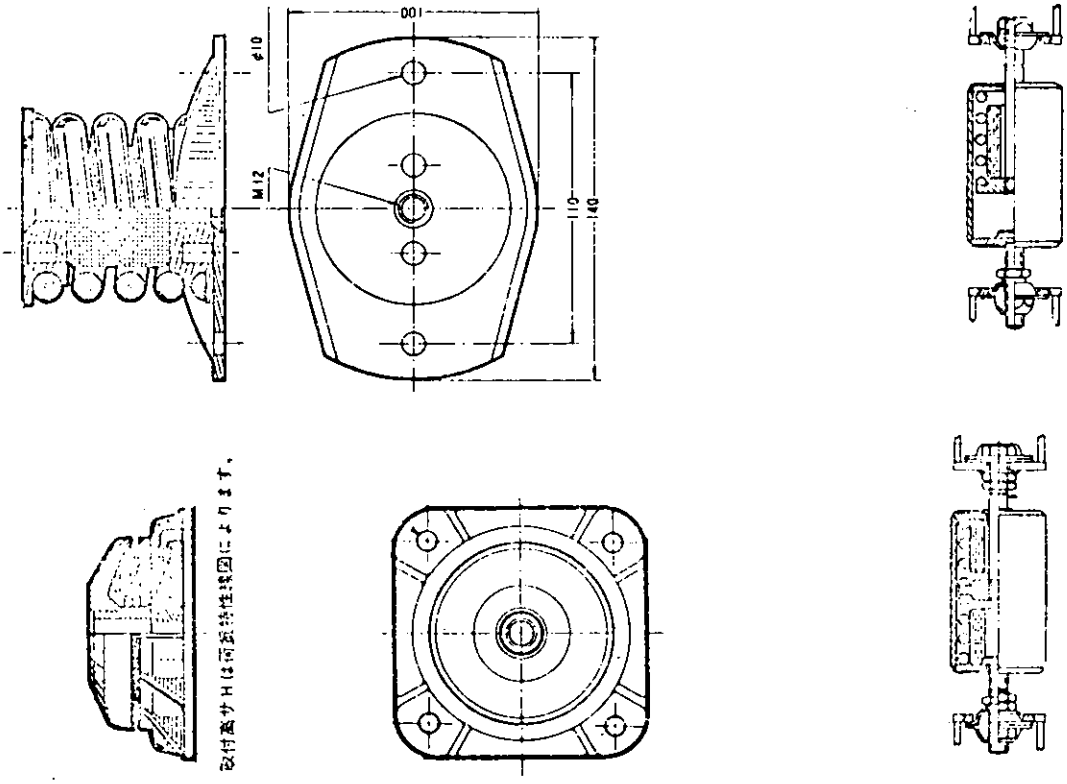


図7.3.5-4 クッション組込ばね式振動減衰器

(ハ) 防振ゴム

防振ゴムは金型で製作され，量産品は安価である。

加硫ゴムの内部摩擦は金属（ばね材）のそれに比べて1000倍以上大きいので，共振時の振幅低下や衝撃に伴う自由減衰振動は金属ばねより早期に停止する。

排気管の弾性支持に防振ゴムを使用する場合，防振ゴムの温度が許容温度以上に上がらないように(1)ステーを長くする，(2)硬いアスベストシートを用いて防熱を施す，(3)ゴムの周りに空気流を与える，などの配慮をする必要がある。

(ニ) 排気管支持設計上の注意点

支持系の固有振動数は通常15～30Hzにとればよい。ただし，機関によって励起される振動数と一致させないようにすると共にプロペラ回転数N(rpm)，プロペラの翼数 Z_P とするとき，船体振動 $f_h = \frac{N Z_P}{60}$ (Hz)と一致させてはならない。また，船の動揺に対して重量配分を十分に考慮するとともに，排気管の熱膨張による伸びについても十分考慮し，一つ一つの固定点間に伸縮継手を設けなければならないので，排気管系の中心に固定点を設けるなど，固定点の数をできるだけ少なくするのが良い。

(ホ) 排気管弾性支持例

図7.3.5-5に弾性支持された排気管装置の例を示す。図7.3.5-6および図7.3.5-7は排気管弾性支持の

例を示す。

(c) 空気伝搬経路対策

(i) 煙突を船橋から遠ざける

排気管出口はある大きさを持っているが，その寸法に比べて十分離れたところでは一つの点とみなすことができる。

点音源から出る音響出力は，距離を2倍にするごとに6 dB減衰する。点音源が指向性を持つ場合でも減衰する関係は変わらない。ある方向を定めて，距離d_1の点の音圧レベルL_1を実測しておけばその方向に，距離d_2の点の音圧レベルL_2は

$L_2 = L_1 - 20 \log_{10} \frac{d_2}{d_1}$ (dB) で求められる。従って，船橋ウィングにおける騒音を下げるためには排気管出口と船橋ウィング間の距離が重要な検討事項となる。

(ii) 排気管出口を船尾へ向ける

一般に音源には指向性があり，音源から一定の距離で考えると方向によってレベルが異なる。したがって受音点の方向の騒音が小さくなるように音源の向きを変えることも必要である。

排気管出口を船尾に向けると真上に向けた場合に比べ，船橋ウィングにおける騒音レベルが2～5 dB減少する。

(iii) 遮音塀を設ける

遮音塀や衝立などは上方が開放しているから，音のエネルギは上方から回折してくるので防音効果としては大した効果は期待できない。しかしながら塀のすぐ後方の根本のところではある程度の減衰が期待でき煙突が船橋に近い場合などには，(1) 化粧煙突上縁を排気管出口より高く

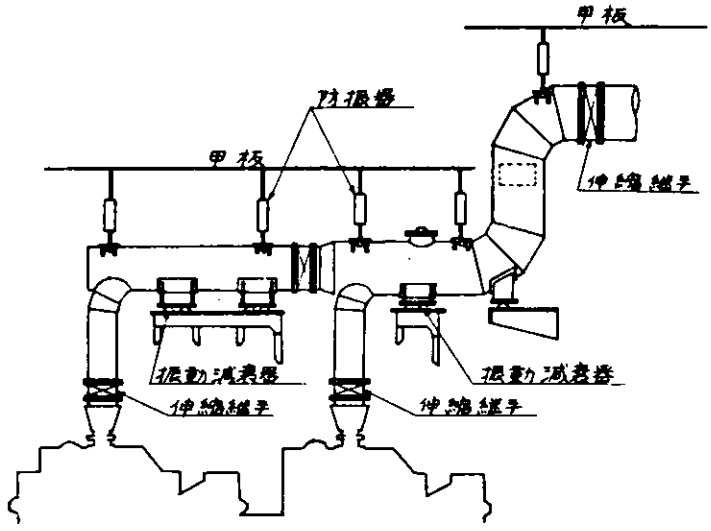


図7.3.5-5 主機排気管装置例

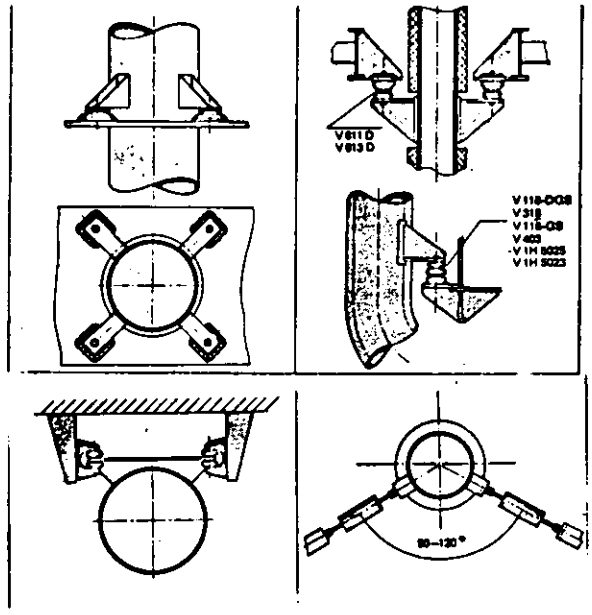


図7.3.5-6 排気管弾性支持例

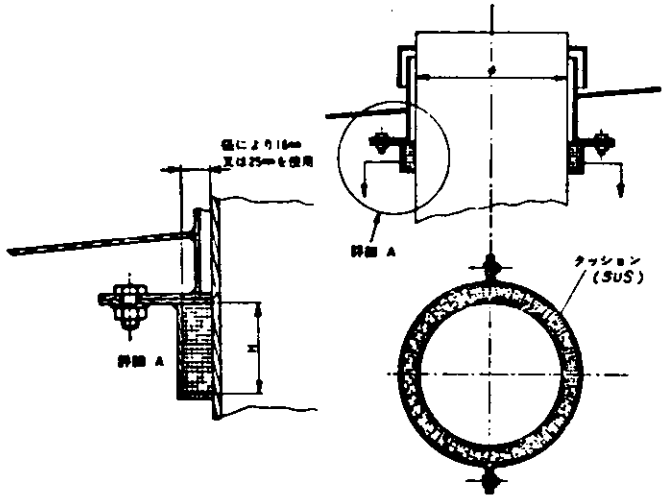


図7.3.5-7 煙突頂部弾性支持例

する，(2)出口を陣笠で覆う，(3)遮音板を設ける，などの細い工夫により期待以上の減音効果を得ることがある。

(IV) 風の影響

音の伝搬速度は風の速度とのベクトル和になるから図 7.3.5－8 のように風上に向っては音線が上向きに屈折し音が伝搬しない影ができるが，風下の方は遠方までよく音が伝搬する。

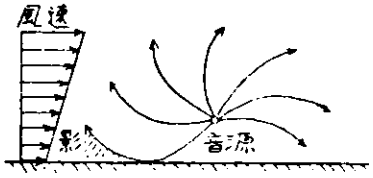


図7.3.5-8　風による音の屈折

(3) 尾管の影響

(a) 消音器の低域限界周波数

尾管長さは，消音器の消音特性に対し分布定数としては 7. 3. 5 (1)(a)で述べたように管内気柱振動による騒音発生を，また低周波域における集中定数として消音器の低域限界周波数 f_r L を決定する要素を持っている。

単純な膨張型消音器では低域限界周波数 f_r L はつぎの式で求められ，f_r L 以下の周波数では消音効果を期待できない。

$$f_r L = \frac{C}{2\pi}\sqrt{\frac{S}{V \cdot L_t}} \quad (\mathrm{Hz}) \qquad \cdots\cdots (7.3.5.1)$$

C：音　速　(m／s)

S：尾管断面積　(m²)

L_t：尾管長さ　(m)

V：消音器容量　(m³)

(b) 排気中の音速

一般に排気中の音速Cはつぎの式で求められる。

$$C = \sqrt{K g R T} = \sqrt{K g R T_0} \cdot \sqrt{\frac{T}{T_0}} \fallingdotseq C_0\sqrt{\frac{T}{T_0}} \quad (\mathrm{m/s}) \qquad \cdots\cdots (7.3.5.2)$$

K：排気の比熱比　1.4

R：ガス定数　29.27　(kg m／kg °K)

g：重力の加速度　9.8　(m／s²)

T_0：273　(°K)

T：ガス温度　(°K)

C_0：273°Kのときの排気中の音速 331　(m／s)

Kの値は燃焼ガスの組成および温度により変化し，ガス常数Rは燃焼ガスの組成により僅かではあるが変化する。

浅沼強氏他（小型２サイクル機関の給排気管内における音速について，日本機械学会講演前刷集№3　1959年４月）は音速と管端補正について，つぎの式を発表している。

$$C = C_0\sqrt{\frac{T}{T_0}} - \frac{0.3}{D} \quad (\mathrm{m/s}) \qquad \cdots\cdots (7.3.5.3)$$

C_0：323±3　(m／s)

（燃焼ガス温度 150～400℃，ディーゼル機関空気過剰率 0.9～2）

D：排気管直径　(m)

実際の排気管系において温度勾配のどの点を平均排気温度にするかは音速計算等に大きな影響をおよぼす。実船において排気管内の温度等を実測して設計の際にいろいろ仮定した値と比較検討することによって対策が進展するものと考えられる。

参　考　文　献

1) SR156　船内騒音に関する調査研究報告書　昭和51年3月

2)　〃　昭和52年3月

3) 福田基一，奥田襄介〝機械の騒音とその対策〟　共立出版

4) 通産省公害保安局〝公害防止の技術と法規（騒音編）〟　産業公害防止協会

5) 西島清一郎〝船用機械工学　第11章〟　海文堂

6) 佐津川太郎〝配管系騒音防止と消音器〟配管技術VOL.11 No.2　日本工業出版

7) 西尾雄太郎，西利夫，仲尾修，東明也，芝本亘司，大西洋
〝発電機関用排気消音器の模型実験〟　日本舶用機関学会誌 VOL.11　No.11

8) 千原一夫，野村寛
〝大型低速ディーゼル機関の陸上運転用排気消音器の設計〟　日本舶用機関学会誌 VOL.4　No.3

9) 松岡義一，田守芳滕　西原暉亘，中嶋貞和
〝小形機関用排気消音器の特性改善について〟　日本舶用機関学会誌 VOL.12 No.8

10) 日本音響材料協会〝騒音対策ハンドブック〟　技報社

7.3.6　ディーゼル機関用排気消音器

消音器の型式には大別して膨張型，干渉型，吸収型などがあるが，どの様な周波数の音でも平均して消音できると言う消音器はないので，排気音の周波数特性および目標減音量に応じて単独あるいは組合わせて用いる。

(1)　消音器の型式と減衰特性

(a)　膨張型消音器

1個または数個の膨張室の中を排気が流れるとき，音波は主として断面の不連続部における反射の繰返しによってエネルギーを減衰させるものである。低，中周波音の減衰に有効であり，吸音材を併用することにより高周波音の減衰も得られる。（図7.3.6-1(c)）

(i)　単純膨張型

減衰周波数は膨張室の長さLで決まり，f(Hz) の成分を最も有効に減衰させるには，$L=\frac{\lambda}{4}$ にとればよい。こうするとf，$3f$，$5f$……(Hz)で減衰最大となる。しかし，$2f$，$4f$，$6f$……(Hz) では減衰0である。減衰量は直径比 $\frac{D_2}{D_1}$ できまり，最大減衰量はほぼ $\frac{D_2}{D_1}\times 4$ (dB) に等しい。ただし，以上は音速をCとするとき $f<1.22\frac{C}{D_2}$ (Hz)の周波数範囲で成立つ。

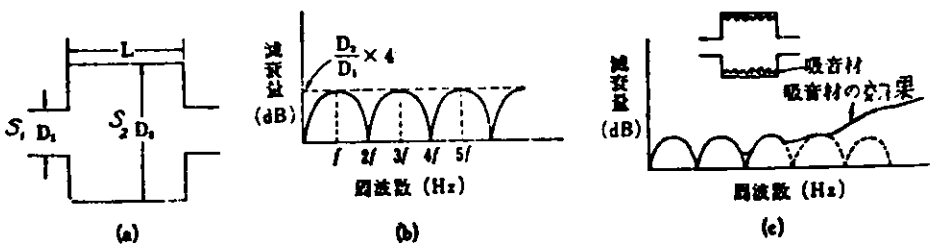


図7.3.6-1　膨張型消音器と減衰特性

(ii)　内管付膨張型

単純膨張型消音器では減音量0の周波数が存在するが，例えば図7.3.6-2(a)のように内部に管を挿入すると，同図(b)に実線で示すように減衰特性は改善される。

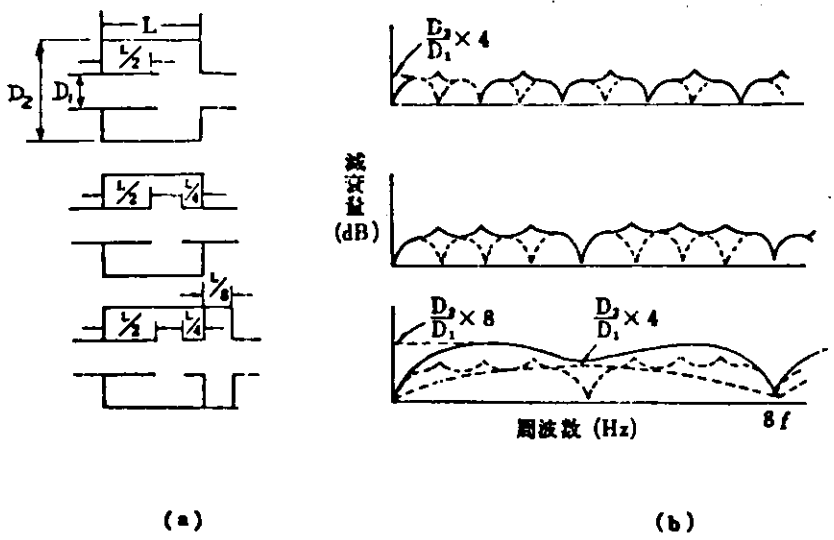


図7.3.6-2　内管付膨張型消音器と減衰特性

(iii) 吸音材による減衰効果

吸音材による減衰効果については次の式で表わされる。

$$TL = 10\log_{10}\left(1 + \frac{1}{4}\alpha^2 \cdot m^2 \cdot K^2 \cdot L^2\right) \quad (dB) \qquad \cdots\cdots (7.3.6.1)$$

α：吸音材の量と質に関する係数

m：面積比（S_2/S_1）

K：$(2\pi/c)f$

L：消音器の長さ

(b) 共鳴型消音器

小孔と背後の空洞部とが共鳴器を形成し，共鳴吸収作用によりエネルギーを減衰させるもので，特定の周波数に対してのみ効果がある。排気音の中で最も問題となる低周波域を十分に減衰させるのには共鳴型が最も適しているが実用的構造は一般に大形となる。

吸音材を用いないものは減衰周波数範囲が狭いので単独で使用することはあまりなく，膨張型消音器等と組合わせて使用するのが一般的である。

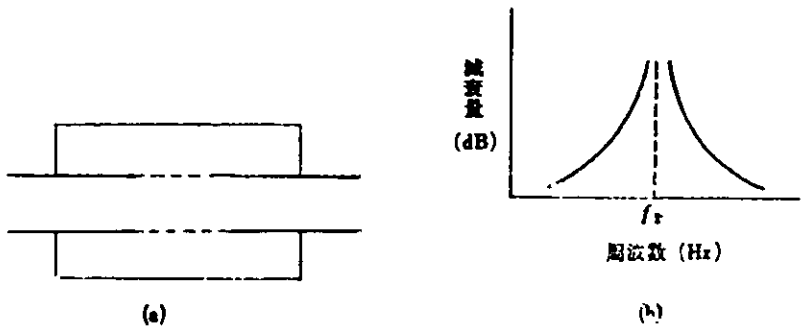


図7.3.6-3　共鳴型消音器と減衰特性

(c) 干渉型消音器

音の通路を二つに分け一方を他方より，音の波長の$\frac{1}{2}$だけ長くして，再び一つにまとめて，この二つの音を

干渉させ減衰させる。低，中周波音成分の，しかも卓越周波数成分を持つ騒音の低減に有効である。(図7.3.6-4)

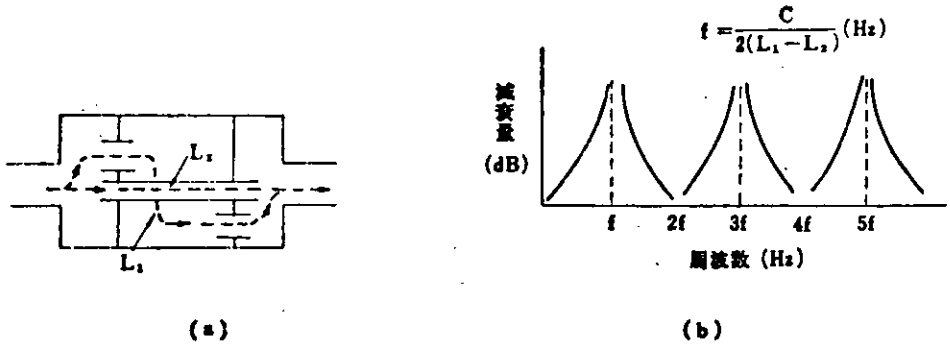


図7.3.6-4　干渉型消音器と減衰特性

減衰周波数はL_1-L_2できまり，f(Hz)の成分を有効に減衰させるには$L_1-L_2=\lambda/2$にとればよい。こうするとf, $3f$, $5f$,……(Hz)で減衰最大（理論的には無限大，実際のものでは20dB前後が多い）となる。ただし$2f$, $4f$, $6f$……(Hz)では減衰0となる。

(d)　吸音型消音器

消音器の中にグラスウールやロックウールのような吸音材を充填したもので，特定周波数のみだけでなく広い周波数範囲に有効である。

しかし，排気消音器に吸音材を用いる場合には排気流による汚損や飛散などの対策に留意する必要がある。

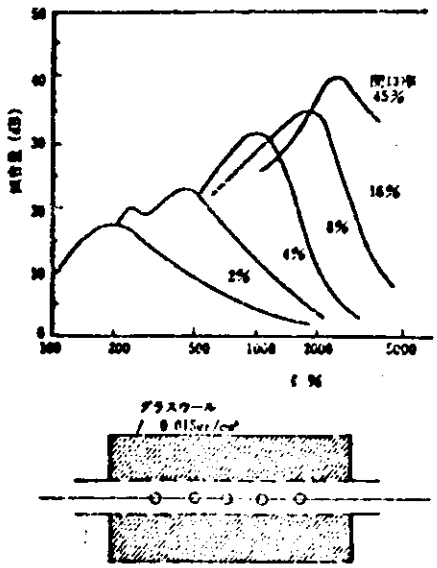
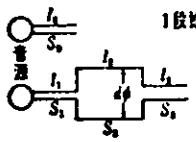
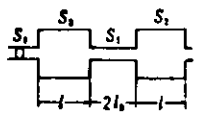
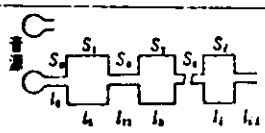


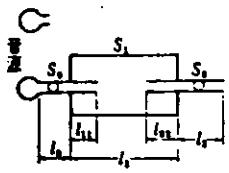
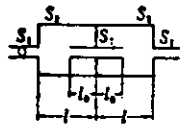
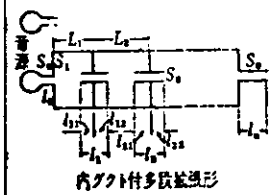
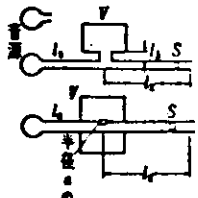
図7.3.6-5　吸音形消音器と減音量

(2) 減衰量計算式

各型式の消音器に対する計算式を次に示す。

a：オリフィス孔半径または側管の半径（cm）　C：音速（cm/s）　C_0：導伝率　d：拡張室直径（cm）
f：周波数（H_z）　f_r：共鳴室共鳴周波数（H_z）　$k=2\pi f/c$：波数（1/cm）
l：長さ（cm）　$m=S_i/S_{i+1}$；拡張比
$I.L.$：挿入損失（dB）　N：孔の個数　P：ダクト断面周囲の長さ（cm）　R：反射率，S：断面積（cm^2）
$T.L.$：透過損失（dB）　V：共鳴室体積（cm^3）　Z：音響インピーダンス
α：吸音率　ρ：空気密度　λ：波長（cm）　$\omega=2\pi f$：角周波数（H_z）

No.	消音器	透過損失（$T.L.$）または挿入損失（$I.L.$）（dB）	記事
1	 1段拡張形	$I.L.=20\log\left\|\frac{m_{10}}{1-R_0e^{-2ikl_0}}\left\{i(1+R_3e^{-2ikl_3})(\sin kl_1\cdot\cos kl_2+m_{21}\cos kl_1\cdot\sin kl_2)+m_{32}(1-R_3e^{-2ikl_3})(m_{21}\cos kl_1\cdot\cos kl_2-\sin kl_1\cdot\sin kl_2)\right\}\right\|$ $T.L.=20\log\frac{1}{2}\left\|(1+R_3e^{-2ikl_3})(\cos kl_2+im_{21}\cdot\sin kl_2)+m_{32}(1-R_3e^{-2ikl_3})(i\sin kl_2+m_{21}\cdot\cos kl_2)\right\|$ $m_{10}=S_1/S_0,\ m_{21}=S_2/S_1,\ m_{32}=S_3/S_1$ $R_0,\ R_3$：パイプ $l_0,\ l_3$ 開口端反射率	$f>1.22\ C/d$ では $T.L.\approx 0$ $kl_2=n\pi$ の時効果なし．No.3のような内ダクトを使用した方が良い． 尾管の長さ l_3 が短く $kl_3\ll 1$ の場合には効果少ない．（低周波数音の時注意）
		(1) $R_0=R_3=0,\ S_0=S_1=S_3$ の場合 $I.L.=10\log\left\|(1+(m_{21}^2-1)\left(1-\frac{m_{21}^2+1}{m_{21}^2}\cdot\sin kl_1\right)\sin^2 kl_2+\frac{1}{2}\left(m_{21}-\frac{1}{m_{21}}\right)\sin 2kl_1\cdot\sin 2kl_2\right\|$ $T.L.=10\log\left\{1+\frac{1}{4}\left(m_{21}-\frac{1}{m_{21}}\right)^2\sin^2 kl_2\right\}$	
		(2) $R_0=R_3\fallingdotseq -1,\ S_0=S_1=S_3$ の場合 $I.L.=20\log\left[\frac{\cos kl_1}{\cos kl_0}\left\{\cos kl_2\cdot\cos kl_3-m_{21}\sin kl_2\cdot\sin kl_3-\tan kl_1\left(\cos kl_2\cdot\sin kl_3+\frac{1}{m_{21}}\sin kl_2\cdot\cos kl_3\right)\right\}\right]$ $T.L.=10\log\left[1+\left(\frac{m_{21}^2-1}{m_{21}^2}\right)\left\{(m_{21}^2+1)\sin^2 kl_3-1\right\}\sin^2 kl_2+\frac{1}{2}\left(\frac{1}{m_{21}}-m_{21}\right)\sin 2kl_2\cdot\sin 2kl_3\right]$	
2	 2段拡張形	$T.L.=20\log\frac{1}{16m^2}\left\|\{4m(m+1)^2\cos 2k(l+l_0)-4m(m-1)^2\cos 2k(l-l_0)\}+i\{2(m^2+1)(m+1)^2\sin 2k(l+l_0)-2(m^2+1)(m-1)^2\sin 2k(l-l_0)-4(m^2-1)^2\sin 2kl_0\}\right\|$ $m=\frac{S_2}{S_1}$	開口端反射波無視
3	 多段尾管付拡張形	$I.L.=20\log\left\|\cos kl_1\cos kl_{11}-m_1\sin kl_1\sin kl_{11}\right\|+20\log\left\|\cos kl_2\cos kl_{22}-m_2\sin kl_2\cdot\sin kl_{22}\right\|+\cdots\cdots+20\log\left\|\cos kl_i\cos kl_{ii}-m_i\sin kl_i\cdot\sin kl_{ii}\right\|$ $m_i=S_i/S_0$	開口端反射率 $R_i\approx -1$ $kl_0\ll 1$

4	 内ダクト付拡張形	$T.L.=10\log\frac{1}{4}(X^2+Y^2)$ $X=2\cos k(l_1-l_{11}-l_{22})-\frac{m-1}{m}\sin k(l_1-l_{11}-l_{22})(\tan kl_{11}+\tan kl_{22})$ $Y=\left(m+\frac{1}{m}\right)\sin k(l_1-l_{11}-l_{22})+(m-1)\cos k(l_1-l_{11}-l_{22})(\tan kl_{11}+\tan kl_{22})-\frac{(m-1)^2}{m}\tan kl_{11}\cdot\tan kl_{22}\cdot\sin k(l_1-l_{11}-l_{22})$ $m=S_1/S_0$	開口端反射率 0
		$I.L.=2\log\left\|\frac{\cos kl_1\cdot\cos kl_2-m\sin kl_1\sin kl_2}{\cos kl_{11}\cdot\cos kl_{22}}\right\|$	開口端反射率 $R\approx-1$
5	 内ダクト付2段拡張形	$T.L.=10\log 1\times 1^2$ $X=\{\cos 2kl-(m-1)\sin 2kl_0\cdot\tan kl_0\}+\frac{i}{2}\left\{\left(m+\frac{1}{m}\right)\sin 2kl+(m-1)\tan kl_0\left[\left(m+\frac{1}{m}\right)\cos 2kl-\left(m-\frac{1}{m}\right)\right]\right\}$ $m=S_2/S_1$	開口端反射率 $R\approx 0$
6	 内ダクト付多段拡張形	$I.L.=20\log\left\|\frac{\cos kL_1\cos kl_1-m\sin kL_1\sin kl_1}{\cos kl_{11}}\right\|+20\log\left\|\frac{\cos kL_2\cos kl_2-m\sin kL_2\sin kl_2}{\cos kl_{12}\cdot\cos kl_{21}}\right\|+\cdots\cdots+20\log\left\|\frac{\cos kL_n\cos kl_n-m\sin kL_n\sin kl_n}{\cos kl_{(n-1)2}}\right\|$ $m=S_1/S_0$	開口端反射率 $R\approx-1$ $kl_0\ll 1$
7	 ヘルムホルツ共鳴形	$T.L.=10\log\left\{1+\frac{1}{4}\left(\frac{\frac{\sqrt{C_0}V}{S}}{\frac{f}{f_r}-\frac{f_r}{f}}\right)^2\right\}$ $f_r=\frac{C}{2\pi}\sqrt{\frac{C_0}{V}}$, $C_0=\frac{2\pi a^2}{2l_b+\pi a}$ l_b：導管の長さ，または管の厚さ a＝導管の半径，または孔の半径	開口端反射率 $R=0$ $l_b\ll$波長λ 共鳴室の寸法 $\ll\lambda$
		$I.L.=10\log\left\|\frac{\frac{\sqrt{C_0}V}{S}}{\frac{f}{f_r}-\frac{f_r}{f}}\sin 2kl_2+\frac{\frac{C_0V}{S_2}}{\left(\frac{f}{f_r}-\frac{f_r}{f}\right)^2}\sin^2 kl_2+\cos^2 kl_2\right\|$	開口端反射率 $R\approx-1$ $kl_0\ll 1$

(3) 消音器設計指針

消音器の理論的な計算方法は発表されているものの，実用的な設計方法はまだ確立されておらず実際の機関に適合させるためには概して試行錯誤によって最終的な寸法を決定しなければならない事が多い。

(a) 設計上の注意点

(i) 消音器の設計の前に必要なことは，消音器に要求される減衰必要量と周波数特性を数量的に明確にすることである。その基本的な関係を図7.3.6-6に示す。

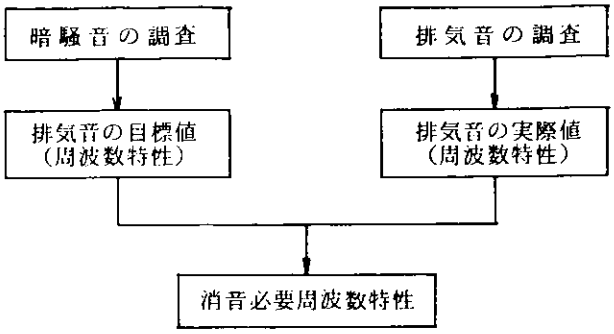


図7.3.6-6　消音必要量の算定

(ii) 低周波域を消音する場合，排気音の基本周波数f_0とその高調波成分が対象となるが，スペクトル中にピークとして表われる高調波の限界は，機関諸元に関係なく250 Hzまでである。したがって，消音域は150～200Hzをねらう必要がある。しかし，300～500Hz以上の周波数域において部分的に消音されない領域があれば，全体的に消音効果が低下することに注意を要する。

(iii) スペースの制約から必要な減衰量が得られない場合には，消音器を2段に設ける方法，あるいは大気放出部に何らかの減衰効果を持たせる対策が必要となる。

(iv) 理論計算値を求める場合には，排気温度等諸数値の仮定や条件について十分検討する必要がある。

(v) 尾管は減音効果や消音器の低域限界周波数特性に大きな影響力を持っている。すなわち，尾管の長さを増すほど減音効果は大きくなり，低域限界周波数は低域へ移る。また尾管の径を小さくするほど膨張型消音器の断面積比が大きくなると共に，抵抗が大きくなり圧力振動が良く緩衝される。しかしながら，消音器を含めた排気管系を設計するにあたっては機関性能に対して十分に注意を払わねばならない。

(vi) 機関の性能に直接関係するものは排気管系全長の抵抗，すなわち，機関への背圧で，許容値は一般的には250～300mmAqとなっており，この値を越えると機関の掃気効果が悪くなり，排気温度の上昇や出力低下の原因ともなる。

(vii) 消音器の減衰効果は排気の流速によって大きく左右される。これは流れによる渦の発生により消音器内で新たな騒音が発生するためで，流速が30 m/s をこえると減音性能に大きく影響してくる。

(b) 吸音材

(i) 低周波域ではほとんど効果を示さないが約300 Hz以上の周波数域では大きな減衰効果を有している。また消音器内の吸音材間の距離によっては，高周波の指向性のため吸音されずに通過してしまう音がある。

(ii) 吸音材は長期間の使用により表面に煤や油分が付着し，吸音効果が減る。また，ロックウールは繊維が短いため排気によって飛散し，吸音材が目減りすることがあるので，吸音材の寿命を考慮して消音器は吸音材の交換可能な構造とする必要がある。

(iii) 吸音材として一般にグラスウールが使用されているが，成形材の耐熱性が劣るものは，約200℃を越えると形がくずれはじめるのでディーゼル機関用排気消音器の吸音材として使用する場合には注意を要する。

表7.3.6-1　気流に対する吸音材料の保護方法

	1	2	3	4	5	6	7	8	
構造		表面処理							吸音材 金網 多孔金属板（穴明率20%以上） ガラス布 金属切粉 多孔性煉瓦
許容風速 m/s	6	6 ～ 10.5	10.5	10.5 ～ 22.5	22.5 ～ 30	30 ～ 60	60 ～ 90	90 ～ 300	
備考	表面に平行な流れに対する値，垂直な流れに対しては図示の値の70%								

(c) 主機関用排気消音器

排気エコノマイザ，スパークアレスタなどは消音器としての効果も有るがバイパスさせる場合には消音器が必要である。

主機関用消音器の形状を検討する場合に，排気音を許容値まで減衰させるためには，その寸法が大きくなりこれを排気管系に装備することはスペース上難しくなる。そこで装備可能な範囲の消音器を設け，大気放出部および空気伝搬経路対策により減衰効果を得ることが必要となる。最も簡単な消音器は図7.3.6-7に示すようなシリンダの30倍の容積を持つもので，これは機関回転速度と無関係で，排気はこの容器から孔明管を通って尾管に至る。気流の振動モードは排気出口において起るので，できれば容器を排気管出口に近い所に設けるのが良い。孔明排気管の抵抗について一つのガイドとして言えることは100～150㎜Aqとすることであろう。

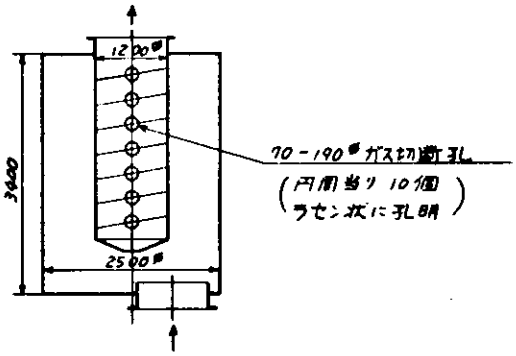


図7.3.6-7　主機用消音器の例

(4) 消音器の実験例データ

(a) M丸型消音器実機陸上テスト

ディーゼル発電機関排気音対策として消音器を考え，昭和50年度に，各社で使用している消音器のうち構造の異なるもの5種類について，モデルテストにより，その性能を調査した。ここでは，そのうち減音性能が最も良かったM丸型の実物大消音器を製作し，スピーカテストにより減音性能を，また，発電機関排気管に設置して実機陸上テストを行い減音性能および圧損を計測した。

(i) 消音器の構造

型　式：2段膨張型

膨張部の大きさ：900φ×1,500

出入口管：350Aガス管（内径340φ）

主要寸要を図7.3.6-8に示す。

(ii) 発 電 機

(イ) ディーゼル機関

形　式：8PSHTc−26D

称　式：直列8気筒

ボアー×ストローク：260㎜×320㎜

回転数×出力：720rpm×1,000PS

(ロ) 発 電 機

形　式：CFC

出　力：812.5KVA

電圧，電流：450V，1,042A

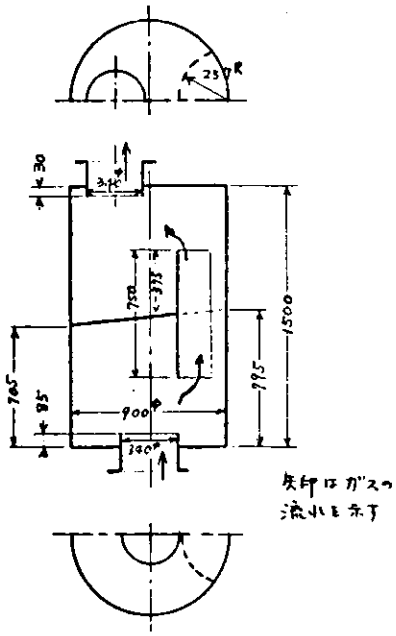


図7.3.6-8　消音器の構造

(iii) 計測結果

(イ) 減音性能

- 表7.3.6-2及び図7.3.6-13に負荷100%における減音量を示す。図において，各計測点での減音量は低周波数でほぼ一致したが，高周波数ではバラツキがある。
- 各負荷について，計測点①～⑧の減音量の平均を図7.3.6-11に示す。負荷の大きな75%，100%における減音量は，負荷の小さな25%，50%のそれより多少小さいようである。また，各計測点における

減音量をA特性総合音から求め，その平均を計算すると，25%負荷で15.2dB，50%で14.1dB，75%で13.8dB，100%で11.4dBとなり，負荷が増加するに従って減音量は減少している。

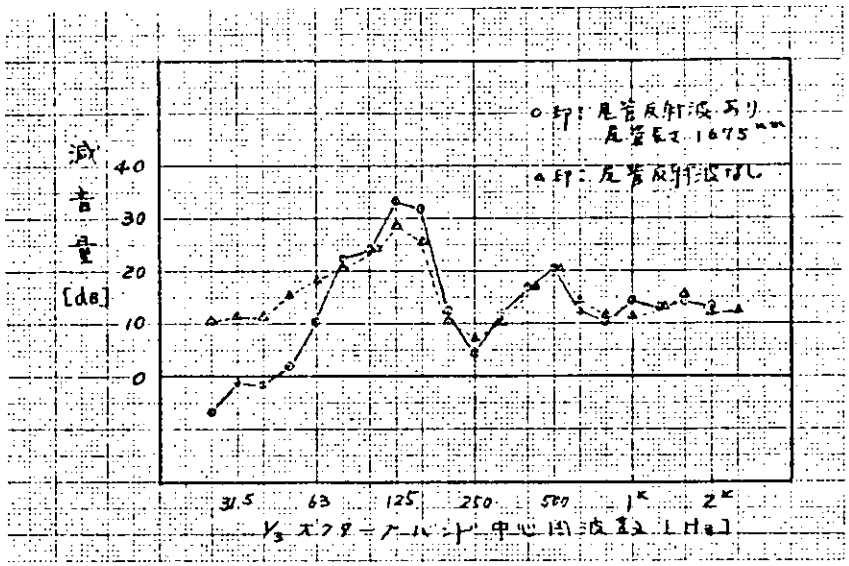


図7.3.6-9　消音器の減音性能（スピーカテスト）

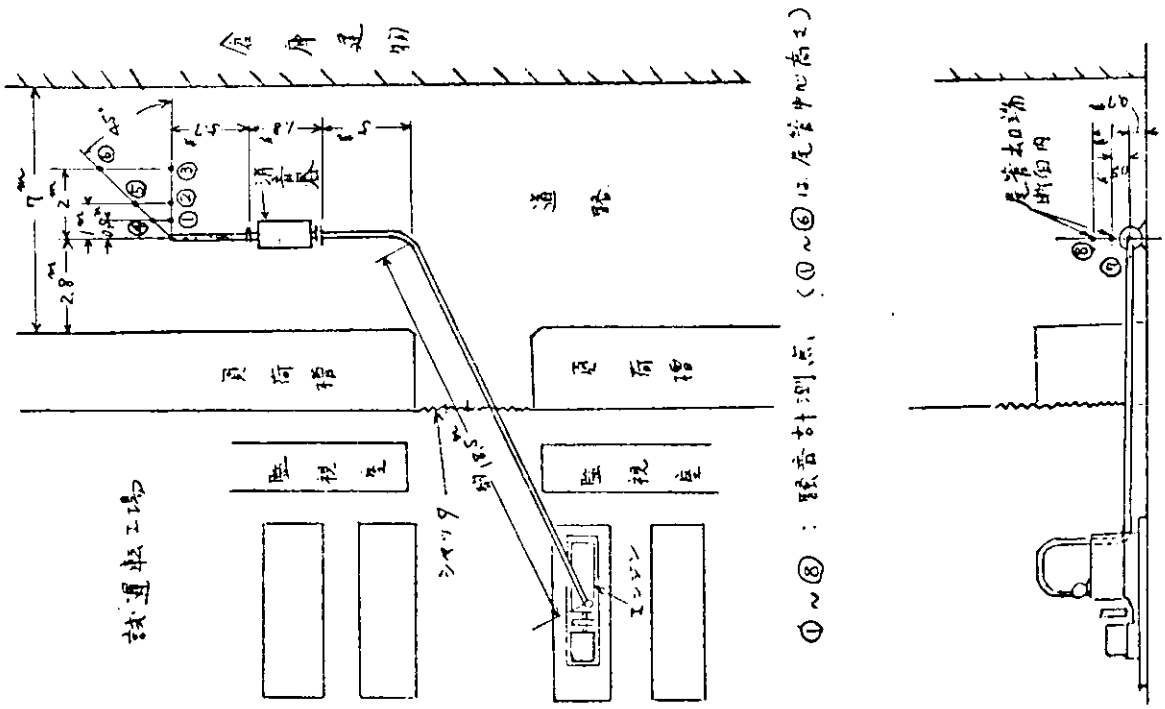


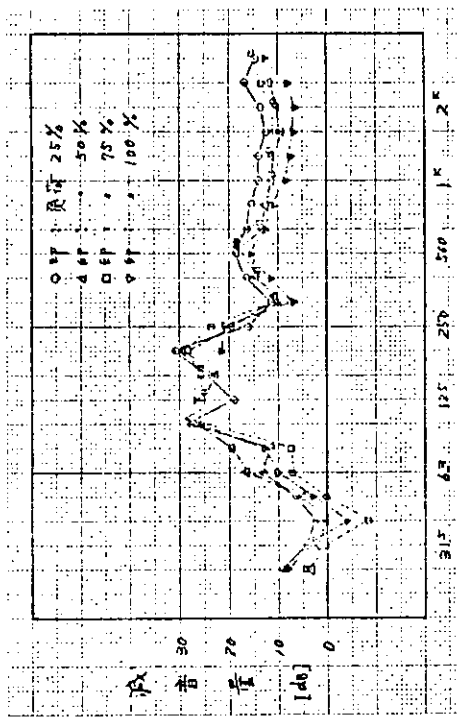
図7.3.6-10　発電機排気管陸上テスト計測場所

表7.3.6-2　減　音　性　能

	周波数Hz	25	31.5	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1K	1.25K	1.6K	2K	2.5K
計測点①	消音器なし	86.5	95	108	120.5	106.5	113	118.5	112.5	110	104	102.5	98.5	100.5	102	100	96	92.5	93	86.5	83.5	79.5
	〃 あり	77.5	90.5	110	117.5	95	99.5	91.5	83.5	83	80.5	82	97.5	92.5	85	79	84.5	85	83.5	80	76	71.5
	減音量	9	4.5	−2	3	11.5	13.5	27	29	27	23.5	20.5	1	8	17	21	11.5	7.5	9	6.5	7.5	8
計測点②	消音器なし	85.5	93.5	106.5	120	105	110	117.5	110.5	110	104.5	102.5	101	97.5	100	102	102	96	95.5	96	90	87.5
	〃 あり	77	90.5	111	115.5	94.5	97.5	90	84	84	77	80	95.5	90.5	89.5	85	85	88	88	86	80.5	77.5
	減音量	8.5	3	−4.5	4.5	10.5	12.5	27.5	26.5	26	27.5	22.5	5.5	7	10.5	17	17	8	7.5	10	9.5	10
計測点③	消音器なし	85	93.5	108	121	104.5	111	116	107.5	108.5	105	108	107.5	100.5	101	100.5	95.5	94	91.5	87.5	83.5	81.5
	〃 あり	78.5	90.5	111.5	117.5	94	97.5	88	81.5	84.5	67	67	97.5	88.5	86.5	83	84	89.5	90.5	83	77	73.5
	減音量	6.5	3	−3.5	3.5	10.5	13.5	28	26	24	18	21	10	12	14.5	17.5	12.5	4.5	1	4.5	6.5	8

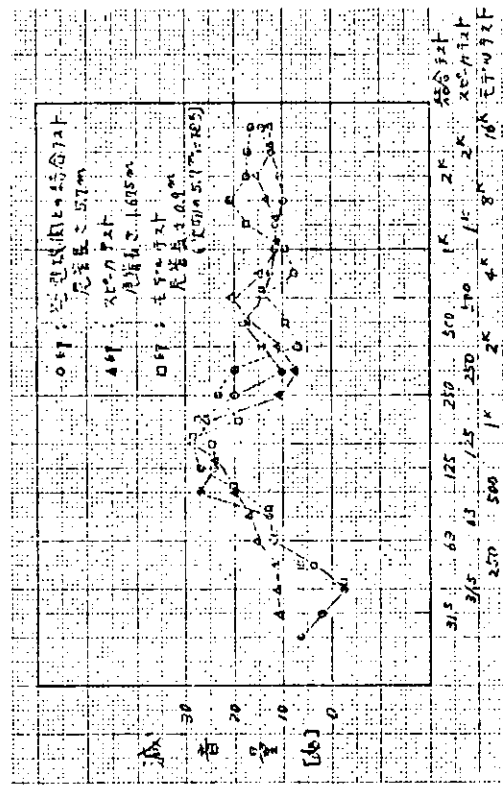
図7.3.6-3　消音器の圧損と配管内排ガス流速

機関負荷 %	消音器の圧損 排ガス静圧 mmAq 消音器入口側	消音器出口側	圧損 mmAq	配管内排ガス流速 排ガス動圧 mmAq	排ガス温度 ℃	排ガス密度 kg/m³N	排ガス流速 m/sec
25	30	−7	37	6	160	1.005	10.8
50	50	−13	63	11.5	200	0.931	15.6
75	81	−22	103	20	240	0.857	21.4
100	113	−34	147	32	260	0.820	27.7



⅓オクターブバンド中心周波数（Hz）

図7.3.6-11　消音器の減音性能（各計測点の平均）



⅓オクターブバンド中心周波数（Hz）

図7.3.6-12　消音器減音性能（各テストの比較）

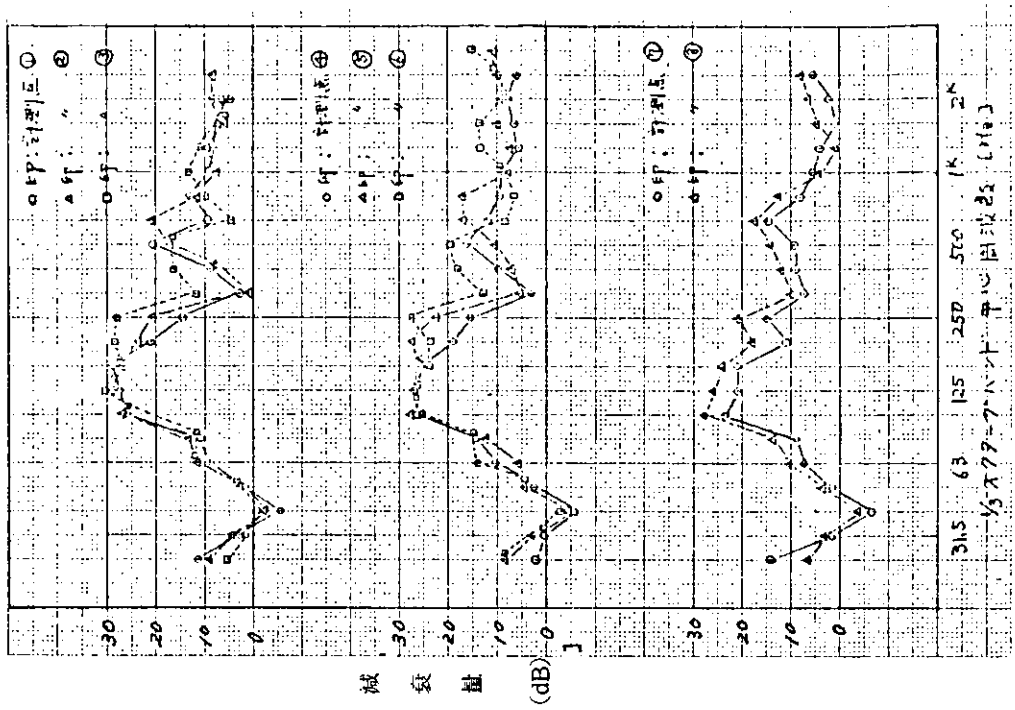


図7.3.6-13 消音器の減音性能（負荷100%）

(b) 発電機関用排気消音器の模型実験

(i) 実験装置

実験装置は，図7.3.6-14に示すように，小形ディーゼル機関を防音壁で囲んで機械音を遮へいし，排ガス管は防音壁を貫通させて外部へ導き，消音器と尾管をとりつけたものである。

排ガス音の計測は，排ガス出口から45°後方1mまたは0.3mの位置に騒音計のマイクを置き，周波数分析器を通して自動録画させた。また，実験に使用した機関の要目は下記のとおりである。

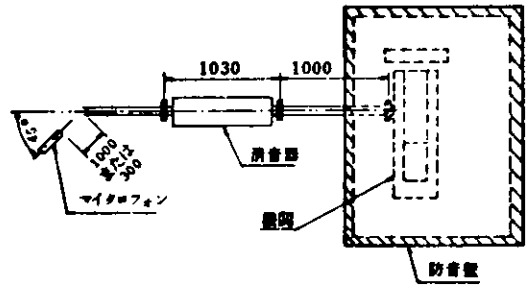


図7.3.6-14 実験装置

機関の要目：

形　式　　立形水冷四サイクル予燃焼室式

シリンダ数　3

シリンダ寸法　内径110㎜×行程　150㎜

常用出力　　30PS

常用回転数　　1200rpm

(ii) 模型実験用消音器の寸法

(イ) 拡張比

拡張比mを小さくすると，減衰量が減って減衰性能のは握が困難となるため，減衰性能の比較が容易となるようm＝15とやや大き目の消音器を製作した。

(ロ) 消音器長さ

排ガス温度を400℃と推定し，基本振動数の倍数の周波数において最大の効果をもつように，また，実用される消音器の径と長さの比に近い寸法となるような消音器長さℓ_1およびℓ_2を選び，これを2段に組み合せて$\ell = \ell_1 + \ell_2 = 910$㎜とした。

(iii) 理論減衰量と実測減衰量との比較

代表的形状の消音器についての理論減衰量と実測減衰量との比較を図7.3.6-15(a), (b), (c), (d)に示す。これらの図における実線は理論減衰量，○印は消音器内に吸音材のない場合の実測値および△印は吸音材を内張りした場合の実測値をそれぞれ示すものである。

文献によれば，理論値と実測値はよく一致するとされているが，本実験ではそれが実証できず，また，減衰特性の傾向もは握できなかった。また，上記代表的形状の消音器に，吸音材として岩綿板を内張りすると計算値ほど大きな減衰量は得られないが，約400Hz以上の周波数帯でよい減衰性能が得られた。

理論値と実測値が一致しない原因として，

(イ) 文献における実験はスピーカによる純音で行なわれており，実際の機関では排ガスの流速によると思われる発音現象および音速の変化などが関係すると推測される。

(ロ) 機関を設置した防音壁の効果が不十分で，機関音が外部に漏れてマイクに収録されたと思われる。

などが考えられるが，原因を十分究明することができなかった。

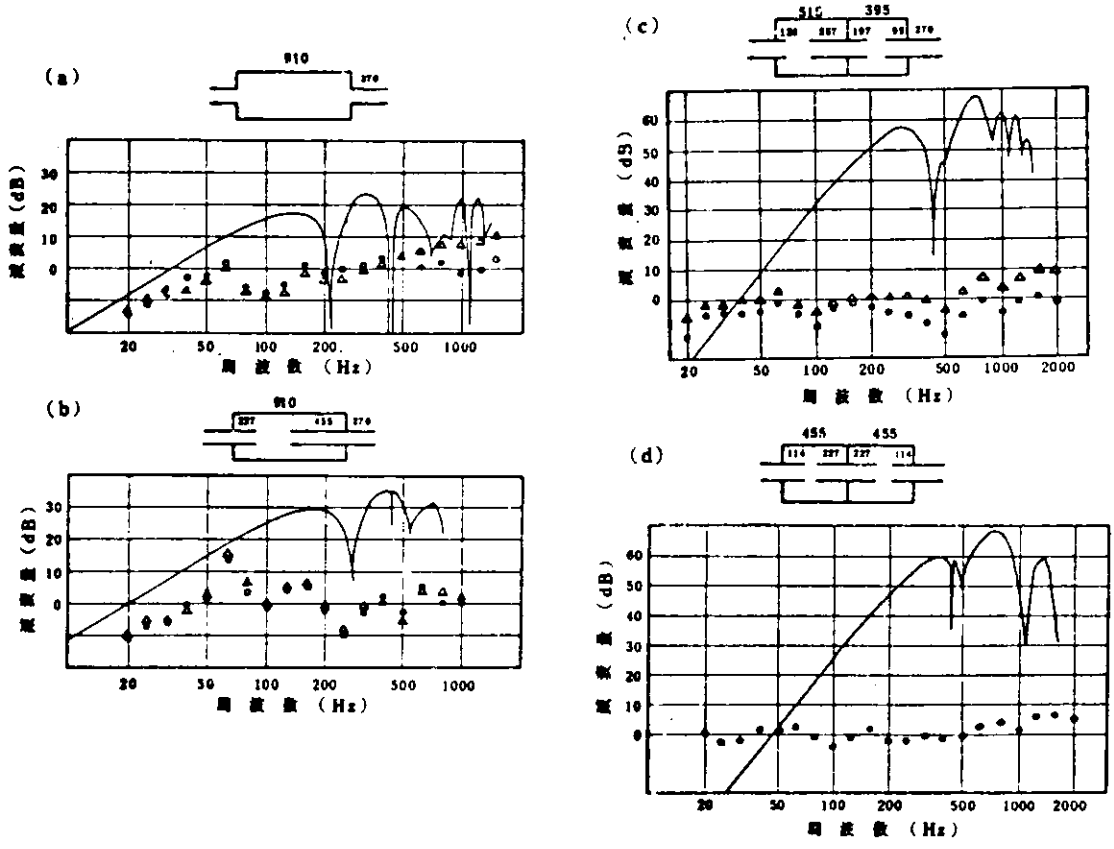


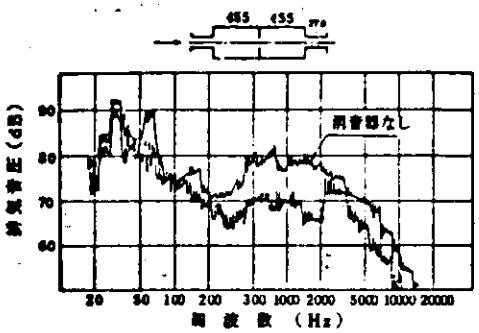
図7.3.6-15　理論減衰量と実測減衰量との比較

(iv) 他の形式の消音器の実測値

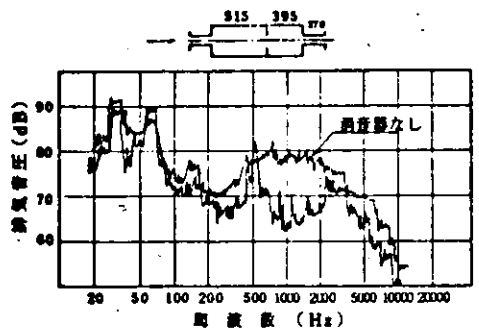
代表的な形状の消音器の減衰効果については前項で述べたが，その他の形状の消音器について実測した結果を簡単に述べると次のとおりである。

(イ) b，c形消音器

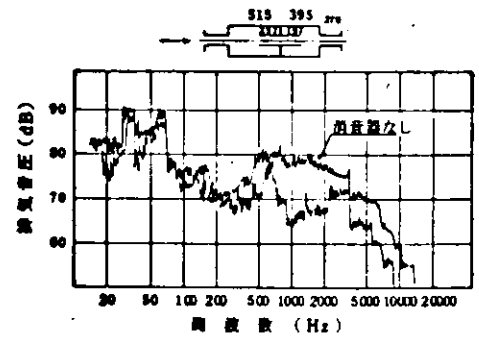
150Hz以上の周波数域においてかなりよい減衰性能を示すが，(b)形においては2000～3000Hz，(c)形においては500Hz付近でそれぞれ共鳴音を発生して耳ざわりな聴感を与えた。



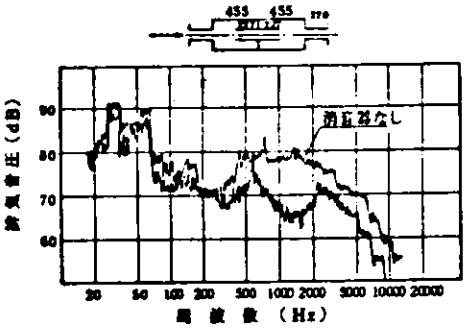
(a) b形消音器の減衰性能



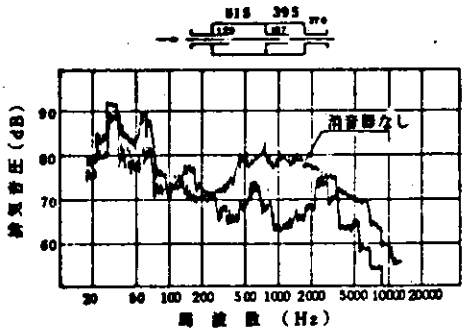
(b) c形消音器の減衰性能



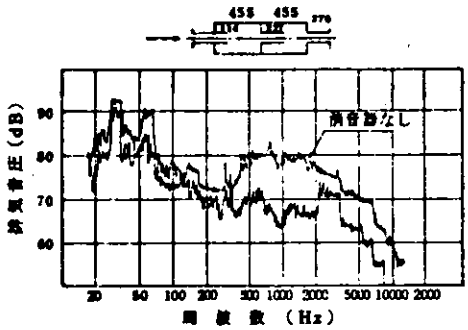
(c) f形消音器の減衰性能



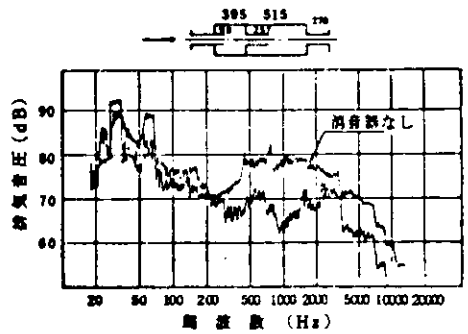
(d) g形消音器の減衰性能



(e) h形消音器の減衰性能



(f) i形消音器の減衰性能



(g) j形消音器の減衰性能

図7.3.6-16

(ロ) f，g形消音器

(f)，(g)形はともに，200Hzまでの減衰効果はみられず，1,000～2,000Hzの周波数域でよい減衰効果を示した。しかし，断続的に爆発音のような音を発生し，聴感にかなりの影響を与える。

(ハ) h，i，j形消音器

前記（f,g）形とほぼ同じ傾向を示したが，（f,g）よりやや低周波数域にあると思われる太鼓をたた

くような共鳴音を断続的に発生した。

(V) 理論的最良形消音器の検討

理論的に最もすぐれた消音器を実験機関に装着して減衰量を計測すると，図7.3.6-15（b,c）のように効果が全くみられず，消音器をつけない方がかえってよいという結果となった。この形式は，スピーカによる純音実験ではすぐれた性能をもつことが確認されているので[4]，次のような確認実験を行なって改良をはかった。

(イ) 減衰性能がよくない原因を究明するため，まず機関の排気音をテープレコーダに録音し，次に防音壁内の排ガス管を機関からはずしてその排ガス管入口で録音した排気音を再生し，消音器および尾管を通過した排気音を計測する方法をとったが，文献による純音実験の場合と同じく非常によい結果が得られた。

(ロ) このテープレコーダの音源と実機関を使用したときの相違は，排ガスの流速が大きいことおよび排ガス温度が高いことの2点であり，排ガスの流速が大きな影響をおよぼしていると考えた。

(ハ) 排ガス流速がおよぼす影響は，高速気流による音の発生と考えられることから，内管を偏心つまり内管を排ガス挿入管および尾管挿入管の軸中心よりその径以上に偏心させて実験を行なったところ，図7.3.6-18のようによい結果が得られた。

(ニ) しかし，内管を偏心させることにより排ガス抵抗値が大幅に増加したため，排ガス抵抗値を減らすよう内管を2本（図7.3.6-17）にすると，図7.3.6-19に示すとおり減衰性能をそれほど犠牲にすることなく排ガス抵抗値を減少させることができた。

以上の理論的最良形の改良による減衰性能の改善を図7.3.6-18に示す。

また，発音現象を避ける別の方法として，挿入管長を短くして管端距離を大きくすると，音の発生をかなりおさえることができる。そこで，1段空洞膨張形消音器の排ガス挿入管と尾管挿入管の寸法を変えて排気音圧を計測したが，排ガス挿入管$\ell/4$および尾管挿入管$\ell/8$の組合せが最も効果的であった。

1段改良形について，理論的最良形消音器の発音現象を図7.3.6-20に示すが，これから約150Hz～

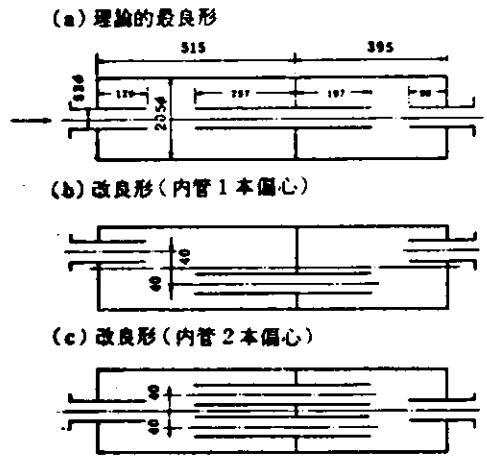


図7.3.6-17 理論的最良形消音器の改良図

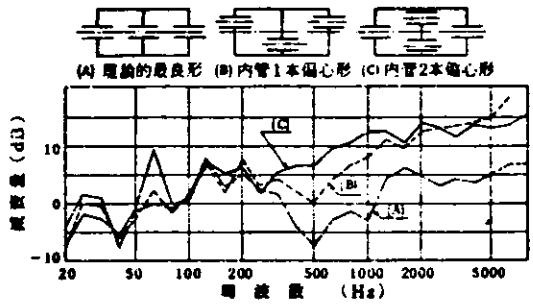


図7.3.6-18 内管を偏心させることによる減衰性能の比較

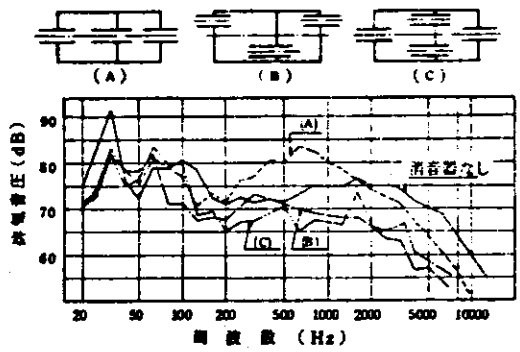


図7.3.6-19 内管を偏心させたときの排気音圧の比較

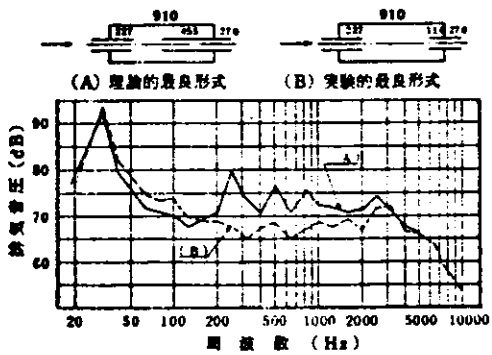


図7.3.6-20 1段改良形消音器における発音現象

3,000Hz間の周波数域で音の発生のいちじるしいことが明らかである。

参　考　文　献

1) SR156 船内騒音に関する調査研究報告書　昭和51年3月

2) 〃　昭和52年3月

3) 福田基一，奥田襄介〝機械の騒音とその対策〟　共立出版

4) 通産省公害保安局〝公害防止の技術と法規（騒音編）〟　産業公害防止協会

5) 西島清一郎〝船用機械工学　第11章〟　海文堂

6) 佐津川太郎〝配管系騒音防止と消音器〟配管技術VOL. 11 No. 2　日本工業出版

7) 西尾雄太郎，西利夫，仲尾修，東明也，芝本亘司，大西洋〝発電機関用排気消音器の模型実験〟
日本舶用機関学会誌VOL. 11　No. 11

8) 千原一夫，野村寛
〝大型低速ディーゼル機関の陸上運転用排気消音器の設計〟　日本舶用機関学会誌 VOL. 4　No. 3

9) 松岡義一，田守芳滕，西原暉亘，中嶋貞和
〝小形機関用排気消音器の特性改善について〟　日本舶用機関学会誌 VOL. 12　No. 8

10) 日本音響材料協会〝騒音対策ハンドブック〟　技報堂

11) SR156 調査分科会〝Hult, M著　船舶の騒音減少対策（和訳）〟　SR156資料

12) 大中逸雄〝機械騒音の軽減について〟　日本舶用機関学会誌 VOL. 4　No. 4

7.3.7　ディーゼル発電機

(1) 発電機械の空気音対策

ディーゼル発電機周辺の騒音レベルは105～115dB(A)であり，機関室騒音に対する補機の影響中もっとも大きく，停泊中にも運転されるので一層不快感を乗組員に及ぼす。

その騒音源は過給機，燃焼音，排気音，動弁機構，燃料噴射ポンプ，歯車装置と多岐にわたっており，相互に影響しあっている。このことは一部に対する騒音対策のみでは全体的効果が低いということである。個別対策としては特に騒音レベルの高い過給機および給排気管に注目する必要がある。

(a) 個別対策

具体的な対策として

(i) 過給機の吸入側および吐出側に消音器もしくは吸音ダクトを取り付ける。

(ii) 給排気管の材質変更，ラッギングの遮音性能向上。

(iii) 燃料噴射ポンプの部分，全体を鋼製カバーで覆う。

(iv) ボンネットをシリンダカバーから振動絶縁する。

等の方法があるが，いずれも所掌はエンジンメーカである。

しかし，これら個別対策で，騒音レベルを下げるためには，これらの対策を組み合せていかなければならないが，10dB以上の減音効果を得るのは難かしい。

(b) 防音囲

最近では個別対策を組み合せても限度があるため，ディーゼル発電機全体を遮音箱で囲む方法が採用され，非常に大きな効果を上げている。この方法では約50mm程度の遮音吸音壁で全周をカバーすることにより250Hz程度以上の周波数域で15～20dBの減音効果を得ている。図7.3.7-1は，その一例である。

このような遮音箱方式はディーゼル発電機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。遮音箱設置のための条件として，充分なスペースを確保する必要があるとともに，保守点検の作業性，機関異常の早期発見方法，あるいは遮音箱内の火災防止等について十分の考慮を払う必要がある。

次に防音箱を設計する時の注意事項を述べる。

(i) 給気，排気装置

防音箱へは機関燃焼空気量に箱内冷却空気量を加えたものを供給しなければならない。エンジンメーカの実験報告書によれば，箱内冷却用空気量と箱内平均温度上昇の関係はおおよそ図7.3.7-2の通りである。箱内の温度が高くなると機関摺動部の表面温度や排気ガス温度が異常に高くなる恐れがあり箱内平均温度上昇は10～20℃以内に押えるべきである。箱内の排気が直接機関室へ吹出している場合は，排気通路の途中に消音箱を設けて，箱内の騒音が外部に漏洩しないよう考慮する必要がある。

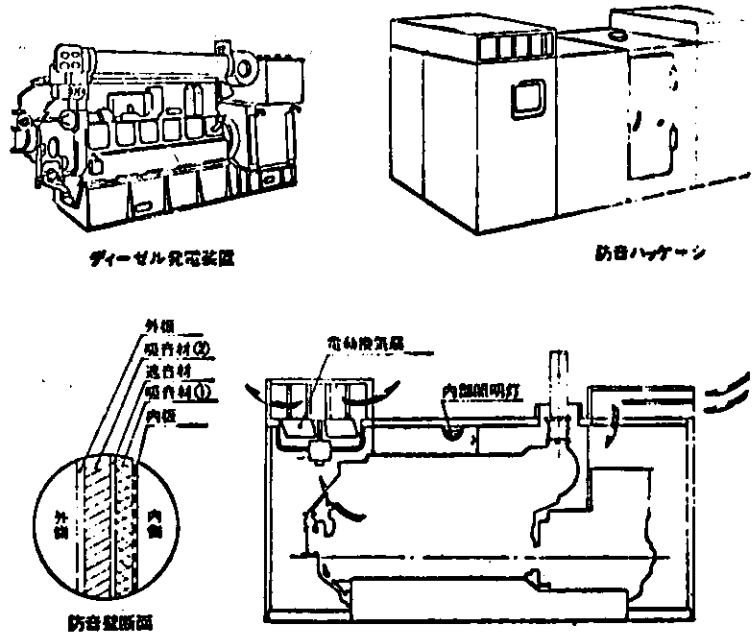


図7.3.7-1　ディーゼル発電機防音囲い

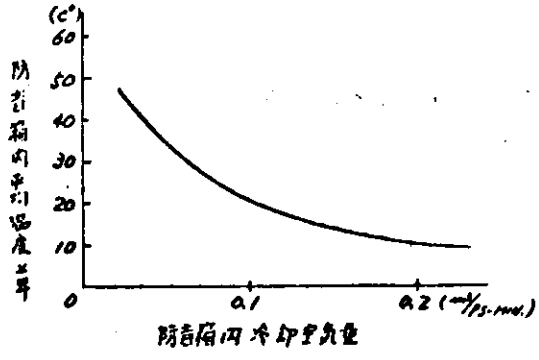


図7.3.7-2　防音箱内冷却空気量と平均温度上昇の関係

(ii) 振動対策

遮音，吸音対策により防音に努めても防音箱のパネル自体が船体，過給機排気管その他パネル貫通管の振動により放射音を発生するようでは問題が残る。防音箱の船体取付部およびパネル貫通管部はできる限り弾性材をはさむべきである。また，制振材を貼付けて，パネルの振動を減ずるのも一案である。

(iii) 保守点検の作業性

防音箱の設置にあたって，保守点検の作業性，異音による機関の異常や火災の早期発見等において新たな問題を発生することである。

過給機，ピストン，シリンダライナ，燃料弁，主軸受などの解放を考慮して，取り外し可能な防音構造のパネルを取付ける方法が，一般的に採用されている。機関の異常や火災の早期発見については，各書検出器を最適に配置するように工夫し，消火装置についても特別な配慮をしなければならない。

(iv) パネル構造

パネルはグラスウールやロックウールもしくは吹付吸音材を内側のパンチングメタルと外側の鋼板によりサンドウィッチしたものを使用するケースが多い。また，防火上の点から不燃性とすべきである。

(2) 発電機械の固体音対策

固体音の減衰は船舶の一般騒音レベルを減少させるためには非常に重要であり，単体機器から発する固体伝搬音に対する防振支持は主機械に次いで，ディーゼル発電機が考慮されるべきである。

(a) 防振支持の計算例

6章で防振ゴムの特徴および防振設計の理論を述べているが，ここではその計算例を示す。

(i) 水平支持

形　式	立形4サイクル単動過給機付
シリンダ数	6
シリンダ径×ストローク	180φ mm× 230 mm
定格回転数	900 rpm
定格馬力	600 ps
機関重量	6.3 ton
発電機重量	3.1 ton
共通台板	2.0 ton
総重量	11.4 ton
質　量	11.7 kg cm^{-1} sec^2
慣性能率	
x 軸→ I_x	3.70×10^4 kg cm sec^2
y 〃 I_y	1.75×10^5 〃
z 〃 I_z	1.51×10^5 〃

主要加振力としては，6筒であることから3次のクランク軸まわりの加振偶力を考えればよいが，その周波数は2700 cpm である。しかし，実際設計する場合には，機関の不釣合の残存を考慮し，1次の周波数をもつ加振力に対処できるように固有振動数を決定するのが望ましい。

したがって，目標固有振動数は

$$\omega < 900 \times \frac{1}{\sqrt{2}} = 643 \quad \text{cpm}$$

とする。

まず配置の決定であるが，共通台板の大きさの制限等から

$n = 14$ ケ

$a_1 = 143$ cm

$a_2 = 98$ cm

$a_3 = 53$ cm

$a_4 = 8$ cm

$a_5 = 37$ cm

$a_6 = 97$ cm

$a_7 = 172$ cm

$b = 65$ cm

$h = 114$ cm

とする。次に $k_{III} = 1{,}000$ kg/cm として各固有振動数を求めると

$N_{33} = 331$ cpm

$N_{66} = 140$ cpm

$_1N_{15}$ = 118 cpm

$_2N_{15}$ = 305 cpm

$_1N_{24}$ = 107 cpm

$_2N_{24}$ = 473 cpm

が得られる。（ここで $N_{ij} = \frac{60\omega_{ij}}{2\pi}$）$k_{III} = 1{,}000$ kg/cm と仮定したときの固有振動数が目標固有振動数よりも低い値であることから，さらに硬いばねが使用できる。そこで，ここでは静定ばね定数が 2,000 kg/cmのものを使用するものとする。採用する防振ゴムの形状は図7.3.7－3 に示す。

このゴムの各定数は

圧縮方向ばね定数

静的 kcst = 2,000kg/cm

動的 kc = 2,400kg/cm

剪断方向ばね定数

静的 ksst = 320 kg/cm

動的 ks = 380 kg/cm

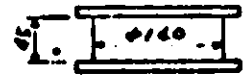


図7.3.7－3　防振ゴム形状

となる。この場合の各固有振動数は

N_{33} = 513 cpm

N_{66} = 217 cpm

$_1N_{15}$ = 183 cpm

$_2N_{15}$ = 473 cpm

$_1N_{24}$ = 166 cpm

$_2N_{24}$ = 733 cpm

となる。

ゴム１ケに加わる静的圧縮荷重

$$w_c = \frac{w}{n} = \frac{11.43 \times 1000}{14} = 816 \text{ kg}$$

w：総重量

静的歪

$$\varepsilon = \frac{w_c}{k_{cst} \cdot t} = \frac{816}{2000 \cdot 45} = 0.0091$$

t：ゴム厚さ

面　圧

$$P_c = \frac{w_c}{S} = \frac{816}{\frac{\pi}{4} \times 14 \times 14} = 5.3 \text{ kg/cm}^2$$

S：ゴム断面積

(ii) 傾斜支持

形　式	立形４サイクル単動過給機付
シリンダ数	6
シリンダ径×ストローク	260φmm × 320 mm
定格回転数	720 rpm
定格馬力	740 ps
機関重量	10.5 ton
発電機重量	4.0 ton

共通台板	1.8 ton
総重量	16.3 ton
質　量	16.6 $kg\,cm^{-1}\,sec^2$
慣性モーメント	
x 軸まわり　I_x	8.46×10^4 kg cm sec^2
y　〃　I_y	3.59×10^5　〃
x　〃　I_z	3.11×10^5　〃

主要加振力としては水平形と同様であり，また目標固有振動数としては

$$720 \times \frac{1}{\sqrt{2}} = 509 \text{ cpm}$$

とする。

以下防振支持設計をした結果のみを記述すると

$n = 12$

$a_1 = 174$ cm

$a_2 = 114$ cm

$a_3 = 54$ cm

$a_4 = 21$ cm

$a_5 = 101$ cm

$a_6 = 221$ cm

$b = 76.5$ cm

$h = 80$ cm

防振ゴム形状 180 mmϕ × 50 mm × 2 （図7.3.7-4 参照）

圧縮方向ばね定数

静的 $k_{cst} = 2140$ kg/cm

動的 $k_c = 2568$ kg/cm

剪断方向ばね定数

静的 $k_{sst} = 300$ kg/cm

動的 $k_s = 360$ kg/cm

$\alpha = 30°$

$N_2 = 245$ cpm

$N_3 = 371$ cpm

$N_4 = 277$ cpm

$N_6 = 253$ cpm

${}_1N_{15} = 148$ cpm

${}_2N_{15} = 345$ cpm

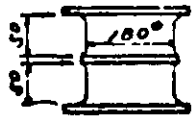


図7.3.7-4　防振ゴム形状

となる。

ゴム1ケに加わる静的圧縮荷重

$$w_c = \frac{w}{n} \frac{\cos\alpha}{\cos^2\alpha + \frac{k_s}{k_c}\sin^2\alpha} = 1495 \text{ kg}$$

w：総重量

静的歪

$$\varepsilon = \frac{w_c}{2\ kcs\ t \cdot t} = 0.0699$$

t：ゴム厚さ

面　圧

$$P_c = \frac{w_c}{S} = 5.87\ kg/cm^2$$

S：ゴム断面積

以上は計算例であるが，その効果を考えてみると，減音量と振動伝達率(τ)との間には

減音量 (dB) = 20 log 1/τ

が成立し，グラフにしたものが図7.3.7-5である。一応の目安としては 10 log 1/τ 程度が安全である。

(b)　防振支持方式による比較

図7.3.7-6及び表7.3.7-1は防振支持方式による振動伝達率，価格などの比較をまとめたものである。

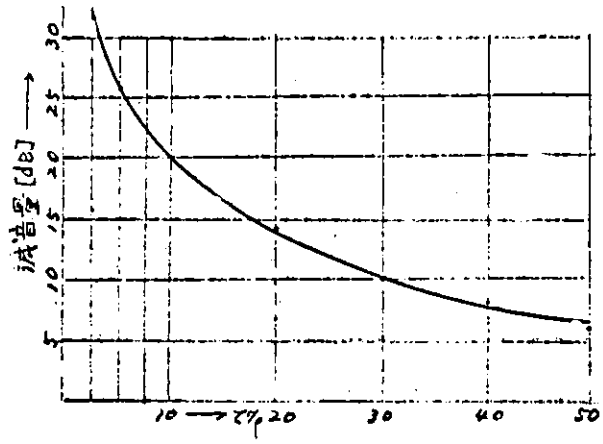


図7.3.7-5　振動伝達率による減音量

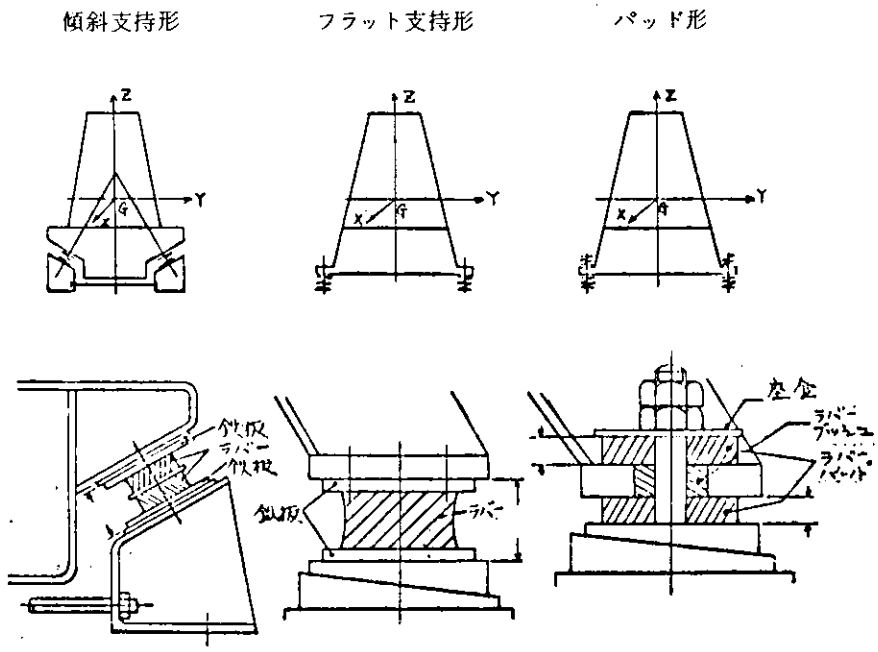


図7.3.7-6　防振支持方式

表 7.3.7－1　防振支持方式による比較

1　支持方式	水平支持	傾斜支持	パッド支持
2　トルク変動に対する共振点	X軸－Y軸まわり(連成)	X軸まわり(非連成)	X軸－Y軸まわり(連成)
3　バネ定数	小	小	大
4　共振点	低	低	高
5　伝達率	10%以下	5%以下	25%以下
6　据付要領	易	難	易
7　防振効果	良	良	不良
8　防振ゴムに対する剪断力	小	大	小
9　耐久性	長	短	長
10　ローリングに対する効果	中	大	小
11　防振に対する安定性	良	良	不良
12　共振点の変更及び対策	易	易	難
13　防振計画	易	難	難
14　計画値と実測値の差	小	小	大
15　コスト	中	高	安
16　総合評価	◎	○	×

(c)　防振ゴムの劣化

ゴムの短所としてはゴムの劣化，すなわち，寿命が金属バネに比較して短いとされている点がある。ゴムの劣化は熱，オゾン，光，油などの外的要因及びゴムの混合物におけるポリマ充填剤，架橋形態などの内部的要因によって起こり初期に有していたバネ定数などの機械的性質が著しく変化する。ゴムの劣化は3～5年程度で起こるといわれているが実際には15年以上経ているものでも充分使用に耐えている例がある。

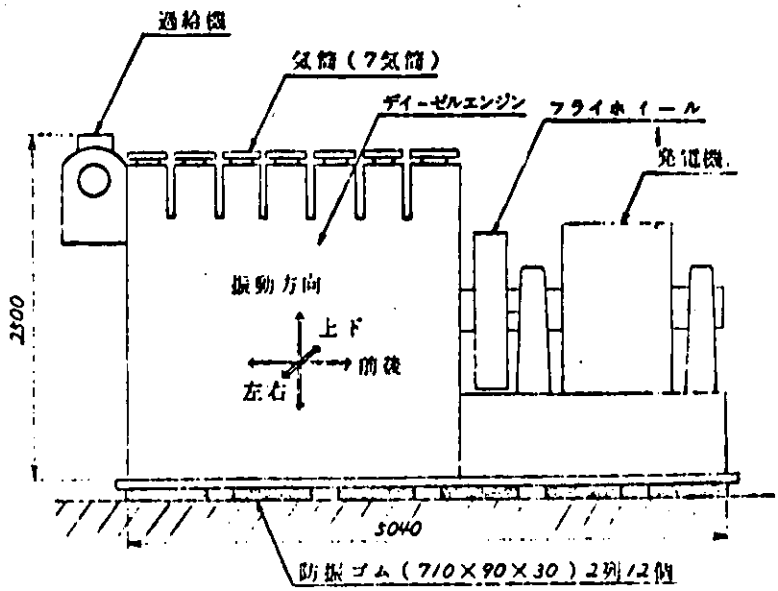


図7.3.7－7　練習船青雲丸のディーゼル発電機の防振装置

ここに一例として，運輸省航海訓練所練習船青雲丸のディーゼル発電機用防振ゴムの8年後の振幅測定の結果を表7.3.7－2，7.3.7－3に示す。

機関仕様

4サイクル，7シリンダ，720 rpm

シリンダ径　225 mm

機関重量 8300 kg（発電機 5830 kg，総重量 15591 kg）

表7.3.7-2　ディーゼルエンジン本体の振幅比較（全振幅㎜）

振動方向＼測定日	昭和43年10月	昭和51年5月
左　　右	0.05 ～ 0.14	0.04 ～ 0.26
前　　後	0.03 ～ 0.12	0.04
上　　下	0.05 ～ 0.13	0.03 ～ 0.10

表7.3.7-3　振幅の最大値比較　（全振幅㎜）

振動方向＼測定日	昭和43年10月	昭和51年5月
左　　右	0.34	0.32
前　　後	0.24	0.36
上　　下	0.18	0.10

注）　測定器はアスカニア手持振動計

測定時は総発電量の½の発電時

7.3.8　空気圧縮機

空気圧縮機の騒音レベルは各製造業者及び機器の形式により，一元的に述べることは難かしいが，一般的な傾向として，100dB(A)前後と考えられる。

一方，日本舶用工業会の標準空気圧縮機製造仕様書には，騒音は原則として105ホン以下とし，又振動に対しても，表7.3.8-1の数値以下としている。

表7.3.8-1　空気圧縮機の振動値（日本舶用工業会標準仕様書）　単位 ㎜

圧縮機＼複振幅	上下方向	左右方向	軸方向
原動機5.5kw以下のもの	0.10	0.30	0.30
〃　22kw　〃	0.20	0.40	0.40
〃　37kw　〃	0.30	0.60	0.60
〃　37kwをこえるもの	0.40	0.80	0.80

図3.1.76は，空気圧縮機本体上部の振動を周波数分析した結果の一例であるが，結果から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数が現われている。一方，図3.1.77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。

(1)　騒音対策

各製造業者共，それぞれの対策方法を講じているが，一般的には防振支持，防音囲及びサイレンサが主なものである。

(a)　防振支持

圧縮機の運転時に発生する振動数は軸回転数二次以上の振動の振動数を基本振動数としている。

ここで実例をあげて防振ゴムの一般的な選定手順を述べる。

- 機　種　　空気圧縮機　　15 kW
- 重　量　　機器本体　　740 kg ｝ 1710 kg
　　防振ベース　　970 kg ｝
- 回転数　　圧　縮　機　　1170 rpm
　　電　動　機　　1750 rpm
- 支持点　　6点

(i) 支持荷重(W) 防振ゴム1個にかかる自重

$$W = 1710/6 = 285 \text{ kg}$$

(ii) 振動伝達率(τ)　振動伝達率を仮定する。

τ = 15～30%が普通である。ここでは仮に25%とする。

(iii) 固有振動数（f_n）

τ = 25%とすると，振動数比(u)は2.24となり（図6.3.6）

$$f_n = f/u = 1170/2.24 = 523 \text{ cpm}\ (8.72 \text{ cps})$$

防振ゴムの形式については次のように考えるとよい。（6章参照）

$f_n > 8$ cps のときは圧縮型

3 cps $\leq f_n \leq$ 8 cps のときは剪断または複合型

$f_n < 3$ cps のときは金属バネまたは空気バネ

例題は $f_n \fallingdotseq 8.72$ cps > 8 cps であるから圧縮型とする。

(iv) バネ定数（K′）

$$f_n = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K'}{W}g} \quad \cdots\cdots (7.3.8-1)$$

g は重力加速度数（980 cm/sec²）

$$K = \left(2\pi \times \frac{523}{60}^2\right) \times \frac{285}{980} = 872 \text{ kg/cm}$$

次いで，静的バネ定数(K)は $K = \frac{K'}{C}$ で求められる。

C：静的バネ定数と動的バネ定数との比で表7.3.8-2の値をとるが，わからないときはC = 1.2でよい。

表8.3.8-2　C の 値

物　　質		C
コイルスプリング		1
ゴム	ヤング率　20 kg/cm²	1.1
	〃　35	1.3
	〃　50	1.6

$$K = \frac{872}{1.2} = 727 \text{ kg/cm}\ (72.7 \text{ kg/mm})$$

(v) ゴムの選定

バネ定数（K）は727 kg/cmに近い値で，これ以下で荷重（W）は285 kgに耐えるものを防振ゴムメーカの選定表から適当に選べばよい。

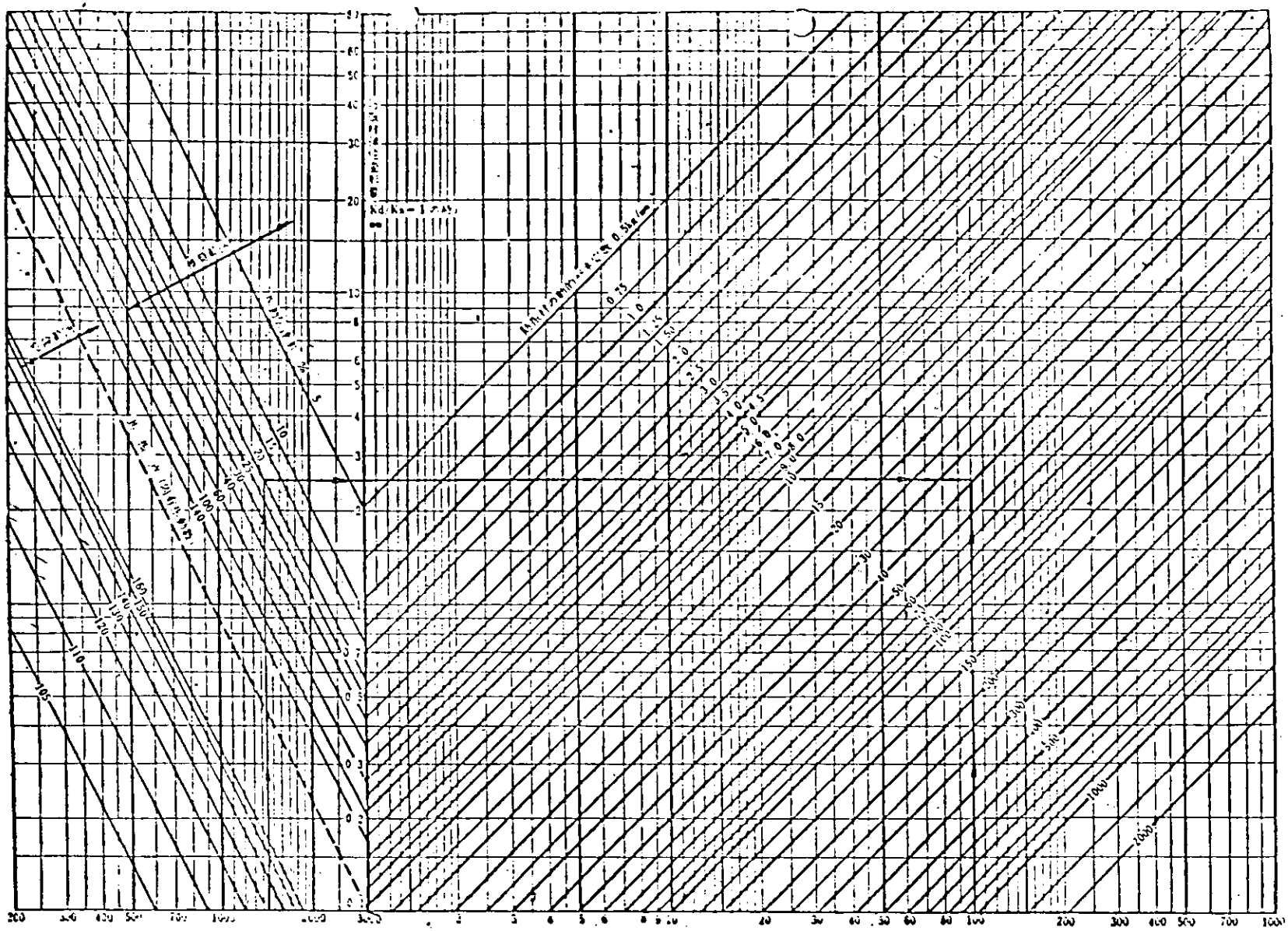


図7.3.8-1　防振材選定図

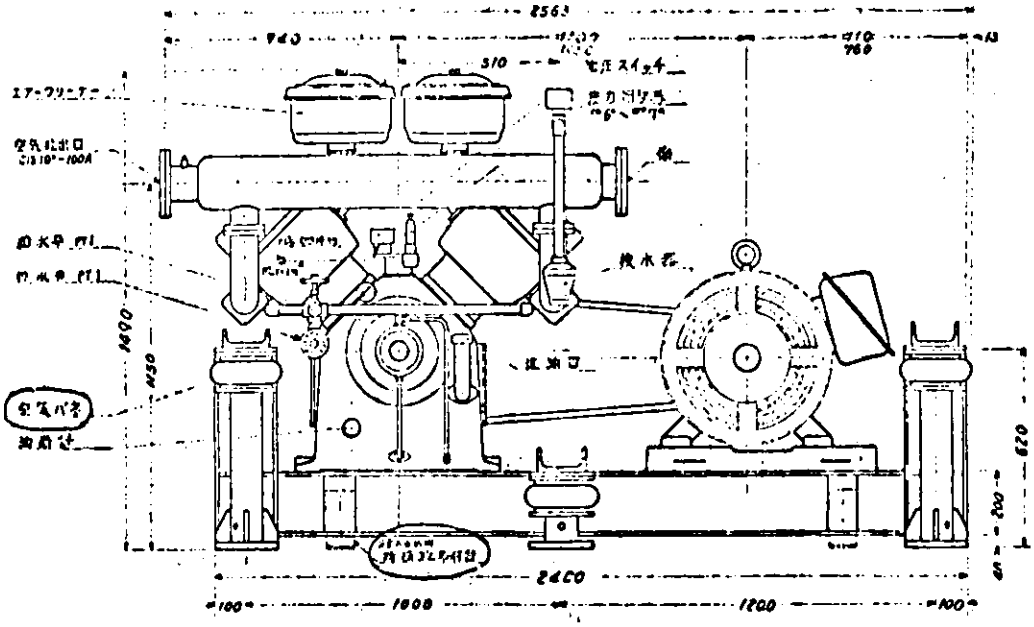


図7.3.8-2　空気バネを用いた防振支持例

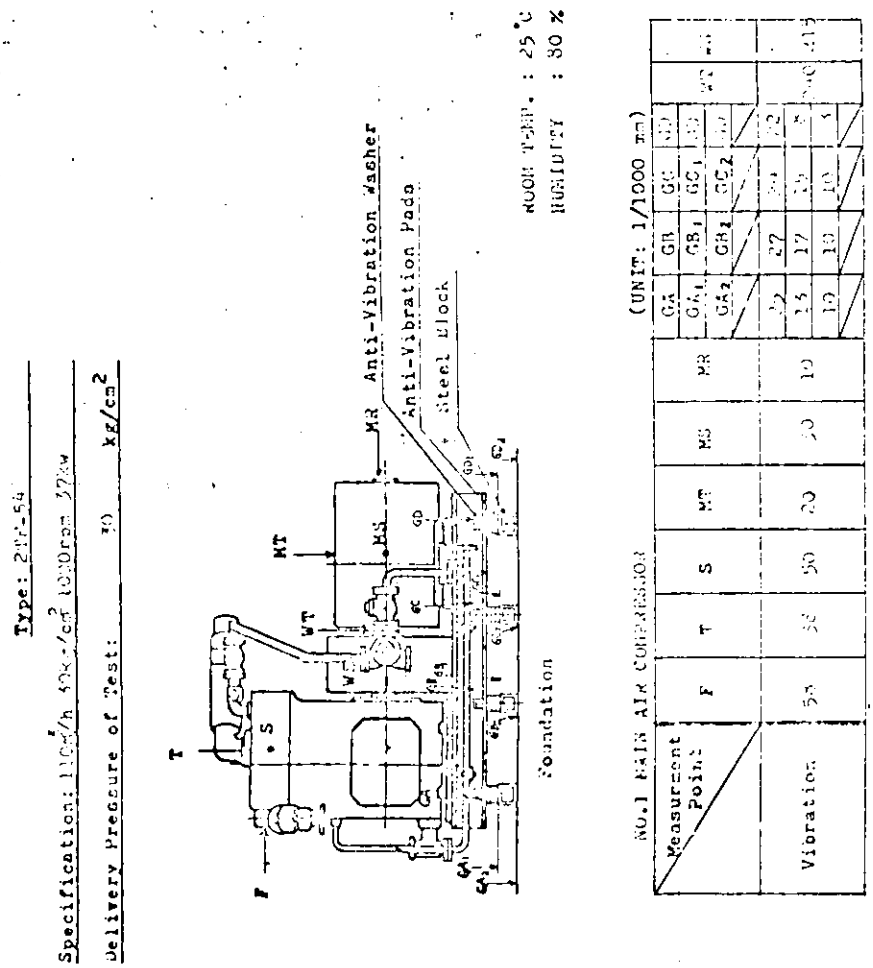


図7.3.8-3　パッド方式防振支持例

(vi) 振動伝達率のチェック

バネ定数K = 600 kg／cm
許容荷重W = 600 kg
の性能を有するゴムを選んだとすると，（7.3.8－1）式より

固有振動数　f_n = 475 cpm

振動数比　u_1 = 1170／475 = 2.46

u_2 = 1750／475 = 3.68

振動伝達率　τ_1 ≒ 20%
τ_2 ≒ 8%
図6.3.6又は式（6.3.31）による。

全体として，振動伝達率(τ)は20%以下となる。

(vii) 図表より求める方法

図7.3.8-1は，強制振動数が1450 rpmで防振材1個当り100 kgの物体を支持し，振動伝達率を20%にした場合である。

(viii) 図7.3.8-2は空気バネを用いた防振支持，また，図7.3.8-3はパッド支持の一例である。

(b) 防音囲

空気圧縮機についても最近では騒音レベルを低下させるため，防音パッケージ型空気圧縮機が造られている。防音囲は，それ自身だけでも，機器から発生する空気音を小さくし，広がりを少なくすることは出来るが，あまり効果的ではなく，前述のような防振ゴム，サイレンサ及びフレキシブルな継手を併用することにより，効果が発揮され大体15～25dB程度の騒音減が期待出来る。

図7.3.8-5～6はパッケージタイプの実例であるが，吸排気サイレンサ，防振ゴム，フレキシブルカップリング及びフレキシブルパイプ継手を使用した場合である。

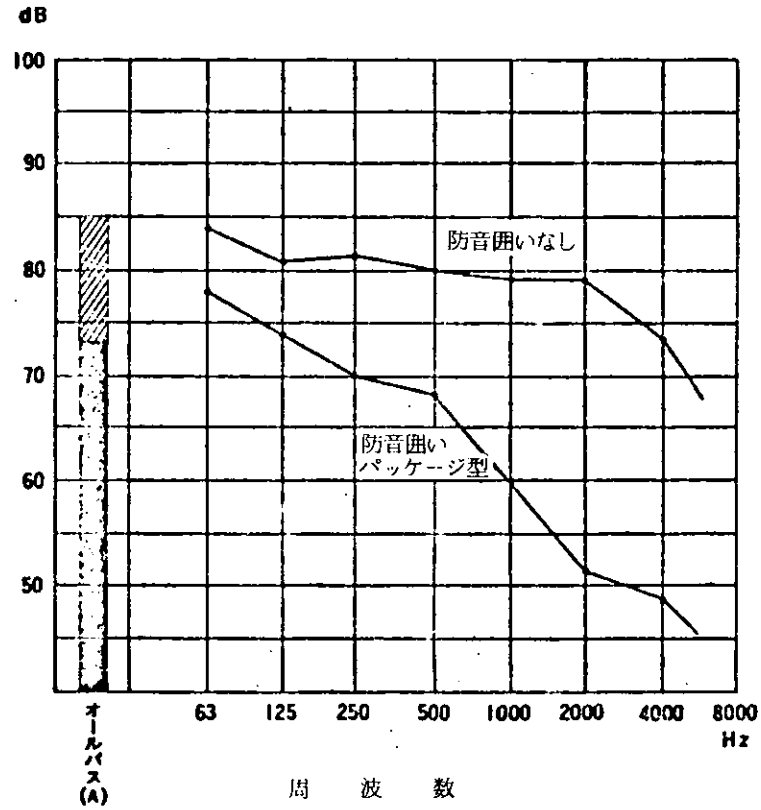


図7.3.8-4　空気圧縮機防音囲い騒音特性

(c) サイレンサ

空気圧縮機に用いるサイレンサは，圧縮機の吸気，ブロワーの吸排気及びドレンブロー出口に取り付けることが多く，標準化も進んでいる。又，造船所側においても，配置を考慮し，居住区下に位置する場合は天井に吸音材を取り付けたり，アンローダ弁のドレンパイプをビルジウェルまで導く等の配慮が必要である。

図7.3.8-7は吸気サイレンサ，図7.3.8-8はブローオフサイレンサの一例である。

図7.3.8-10はサイレンサを装備しない場合，図7.3.8-11はサイレンサを装備した場合の騒音レベルを，図7.3.8-9は上記の測定場所をそれぞれ示している。

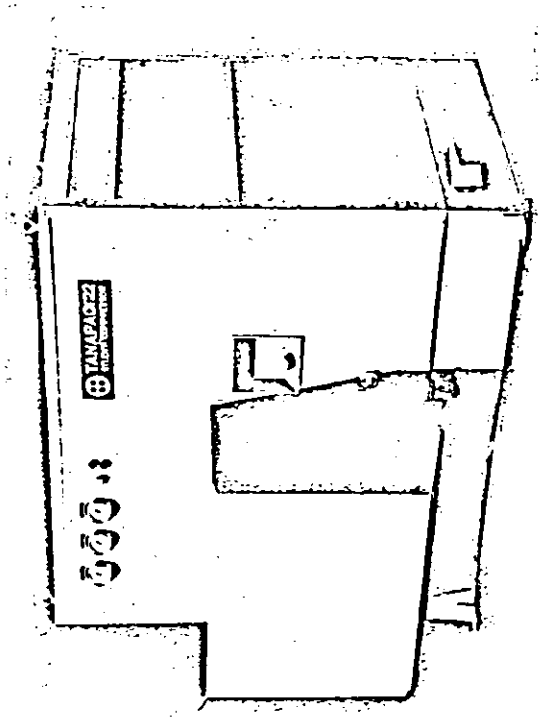


図7.3.8-5　空気圧縮機用パッケージ例

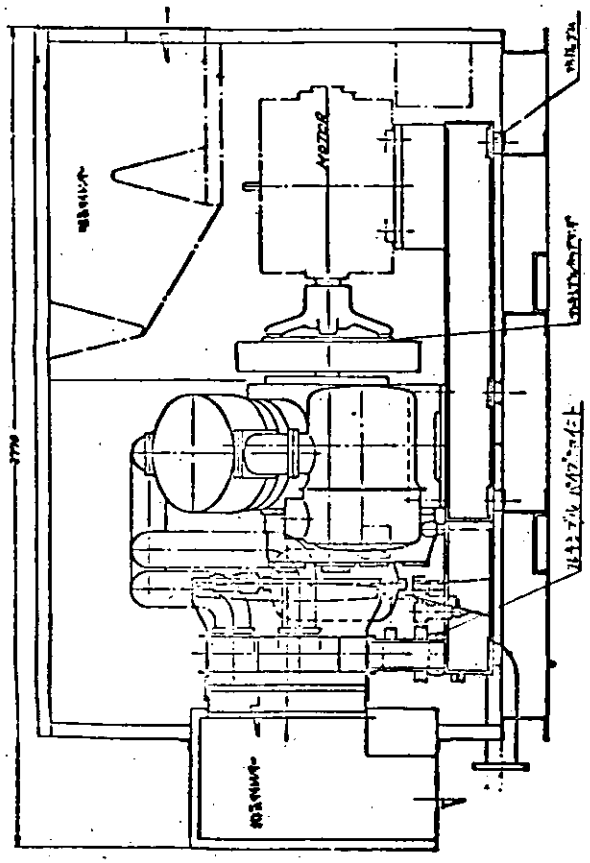


図7.3.8-6　空気圧縮機用パッケージ例

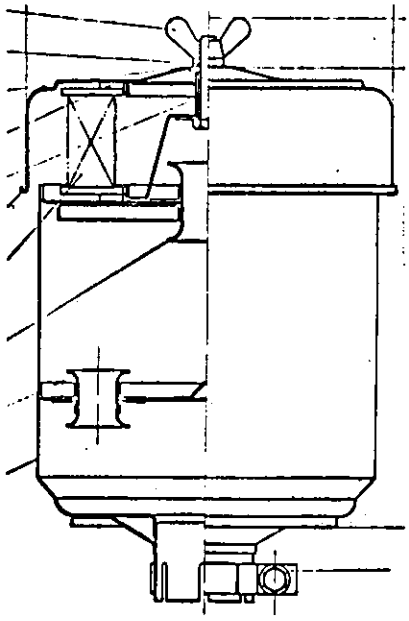


図7.3.8-7　吸気サイレンサ

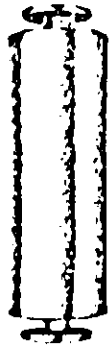


図7.3.8-8　ブローオフサイレンサ

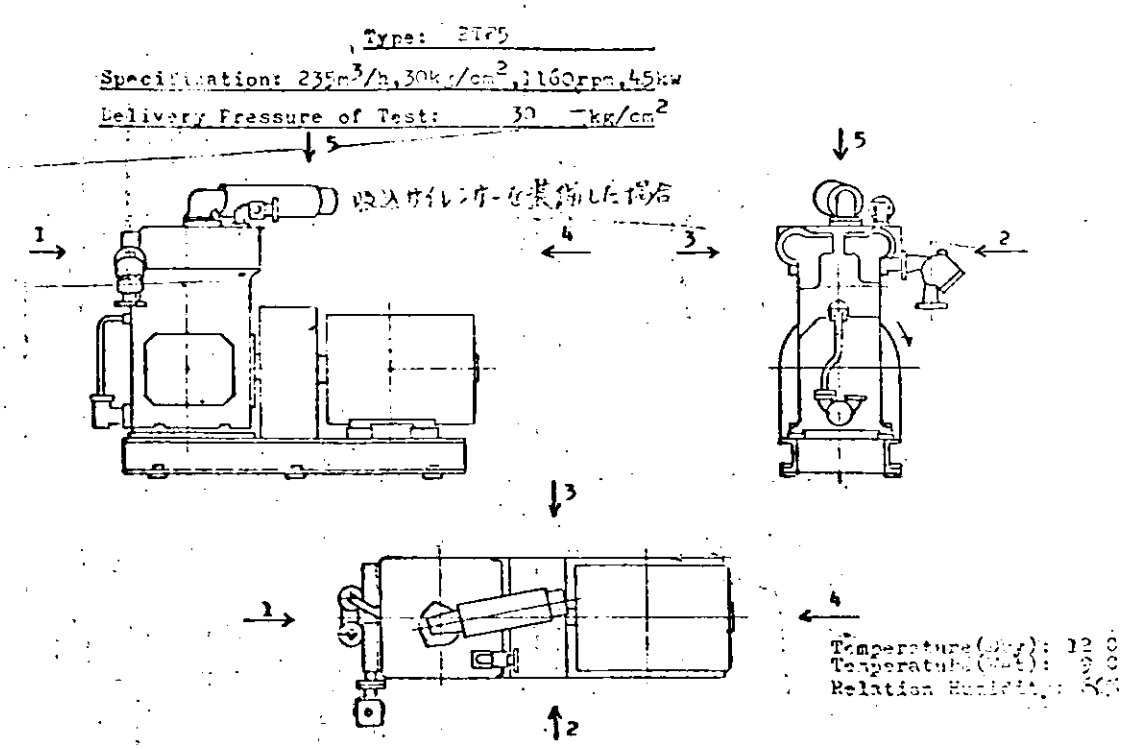


図7.3.8-9　空気圧縮機用サイレンサの騒音測定

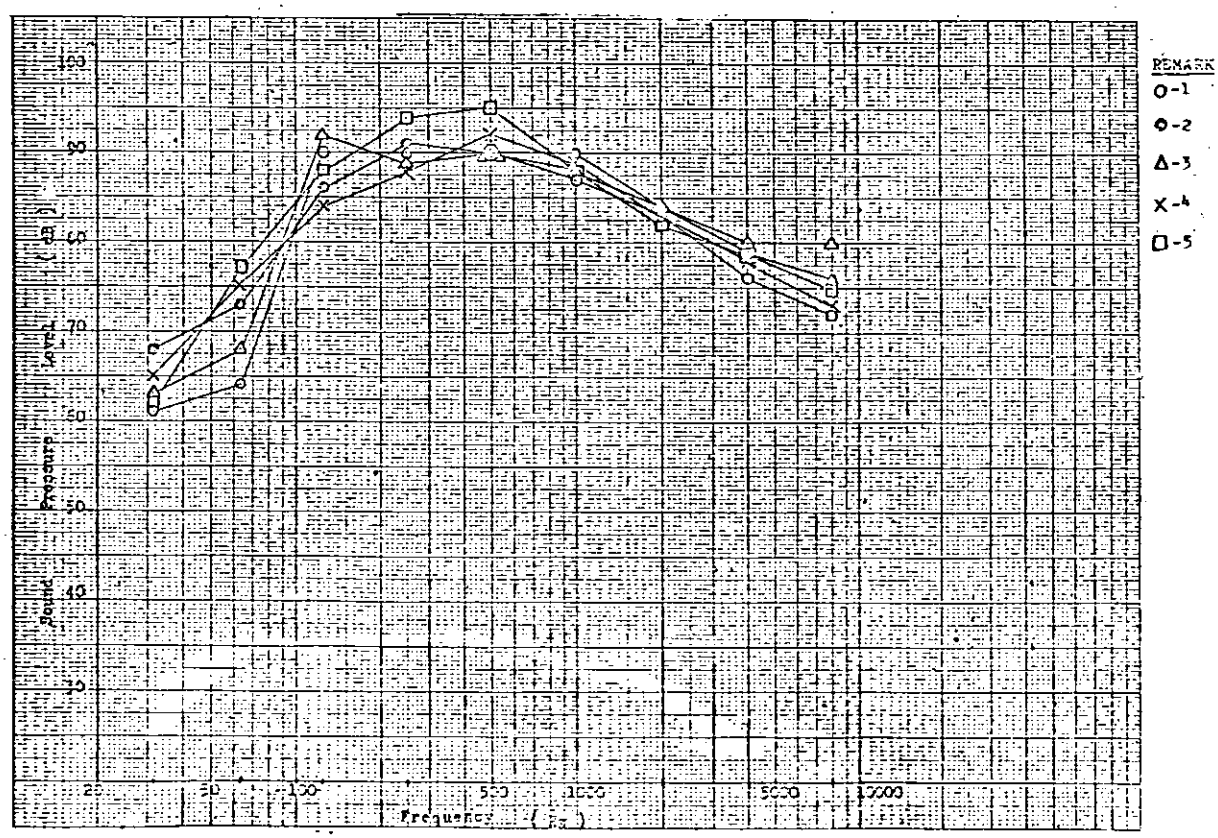


図7.3.8-10　空気圧縮機騒音特性（吸入サイレンサを装備しない場合）

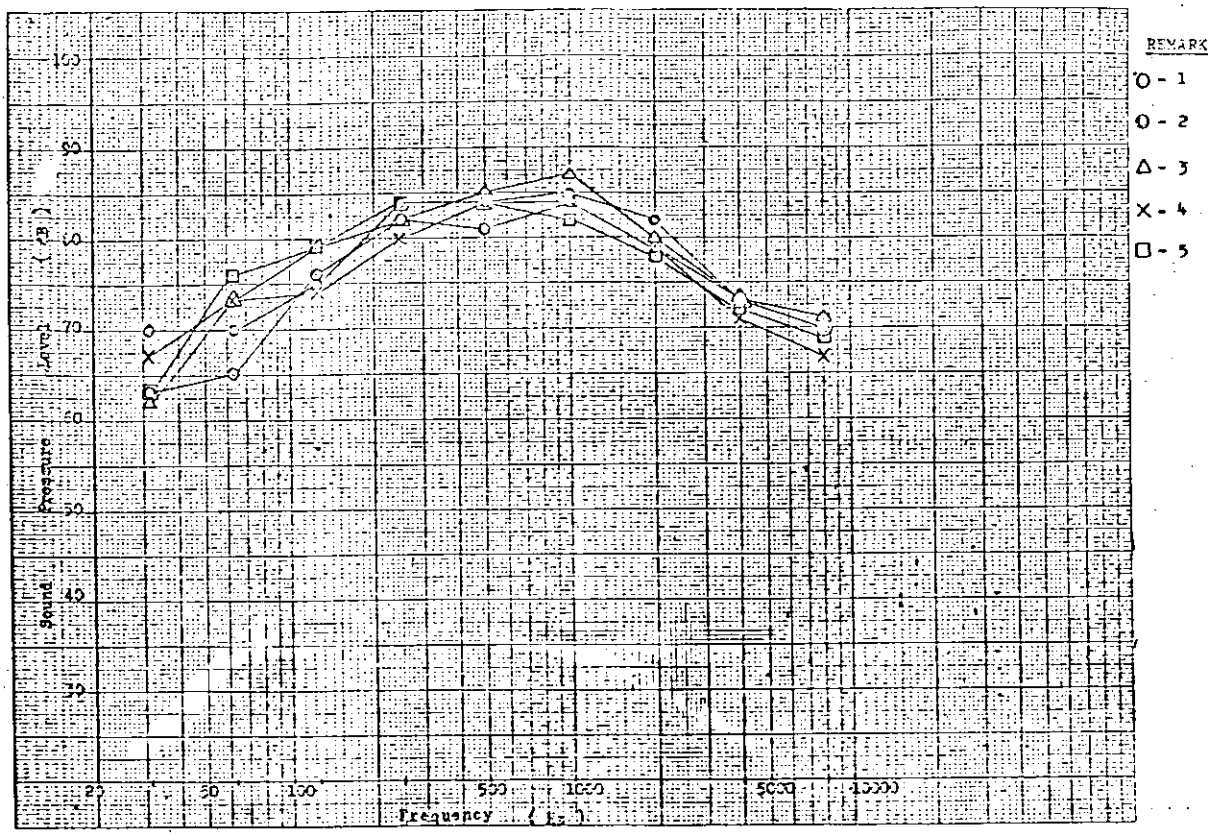


図7.3.8-11　空気圧縮機騒音特性（吸入サイレンサを装備した場合）

7.3.9　強圧送風機

送風機騒音の居住区への影響は，その設置場所が大きく左右するが，単体の規制値として，日本舶用工業会製造仕様書に於いて，騒音は100ホン以下，振動は表7.3.9-1の数値以下と規制されている。

表7.3.9-1　強圧送風機の振動値(日本舶用工業会標準仕様書)

回　転　数（rpm）	複振幅（1／100㎜）
900 以下	5
1200 以下	4
3600 以下	3

送風機の一般的な機種としては，多翼形送風機，ロードリミット形送風機，タービン送風機などがあげられるが通風機も含め，これら空気機械における騒音の遮断は本来の使命である吸排気という空気を運ぶ機能に対して，相矛盾した性能を要求することであり，低騒音化を困難にしている。

(1)　音源対策

音源対策は最も効果的方法であるが，一方最も実現困難な方法でもあり，ある程度の限度以下に下げることは不可能に近い。ファンの騒音については3章で述べられているが，大別したものが表7.3.9-2である。

回転音は騒音の大きさ要因の一つで，インペラの回転によって発生する圧力変動に起因する音である。特にインペラの近くに障害物があると，乱流による渦流音と相乗しあって著しく騒音が強められるという結果を招くことがあるのでインペラ近辺には，このような障害物を配置させないことが必要である。この音はインペラのブレード数(Z)と毎秒回転数（N；rpm）の積に一致し，

$$f\ (\mathrm{Hz}) = N \cdot Z / 60$$

を基本周波数とする騒音が発生する。このほか案内羽根，電動機の支持脚などの数により，更に高次の周波数の騒音が発生する。騒音の強さは羽根車のブレードの巾厚さなどの寸法変化により流体に与える衝撃の大きさが異なるため騒音の強さも変化する。

表7.3.9-2　ファンの騒音源

	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以下である。

⊛印は軸流通風機の場合のみ。

渦流音の騒音はインペラによって掻き乱された空気流の乱れや，気流と静止気体の境界，気流中の障害物などにおいても発生する。ブレード上下面でのはく離に対しては，ブレード後縁で渦が発生し，騒音となるので，ブレードの形状は凹凸のない滑らかな表面に仕上げたものがよい。

機械音は回転部の不釣合による振動が主原因となり，機器の剛性の不適，共振，構造物の一部の締付不良などと併合されて，打音や，がたつき音として現われる。特にダクトを通じて伝達されることもあるので，その取付状態などに配慮が必要である。ベアリング音や電動機の磁気音なども，この騒音の範囲に入るが，一般的にはレベルが低く無視出来る。

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，次のような関係が成立する。

$$dB = K + 10 \log_{10} (Q \cdot P_t^2 / 60)$$

dB；ファンの騒音

P_t；ファンの全圧

Q；ファンの風量

K；ファンの形式により定まる定数

軸流ファン；45～50

遠心ファン；40～45

(2) サイレンサ

サイレンサは吸音形，フィルタ形，干渉形またはこれらの組み合せ形があるが，ファンを対象とした場合には吸音形が多く採用されている。

図7.3.9-1はターボファン用サイレンサ（N社；S－Mタイプ）の一例であり，表7.3.9-3は，そのサイレンサによる減音量を，図7.3.9-2は，サイレンサの種類による風圧損失を，それぞれ示したものである。

図7.3.9-3はサイレンサを取り付けた場合と付けない場合の騒音レベルを比較したものであるが，350Hzから高周波数域でサイレンサが有効であることを示している。また図3.1.62についても同様のことが言える。

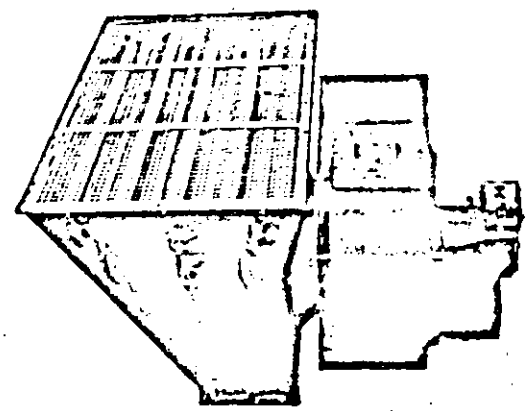


図7.3.9-1　ターボファン用サイレンサ

送風機吸込口の騒音はサイレンサにより減音されるが，吐出側のダクトにも次のような配慮が必要である。

(a) ダクトにすき間が生じないように注意すると共に透過損失の大きい材料や構造を採用する。

(b) ダクト内の吸音処理を行なうと同時に，受音側の部屋に対しても吸音処理を行なう。

(c) 音源も遠ざける。

などがあげられる。

その他，防振ゴムの使用もあるが，一般に配置上の影響が大きく，専用の部屋を設け，吸音材の使用，出入口の二重扉，又はコッファダム等を設けるのも有効である。

表 7.3.9-3　ターボファン用サイレンサの減音量

Silencer \ Hz	Noise Reduction in dB					
	125	250	500	1000	2000	4000
①	4	10	19	20	13	13
②	5	11	21	22	14	15
③	5	13	27	28	17	18
④	6	14	31	32	19	21
⑤	6	13	28	29	18	19
⑥	6	15	32	33	20	22
⑦	5	13	26	28	17	18
⑧	6	14	30	31	19	21

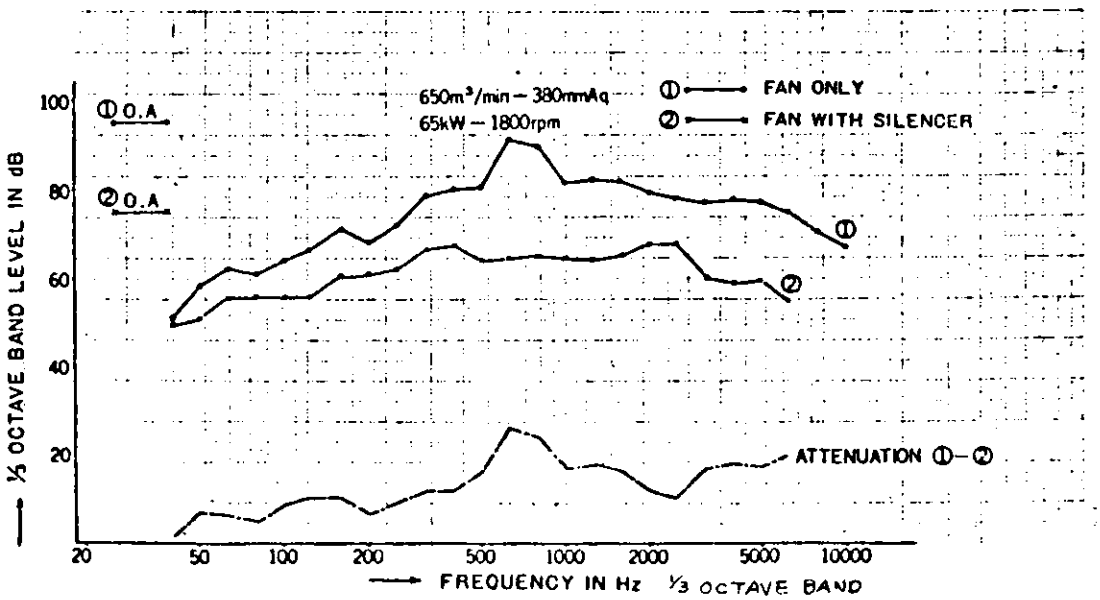


図 7.3.9-2　サイレンサの周波数特性

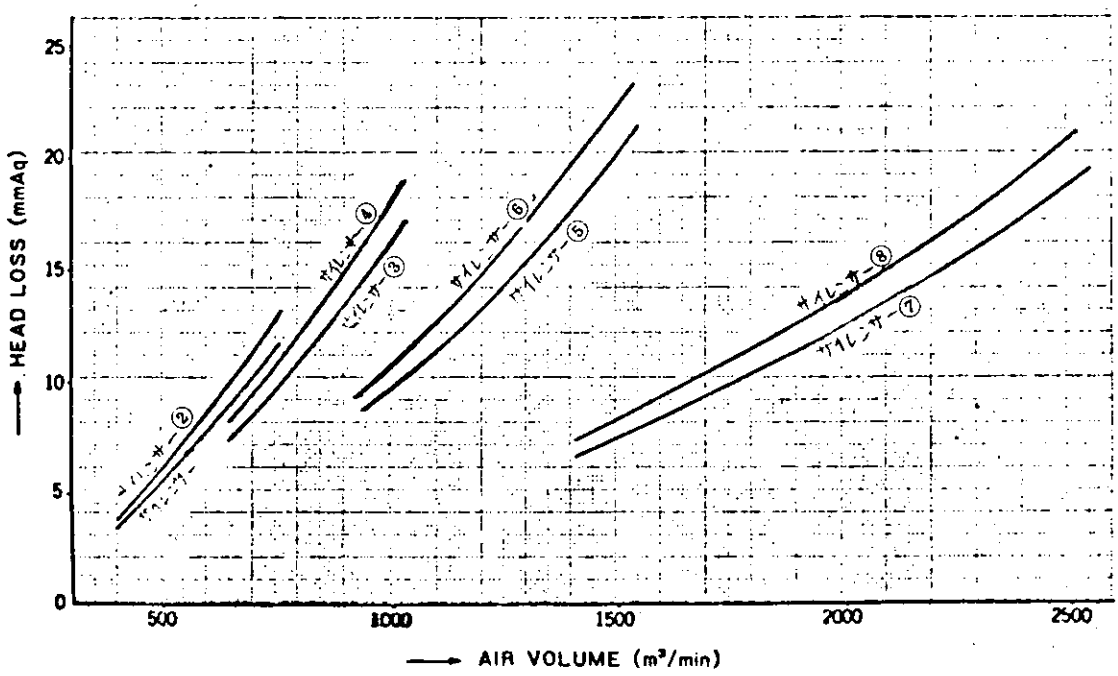


図7.3.9-2　サイレンサの風圧損失の例

参　考　文　献

1. SR 156　報　告　書　（50年度）
2. 〃　（51年度）
3. SR 156　船舶騒音対策例アンケート回答集
4. SR 156　防振材調査報告書
5. 西芝電機　；　技報及びカタログ
6. 田辺空気　；　資料及びカタログ
7. 日立電線　；　技術資料及びカタログ
8. ダイハツ　；　技術資料
9. 帝国機械　；　技術資料
10. ヤンマー　；　技術資料
11. 倉敷化工　；　カタログ

7.3.10 通　風　機

機関室，貨物船及び居住区に使用される軸流通風機には，給気用と排気用の2種類がある。機関室用として通常，給気用として2台又は，4台を設けるが，カウルヘッド，マッシュルーム，又は，T型ヘッドを有する独立形とする場合と，まとめてファンルームに装備する場合がある。

一般的に機関室通風機は居住区及び操舵室への騒音寄与度が大きい。

(1) 軸流通風機の騒音発生の原因

騒音発生の原因として，回転音，渦流音，機械音，電動機の磁気音，その他固有振動数との共振などの現象によるものが考えられるが，詳細に関しては，3.1.6 通風騒音の項を，また電動機の磁気音に関しては 7.3.12電動機の騒音の項を参照のこと。

(2) 通風機の騒音対策

標準形通風機の騒音レベルは，日本舶用工業会の船用標準立軸流電動機内装形通風機製造仕様書に，原則として，100 ホン以下とすると規定されているが，JIS B 8330 送風機の試験及び検査方法においては，規定の運転状態で異状な騒音があってはならないと規定されており，参考として日本機械工業会の送風機騒音調査研究分科会による $Q \times pt^2$ ($m^3/min \times mmAq$)に対応する騒音の実績調査値による図表が記載されている。これは，(3.2.2)式により求められるものと同じであるが，図7.3.10-1は通風機要目より求められる騒音レベルの図表である。これは JIS の参考図の実績80%の範囲に含まれるものの上限のものを示し，(3.2.2)式の比騒音 LSA を 37 としたものに相当する。この図表により求められた騒音レベルが，98～100dB(A) となるものは居住区画などに悪影響を及ぼすので，口径は大きくなるが回転数を一段下げたものを使用すると風量，風圧を変えないで 2.5～3dB 減少さすことができる。しかし，この場合往々にして価格が高くなり，且つ据付面積，配置上問題となるので低騒音形及び消音器の採用を考慮しなければならない場合がある。

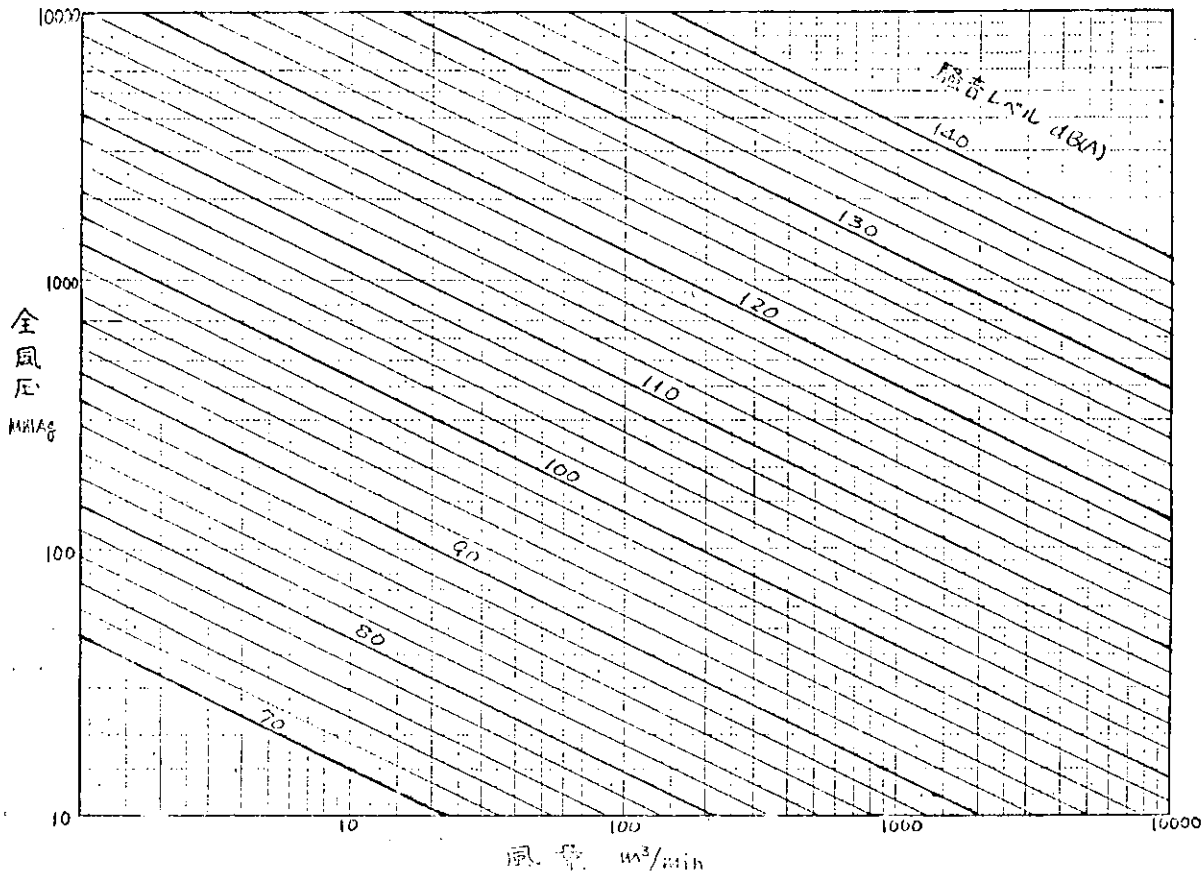


図7.3.10-1　標準型軸流通風機の騒音値

通風機単体の減音対策を(3)低騒音軸流通風機の項で述べているが，通風機の騒音をよりいっそう減音するためには艤装方法との組合せにより効果的な対策を考慮しなければならない。艤装方法の対策としては次のような方法が考えられる。

(a)　機器カバー，ファンルーム

通風機から発生する空気音の放射面積を小さくして広範囲に広がるのを防止するために，ファンルーム，又は通風機の遮音カバーを採用する。

ファンルームを設置した場合，ファンルーム周辺での平均値で 8～15dB の減音効果がある。しかし，この方法は配置スペースを十分考慮しなければならない。

(b)　防振ゴムの使用

通風機の振動及び通風機内の空気振動が床，ダクトに伝搬するのを防止するために防振ゴムやフレキシブルダクト接手が使用される場合が多い。

通風機が居住区に隣接して配置された場合，またダクトが居住区の壁の一部を利用したりダクトのサポート部が居住区壁に取付けられる場合には次のような方法を採用した方が効果的である。

(i) 通風機と取付台との間に防振ゴムを取付ける。

(ii) 通風機とダクトとの継手にフレキシブルダクトを設ける。

(iii) ダクトのサポートに防振ゴムを取付ける。

(c) 機器の配置

通風機の配置は 7.1.2 配置上の対策の項を十分考慮し決定しなければならない。

(d) 吸込口の方向

吸込口の方向には多くの騒音が伝搬するので，吸込口の向きは音の指向性を考えて，居住区への影響がより少ないように決定すべきである。向きの変更により減音効果のある吸込口は，カウルヘッド，T型，ファンルームの三種類がある。吸込口はなるべく居住区，ウィングなどへの方向は避け，船尾側に向けて配置するのが効果的である。

(e) 消音器との組合せ

上記の諸対策を講じてもなおかつ発生騒音が仕様を満足しないような場合は，ディーゼル機関の排気の騒音低減策と同様消音器の併用を考慮しなければならない。

(3) 低騒音軸流通風機

通風機の低騒音化を実現するためには，インペラのチップスピードを下げ，通風機内を通過する空気の流速を下げる，構造を強固にし不要な共振を避ける，などの対策を施さなければならない。

(a) チップスピードと風速

チップスピードを下げるには，回転を下げるのが最も簡単であるが，風量・風圧をも満足させねばならないので，むやみに下げることはできない。

同一要目の標準型通風機の回転数 1200 rpm を低騒音型では 720 rpm に下げた。回転数低下による風量・風圧の不足分は，インペラの翼弦長を長くとり，直径を大きくとることで解決している。直径を大きくとると同一回転数であればチップスピードの増加を招くことになるが，反面，風胴断面積の増加による風速の低下が期待できるので，一概に有害と云い切ることはできない。回転数を下げたことによる騒音の低下をラフに算出してみると，騒音の 100% 近くが渦流音でなおかつ，チップスピードの 5 乗に比例すると次のとおり約 19.4 dB となる。

$$L_{att} = 10 \log \frac{V_2^5}{V_1^5} \fallingdotseq 19.4 \ \mathrm{dB}$$

L_{att} = 騒音の減少率

V_1 = 標準形通風機のチップスピード

V_2 = 低騒音形通風機のチップスピード

しかしながら，騒音の中には他の要因によるものも多く含まれており，期待値は明確にはつかみ難い。

(b) 回 転 音

回転音はインペラによる圧力の脈動が主要因であるから，翼弦長を長くとり，風胴の全面積をインペラが占めるような設計を行えば，圧力変動が比較的少なくなり，回転音も低下することになる。また，基本周波数を下げることにより聴覚上でも有利となる。すなわち，標準形での一次周波数は 140 Hz，低騒音形では 82 Hz となるが聴感補正を行うと 10 dB 程度の差になって現われてくる。

(c) 騒音特性

以上のような配慮のもとに製作された通風機の例を図7.3.10-3に，騒音の⅓オクターブバンド分析結果を図7.3.10-4に示す。ピーク値は500Hzにあり，80Hzと160Hzにインペラの回転音と見られる小ピークが存在している。オーバオール値では89dB(A)で，同一要目の標準形通風機の104dB(A)に対し約15dBの騒音減少効果がある。周波数特性も全体が平坦になっているので聴感に与える影響は著しく改善されている。

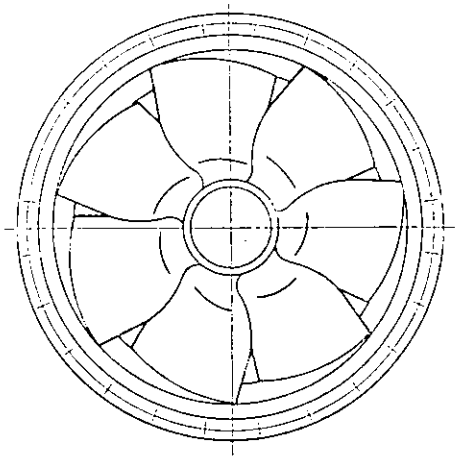


図7.3.10-3 低騒音通風機（N社）

(4) 低騒音斜流通風機

一般に通風機の騒音は（3.2.2）式に示す如く，比騒音と風量・風圧によって推定することができる。今同一の風量・風圧を実現する種々の通風機を考えて見ると，（3.2.2）式の右辺第2項は同一の値となり，通風機騒音は比騒音の大小

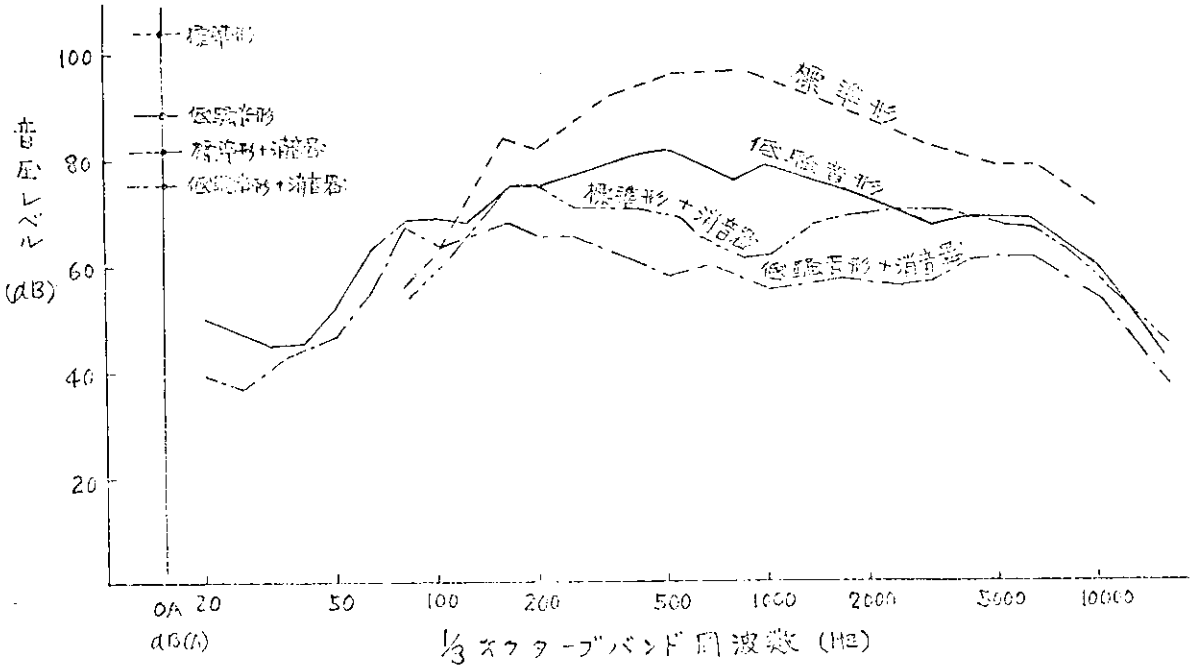


図7.3.10-4 軸流通風機及び消音器の騒音特性（N社）

によって決まる。比騒音は，表3.2.4に示す如く通風機の形式によってほぼ決まった値をとり軸流式で38dB，遠心式で19dB位となっている。

斜流式は軸流式と遠心式の中間的特性をもち，比騒音は軸流式のそれより数dB低い。従って，斜流式は軸流式に比し騒音上から原理的な有利さをもっている。また，斜流式羽根車は，図7.3.10-5に示すような三次元羽根として良好な流力性能を発揮させると共に，羽根外径をできるだけ小さくして，周速低下による騒音減少の効果をうることができる。

周波数分析の図7.3.10-6によれば，軸流通風機においては周波数80Hzから3000Hzまではほ山状に騒音が分布し，人間の耳に特に感じやすい200～1000Hzが高くなっている。斜流式においては250Hzを越える部分特に1000Hzあたりでは極度に音圧レベルの低下現象が現われている。しかし，125Hz以下では音圧レベルの低下は

あまり見られない。

しかしながら，高周波域における減衰が非常に大きいため，音質がソフトになり，耳ざわりな感じがなくなっている。

したがって，計器に現われる音のレベルよりさらに低い騒音感覚が得られる。

低騒音斜流通風機６Ｐは，通常の軸流通風機に比較し，ほぼ同一寸法で騒音値が約7.5dB低く，８Ｐでは約12dB低いので，低騒音化に対してより優れている。したがって，逆転の必要がない用途には斜流通風機が最もよいと考えられる。図7.3.10-7は低騒音斜流通風機と消音器の組合せの一例を示す。

(5) 消音器

軸流通風機に使用する消音器の条件としては，

(i) 500～1000Hz で良好な吸音特性を持っていること。

(ii) 風圧損失が常用風速範囲で10㎜ Aq 以下であること。

(iii) 据付寸法が大き過ぎないこと。

などが必要である。その代表例として下記の内筒形とスプリッタ形の二つがある。

(a) 内筒形

図7.3.10-8 に示すように消音器の円形ダクトの内面に吸音材として50～100㎜のロックウールを充填し，グラスクロスを表面に張りパンチングメタルでカバーしている。内筒も同様の構造で内外面共にパンチングメタルでカバーし，外筒にボルトで取付けている。

図7.3.10-9 及び図7.3.10-10 にこの消音器の減音値と抵抗曲線の一例を示す。

(b) スプリッタ形

内筒形の外に図7.3.10-11 に示すようなスプリッタ形のものがある。吸音構造については内筒形消音器と同様で図7.3.10-12 及び図7.3.10-13に減音値と抵抗曲線の一例を示す。

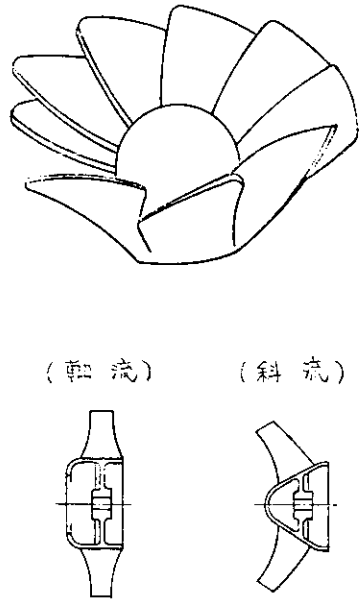


図7.3.10-5 斜流式羽根車（T社）

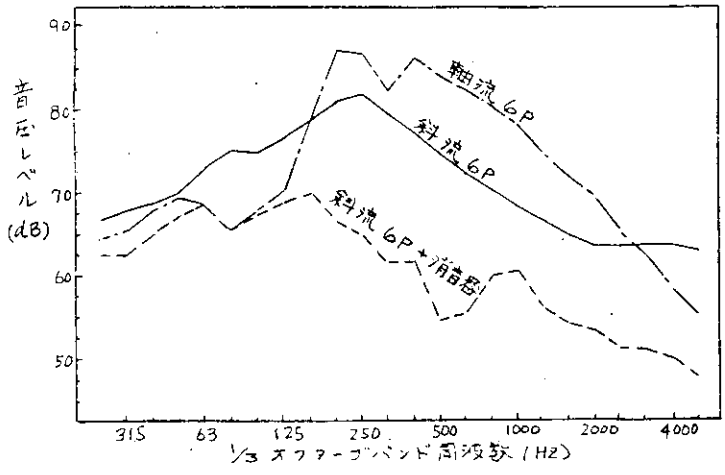


図7.3.10-6 低騒音斜流通風機の比較及び効果（T社）

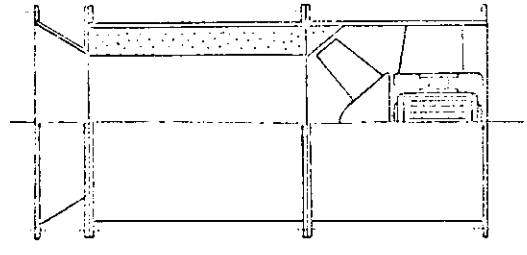


図7.3.10-7 低騒音斜流通風機＋消音器（T社）

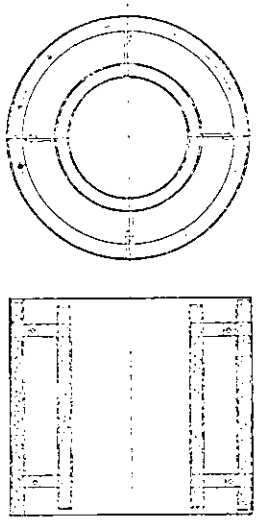


図7.3.10-8
内筒形消音器（O社）

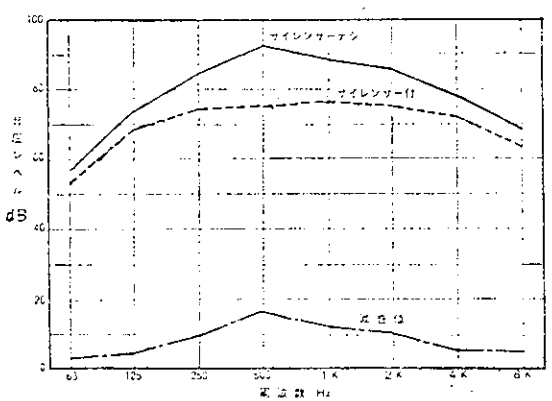


図7.3.10-9
内筒形消音器減音特性（O社）

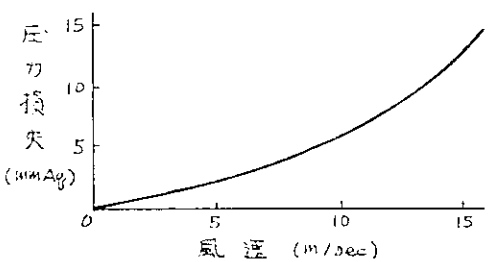


図7.3.10-10
内筒形消音器圧力損失（O社）

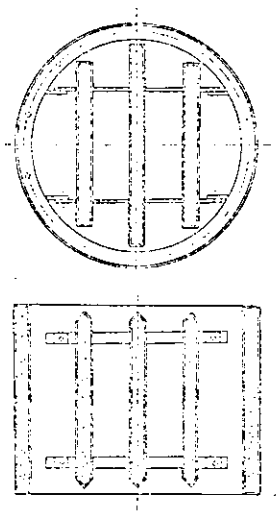


図7.3.10-11
スプリッタ形消音器（O社）

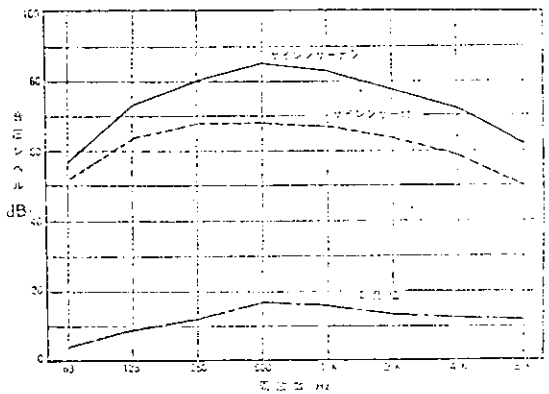


図7.4.10-12
スプリッタ形消音器減音特性（O社）

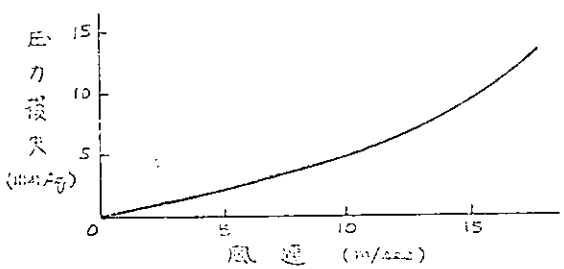


図7.3.10-13
スプリッタ形消音器圧力損失（O社）

(6) 防振支持

通風機の運転により発生する基本振動数としては

(i) 通風機軸回転数　（機械振動数）

(ii) 軸回転×羽根数　（騒音振動数）

の二通りがある。これ以外にも広範囲の振動が発生し，これらの振動が取付口を通して床，壁，天井を経由して居住区で思わぬ騒音を発生することがある。このような場合には通風機の振動を防振支持により遮断して固体音の減少を計る。

通風機の基本振動数は軸回転数が15～30Hz，軸回転数×羽根数で120～360Hz程度である。

防振設計としては，防振材選定図（図7.3.8－3）によれば同一重量を同一防振材で支持する時は防振する時は防振すべき振動数が大きい程防振効果が大きいことになるので，振動数の小さい方を対象に計画すれば良い。

実例として，1000Hzに騒音のピークをもつ通風機に防振支持を採用した結果，居住区での騒音が約6dB減少した。この場合は振動伝達率T_rを0.2にとっているが，二次騒音の音圧レベルの低下度H_dと振動伝達率T_rの関係は一般に

$$H_d = 20 \log (1/T_r)$$

とされている。しかし，床，壁等よりの透過音の大小により可なりの誤差はあると思われるので，一応の目安としては

$$H_d = 10 \log (1/T_r)$$

程度は期待出来るようである。

支持の方式として図7.3.10－14に示す防振ゴムリング式と図7.3.10－15に示すキャンバスダクトとの組合せによる筒形防振ゴム式とがある。前者の方がやわらかいゴムで静的荷重を小さくできるので，防振ゴムのwave effectによるサージング現象を防ぐことができる。

(7) 組合せによる効果

許容される最大騒音レベル別に標準形通風機，低騒音形通風機，消音器の組合せを示すと表7.3.10－1のようになる。本表は風量500～2000 m³/minの通風機を対象としたもので，標準形通風機の場合の騒音レベルは95～105dB(A)であり，平均的に100dB(A)位あるものとしている。

低騒音化のための組合せの一例として図7.3.10－4の騒音特性に示されている。

(i) 低騒音形通風機の採用

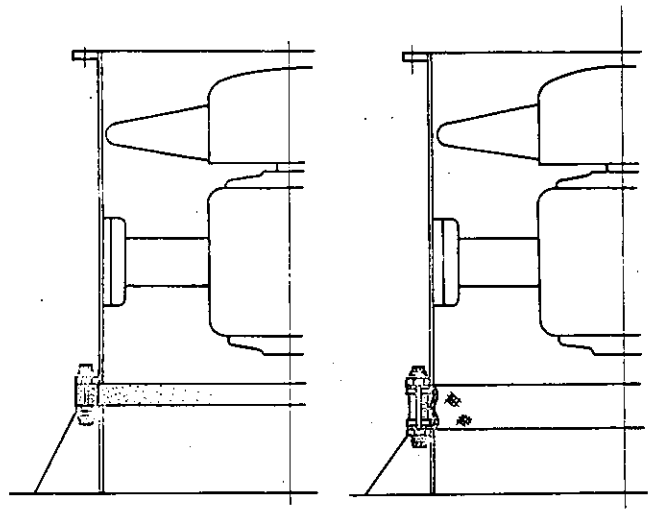
標準形通風機オーバオール値104dB(A)に対し，低騒音形の場合，89dB(A)が得られる。

(ii) 標準形通風機と消音器との組合せ

82.5dB(A)以下，特に250Hz以上の周波数帯では70dB以下の数値が得られる。

(iii) 低騒音形通風機と消音器との組合せ

オーバオール値で76dB(A)，500Hzでは60



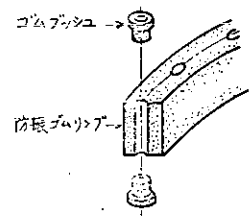


図7.3.10－14
防振ゴムリング式

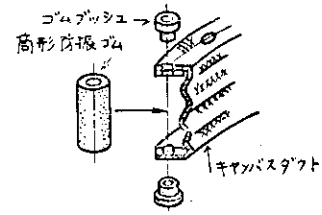


図7.3.10－15
筒形防振ゴム式

dB以下のレベルが得られている。

表 7.3.10－1　低騒音化チャート

要求最大騒音レベル dB (A)		標準形通風機	低騒音形通風機	消音器 1台	消音器 2台
1	85～90（－10）		○		
2	80～85（－15）	○	(+)	○	
3	75～80（－20）		○	(+)	○
4	70～75（－25）		○	(+)	○

低騒音形通風機の騒音レベルは標準形通風機に比べ，10～15dB減を目標に設計されており，発生騒音レベルは最大85～95dB以下に押えられるので，消音器1台を組合わせれば，さらに10～15dBの減衰が得られ上記の75dB(A)程度のレベルが実現される。

(8)　吸込口の形状による効果

機関室用軸流通風機の吸込口より放射される騒音が，装備位置付近の露天甲板に影響のあるのは，当然であるが，近くの居室及びウィングにも影響を及ぼし，中には，ある規則の規制値に大きな影響を及ぼすことがあるので，吸込口の形状については注意する必要がある。

吸込口の形状は，マッシュルーム型，カウルヘッド形及びT形がそれぞれの用途及び装備位置の周囲の状況に応じて採用され，その一例を表7.3.10－2に示す。

(a)　吸込口の流速と騒音の関係

吸込口における騒音は，ファンの発生する空気伝搬音の影響が非常に大きいが，図7.3.10－16に示すように吸込口の形状及び流速によっても左右される。

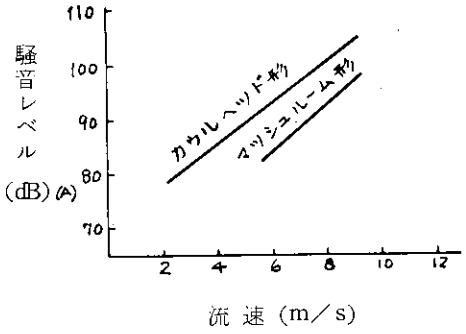


図7.3.10－16
機関室通風機の吸込口付近の騒音

(b)　吸込口形状の違いによる騒音

図7.3.10－17はファン中心を含む水平面内におけるそれぞれの吸入口に対する騒音減衰を示したものである。図中一点鋭線は距離逆二乗則による理論減衰線を示し，騒音レベルも吸込口の近くを除いて逆二乗則にほぼ従っている。ファン単体とマッシュルーム形吸込口はファン軸を中心として周囲から均一に吸込むため騒音伝搬の指向性は見られないがカウルヘッド，T形に吸込口が1方向ないし，2方向であるため，吸込口方向により

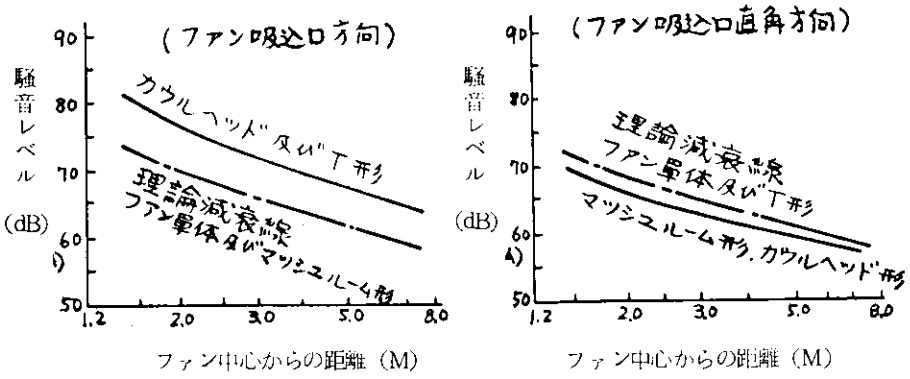


図7.3.10－17　吸込口形状の違いによる騒音伝搬比較

多くの騒音が伝搬し，吸込口と直角方向へは少ない。

この水平面内の騒音伝搬の指向性を図 7.3.10-18 に示す。

(c) 吸込口フード内吸音材内張りによる効果

T形吸込口に50㎜厚さ，2.0 kg／m² 質量のグラスクロス保護グラスウールを内張した場合，吸音材の効果は方向によって異なるが，5～7dBの減音量がある。図 7.3.10-19 及び 20 はカウルヘッド形及びT形の吸込口正面方向 1.5 m 位置での周波数スペクトルの比較を示す。T形の場合，高周波成分の減音効果が大きい。

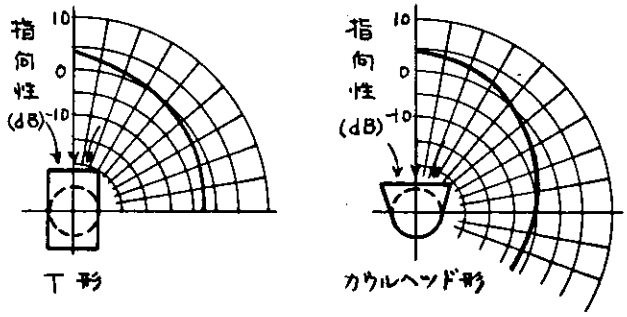


図 7.3.10-18
吸込口からの騒音伝搬指向性

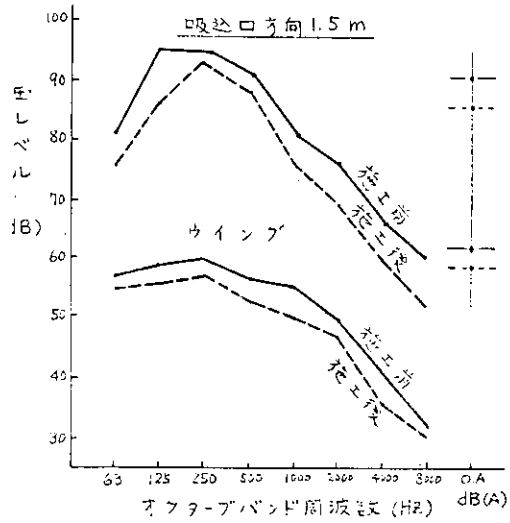
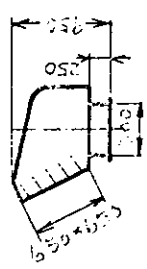
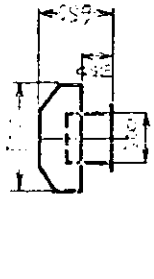
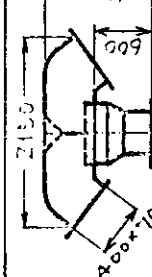


図 7.3.10-19
吸音材施工前後の騒音レベルの比較
（カウルヘッド形）

表 7.3.10-2 吸込口形状の一例

	吸込口形状	吸込口面積 m²	吸込口平均風速 m/sec	吸込圧力損失 mmAq
カウルヘッド形		0.41	3.6	4.1
ウイングヘッド形		0.44	3.4	6.4
T形		0.56	2.6	—

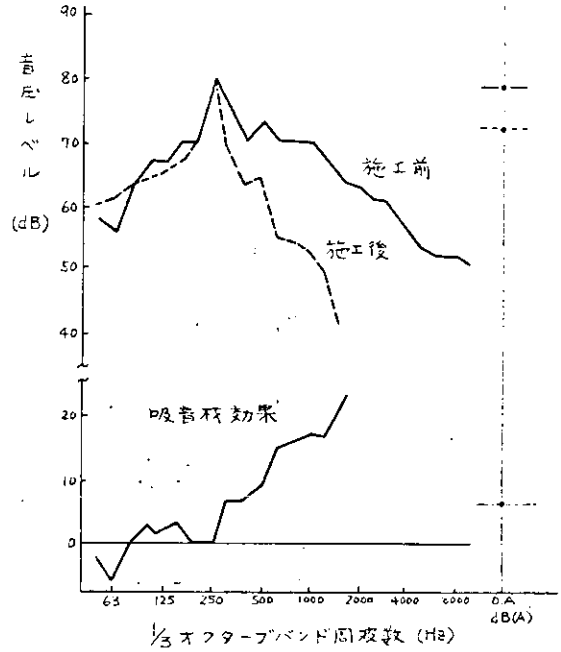


図 7.3.10-20 吸音材施工前後の騒音レベルの比較（T形）

(9) ファンルーム

防音又はその目的のため軸流通風機を複数台をまとめて一室内に装備する艤装方法が採用される場合がある。その配置の一例を図 7.3.10-21 に示す。

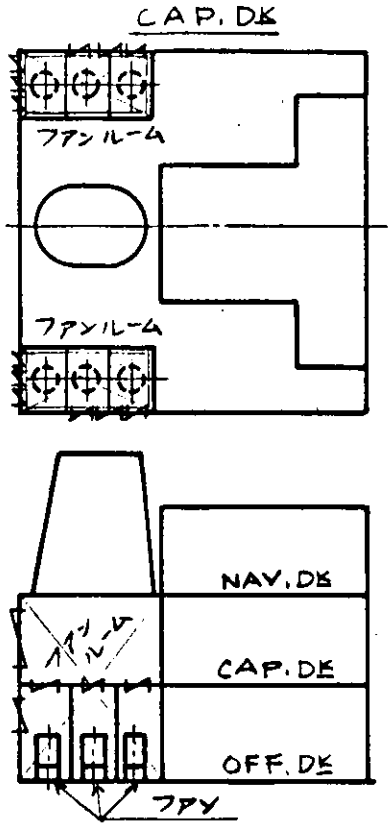


図7.3.10-21 ファンルーム（コンテナ船）

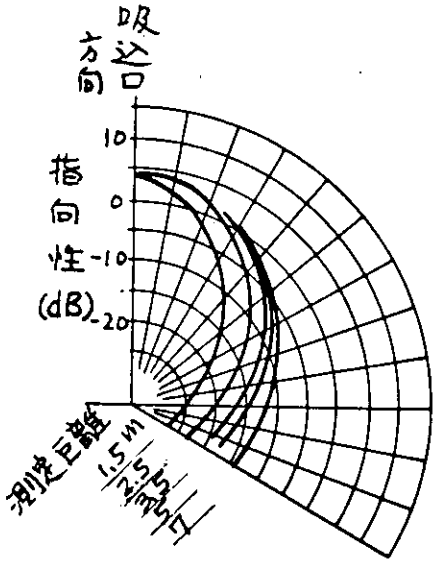


図7.3.10-22 ファンルームの騒音伝搬指向性

(a) ファンルームの指向性

ファンルームの吸込口に対する騒音伝搬の指向性は図 7.3.10-22 及び 23 に示す如く著しい差が見られる。

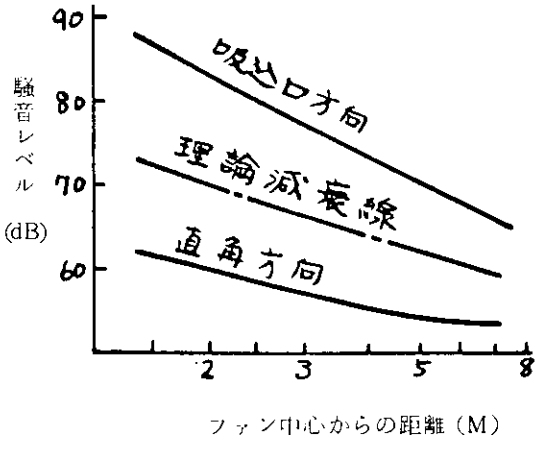


図7.3.10-23 ファンルームの騒音

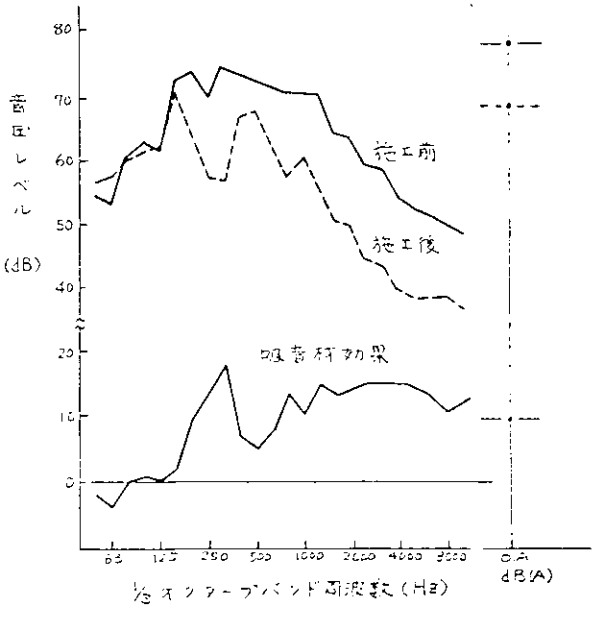


図7.3.10-24 ファンルーム吸音材の効果

(b) ファンルーム内吸音材内張りの効果

ファンルームの内面に50㎜厚さのグラスクロス保護グラスウールを内張りした場合7～10dB減音量が得られる。図7.3.10-24は吸込口正面方向の周波数スペクトルの比較による吸音材の効果を示す。

(c) ファンルーム吸込口の二次発生音の影響

図7.3.10-25はファンルーム吸込口の空気流による二次発生音をファン発生音と比較したものである。二次発生音はファンルーム内に吸音材を張った場合のファン騒音に比べてもオーバオールで24dB，周波数成分毎にも10dB以上の差がある。図の計測結果はルーバ部の風速が2.6m/sの時のものであるが，ファンルームの設計により平均風速が5m/s程度になっても二次発生音は60dB(A)程度（風速の6乗に比例するとして推定）なので，機関室通風機において吸込口ルーバの空気流による二次発生音については考慮する必要はない。

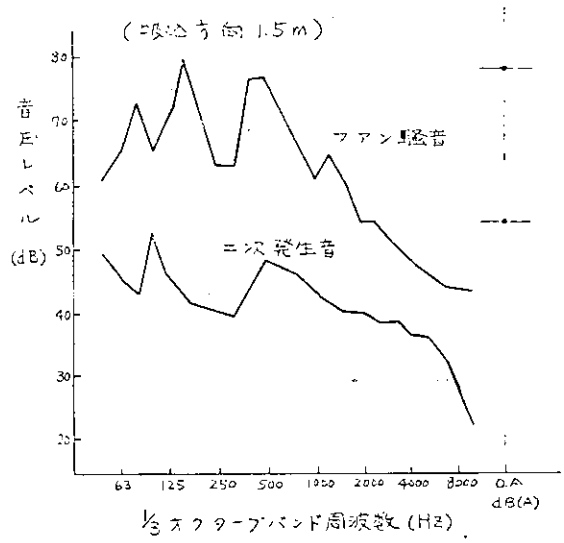


図7.3.10-25
ファンルーム吸込口の空気流による二次発生音

(10) 騒音伝搬計算式

ファン中心から受音点までの距離がある程度以上のところでは，騒音の伝搬計算式は点音源の計算式が適用される。

$$SPL = SPL_0 - 20 \log \frac{r}{r_0} + DL_\theta \qquad (7.3.10-1)$$

ここに

SPL ： 音源中心から距離rの点の音圧レベル（dB）

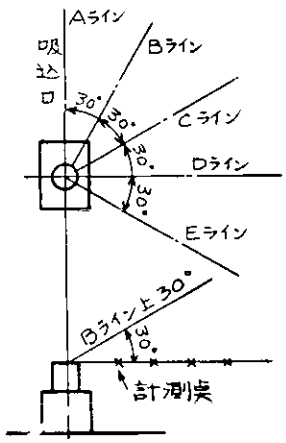
SPL_0 ： 音源中心から距離r_0の基準点の音圧レベル（dB）

r，r_0 ： 音源中心から受音点及び基準点までの距離（m）

DL_θ ： θ方向の指向性

表7.3.10-3ファン単体の場合のBライン上の等価パワーレベル（数個の観測点から求めた平均値）と各吸入形状，各方向毎の見かけのパワーレベル（平均値）の差を指向性としたものを示す。

表7.3.10-3　ファン吸込口形状による指向性
（ファン単体45°方向基準）



ライン水平角度 / 吸込口形状 / 垂直角度	Aライン 0°	Bライン 30°		Cライン 60°	Dライン 90°	Eライン 120°
	0°	0°	上30°	0°	0°	0°
ファン単体	-2.5	-2.5	0	-3.0	-3.0	—
マッシュルーム形	-2.5	-3.8	-3.6	-4.5	-4.3	—
カウルヘッド形	+4.0	+2.0	-0.8	-2.1	-5.3	-7.3
T形	+2.6	+0.5	-4.5	-3.5	-1.8	—

受音点までの距離　r = 5D以上
D：ファン口径

参　考　文　献

(1) 立軸流電動機内装形通風機　大阪送風機設計資料　51年9月

(2) 低騒音軸流通風機およびサイレンサ　造船技術　76.8　西芝電機　中原氏

(3) 低騒音軸流，斜流通風機事業成果報告書　52年2月
日本舶用機器開発協会　　太洋電機

(4) 船内騒音に関する調査研究報告書　造研　52年3月

7.3.11 ポ　ン　プ

船舶において補機用ポンプの騒音は現段階においては大きく取り上げられていないが，ポンプから生ずる水圧脈動が配管系と共振を起こし，物理的音圧レベルとしてではなく人間感覚としての生理的感度に対し問題を生じることがある。

(1) ポンプの騒音

ポンプの騒音の制限値としては，電動うず巻ポンプ，電動歯車ポンプ及び電動ねじポンプに対して，日本舶用工業会のそれぞれの製造仕様書において製造工場における定格状態で運転した場合，原則として100ホン以下であることと規定している。一般にポンプの騒音は振動による固体伝搬音が大部分であるが，この固体伝搬音遮断のために防振ゴムを採用することは，現段階においては考慮されていない。この騒音の原因となる振動に対しては上記の製造仕様書において下記の如く規定されている。

製造工場においてポンプを定格状態で運転した場合，立形では電動機の最高部，横形では電動機またはポンプの最高部で上下，左右，前後の3方向について測定し，その複振幅が原則として下表の値以下とする。

電動うず巻ポンプ	横形	500 m³／h 以下	0.03 mm
		500 m³／h をこえるもの	0.05 mm
	立形	500 m³／h 以下	0.05 mm
		500 m³／h こえるもの	0.08 mm
電動歯車ポンプ及びねじポンプ	横形		0.03 mm
	立形	80 m³／h 以下	0.05 mm
		80 m³／h をこえるもの	0.07 mm

(2) ポンプの振動原因

船内に装備された場合，他の影響によりポンプの振動の原因となるものとして下記のものが考えられる。

a) キャビテーション

b) プロペラ翼数による船体振動とポンプ回転数の共振

c) ポンプ据付及びアライメント不良

d) ポンプ高さ及びポンプ台高さ，据付方向

これらはポンプの型式にも左右され，特に立形ポンプの振動が問題となることがある。

(a) 水力的原因による振動

(i) 羽根車出口における圧力変動

ポンプ羽根車の羽根数は有限であるため羽根車出口における圧力は完全に一様でなく，羽根の表と裏によって違っている。流体が渦巻室の水切り部，あるいはガイドベン入口を通過するたびに圧力変動が伝搬し，ポンプケーシングあるいは導管の振動となってあらわれることがある。その振動数は

$f = ZN/60$ Hz

ここに

Z = 羽根車の羽根枚数

N = ポンプの毎分回転数

ポンプの吐出量の変化によっても発生する騒音は図 7.3.11－1 に示す如く変化する。一般的には最高効率点付近で騒音レベルが最小となり，これから離れるにしたがって増大する傾向を示している。

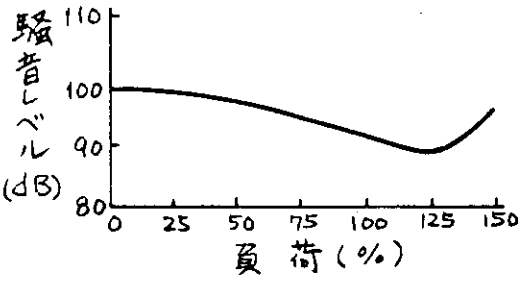


図7.3.11－1　負荷による音圧レベルの変化

羽根数による騒音の大部分は，羽根とボリュート巻き始め（水切り部）との干渉によって著しい影響を受ける。図 7.3.11－2 は水切り部を加工することによる音圧レベルの変化を示したもので横軸は羽根車外径と水切り部の間隙量を示している。

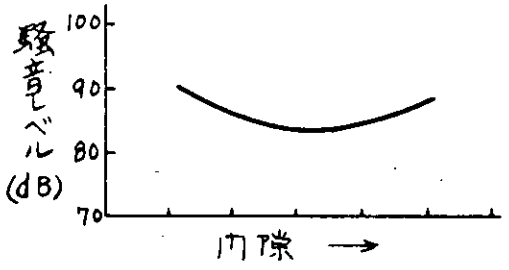


図7.3.11－2　羽根先端とボリュート巻き始めの間隙の影響

(ii) 羽根車入口の流速不均一

羽根車入口において周方向に流速分布が一様でないと羽根の作用に時間的な変動が生じ，これが水圧脈動の原因となる。この状態が著しくなると渦が生じ，ついには部分的キャビテーションが発生し大きな振動と騒音がともなうことになる。吸込配管中に偏流が起るような曲管やバルブの設置は特に注意が必要である。

(iii) キャビテーション

キャビテーションは，その発生消滅を極めて単時間に繰返し（1／500～1／1000 秒）発生した気泡が消滅に近ずくと約 1000 気圧という衝撃的高圧力が発生する。そのため騒音振動が激しく，全く聞くに耐えられない。キャビテーション流れには 2 つの騒音発生機構があり，その 1 はキャビテーションをともなった渦が物体の後に周期的に放出される際に生じる騒音で周波数 f は $60 < f < 2000$ Hz に相当するものである。その 2 は気泡がつぶれる際に生じるもので，超音波の領域までに渡る広い周波数スペクトルを有する騒音でその周波数は 6000～20000 Hz 位ある。

(b) 機械的原因による振動

(i) 回転体の不釣合

振動の最も多い原因となるのは回転部の不釣合によるものである。不釣合による起振力の振動数は回転数と一致するので比較的発見しやすい。ポンプがカップリング接続している両軸間の軸心が狂っている場合，回転部には 1 回転に一度づつ外力が働き起振力となる。

(ii) 軸の危険速度

軸回転数が，その固有振動数と一致すれば共振状態となり，軸は大きく振動を起すことになる。これを軸の危険速度と云い，数次にわたる危険速度がある。ポンプの場合は一般の回転機械と異なり，ポンプ軸，羽根車が液中にあるため液の制振作用，回転体の質量増加効果により危険速度を低下させる現象を起す。しかしライナーリング，中間ブッシュ，軸封部などにより危険速度に影響が起るので注意が必要である。

(iii) 軸の固体摩擦

振動部に固体接触すると，接触点での摩擦力が回転を停めようとする方向に働き，軸が中心の回りに回転方向とは逆の方向に自励的に振り回される。これは軸の危険速度とふれ回りの回転速度が異なると軸材のヒ

ステリシスのために軸は横方向にふり回されることになる。この振動は軸の危険速度以上の速度で起り，その角速度は危険速度に等しいので，よくその現象と情況を判断することにより対策をなしうる。

(iv) オイルウィップ現象

油で潤滑されている平軸受の場合，軸に密着した油の層は軸と一体になって回転し，軸受側は固定しているので，平均すると回転数の½で回っていると考えられる。この油膜の速度が危険速度以上になり油圧が軸受中心に対して軸の回転方向に向いている場合には，その圧力の水平分力が軸に対して励振的に働き振動を起すことになる。この現象は軸回転数が危険速度の2倍以上で起るのが特長で，オイルウィップの旋回は軸回転方向と一致しており，角速度は危険速度にほぼ等しくなる。振幅は回転数，油の粘度，温度，軸受寸法，給油方法などによって大きく影響される。

(v) ボールベアリング及びローラベアリング

ボール又はローラベアリングの取付には夫々必要な寸法が規定されているが，高温，低温などで使用される場合には，熱膨張の影響が起り，また給油方法などにも関係があるので注意が必要である。

(3) ポンプの振動対策

上記の水力的原因による振動，機械的原因による夫々の起振力は構造の最終端に表われてくる。回転部に生じる起振力は主として，軸受部に表われ，ポンプ内部の水力的起振力はポンプ胴体や基礎などに表われる。

その他，ポンプ構造が十分頑丈でも，基礎が弱ければ，ポンプ全体が基礎と一体となって振動を起すので，基礎の設計もおろそかにするわけには行かない。基礎の振動は，上下振動と水平振動と全体の重心回りの回転振動とが合成された形で表われる。

ポンプの騒音があるのは，ほとんどの場合そこに振動源があるからである。発生した振動に対しては，それを消すことよりも基本的に発生しないようにすることが大切である。

参　考　文　献

ポンプの振動及び騒音の原因と対策　配管技術　75.4　日機装（株）　播磨屋氏

7.3.12 電　動　機

(1) 電動機の騒音と振動

電動機の品質を判断する重要なポイントとして，騒音と振動があげられる。最近は，需要者の要求水準が高くなり，電動機の騒音と振動を特に重要視するようになってきた。

電動機の騒音レベルの日本電機工業会標準規格JEM-1313三相誘導電動機（一般用）の騒音レベルにおいて出力，極数（回転数）毎に騒音レベル基準値が規定されている。これは，無負荷時の騒音について規定されたものである。

電動機の騒音の原因は，

(i) 電気的なもの …… いわゆる磁気音

(ii) 機械的なもの …… 軸受音，通風音など

の2種類に分類される。

各メーカにおいて，騒音については早くから研究を重ね，その対策を立てている。すなわち，磁気音については，最適スロット数の組合わせ，回転子への全閉スロットの採用および十分な強度をもつフレームなどによりこれを押え，一方，軸受音は予圧ばねの採用，最適のグリースの選定などにより，さらに，通風音は冷却効果のよい低騒音の通風方式により低騒音電動機を実現することができる。

電動機の振動については，騒音の場合と同じくJEM-1020にその測定法と振動階級が決められている。

電動機の振動の原因の多くは，回転体の不釣合いによるが，これは回転体の動バランスを精密にとることにより小さくすることができる。

JEM-1020三相誘導電動機試験法の4.特殊試験の項に振動階級に対する全振幅及び騒音測定法が規定されているが，騒音レベルの数値は特に規定されていない。

JEM-.1020　表 3 振動階級

階　級	V5	V10	V15	V20	V30
全振幅（mm）	0.05以下	0.010以下	0.015以下	0.020以下	0.030以下

しかし，JEM-1313 三相誘導電動機（一般用）の騒音レベルにおいて騒音レベル値が規定されている。この標準規格は，電動機の使用者ならびに製造業者に使用上，設計上の目安として利便を与えるため，IEC及びNEMA規格，その他の規格に規定の騒音レベルを参考として制定したもので，IECの値より低くすることを目標にして検討され，小容量のものはIECの値より，3～7ホン低く，また大容量のものでは，IECの値とほぼ同じ数値でまとめられている。

JEM-1313 三相誘導電動機（一般用）の騒音レベル 2. 騒音レベルの基準値

騒音レベルの基準値はJEM-1020(三相誘導電動機試験法）の4.2.1に規定する測定条件のもとで，4.2.2の測定方法によって測定した場合，高圧三相誘導電動機は表1，低圧三相かご形誘導電動機は，表2のとおりとする。

3. 裕度

騒音レベルの基準値に対する裕度は，＋3ホンとする。

JEM-1313　表2

低圧三相かご形誘導電動機（一般用）の騒音レベル基準値

単位　ホン（A特性）

定格出力 kW	開放形 2極	開放形 4極	開放形 6極以上	全閉形 2極	全閉形 4極	全閉形 6極以上
0.2	—	—	—	70	65	—
0.4	—	—	—	70	65	65
0.75	65	60	60	75	65	65
1.5	70	60	60	75	70	65
2.2	70	65	65	80	70	65
3.7	75	65	65	80	77	65
5.5	80	70	70	85	77	70
7.5	80	70	70	85	81	70
11	80	75	75	90	81	75
15	85	75	75	90	85	75
18.5	85	80	78	93	85	80
22	90	80	78	93	85	82
30	90	83	81	95	86	84
37	90	83	81	95	86	84
45	92	86	83	97	88	86
55	92	86	83	97	88	86
75	94	88	85	98	92	89
90	94	88	85	98	92	89
110	94	88	85	98	92	89
132	95	90	87	98	94	91
160	95	90	87	98	94	91

(2) 電動機の騒音の発生原因

一般に誘導電動機の発生騒音は種々の異なった周波数からなり，これらは電動機の形式構造，内部の設計などにより，その発生する騒音も異なってくる。図 7.3.12－1 はその一例を示すもので全閉外扇形，かご形誘導電動機の周波数分析を行ったものである。この図から可聴周波数の全域にわたっていることがわかる。したがって，これらのピーク値を中心に減音対策を施す必要がある。

誘導電動機自体の発生騒音を大別すると下記のようになり，一般には，これらの 3 種類のうちいずれかで電動機の全体としての騒音の大きさが決まる。これらの種々な騒音に対する検討は古くから行われ，その改善対策等も進んでおり，現在では問題にならないものもある。

図 7.3.12－2 は標準的な電動機の出力，回転数別の総合騒音レベルを示す。

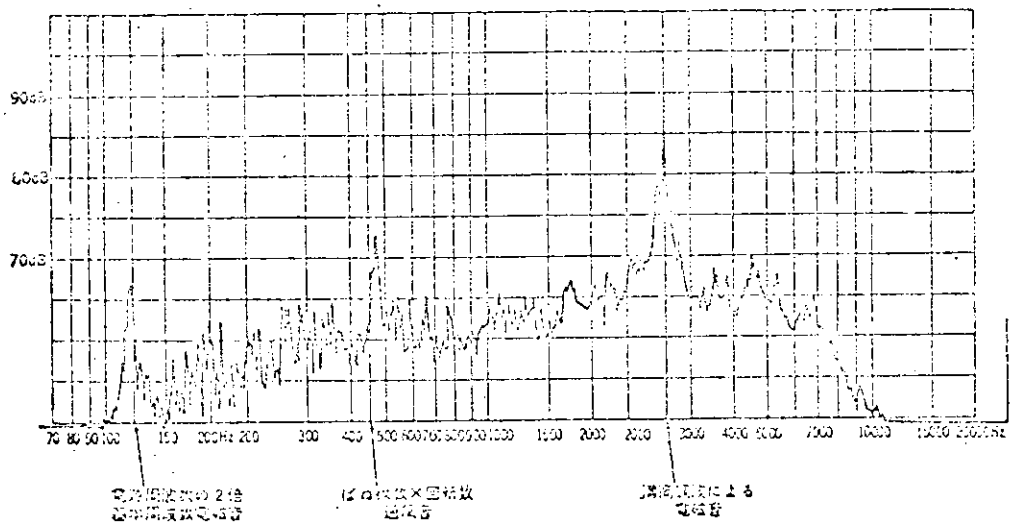


図 7.3.12－1　誘導電動機騒音の周波数特性の一例

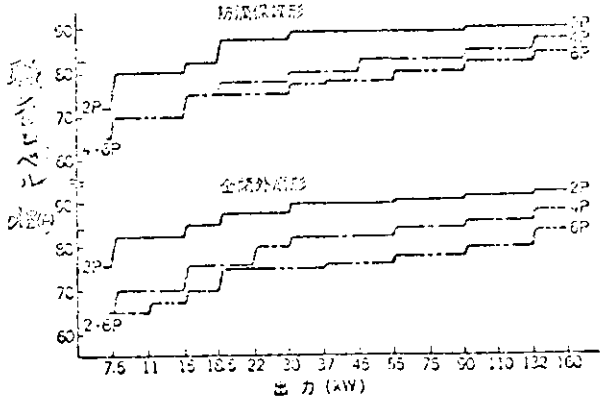


図 7.3.12－2　かご形標準電動機の騒音レベル (60 Hz)

- 電動機騒音
  - 空気力学的騒音
    - ファン音
    - ダクト音
    - その他
  - 電磁気的騒音
    - 基本波磁束による振動音
    - 高調波磁束による振動音
    - すべり音，うなり音
    - その他
  - 機械的騒音
    - 軸受音
    - アンバランスによる振動音
    - ブラシ音
    - その他

(a) 空気力学的騒音

空気力学的騒音は，冷却ファンに代表される通風音や回転部の各種突起部分のファン作用によるものおよび回転子鉄心と固定子鉄心に通風ダクトをもつものでは，通風ダクトの出入口において空気の疎密波が生じるサイレン作用によるものがあげられる。図7.3.12-3に示すように全閉外扇形電動機の同一機種において，外扇ファンの有無の比較を行ったものであり，外扇ファンの騒音の影響は，かなり広い周波数帯域にわたっていることがわかる。特に全閉外扇電動機では，この冷却ファンの騒音を減少させることが一つの課題となるが，電動機冷却との兼合いから決定する必要がある。

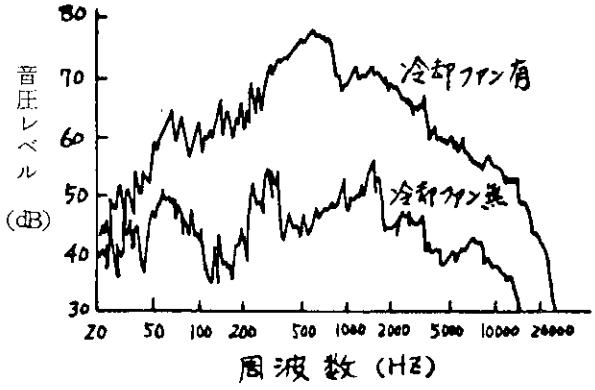


図7.3.12-3 全閉外扇形電動機の騒音周波数分析例
(30 kw 3,600rpmファン羽根枚数11)

(i) ファン音

外扇形電動機の騒音の大きさと外扇ファン形状との関係については各種外扇ファンを製作し，図7.3.12-4のような実験結果が得られている。これより回転数が一定なら外扇ファンの音の大きさはファン外径に大きく関係し，さらに羽根を後方に傾斜させることによっても変化することがわかる。

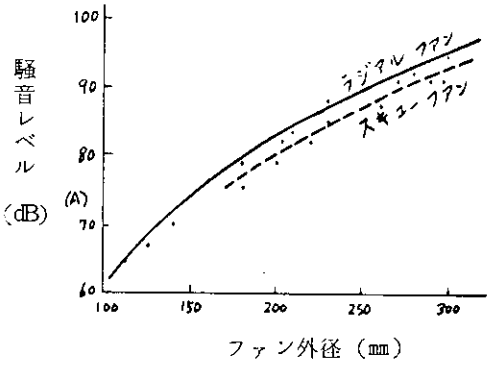


図7.3.12-4 冷却ファン外径と騒音レベル

(ii) ダクト音

一般には回転子のダクト音の方が問題となることが多く，このようなサイレン音は，コイルエンド部において回転子バーとの間隙にも発生する。

(b) 電磁気的騒音

電磁気的騒音は固定子・回転子間に働く周期的な加振力が固定子鉄心，外枠及びその他の構造部分に影響を与え振動音を発生させるもので，一般にこの音は高周波成分を持っているため，聴覚に不快感を与えることが多い。また，これらは固定子，回転子の溝数組合せ，巻線ピッチ，磁束密度，回転子スキュー，構造部分の剛性等に関係する。この電磁気的騒音は電動機を運転中に電源から切り離すと直ちに消滅するので，他の音と容易に区別できる。

(i) 基本波磁束による振動音

この振動音は主として，空げき長や磁気回路の不平衡，一次電圧の不平衡，固定子巻線の不平衡などに起因する。

空げきの偏心量と騒音の関係は実験の結果図7.3.12-5に示される。この基本波磁束による振動音は一般的には固定子が楕円変形となるような力を受ける2極機において現われることが多い。

(ii) 高調波磁束による振動音

高調波の影響として，みぞ高調波，相帯高調波，電源電圧高調波等があげられるが，電動機自体で大きな問題となるのは，みぞ高調波磁束の相互干渉によって発生する異常振動である。これらの音は1,000～2,000 Hzの周波数帯域に現われることが多く，可聴領域でもっとも耳ざわりな音である。

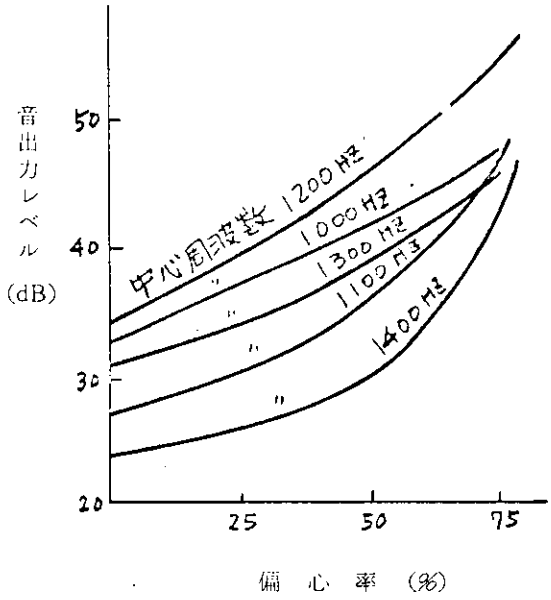


図7.3.12-5 偏心量と狭域サウンドパワーレベル

(c) 機械的騒音

機械音は回転数に関係し，低周波領域で発生するアンバランスによる振動音から，ころがり軸受音に代表される軸受音，及びブラシ音等，電動機の出力，回転数，構造によってその発生する機械音も異なる。ころがり軸受の騒音は軸受自体の音と組み込まれる構造部分の振動系に関係する音に大別され，下記のように分類される。

- ころがり軸受騒音
  - 軸受自体の騒音
    - レース音
    - ころ落ち音
    - 保持器音
    - きしり音
    - ひびり音
    - きず音
    - ごみ音
  - 軸受を組込んだ場合に生ずる騒音
    - うなり音

(i) きしり音

円筒コロ軸受を使用した電動機においてコロが非負荷域か，あるいは負荷域にはいる際に発生する比較的高い周波数の金属性接触音で，異常音の一つである。

図7.3.12-6は全閉自冷形電動機について同一型番の玉軸受とコロ軸受の比較を行った周波数分析データであり，かなり広い高周波領域にわたって差が生じていることがわかる。このきしり音は軸受組立後の残留スキマに関係し，スキマを小さくすると，きしり音は減少するが，過少にすると発熱や焼付の原因となるので，軸・軸箱の寸法精度

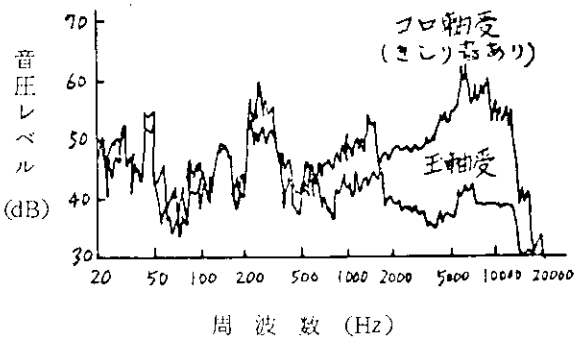


図7.3.12-6 全閉自冷形電動機のコロ軸受と玉軸受の騒音比較

を考慮し，選択はめあい等の方法がとられている。

(ii) き ず 音

きず音は軸受自体の軌道面，転導面，転動体案内面のきず等により発生するが，この原因には(i)電動機の運転中に外部の振動によって発生するもの，(ii)電動機の輸送中に外部の振動によって発生するもの，(iii)電動機に軸受を組込む際あるいは，プーリやカップリング，及びホイール等を取り付けるときに発生するもの，(iv)電食によるものなどがあげられる。これらのきず音は比較的低い周波数領域に発生する。

(iii) うなり音

うなり音は一般に玉軸受の軸方向ばねと回転子やブラケット等に関係するスラスト振動の影響により発生する異常音である。これは(i)軸方向予圧を加えると減少する。(ii)グリースの油膜強度や，その保持性能が劣ると発生しやすい等の傾向を有する。これらの振動音は約100～500 Hz程度の周波数帯域で発生する。一般に玉軸受を使用する電動機には，予圧を加える構造（プレロードスプリングの採用等）がとられている。この予圧と電動機騒音の関係について実験例を図 7.3.12 - 7 に示す。この結果からも玉軸受に適正な予圧を与えることは電動機の騒音を減らす一つの手段となる。

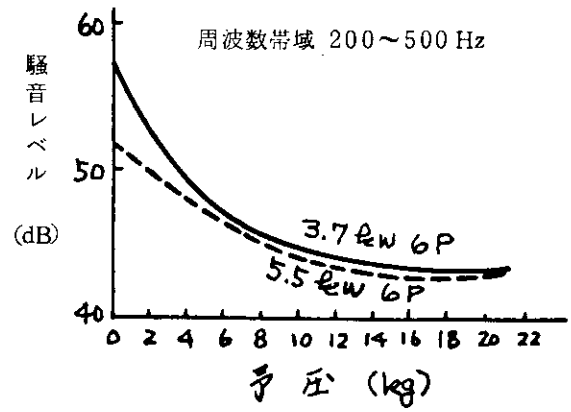


図7.3.12-7 電動機の騒音と予圧の関係
（開放形 軸受形番6306）

(3) 電動機の騒音対策

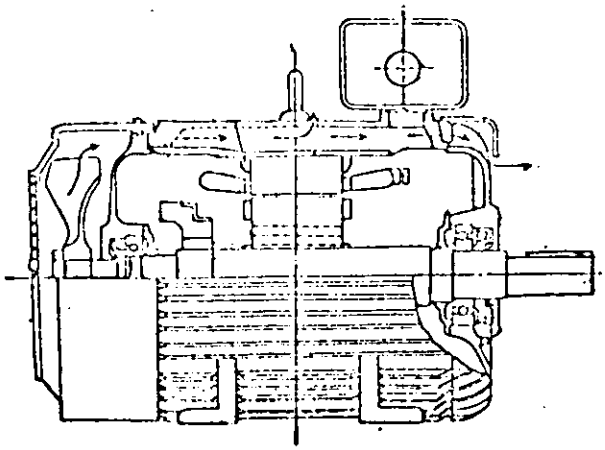
電動機の騒音対策としては，(i)音源対策，(ii)消音器の設置の２項目であるが，音源の騒音をできる限り低くする音源対策のみでは非常にコストが高くなるとか，困難なときは(ii)項の消音器を用いる。

(a) 音源対策

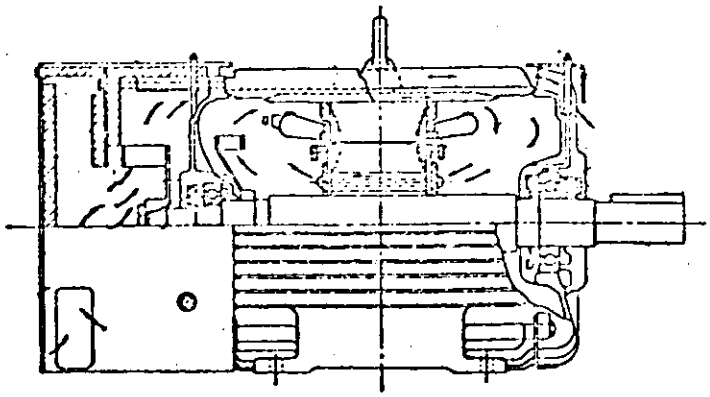
具体的な音源対策例を表 7.3.12-1 に示す。通風音には，電動機の小形化に貢献しているものであり，いたずらに音源自体を小さくすると冷却風量が減少するため，電動機の熱容量を大きくする必要があり，寸法・重量・価格が急激に増すことになる。したがって，このような場合には消音器をつけて騒音を防止する。

表 7.3.12-1 電動機騒音の音源対策例

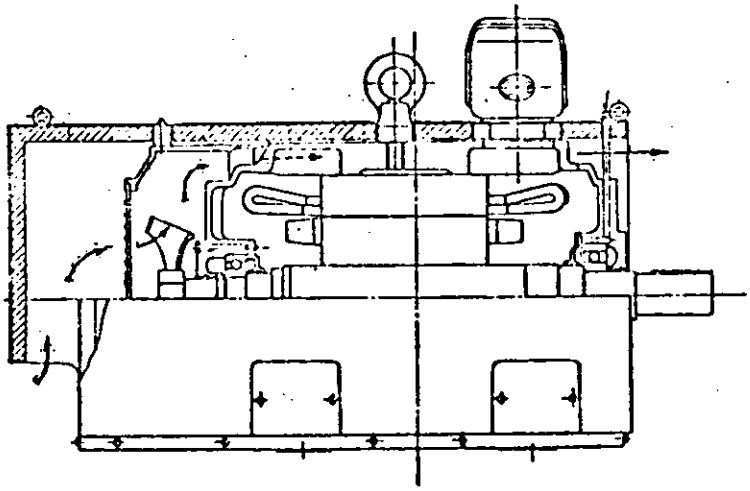
音の種類	対策例
電磁音	スロット組合せの改善 ロータのスキュー 磁気クサビの使用 低磁束設計 固定子鉄心の共振をさける 巻線分布の改善 偏心をなくす
通風音	ダクト互い違い バーエクステンション部のシール ファン外径を下げる （温度上昇に注意して） ファン羽根角度の変更（直立羽根より後ろ向き羽根とする） 吸込口グリッドの形状変更
機械音	軸受スキマを小さくする



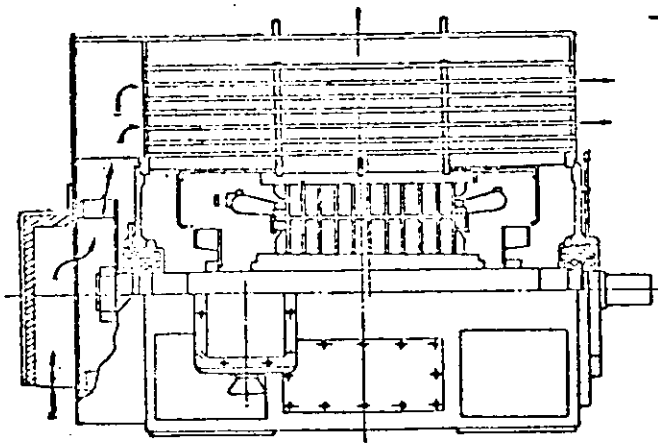
全閉外扇形



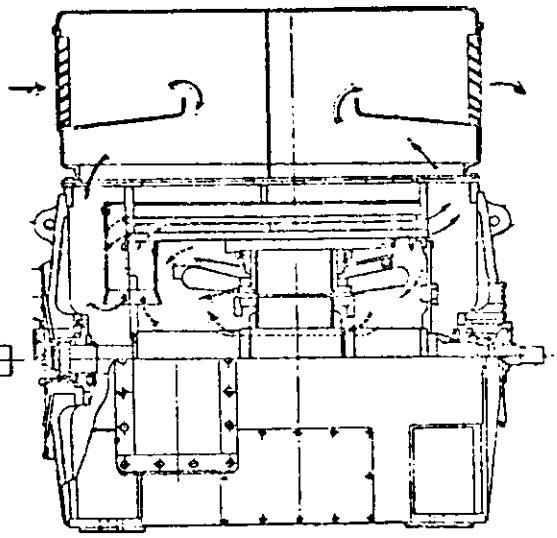
全閉外扇形　　吸気サイレンサ付



全閉外扇形　　パッケージサイレンサ付



全閉外扇形　　吸気カバー付



全閉外扇形　トップマウント　サイレンサ付

図7.3.12-8　電動機の低騒音化構造（M社）

(b) 電動機用消音器

電動機の外被の形式によって，騒音レベルが左右されるが，騒音をそれぞれの容量，回転数に応じ，75，80，85ホンとする場合の構造比較を図7.3.12－8に示す。

これらの消音器に要求される性能は，次の通りである。

(i) 流体抵抗が小さいこと。

(ii) スペースをとらないこと。

(iii) 低周波域の減音能力が大きいこと。

(iv) 消音器内部で気流による渦流音（気流音）などの発生が少ないこと。

(v) 単純な消音機構を用いること。

(vi) 吸音材等の耐久性がよいこと。

次に電動機用消音器の設計の要点を示す。

(i) 電動機騒音の周波数分布

ほとんどがファンの羽根数によって決まる。ファン音の基本音波をピークとする広帯域音である。

(ii) 消音器の所要減音度の決定

要求される減音度とその周波数特性を得る。

(iii) 消音器形式の決定

消音する周波数の特性によく合った消音器を用いる。（ある周波数のみを必要以上に減音しても，オーバオールの騒音値は，さほど小さくならず効率の悪い消音器となる。）また，流体抵抗が小さな消音器を用いないと風量が減り，電動機の温度が上昇して規格値にはいらなくなることがあり，その場合は電動機のサイズを大きくしたり，風量を増すためにファンなどを大きくせざるをえなくなり，騒音源自身が大きくなって消音器の効果が小さくなる。

(iv) 消音器の所要風路断面積の決定

消音器の流体抵抗を小さくするには風路断面積を大きくするとよいが，一般的に消音効果は小さくなる。逆に，風路断面積をあまり小さくすると流体抵抗が増えるばかりでなく，風路中で発生する気流音が大きくなり，かえって騒音が大きくなることが考えられる。

風路断面積を決定するには，消音器内部を流れる流体速度とこの流れによる気流音レベルとの関係を知り消音器で減音される電動機音よりも気流音レベルが小さくなるような断面積とする。すなわち，風路断面積によって決まる流体抵抗，気流音および減音度を繰り返し計算して最適形状が決定される。

内張りダクト方式の場合，所要風路断面積が大きくなるときは図7.3.12－9に示したセル型やスプリッタ型方式としたり，同じ断面積でも正方形とか長方形なども考慮する。例えば，図7.3.12－10(a)のような四辺内張りダクト（正方形）と(b)のような二辺内張りダクト（長方形）の場合，吸音材の厚さ一定（$t_1 = t_2$），風路断面積一定（$\ell_1^2 = \ell_2 \times \ell_3$）とすると$\ell_1/2 > \ell_2$であれば(b)の方が減音度が大きい。また，スペース的に許されるならℓ_3を大きくしℓ_2を小さくすれば減音度を増加させることができる。

(v) 消音器の所要減音度の補正

上記(iv)項で説明した気流音の影響により減音度を補正する。

(vi) 消音器の寸法，吸音材の種類，厚さの決定

消音特性に合った吸音材とし，吸音材の耐久性およびダクト内を流れる流体速度に対する吸音材の表面処理も考慮して選定する。

補足として消音器の減音度を大きくすると消音器壁面からの透過音や，中容量以上の鋼板フレームの電動機では，消音器を電動機の上部に付けるため電動機壁面からの透過音が問題となる。これらの対策としてダ

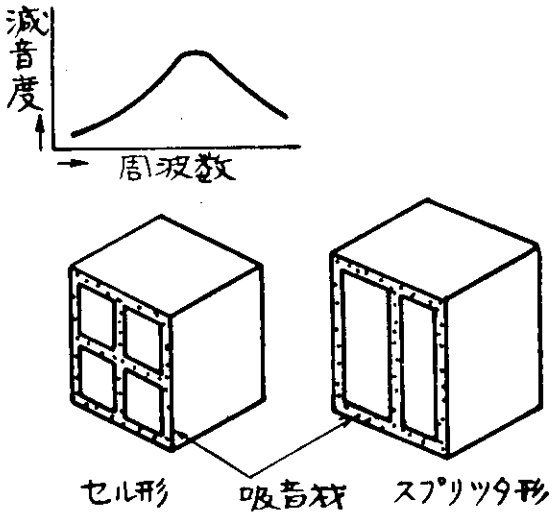


図7.3.12-9　消音器の消音特性

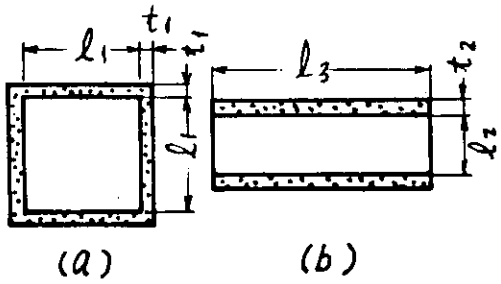


図7.3.12-10　内張りダクトの形状

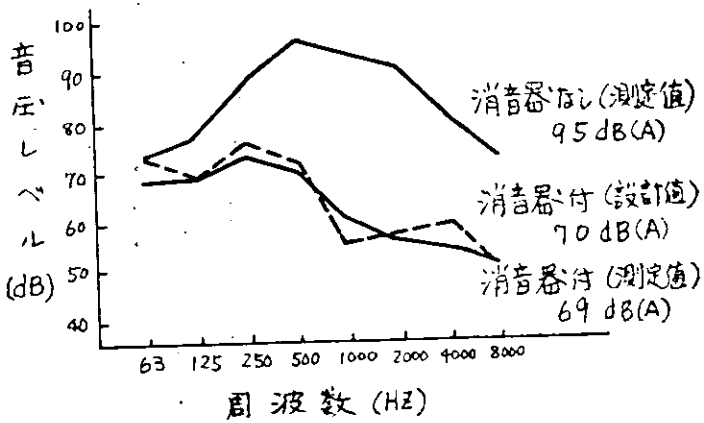


図7.3.12-11　消音器の消音効果（75kw 2P 3,600rpm）

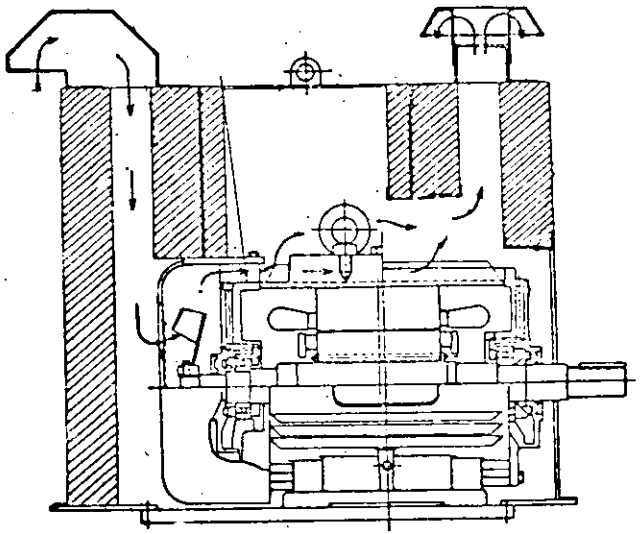


図7.3.12-12　コンテナ形サイレンサ付電動機
（M社）

クト壁面の板厚を増したり（コインシデンス効果に注意して）電動機側面に遮音カバー（共振に注意して）を付けたりする。

このようにして設計した消音器の一例として，実測データの比較と設計値の比較および消音効果を図7.3.12-11に，構造図を図7.3.12-12に示す。

出力・極数・騒音ランクにより減音すべき値が異なるので種々の対策がとられているが，これを大別すると

(i) 低騒音形外扇ファンを使用（2～5 dBの減音）

(ii) フレームカバー，吸気カバー付（5～10 dBの減音）

(iii) パッケージサイレンサ付（10～15 dBの減音）

(iv) コンテナサィレンサ付（15～20 dBの減音）

(v) トップマウントサイレンサ付（15～20 dBの減音）

などがあり電磁気的低騒音化設計に併せて，これらを単独又は組合せて使用されている。

多数の音が同時に存在する場合の総合音の大きさは，最大レベルの音源によってほぼ決定されるので，周囲騒音／相手機械との協調なく電動機の騒音だけを低くしても全体の騒音レベルは低くならない場合もある。

したがって，低騒音電動機を使用するに際しては，その低騒音化の必要限界を総合的な見地から慎重に検討し，設置環境，負荷機械の騒音，電動機の騒音など全体のバランスを考えて，電動機の騒音レベルを決定しないと無意味であり，無駄な設備投資を招くに過ぎない。

参　考　文　献

(1) 低騒音誘導電動機　明電舎時報　73.5　平山氏

(2) 低騒音誘導電動機「サイレントライン」シリーズ　三菱電機技報　74.5　神田氏 他

(3) 三菱低騒音電動機　カタログ　三菱電機

7.3.13 発　電　機

船内発電機の発電側の騒音は，それの駆動機関の騒音にカバーされて今迄問題視されたことはないが，最近駆動機関側に種々の騒音対策が施工されるようになり，このような場合，機関の周辺の騒音よりも発電機の冷却ファンによる空気排気孔付近の騒音ば高くなり対策を必要とする場合がある。

(1) 発電機の騒音

日本電機工業会標準規格JEM-1274船用交流発電機において騒音レベルは特性の項に下記のように規定されている。

6.1.2 騒音

製造工場において発電機の騒音を8.1.21の騒音検査により測定した場合，その騒音は原則として100ホン（A特性）以下とする。

しかし,実際に製造されている発電機の騒音レベルは，これより遥かに低いが，勿論容量及び回転数に比例して図7.3.13-1の例に示すように高くなるので，大容量，高回転の場合には何等かの騒音対策が必要とされる。通常このような場合には発電機の排出熱が問題となるので，冷却水による全閉内冷形が採用されるので自ずと騒音レベルも低くなっている。

図7.3.13-2にこれらの発電機の型式を示す。図7.3.13-3は騒音特性の一例を示す。

(2) 発電機の騒音対策

発電機の騒音の発生原因は，前述の電動機の場合と同様であるので，騒音対策としても，空気力学的騒音，電磁気的騒音及び機械的騒音に対してそれぞれ同様な考慮が払われ，具体的な方策としてはそれぞれの段階に応じ

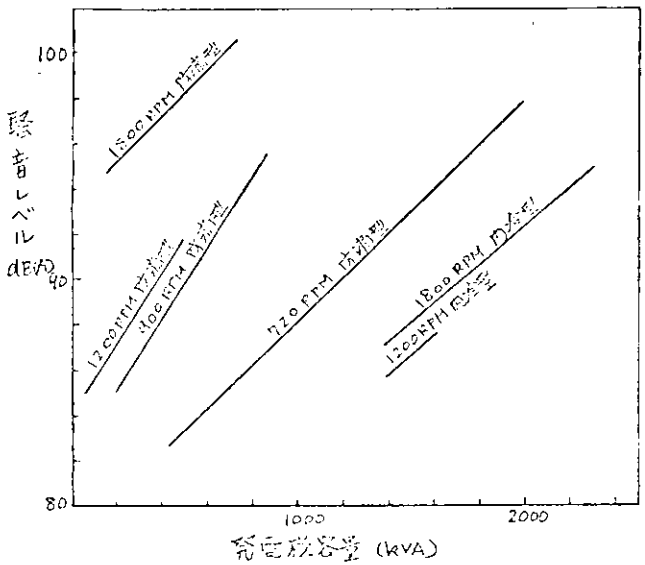


図7.3.13－1　発電機の容量型式による騒音レベル（T社）

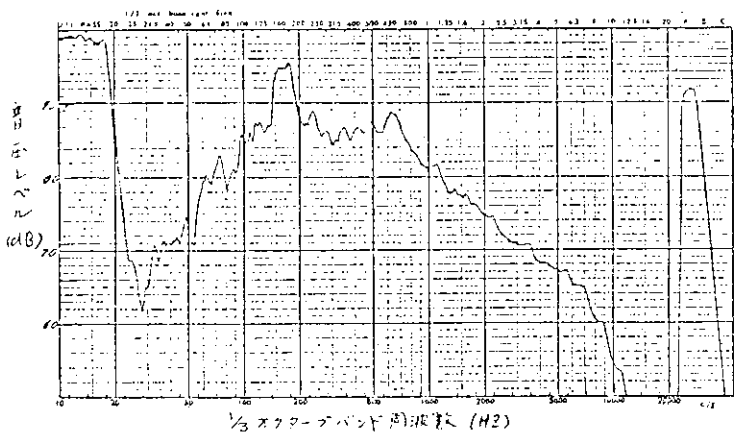
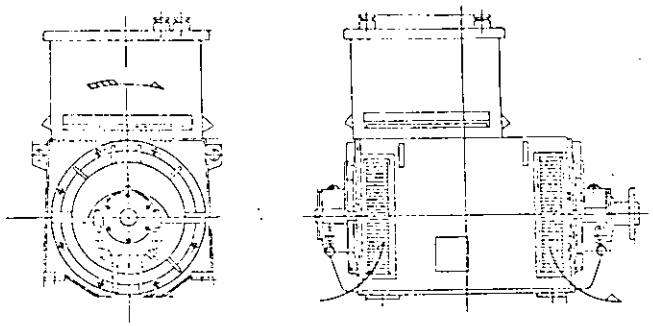
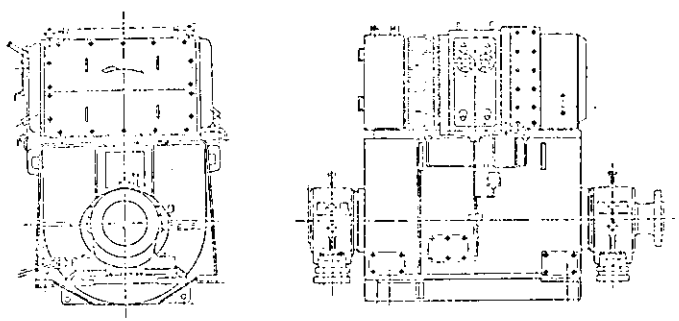


図7.3.13－3　発電機の騒音特性
（T社 防滴形525KVA 900RPM）



（防　滴　型）



（全閉内冷型）

図7.3.13－2　発電機の型式（T社）

て，

(i) ファン形状を含めファンケーシングの改良により低騒音化を画る。

(ii) 消音ダクトを設ける。

(iii) 全閉内冷形とする。

などが行われている。通常4極（1800回転毎分）で800 kVA，6極（1200回転毎分）以上の防滴形のものは発電機の上部に搭載形の消音器を装備するとか，1000 kVA以上の場合は全閉内冷形を採用するなどが行なわれている。

参　考　文　献

(1) 交流発電機の騒音　大洋電機設計資料　52.8

(2) 船用発電機及び電動機の騒音　西芝電機設計資料　52.9

(3) ブラシレス交流発電機　カタログ　大洋電機

7.3.14 甲板機械

(1) 電動油圧式デッキクレーン

(a) 騒音の現状

電動油圧式デッキクレーンの騒音は，主に油圧ポンプによるものである。運転室内における騒音は，HOISTING と LUFFING 併行時または HOISTING 併行時が最も大きく，約 100 dB(A)である。運転室などにインシュレーションを施工すると約 10 dB の減音が期待出来る。なお，低騒音形ポンプを採用すれば約 20 dB の減音が期待できる。

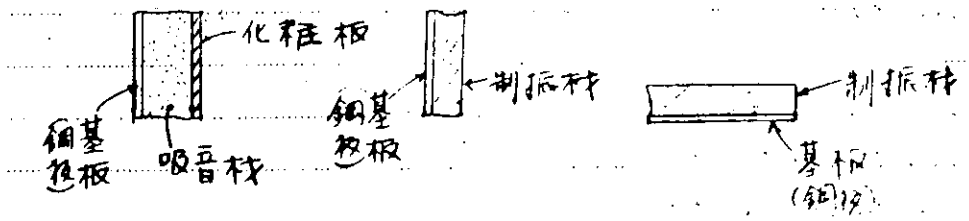
(b) 騒音対策

各メーカともに，様々な騒音対策が研究されているが，その対策が価格に影響するため，苦慮している。対策の一例を以下に示す。

(i) 運転室と機械室の隔壁を防音構造にする。

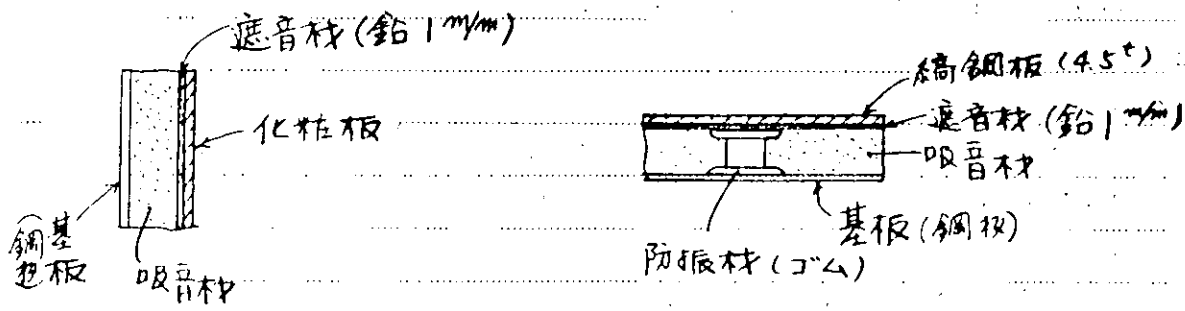
（例－1）

〔天井，側面〕　〔背面〕　〔床〕



（例－2）

〔天井，側面，背面〕　〔床〕



（例－3）

室内に制振材を施工する。

(ii) 隔壁貫通部を特殊ゴムで閉鎖する。

(iii) 通風用ダクト内面に防音材をはる。

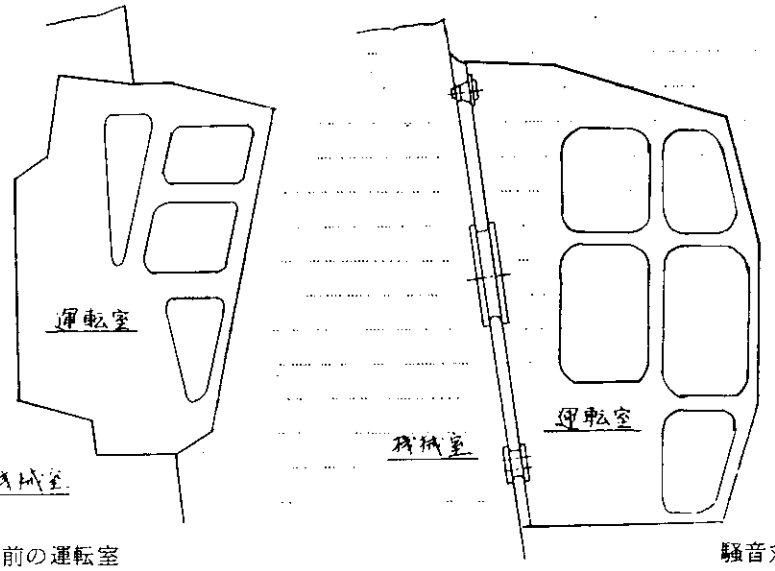
(iv) 運転室を機械室より弾性材にて切り離す。

(v) 油圧ポンプを運転室より，より離れたところに設置する。

(vi) 油圧ポンプをたて型にして，ポンプをオイルタンク内に入れる。

(vii) 油圧ポンプに内接歯車型ポンプを採用する。

(viii) 旋回用オイルモータとして低トルク高回転型モータから中トルク回転型にかえると同時に，減速比を低下する。



騒音対策前の運転室　　騒音対策例

(ix) ウィンチの減速歯車を開放式から密閉オイルバス式にする。

(x) メインポンプ用電動機を低騒音型にかえる。

(xi) オイルクーラ用電動機の回転数を下げる。

(xii) オイルクーラの型式を低騒音型にする。

(xiii)配管系にマニホールドを設け，一部ゴムホースを採用する。

(vx) コンペンセンタ付コントロール弁を採用する。

(vx) 旋回用カウンタ弁のスプールの形状を改良する。

(2) 電動油圧式ウィンチ

(*a*) 騒音の現状

騒音が問題となるのは，油圧ポンプで，特に高圧形の騒音レベルは，約 100 dB(A)である。しかし，最近，減音対策がなされ，騒音は，コントロールスタンド前で85 dB(A)以内におさまっている。

(3) 騒音対策

各メーカとも，騒音対策にはいろいろと苦慮しているが，その一例を以下に示す。

(i) ポンプ出口側に消音器を取付ける。

(ii) ポンプの入口側の開口を出口側より大きくする。

(iii) ポンプケーシングの肉厚を厚くする。

(iv) ポンプにベーンポンプを採用する。

(v) 油圧管貫通ピース及びパイプバンド部に防振ゴムを入れる。

(vi) ポンプユニットの油圧管の接続部にゴムホースを使用する。

(vii) ベッド下面に防振ゴムを入れる。

(viii) 油圧モータ出口付近の油圧管にアキュームレータを付ける。

(ix) 低圧ラインにブースト圧をかける。

(x) ポンプユニットのEXP. ラインにEXP. バルブを設ける。

(xi) ポンプルーム内全面に吸音材を使用する。

7.3.15 配管艤装

(1) 配管系の振動

配管系の振動は，つぎのような原因があげられる。

i) 主機，発電機，空気圧縮機，ポンプその他の回転機械から伝達される機械振動

ii) 安全弁や減圧弁の急速開放による衝撃と振動

iii) 弁の閉鎖の際に生ずる水撃作用

iv) 圧縮ガスまたは二相流体のサージング

v) プロペラ等による船体振動

これらのうち，機械振動や船体振動は，その周期が設計段階で明らかになるが，流体の関与する振動は，発生箇所はおろか発生の有無さえ理論的に予知することが困難な場合が多いので，試運転時に発生箇所を発見し，その後，対策を講ずるのが実状である。

(2) 配管系の防振

配管設計者は，配管系のあるところには多少なりとも振動のともなうことを，常に念頭に置くべきである。そしてその対策としては発生する振動の抑制よりも振動源の除去をまず考えるのが順序である。たとえば，ピストンの往復動による脈動の害を避けるには管路に緩衝タンクやオリフィスを設けるとよい。水撃作用を防ぐには，管内の流速を減少し，あるいは異常な圧力上昇を生じないような安全装置を設ければよい。キャビテーションを防ぐには，回転数を低下させるか羽根車の低圧部に微量の空気を注入すると有効である。

(3) 配管の固有振動数

今日では，配管の固有振動数を求めるのに，マトリックス法を用いてコンピュータで計算する方法が開発されているが，ここでは，あくまで近似的な方法であるが，仮定の正しい場合は，実用上においてかなりよい結果が得られる手計算法にとどめたい。

一般に配管は，両端支持または固定の梁に等分布荷重がかかったものと考えればよい。

(a) 直管の末端条件と固有振動数

直管に対しての固有振動数は一般に次のようになる。

$$f_n = \alpha\sqrt{\frac{EI}{WL^3}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (7.3.15-1)$$

ただし　f_n ：固有振動数　Hz

E ：縦弾性係数　kg／mm²

I ：断面二次モーメント　mm⁴

W：配管の全重量　kg

L ：管の支持間長さ　mm

α ：末端条件と振動次数

によって定まる係数　（表 7.3.15－1 による）

注）　α の値の中に重力加速度 9,800 mm／S^2 も含まれている。

実際の振動障害として問題となるのは一次のみであって二次以上の高次との共振は問題ない。

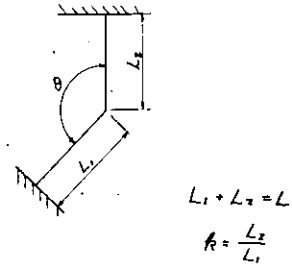
(b) 一平面曲管の固有振動数

直管の場合に比べねじり，曲げ等の影響が加わり非常に複雑となるが，一般には図 7. 3. 15 − 1 により近似的な α を求めて前項の直管と同様に（7. 3. 15 − 1）式にて簡単に取り扱うことができる。

図 7. 3. 15 − 1 の曲線は，$L_1 = L$, $L_2 = 0$ のときは直管，$L_1 = L_2 = \frac{1}{2}L$ で $\theta = 0$ のときは片持梁を 2 本並べた場合と考えて $L \neq L_2 > 0$ のときは両者の中間値になるであろうという仮定に基づいて作られている。

表 7. 3. 15 − 1　係数 α

末端条件	振動の形状	α
固定 − 自由	一次 二次	55.7 347.9
支持 − 支持	一次 二次	155.6 623.0
固定 − 支持	一次 二次	243.2 787.4
固定 − 固定	一次 二次	354.2 974.0
バンド − バンド（実験による）	一次	265.6



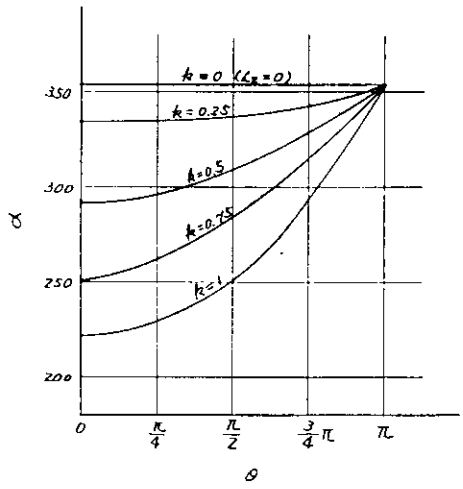


図 7. 3. 15 − 1

(c) 三平面内曲管の固有振動数

実際の配管にあっては，この形状は非常に多く見られるが一平面内の曲管のごとき簡便な近似解法も見当らず計算も複雑で実用上ほとんど不可能である。そこで実装置の設計に当っては図 7. 3. 15 − 2 のごとくサポート"A" を設け直管あるいは一平面内の曲管として計算できる形状に単純化することが，振動配管設計の重要なキーポイントとなる。

この計算はあくまで設計のできあがったものに対するチェックである。

(4) バンド間隔

バンド間隔の早見表を図 7. 3. 15 − 3 に示す。

これは，船体強制振動数として $f = 115$ RPM × 5 翼 = 9.6 Hz を採用し，この強制振動に対して共振しないようなバンド間隔を決定したものである。図において $\frac{1}{2} < f/f_n < \frac{3}{2}$ を共振範囲とみなし，パイプの固有振動数（f_n）が $f/f_n < \frac{1}{2}$ または $f/f_n > \frac{3}{2}$ となるようにバンド間隔Lを決定する。

計算にあたっての仮定

(i) パイプは両端支持の一様な真直の横ばいの梁とする。

(ii) 一次の横揺れ固有振動について計算する。

(iii) 鋼管はS. G. P. 及びSTPG 38(#40) に適用する。

(iv) 鋼管中の流体の影響は考えない。

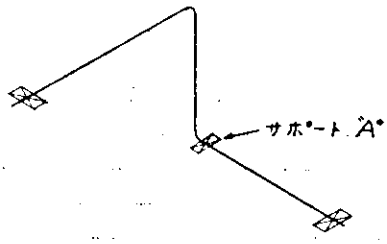


図 7.3.15－2

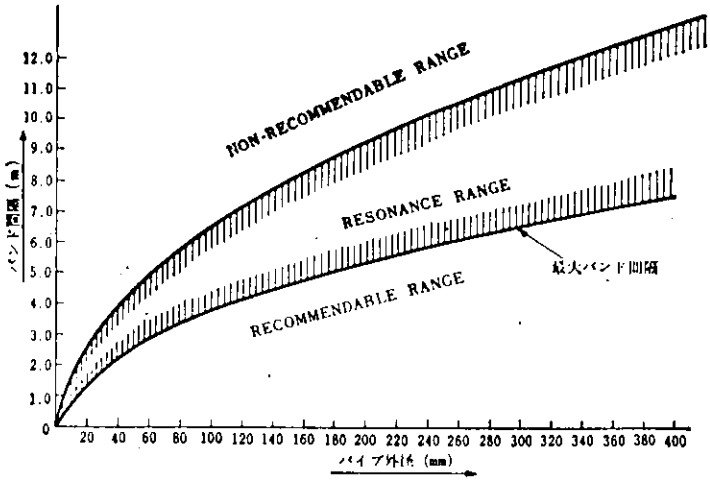


図 7.3.15－3

(5) 配管支持材

現在船舶における代表的な配管の防振対策としては，管を船殻に固定する方法がほとんどである。これから述べるハンガ，防振器は，主に陸上プラントに使用されている。船舶では，わずかにタービン船で，高温高圧の蒸気管の熱膨張対策に使用されている。

なお，排気ガス管系の配管支持材については，7・3・5を参照のこと。

(a) スプリングハンガ

スプリングハンガはバリアブルハンガともよばれ，性能とコストとのかねあいから最もよく使われるハンガで，管の重量を支持するだけでなく，支持方向の管の振動に対してはある程度防振の役割を果すこともできる。

又，下から押し上げるものにサポートがある。スプリングハンガとスプリングサポートを図 7.3.15－4 と15－5に示す。

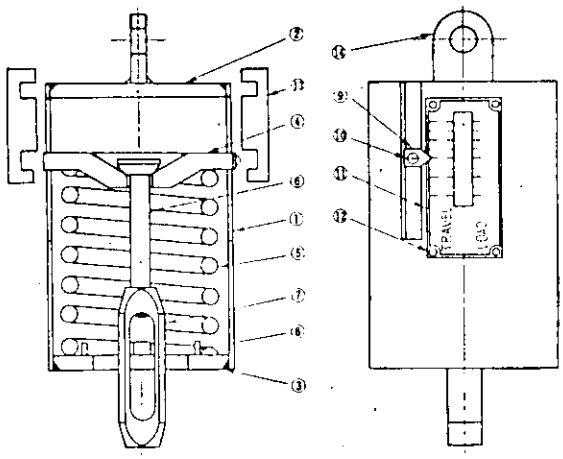


図 7.3.15－4　スプリングハンガ

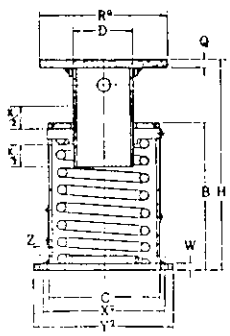


図 7.3.15－5　スプリングサポート

スプリングハンガの性能を定量的に表わすのに荷重変動率という言葉が用いられる。この荷重変動率が小さいほど性能的に優れている。

$$荷重変動率 = \frac{ばね定数 \times 25}{標準荷重} \times 100 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (7.3.15-2)$$

標準荷重とは，スケールプレートの目盛の最大値2 a mmとすると，インジケータが中央の a mmを指しているときの荷重をそのハンガの標準荷重という。たとえば荷重範囲が100 ～ 200 kgのハンガの標準荷重は150 kgである。

トラベルという言葉はつぎのようにいろいろの意味に用いられるので，注意して使用しなければならない。

i ）熱膨張による管の移動量をいう。

ii ）管の移動によるハンガのコイルばねのたわみ量をいう。

iii ）ハンガとして使用しうる変位量の最大値をいう。

iv ）使用時にインジケータが指している目盛の値をいう。

表7.3.15－2 ～ 15－4に各社の製品例を示す。

表7.3.15－2

型式	性能		特徴
	荷重変動率	ハンガトラベル	
VS1型	ハンガトラベル15mmあたり 25%	30 mm	ばね定数が大きく管の変位が少い個所に適する
VS2型 VSL2型	同 12.5%	60 85	
VS4型 VSL4型	同 6.25%	120 170	コンスタントハンガの代用として使用できる。

表7.3.15－3

荷重変動率	型式とトラベル	特徴	荷重変動率	型式とトラベル	特徴
5%	VD5A B C H -240 mm VD5A B C H -160	コンスタントハンガの代用ととして100mm以下の移動量のところに使用できる。	10%	VS10A B C H HS T -100	ハンガのトラベルとして100mm以上を必要としないところに使用すると経済的である。
			20%	VS20A B C H HS T -80	標準的ハンガー
10%	VD10A B C H T -160 VS10A B C H HS -160	50mm以下の移動量のところに使用できる。	40%	VS40A B C H HS T -40	移動量10mm以下のところに使用される。

表 7. 3.15－4

型　　式	性　　能		特　　徴
	荷重変動率	ハンガトラベル	
ＭＶＡ型	ハンガトラベル20mm あたり　約８％	120 mm	コンスタントハンガと組合せて使用すると効果的
ＭＶＢ型	同　　約16％	60	標準的ハンガ
ＭＶＣ型	同　　約32％	30	管の変位の少ない箇所または圧縮型サポートとして使用できる。

(*b*)　コンスタントハンガ

支持点の垂直変位が大きすぎてスプリングハンガを使用できない場合に用いられる。支持点の上下の移動にかかわらず常に一定の荷重で管を支持することができる。したがって熱膨脹時にハンガの反力変化による付加応力を管に与えることがない反面振動に対して無抵抗なため防振効果は全く期待できない。

コンスタントハンガを図 7. 3.15－6 に示す。

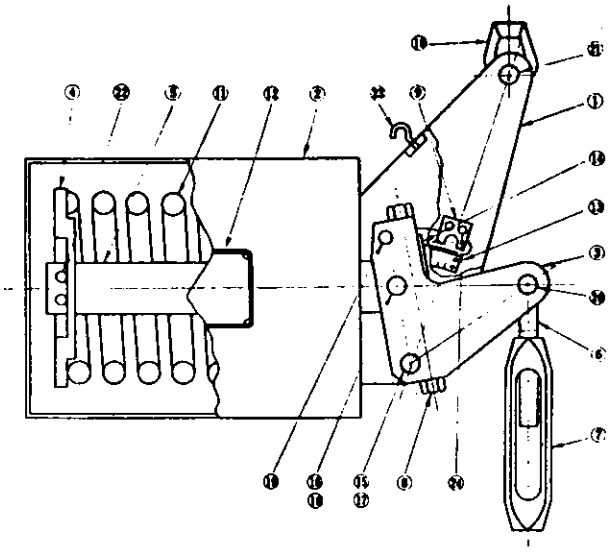


図 7. 3.15－6

コンスタントハンガの選定時には，計算値と実際の相違や据付工事の実状を考慮して，若干の余裕をつけたものを選定する必要がある。一般には小なくとも次式に示すトラベルを満足しなくてはならない。

$$T_h = 1.2\,T_c + 20\ (\text{mm}) \quad \cdots\cdots (7.3.15-3)$$

T_h ：ハンガに要求するトラベル

T_c ：計算値

表 7. 3.15－5 ～15－7 に各社の製品例を示す。

表 7.3.15－5

型　式	荷　　重（kg）	トラベル（mm）	特　　徴
CSS	63～21194	50～400	標準ハンガ
CDS	63～21194	50～400	上下間隔が狭く，ハンガ本体をはりに直接取付ざるを得ない時に使用
CDD	8586～42388	100～400	CDSを並列にしたもので大荷重用
CHS	63～21194	50～400	はりの上にのせて取付ける
CRS	63～21194	50～400	横方向のスペースがない時に使用
CTS	63～21194	50～400	管を下から支える時に使用

表 7.3.15－6

型　式	最大容量（荷重×トラベル）	特　　徴
CSH	6050000 kg－mm	取付が簡単
	2640000	はりに直接取付ける
CSV	3808000	水平方向の空間のせまい箇所に使用
	406000	トラベルの大きな箇所に適用
CSB	739000	ハンガの取付スペースの小さな時に使用

表 7.3.15－7

型　式		荷　　重（kg）	トラベル（mm）	特　　徴
CHD	S	192～15830	70～150	取付が容易
	D	192～15830	70～400	フレームの上面をはりに固定する
	C	192～15830	70～400	圧縮型はりの上部にハンガを設置する。
	V	192～15830	70～400	

(c) 油圧式防振器

船舶において油圧式防振器の使用例は現在のところないが，その主な特徴は，

i ）比較的小型の装置で大きな制振力が得られる。

ii ）制振力が速度の関数なので熱膨脹に対しては，ほとんど抵抗がない。

iii）オリフィスに若干の手を加えるだけで，動特性を大巾に変えることができる。

iv）運動エネルギを熱エネルギに変えて散逸できるので共振を抑止できる。

v ）制振力がピストン位置に関係しない。

など多くの利点がある。

油圧式防振器を図 7.3.15－7 に示す。

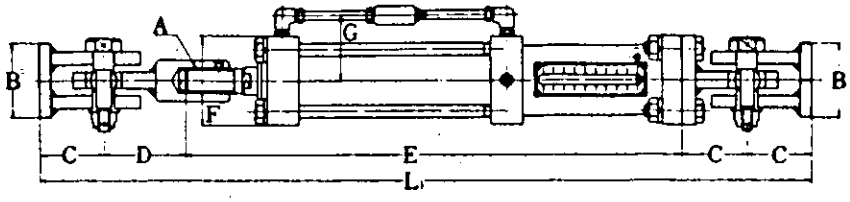


図 7.3.15－7

油圧防振器はシリンダ内のピストンにオリフィスを設け，内部の油がこれを高速で通るときの粘性抵抗を利用したものである。ピストンに円形断面のオリフィスを設けたダッシュポットの抵抗力Fの近似式は

$$F = 8\pi\mu\ell\frac{A^2}{a^2}\upsilon + \frac{\ell A^3}{2g C_d a^2}\upsilon^2 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (7.3.15-4)$$

υ：ピストン速度

A：ピストン面積

a：オリフィス面積

ℓ：オリフィス長さ

μ：油の粘性係数

C_d：油の流量係数

g：重力加速度

式（7.3.15－4）は速度の遅い層流状態のときは，右辺の第一項が卓越し，また速度の早い乱流状態では，第二項が卓越する。

またこれらの式もオリフィスに弁を使用するときは，板弁，円すい弁，切り欠き弁などの弁の形状によって変る。この種の油圧機器は，チェック弁を併用して，配管の安全弁吹出時の反力受としても用いられる。

各社の製品例を表 7.3.15－8～15－10 に示す。

表 7.3.15－8

型	式	抵抗力kg	ストロークmm	シリンダ径mm	備考
ODV，ODP，ODR	-01	1000	100 150 200 300	60	ODV型は防振用 ODP型は耐振用 ODR型は安全弁反力受であり，違うところは，バルブユニットだけである。
	-03	3000	100 150 200 300	90	
	-05	5000	100 150 200 300	110	
	-10	10000	100 150 200 300	150	

型　　式		抵抗力kg	ストロークmm	シリンダ径mm	備　　考
	-15	15000	100 150 200 300	170	
	-20	20000	100 150 200 300	200	

表 7.3.15－9

型　式	荷　量 TON	ストロークmm	備　　考
HSP	5 10 20 30 50 100	125 250 375 500	ポペット弁式 ピストン移動速度 0.1～0.4 cm／Sの間で 抵抗力を発生する。
HSR	1 5 10 20	125 250	オリフィス弁式 入力振動速度の２乗に比例した抵抗力を発生する。
SAS	5 10 20	125 250	チョック弁式 ピストン移動速度 0.1～0.4 cm／Sの間で抵抗力を発生する。

表 7.3.15－10

区分	特　　性	型式記号		定格抵抗力	ストローク
汎用油圧防振器	複動 油圧ロック付 制振型 HDA－LD型	HDA-LD	2T 100 150 200 300	TON 2	100 mm 150 200 300
			5T 100 150 200 300	5	100 150 200 300
			10T 100 150 200 300	10	100 150 200 300
			15T 100 150	15	100 150

区分	特　　性	型式記号	定格抵抗力	ストローク
汎用油圧防振器		HDA-LD 15T200 300	TON 15	200 mm 300
	複動調整オリフィス緩衝型 HDA-CD型	HDA-CD 2T 100 150 200 300	2	100 150 200 300
		5T 100 150 200 300	5	100 150 200 300
		10T 100 150 200 300	10	100 150 200 300
		15T 100 150 200 300	15	100 150 200 300
安全弁反力受	単動油圧ロック付オイルリザーバ内蔵型 HDD-LS型	HDD-LS 2T 100 150 200 300	2	100 150 200 300
		5T 100 150 200 300	5	100 150 200 300

(*d*) その他

冷凍機ユニットや油圧ウィンチ用ポンプユニット等は，居住区内および居住区に近い所によく配置される。その場合，パイプの振動で居住区の騒音が問題になることがある。

騒音対策としては，パイプの振動を居住区に伝えないことで，そのために，配管の支持及び貫通部には，防振材が必要である。防振支持方法の例を図7.3.15－8，図7.3.15－9に示す。防振材には，一般にゴム，ステンレスメッシュ等が使われている。

図7・3・15－8の(a)は，パイプの周囲に防振材を巻き，2つ割の木ライナとU－ボルトでサポートに固定したものである。これは冷凍機ユニットの冷却パイプに使われた例であり，パイプサポートは天井に固定されている。計測結果では，冷凍機室の1つ上の部屋で，対策前は74 dB (A) であったものが，対策後65 dB (A)になった。

図7・3・15－8の(b)は，パイプの周囲に防振材を貼り付けて，2つ割のリングとUボルトでサポートに固定したものである。

図7・3・15－8の(c)(d)は，パイプの周囲に防振材を巻き，バンドでサポートに固定したものである。

図7・3・15－9の(a)は，ダブリングと合フランジの間に防振材を入れて，壁に固定したものである。ダブリングに植込みボルトを使用して，床の貫通部に使った例もある。

図 7・3・15－9 の(b)は，壁の両側に防振材を入れた例である。

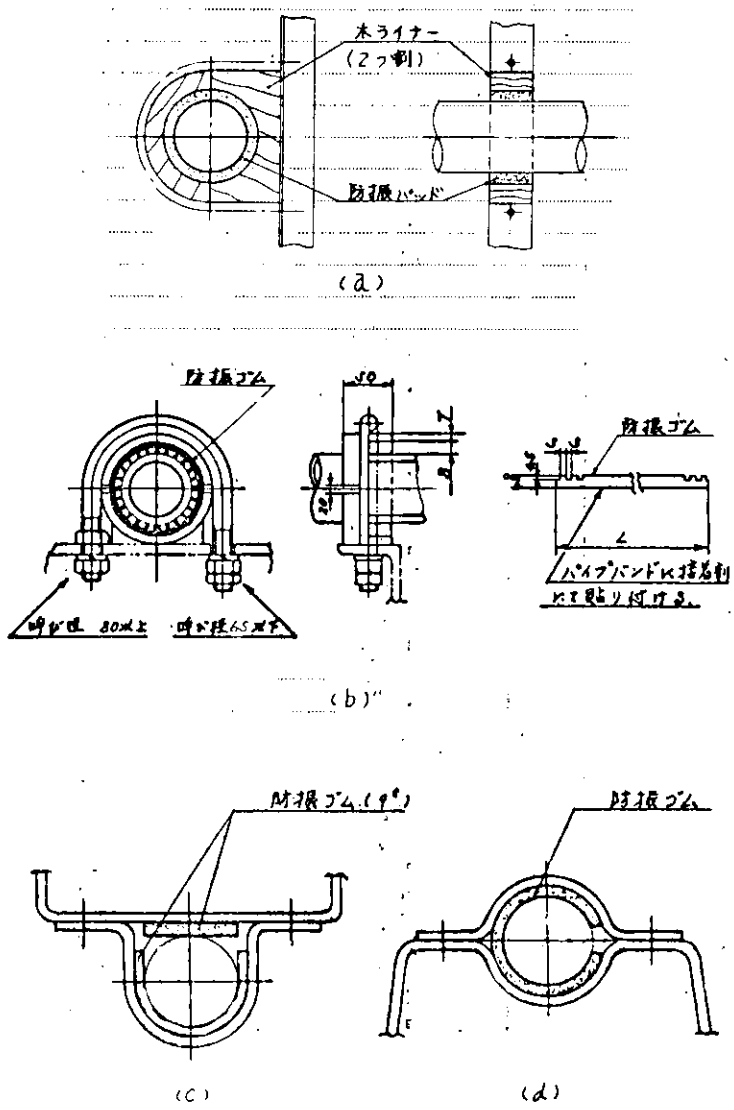


図 7・3・15－8

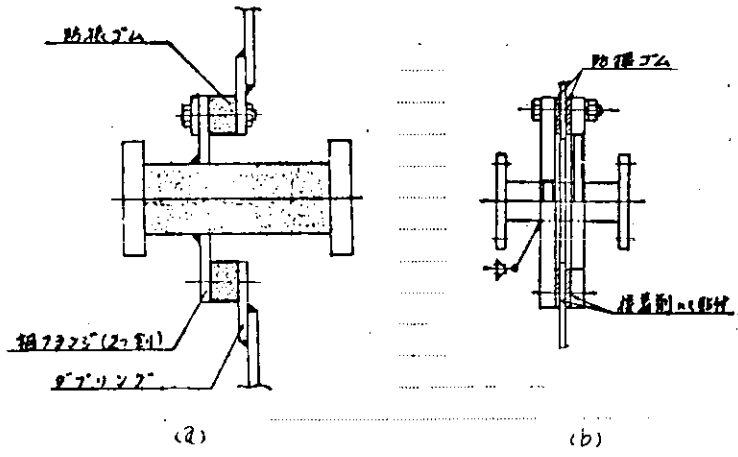


図 7・3・15－9　配管の貫通方法

(6) 伸縮管継手

伸縮管継手は管系の熱膨張及び補機器等によって伝えられる管の振動を吸収して破損を防止するために使われる。タイプとしては，通称タコと呼ばれる管自体を曲管に加工した単純のものから，低圧に用いるパッキングを使用したスライドタイプや，ベローズタイプ等がある。

ベローズの材質は，SUS 304，SUS 321 が一般的であるが，これらは海水の塩素イオンに弱く，腐食されやすい。それで，低温の海水には，M_o を含んだSUS 316，SUS316 L が使用され，高温の海水には，チタン，インコネル，インコロイ，ハステロイなどのNi 合金が使用されている。他に，スランレスベローズにテフロンを内張りして，金属の持つ強靭性とテフロンの耐薬品性を兼ね備えたものや，ベローズにゴムを使ったものがある。

(a) 配管計画における伸縮継手の選び方

配管仕様（管材質，圧力，温度，口径等）が決定されたら配管長からパイプの伸びや縮みを計算し，アンカーがとれるかどうかを検討する。それが決定したら，表 7. 3.15－11によって型式を選定する。

表 7. 3.15－11

		備　　考
圧　　力	真　　空～1 kg／cm²	低圧型（補強リングなし）
	1 kg／cm²～3 kg／cm²	低圧型（補強リングなし）
	3 kg／cm²～10kg／cm²	高圧型（補強リングあり）
	10kg／cm²～20kg／cm²	高圧型（補強リングあり）Ω型，多層型
軸方向伸縮	0 ～ 100 mm	シングル型
	100 mm以上	ダブル型
軸直角方向偏位	0 ～ 10 mm	シングル型
	10 mm以上	ユニバーサル型　ヒンジ型（2個使用）
角度偏位	圧力に関係なし	ヒンジ型　ジンバル型　スイング型
温　　度	-190 ℃～－50 ℃	ベローズ材質 SUS 27 28 その他　SUS 27 28
	-50 ℃～　0 ℃	ベローズ材質 SUS 27 28 パイプ　STPL フランジ　アルミキルド鋼
	0 ℃～450 ℃	ベローズ材質 SUS 27 28 パイプ　STPG　STPY　SGP フランジ　SS 41　SF 45　S 70 C
	450 ℃～650 ℃	ベローズ材質 SUS 29 32 42 43 パイプ　SB 42 B　SUS 29　合金鋼 フランジ　SB 42 B　SUS 29　合金鋼
	650 ℃以上	ベローズ材質 SUH－5 インコネル　インコロイ リングその他 SUS 27 29
アンカー	アンカー不可能の場合	圧力均衡型（直管用，曲管用） ヒンジ型　ジンバル型

(b) 伸縮継手の型式と性能

表 7. 3.15－12に伸縮継手の型式と性能を示す。

表 7. 3.15－12

型		使用圧力，使用温度	備考
ベローズ型	自由タイプ	真空～3 kg／cm²	軸方向，角偏位を吸収できる。
	ブレードタイプ	10kg／cm²	主として陸上用プラントに使用される。
	ロッドタイプ	3～10kg／cm² （コントロールリングなし） 10～30kg／cm² （コントロールリングあり） 350 ℃	機能的には自由タイプと同じである。 伸縮管継手全体の最大最小長さを限定している。
	ユニバーサルタイプ		陸上プラントに重用されている。軸方向，軸直角，角偏位の3変化を吸収できる。
	ヒンジタイプ		パイプサポートアンカーが設置できない場合の配管に使用される。
	ジンバルタイプ		アンカーは不要 多平面の伸びを吸収できる。
	スイングタイプ		アンカーは不要 軸直角方向，角偏位を吸収できる。
	圧力均衡タイプ		アンカーは不要 コスト的には高価で大きなスペースをとる。
カップリング型		16 kg／cm² 80 ℃	パイプは自由に伸縮可能であるが，ぬけないようにアンカー点を考慮する必要がある。
スリーブ型			定時的に増し締めを行う必要があり，高所や地中での使用に不適当である。 伸縮抵抗にばらつきがある。
ボール型		10kg／cm² （24B～30B） 40kg／cm² （～6 B） 200 ℃ （24B～30B） 150 ℃ （～6 B）	±10°～ ±15° の首振りが可能である。
スイベル型		20～70kg／cm² （低圧用） 420 kg／cm² （中圧用） 1000 kg／cm² （高圧用） 250 ～ 300 ℃	360 °回転可能である。
ゴムホース型		300 mmHg ～ 10kg／cm² -10 ～ 90 ℃	適用流体は水または空気である。 軸方向：±5 mm 軸直角方向：±5 mm 角度：±10° の偏位が可能である。
フレキシブルチューブ			軸直角方向偏位を吸収するのが目的で伸縮性は多く期待できない。

(7) 振動が発生した場合の対策

振動が発生した場合は，その原因を究明し，それに応じた対策をたてることが大切である。

(a) サポートは指示どうりの位置についているか，その数は不足していないか，強度（サポート及びその基礎）は十分か，バンドはゆるんでいないか，などを調べる。

(b) 回転機械などの回転数は，計画時と変っていないか，又チャンバーの容量をチェックする。

上記の結果，サポートが必要な時は，先ず仮のサポートを取ってみる。この方法はサポートの位置を決める場合に非常に効果がある。防振対策として有効な手段は，サポートの改善・追加，配管形状の変更・剛性強化，回転数の変更，チャンバ容量の変更・追加，管口径のサイズアップ，周波数を変えるためのオリフィスの挿入及び防振器の使用などがある。防振器については(5)配管支持材を参照のこと。

しかし，これらの対策を講じても，振動の根絶を期待するのは無理である。振動防止の最も手取早い方法は，振動部分の管を剛なる構造物に固定することである。しかし，この場合，構造物自体の振動が配管系に伝達することもあるので，十分なる注意が必要である。

7.3.16 パネル支持

パネルの騒音は，パネル自体から発生する音ではなく他の機器からの固体音がパネルより発生するものである。機関室内においては，パネルの騒音は，主機，発電機に比べて小さく，問題にならない。壁などが防音構造となっている室内で，パネルからの騒音が，室内騒音レベルに影響していると考えられる場合には，本体とパネルの接触部に防振材を入れることが必要となろう。

7.3.17 制御室内機器取付

(1) 制御室内機器の騒音対策

制御室内に取付けられる主な機器は，メインスイッチボード，リモートコントロールスタンド及びアラームパネルなどである。これらの機器も7・6・16パネルと同様に，船体からの固体音が機器表面より発生するものである。制御室内の騒音は，固体音の影響が大きく，これらの機器が室内表面積を占める割合も小さくないので，これらの機器表面より発生する騒音も無視できない。騒音対策としては，

(a) 船体への取付部に防振材（ゴムパッキン）を入れる。

(b) 機器の外装板に制振材をはる。

(c) 電線，ゲージ管等などの床，壁の貫通部開孔には，充填材（パテ）をつめて，閉鎖する。

(d) 機器内の床にも，他の床と同様にインシュレーションする。

などがある。

参　考　文　献

1. 配管設計講座

成　瀬　迪著　　日本工業出版㈱

2. 配管支持設計

日本発条株式会社

3. 防振材調査報告書（その2）

第156研究部会　調査分科会

4. JSDS-10　バラスト管装置設計基準

日本造船学会造船設計委員会第2分科会編

7.3.18 エアコン装置

居室のエアコンによる騒音が船の居住区に及ぼす影響は，D.W.6万トン未満の中小型船にあっては，機関室騒音の方が大きいのではとんど無視出来る（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あり）がDW10万トン以上の大型船にあっては，通風エアコン装置に対策し数dB下げることが期待できる。また大型船に限らず，騒音規制値のもとに設計された中小型船にあっては，通風エアコン装置の騒音が大きく影響してくるため，この方面への対策が重要な，規制値クリアーの条件と言えるが装置全体が一括外注施工方式が多い上に機器メーカとアッセンブリメーカと造船所の総合的な対策に欠ける点に問題が残る。又中・小型船にあっては顕著な変化はみとめられないが，大型船においてはエアコンユニットルームの位置による上下居室に及ぼす影響も報告されている様に，機関室騒音とのバランスを考え，設計されねばならない。

船用エアコン装置の形式としては，圧縮機とCentrad unit が一体になった自納形と圧縮機Central unit 間を冷媒配管工事を伴う分離形に分けられ，エアコン方式としては，図7.3.18－1に示す様に前記2形式を中心に，調和空気をダクトにより配分するAll air system（全空気式），小形パッケージのRefs（冷媒式），調和空気と冷温水の組合せによるAir－waters（空気－水方式）の三つに大別される。

この方式でJ以外は全て低圧（静圧100㎜Aq），中圧（150㎜Aq），高圧（250㎜Aq）ダクト方式が使用可能であり，普通中・高圧ダクト方式には消音ボックスが設けられる。

（A）Single duct system

現在最も多く船舶に採用されている簡便な方式で，1～2の送風系統で送風し，風量の増減により個別の温度調整を行うものである。

（B），（C），（D）Single duct system

これは定風量方式のZone controlの方式であり，後述のTwin duct system の簡易形としてSBG船などにも利用されている。

（E），（F），（G）Single duct induction system

これは室内の二次空気を再利用する方式で送風ダクトの径縮小化が目的で，10～12℃の低温一次空気を調整する方式である。

（H），（I）Twin duct system

これらはhigh grade 船舶に採用されており近年西独SBGに主として採用されているがcost up とダクト導設スペースに問題が多い。

（J）Package system

一般にダクト導設をせず，機関制御室等に用いられる。

（K），（L）Air／water system

これは温・冷水又は冷媒管を直接居室に送りキャビンユニットで熱交換する方式で，陸上では一般的だが船舶での実例は少い。

等船舶のエアコンシステムは分類できるが，本項では（A）Single duct systemを重点的に述べ，特にVAV（variable air volume 可変風量）ユニットの騒音現状を述べる。

(1) 冷却装置の減音対策

(a) 冷却システムの比較

現在実用化されている船用冷凍方式には

往復動式圧縮機
回転式ロタスコ圧縮機

圧縮式冷凍機　（スクリュー圧縮機
　　（遠心式ターボ圧縮機

があり，最も多く使われているのが往復動式である。

これらはいずれも，低圧側から高圧側への冷媒ガスの移動を機械的な圧縮機で行っている。

このため，現在冷凍空調機の中心的な役割りをはたしている圧縮機の振動，騒音が大きな問題である。したがってこの圧縮装置を機械的以外の手段で処理したものに，蒸気噴射式冷凍機があり，騒音面からは理想的な冷却システムと言える。

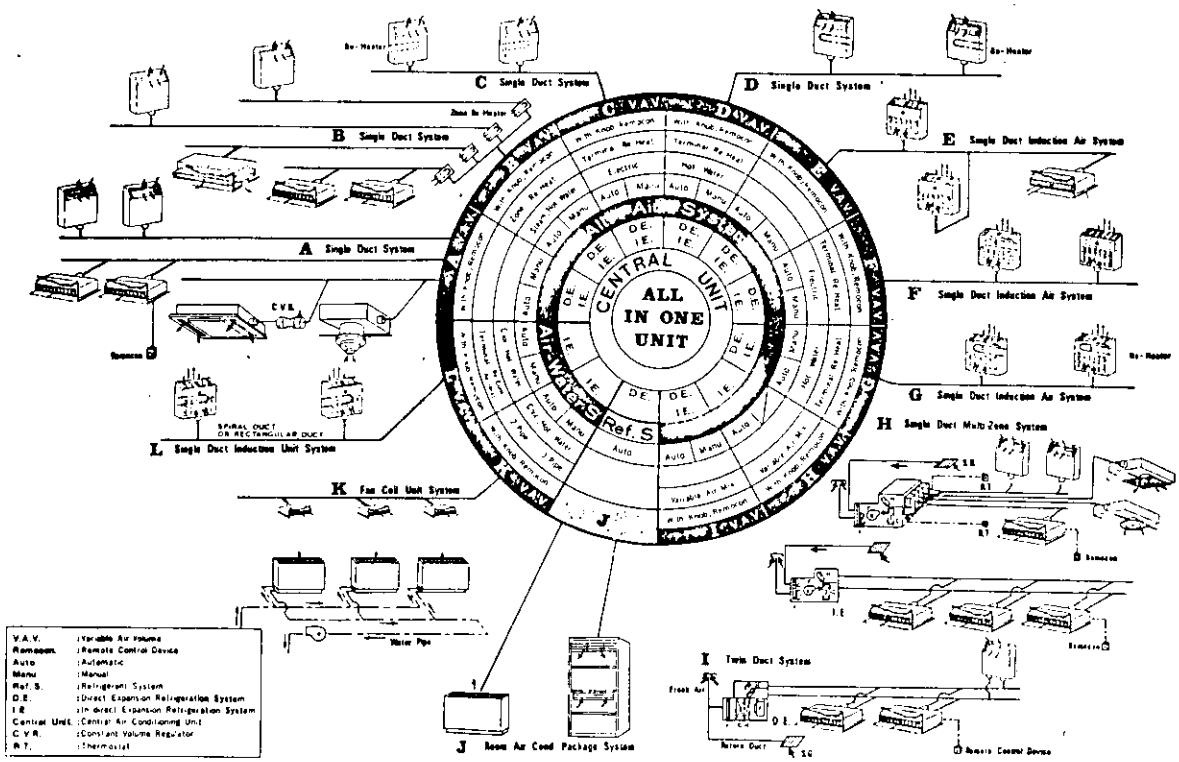


図 7. 3.18－1　エアコンシステム

この種冷凍機では，冷媒には普通水が使用され，第3のさらに高圧ガスとしては船舶で入手，復水，循環等の容易さから，水蒸気によるエジェクタ作用を利用している。

構造は図 7. 3.18－2 に示すごとく，それぞれ中間コンデンサを備えた3段蒸気エジェクタである。ノズルより噴出する高速の蒸気流は周囲の水蒸気を随伴して，中央附近に喉部を持つデイフューザに入り，この後半拡大部においてその速度エネルギを次第に圧力に変え，主凝縮器内においてその大部分は凝縮される。このエジェクタの作用により，蒸発器内部は所定の真空度に保持せられ，内部のノズルより流出する滴状の水は器内圧力の平衡温度近くまで冷却せられ，この水そのものを冷却源として使用する。

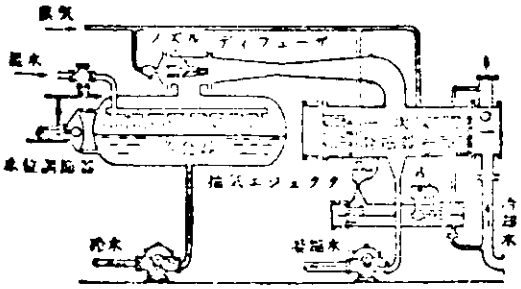


図 7. 3.18－2　蒸気噴射式冷凍機

低騒音化のみならず，省エネルギを考えると将来の冷凍機としては，有望な方式で，排熱利用度の高いタンカーやコンテナ専用船などにその実績も多く，

i)　装置が大きく，付帯設備も含めたイニシャルコストが高い。

ii)　入港時には油だきボイラが必要で蒸気消費量が多い。

などの点を改善すれば船全体として

i）機械的な運動による振動，騒音が無く制御が簡単

ii）電力消費が少い上に潤滑油の使用がない。

iii）排熱利用が可能でランニングコストが安い。（AT SEAでの燃費ゼロ）

など，船舶用冷凍システムとしては有望である。

また，往復動圧縮機を回転式（例えばロータリやスクリュー形）に改めると，図7.8.18－3に示すように約4dBの低下が期待できる。

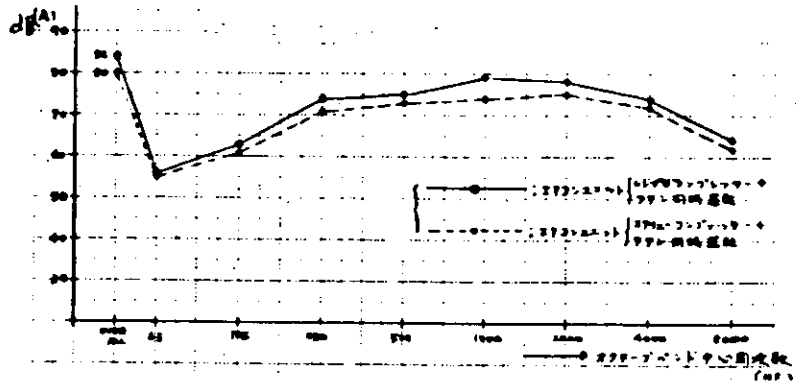


図7.3.18－3　往復動圧縮機とスクリュー圧縮機の比較

(b) 往復動圧縮機の現状

従来最も多く使われているこの圧縮機から発生する騒音には，連続音と不連続音，周期音と非周期的な騒音，また周波数的にも数10Hz～10,000 Hz 以上まで多種多様である。船舶によく使われる電動タイプの圧縮機は形状により密閉形と開放形に大別される。

密閉形とは圧縮機を電動機と共に密閉容器の中に入れ，冷媒に対する，気密を保たせる構造となって，次の様な特長を有してい

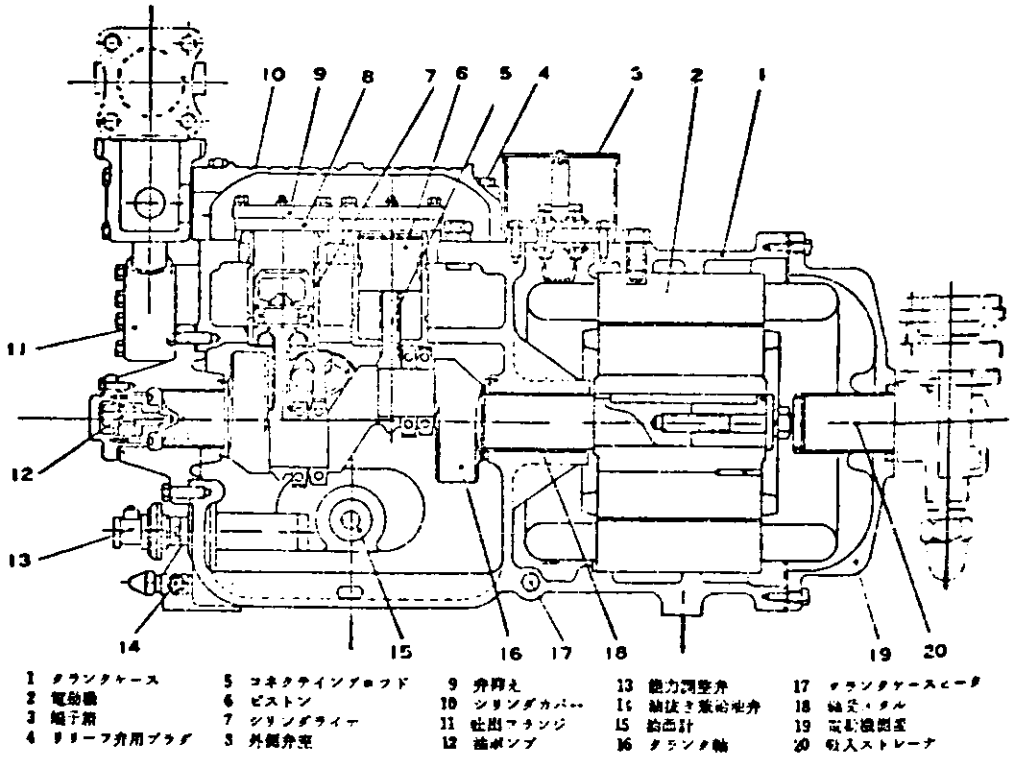


図7.3.18－4　半密閉形圧縮機

(i) 軽量小型で部品が少なく，構造が簡単。

(ii) 軸封装置が不要になるため，ガス洩れがない上に低騒音。

など，大量生産に適し安価である。従って全密閉圧縮機は家電製品等小形冷凍装置に有利で，船舶の実情とその容量の大形化からみて主要部分が容易に分解でき，点検，修理可能な半密閉形圧縮機が採用されている。

その一例を図 7. 3.18－4 に示す。

開放形圧縮機は従来，船舶用には容量の大きい気筒数の多い高速多気筒圧縮機を多く使用されているが，クランクシャフトが軸封装置を経てクランクケース外部に貫通する構造のものである。

その一例を図 7. 3.18－5 に示す。

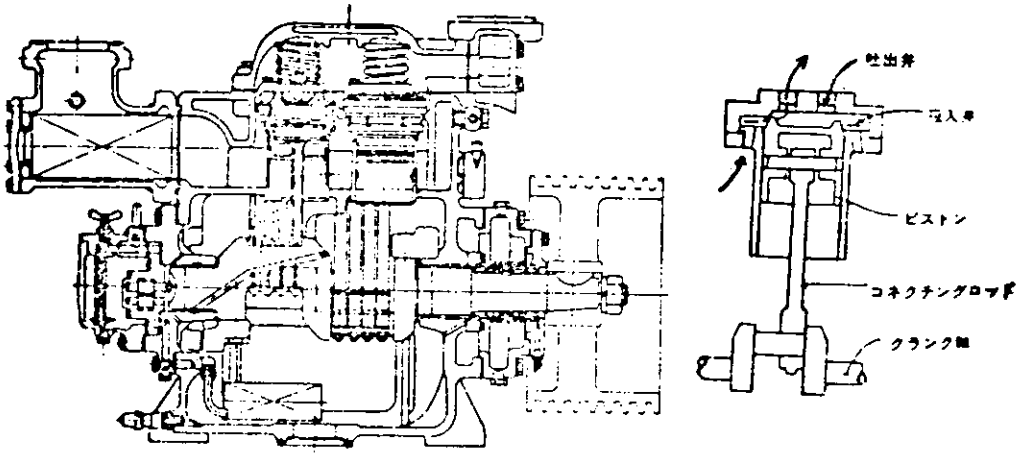


図 7. 3.18－5　開放形圧縮機

なお，半密閉形圧縮機は，コンパクト，低騒音，安価などの理由により今後の実績をもとに船舶への利用度が現在の30％を大きくうわまわる傾向にある。

(c) 電動圧縮機の騒音とその対策

電動圧縮機から発生する音源として考えられるものには

(イ) 弁の衝撃あるいは，自励振動による騒音

(ロ) 摺動部から発生する音（ピストンスラップ，その他のピストンシリンダ間，および回転振動部から発生する騒音）

(ハ) 流体音（噴射音あるいは渦音）

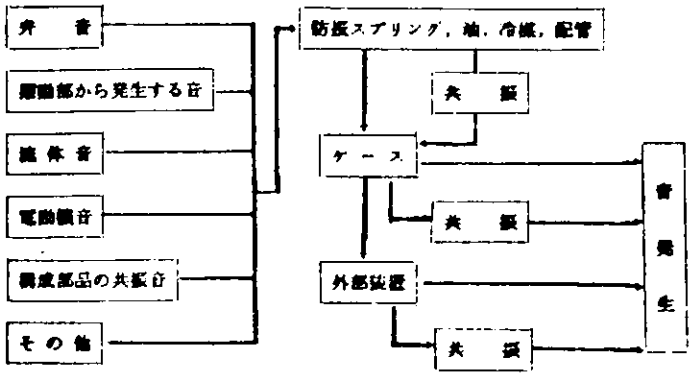


図 7. 3.18－6　電動圧縮機の騒音発生機構

(ホ) 電動機から発生する磁気音など

その他にピストンとシリンダから洩れるガスによる洩れ音などが考えられる。半密閉形の場合は上記の原因によって生じた騒音は，密閉ケースに伝達され，ケース表面より外部へ放射される。図 7.3.18－6 にその騒音発生機構を示す。

舶用に使用される圧縮機では弁音及び流体音が主体である。大気圧で吸入弁が開く，単段，2気筒，0.5 PS の空気圧縮機の代表的な⅓オクターブ騒音スペクトルを図 7.3.18－7 に示す。

周波数 600 ～ 800 H_z の範囲における高音圧レベルは弁装置と流体の運動の結合された発生音と考えられる。これに騒音評価のために70 PHON の等聴感曲線を重ねると，この高音圧レベルは不快な騒音と人に感ずることがわかる。しかし，これらの対策はむしろ工学的な手法により試行錯誤されているが，これらは圧縮機自体の効率の低下につながる問題として決定的な改善法がない状態である。

また，電動機による磁気音は圧縮機用としてはマスキングされあまり問題とならない。

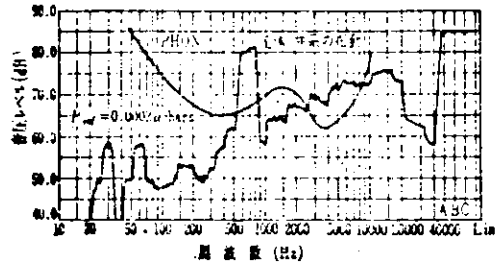


図 7.3.18－6　往復空気圧縮機の代表的な⅓オクターブバンド音圧レベルスペクトル

(2) 送風機の減音対策

表 7.3.18－1 送風機の機種一覧に示す様に船舶で常用されているものに中低速方式にはリミットロードや多翼送風機，高速方式にはターボ送風機が，一般的である。

表 7.3.18－1　送風機の機種特長一覧

	遠心送風機				貫流送風機	軸流送風機	
	多翼送風機	リミットロード送風機	ターボ送風機	翼形送風機		プロペラファン	軸流送風機
羽根の形状							
特性							
仕様目安 風量 (m³/min)	10～2900	20～3200	60～900	60～3000	3～20	10～5000	15～10000
仕様目安 静圧 (mmAq)	10～125	10～150	125～250	125～250	0～8	0～6	0～55
効率 (%)	45～60	50～65	70～80	70～80	40～50	40～50	50～60
騒音	比較的小	比較的小	中	中	小	比較的大	大
特性上の特徴	低速回転で比較的高い圧力が得られる。	仕様点より風量がふえても動力はふえない	効率が高い	同左	羽根車の径の小さいものができる。	圧力上昇は小さい。	大きい動圧が得られる。
用途	低速ダクト空調 給排気	低速ダクト空調（中風横以上）	高速ダクト空調	同左	ファンコイルユニット エアカーテン	ユニットクーラー ターミングタワー 空冷コンデンサ 換気扇	給排気用 急速凍結室用

低速ダクト方式の場合はダクト内の空気速度は10 m/s 前後であるので送風機抵抗も70～80mm Aq 以下であり送風機の騒音もあまり問題とならない多翼送風機が使用される例も多い。高速ダクト方式の場合は空気速度が20～30 m/s となるので送風抵抗も 150～ 200mm Aq となり騒音上又は羽根車の強度上ターボ送風機が使用される。ターボ送風機（リミットロード送風機を含め）は多翼送風機に比べ周波数特性は回転音の成分が大きく一般にこの基本周波数が目立つが，気流の流れは翼面にそって流れやすく，渦流音の発生が少ない。又，圧力曲線に多翼

送風機と違い，安定性のよい山形であるため，使用範囲も広く効率がよいため船舶用に適している。図7.3.18－7に多翼送風機の特性，図7.3.18－8にターボ送風機の特性の例を示す。

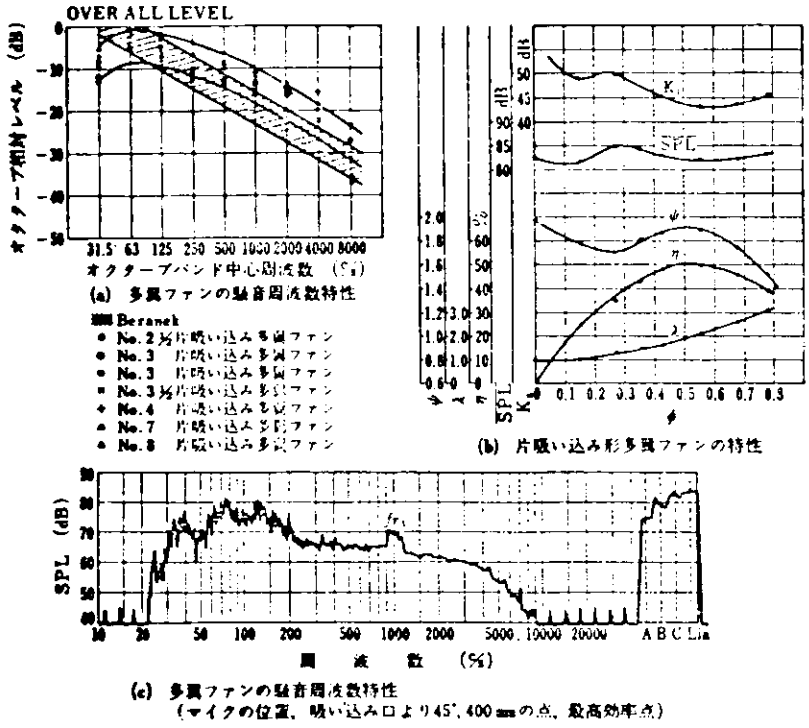


図7.3.18－7　多翼送風機の特性

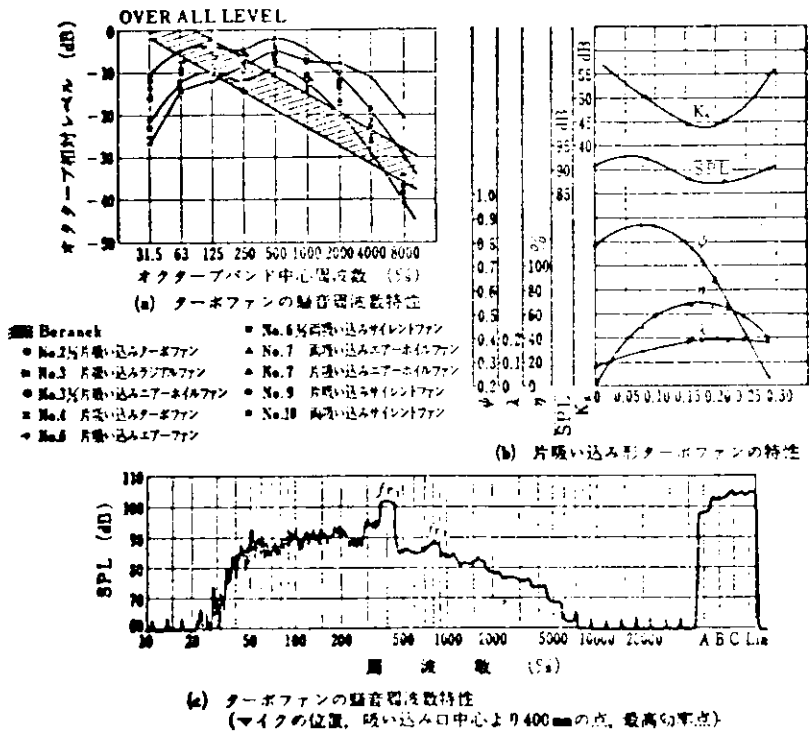


図7.3.18－8　ターボ送風機の特性

(a) 一般的な送風機の騒音低減法

ファン騒音やダクト接合部の気流による騒音はダクトワークの途中で一部は自然減衰する。しかしこの自然減音は大抵の場合十分でなく減音装置が必要となるが，これを極力少なくするためには，ファンの適切な選択が重要である。

i) ファンの発生音は，ファンの型式には関係なく，静圧に関係するので，ダクトは抵抗を最少にするよう設計すべきである。

ii) ファンを所要の風量，静圧で運転するとき，運転効率が最高効率点の近辺にくるようにすべきである。発生する騒音をエネルギ量に換算しても極わずかであるので，騒音が発生しても，効率には殆んど影響を与えないが，逆にファンの効率を下げると騒音は増大する。（特に多翼ファンで注意を要する）

iii) ファンの入口・出口部分のダクト接手部に於ては，流れが一様になるように設計すべきである。特に流れの分離・乱れおよび渦には気を付けなければならない。

(b) 吸音材および消音器による減音効果

電動送風機の騒音を低下させる方法として，吸音材を張りつけた場合および消音器を取りつけた場合の実験例を示す。

(i) 図7.3.18－9は多翼形送風機のケーシング内面にポリウレタンフォームの20mm厚さを内張りしたものである。吸音材を張りつけないときは，1000 Hz付近で最大値を記録しているが，この値ははね枚数と毎秒回転数の積に一致する。吸音材の効果が出ており，特に周波数の高いはうで騒音の強さが下がり，開口部すなわち吸気口付近においても8.5 dB 低下した。

(ii) 図7.3.18－10は多翼形送風機のケーシング外面にアスベスト布の15mm厚さを外張りしたものである。吸音効果は認められるが，図7.3.18－9の場合に比べると格段の差がある。

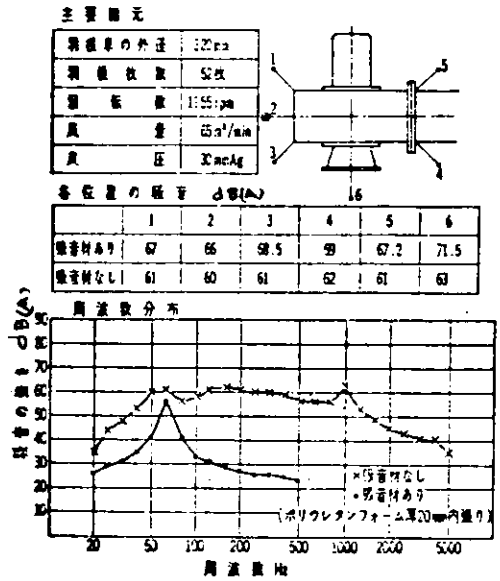


図7.4.18－9　多翼形送風機のポリウレタンフォーム吸音材特性

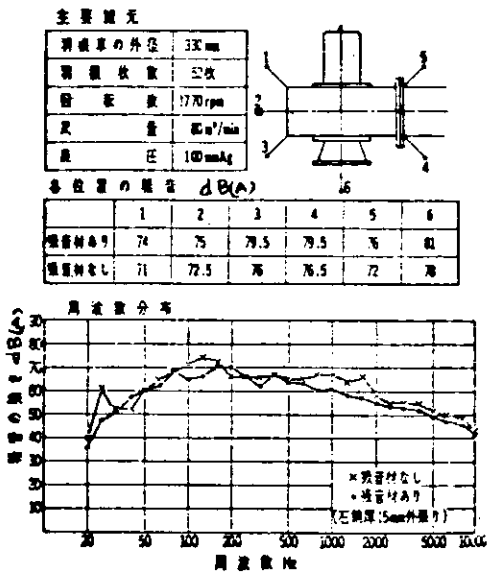


図7.3.18－10　多翼形送風機のアスベスト布吸音材特性

(iii) 図7.3.18－11は送風機本体には吸音材を使用せず，消音器を使用した例である。送風機はダンパつきのターボ形である。ダンパをつけた場合，吸気口にベルマウスがないことと，ダンパとの影響で気流の乱れを生じ，騒音が増加したものと考えられる。消音器を取り付けた場合は，測定位置5および6がはね車から遠くなるために，約4 dB 低くなることと，消音器の効果とがかさなって，8.5～9.5dB 低くなることを示している。

吸音材を使用するとき，つぎの注意が必要である。ケーシングに内張りしたものは，はねに近いところ

で，吸音材が風圧でちぎられ，飛散することがある。風圧に対する吸音材の強さ，はねとの距離，取り付け方法などを十分に調査検討しておかねばならない。

吸音効果をあげるには，内張りするのがよく，吸音材も厚いものを使用するためケーシングの寸法は吸音材の厚さを見込み大きくする。

送風機騒音は一般に開口部の騒音が大きく，他の位置での騒音より5～10 dB大である。

送風機の配置を決める際，可能ならば最も騒音の大きい開口部を障害の少ない方向へ向けるとか，他の補機や簡単なしゃ蔽板を置いて，開口部からの音が直接耳にはいらないような処置をとることにより，防音効果をあげることが望ましい。

(iv) 図7.3.18－12 は吸込口における消音器には偏流が送風機効率を低下させることのないよう消音器の型を選び，また，吐出口における偏流を無理なく直すように消音体の配列を考慮したものである。

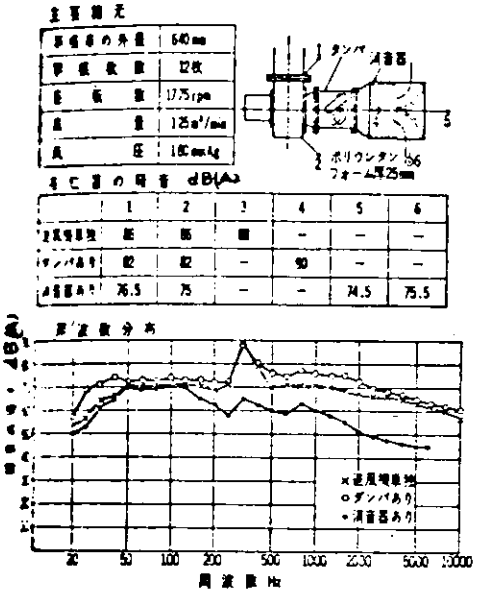


図7.3.18－11 多翼形送風機と消音器の組合せ特性

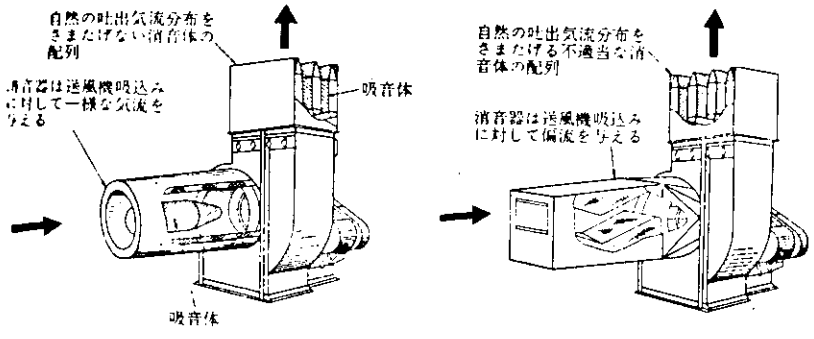


図7.3.18－12 送風機前後に消音器を使用する場合の設置上の注意

(c) 防振ゴムによる減音対策

防振ゴムによるエアコンユニットなどの弾性支持による対策は6.3.防振材で述べた考え方と同じである。

また，その効果は図7.3.18－13に示す。これによると冷凍機及びエアコンユニット用通風機の両者に対して振動加速度レベルで30dB減である。

(d) 電動機の磁気音

磁気音については前述したがファン装置について問題となる例がある。磁気音が軸を介してファンに伝わり増幅されたり，台板を伝わってユニット全体に共振現象を起すことがある。電動機単体では微少でもユニット組込み後又は据付後異常発生の例がある。

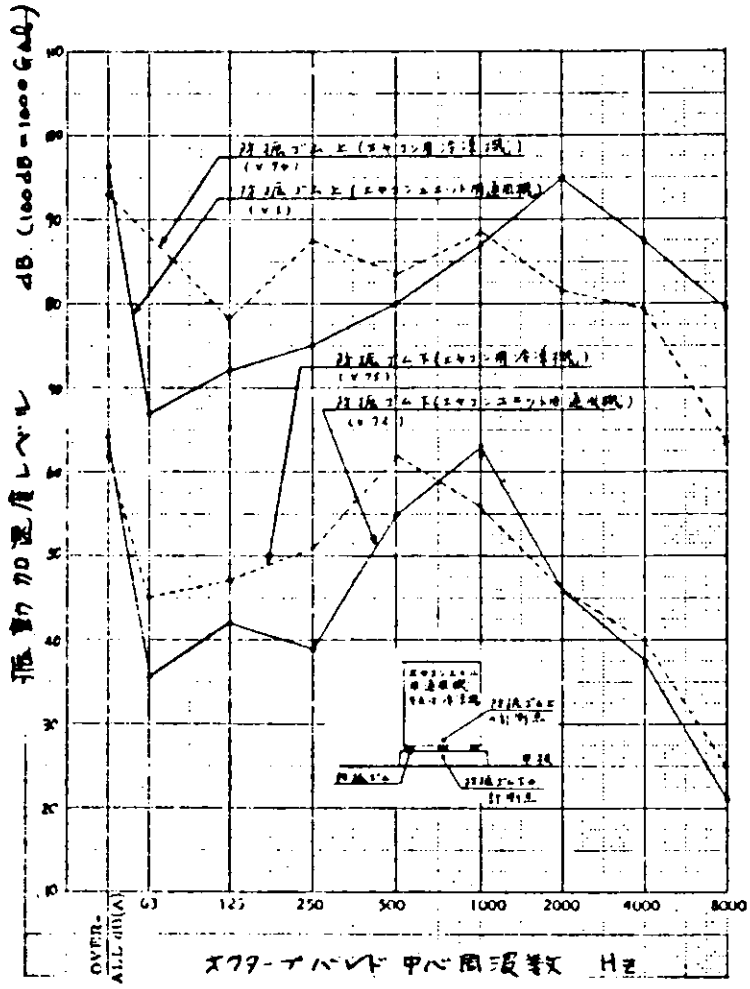


図7.3.18－13 防振ゴムの効果

(3) ダクト系統に必要な減音対策

ダクト途中での気流による発生騒音は，3.2.1に示すようにASHRAEの記述で実際的な騒音計算の仕方などで理解できる。また，図7.3.18－14に騒音や減音が空調騒音制御の流れのどの位置にあるかをフローチャートに示す。

(a) 空気流に関する設計施工上の注意点

(i) ダクト内風速が2倍になるとその部分の発生気流音は15～20dB増加するので，これを避けるような適当なダクトサイズを決める必要がある。また，予測できないノイズを消音するために，各吹出口手前に5倍径長分を25mm程度の厚さのグラスウールを内貼したダクトにすることが望ましい。

(ii) 気流音が発生する原因となるや他の理由として，狭いスペースにダクトエレメントがおしこめられて，相互影響を及ぼしている場合がある。各エレメント間は少くともダクト径の5～10倍の長さの直ダクト部分に接続されていることが必要である。もし直管部にこれだけの長さが取れなくて，エレメント前の流れがスムーズでないならば，そこで発生する気流音は15～20dB程度増加する。従ってダクトスペースが狭い場合には，気流の乱れ，分離，渦などをなくすよう注意が必要である。

(iii) 次にしばしばみられる発生音としてダクト中のノイズと乱流が壁を振動させて周りにノイズを放射する場合がある。矩形ダクトは丸ダクトに比べこれが起り易く，この騒音はダクトサイズと風速に関係する。これ

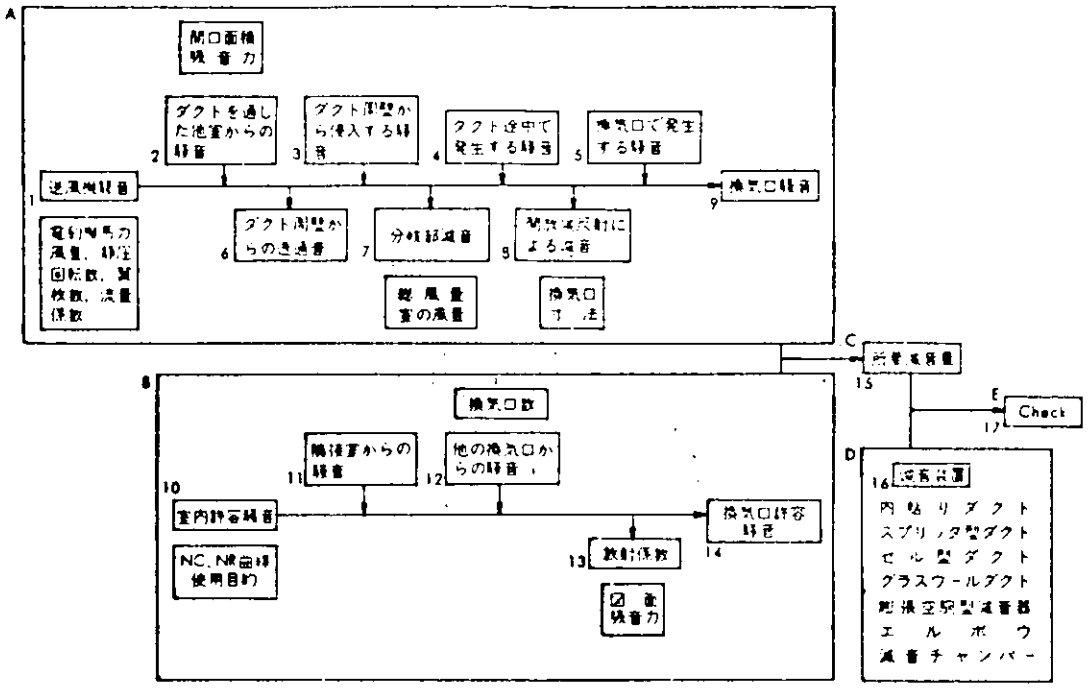


図 7. 3.18－14　ダクト系統の騒音特性

を防ぐには全てのエレメント中の空気の流れをスムーズにして，方向や風速を急激に変化させないことである。またできるだけ高速ダクトや端末器は音響上規制のない場所に置くべきである。

(b)　空気流に関する具体的減音法

(i)　吸音ダクトの採用

管の内面にグラスウールやロックウールなどの吸音材を内張りしたものである。管内を気流が高速度で通っている場合には，吸音材の内側はグラスクロスや金網または，開孔率の大きいパンチングメタルなどによって吸音材の散乱を防止し，保護することが必要である。

直管の場合の音響減衰 R_L は次式で与えられる。

$$R_L = K \frac{P}{S} \ell$$

上式で

P＝内張りダクト断面上の吸音材の長さ

S＝流路の断面積

ℓ＝内張りダクトの長さ

K＝内張り吸音材の吸音率による定数で図 7. 3.18－15によって求められる。

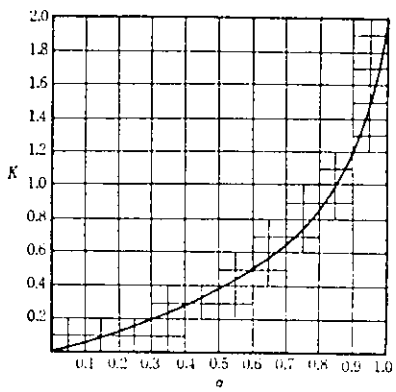


図 7. 3.18－15　残響室法吸音率 α に対する K の近似値

これにより，単位長さ当りの減衰量については断面内張り周長を長くし，流路の断面積を少さくするほど大きい減衰が得られることがわかる。図 7. 3.18－16は消音ダクトの減衰を簡単に求めるノモグラフである。

(ii)　ダクトの防振

通風機による振動，ダクト曲り，ベーン分岐，断面変化，ダンパなどの部分における空気の過流による騒音あるいは，ダクト壁の振動による騒音を防止するため，通風機とダクトの接合部はキャンバス継手で連結することによって，振動伝達を防止し，ダクト支持個所では，防振ゴム，フェルト，ロックウールなどを介して固定し，室壁を伝って振動が居住区に伝搬するのを防止することが望ましい。

(4) 吹出口の減音対策

吹出口は前述の空調方式により選定されることになるが船舶ではグリル形，デイフューザ形，パンカルーバ形にわかれ，ディフューザ形もアネモ形のC形，パン形，丸形，角形に分類される。客船の場合直線式のブリーズライン形また蛍光灯と一体となった，ライトディフューザも採用されている。以上の吹出口には，低圧，中圧，高圧の仕様によって消音ボックスを組合せる必要がある。

繊維質，多孔質物質などの吸音材による吸音形消音ダクトの減音量は次式で与えられる．

$$A = 8.15\,K\frac{l}{S}$$

ただし，A：減音量[dB/m]　　l：吸音材を張った部分の長さ[cm]

K：吸音材によって決まる定数　　S：吸音形消音ダクトの断面積[cm²]

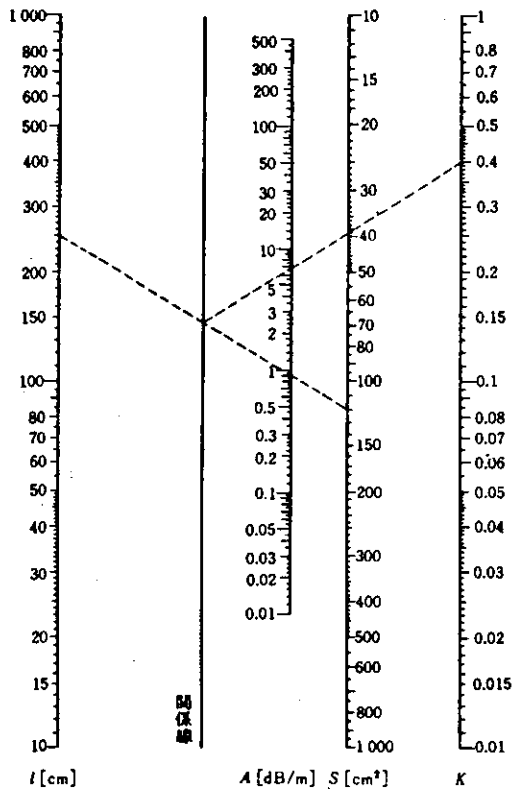


図7.3.18－16　吸音形消音ダクトの減音量を求めるノモグラム

(a) 吸出口での騒音の原因

吸出口から発生する騒音には，次の2つが考えられる。

(i) 吹出流速が非常に早い場合グリルなどの風の擦過音

(ii) ダクト下流のダンパ付近で流速が非常に速いが，吹出口ではおそい場合のダンパ下流での気流の乱れ音にしたがって，ダクト内流量共に急激な流速の変化や乱れをなくし，擦過音の少いパン形ディフューザの採用が有利である。

(b) VAV（Variable air volume 可変風量）ユニットの現状

現在最も多く船舶に採用されているconventionalな方式で送風系統の末端の各個室にVAVユニット吹出口を使用し風量の増減により個別の温度調整を行う方式に用いられている。

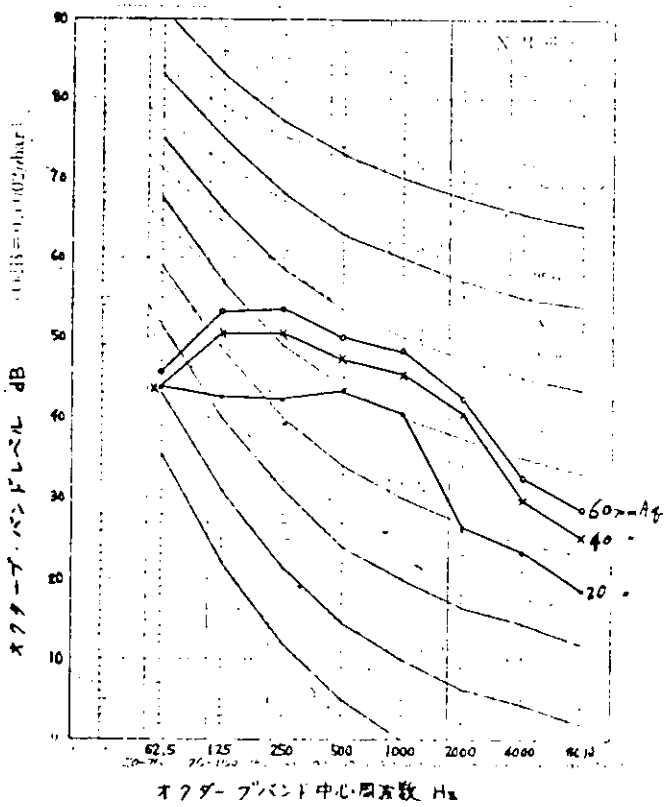
VAVの方法は吹出口に風量調整ノブのついたものやリモコン操作のついたものがある。

現在，国内で市販されているVAVユニットは表7.3.18－2に示す。

表 7.3.18－2.　エアコン用VAVユニット一覧表

製作メーカ名	東洋キャリア工業	東京フレス	エアコンスター	日本ミツコ	ダボタトレーン	新見工業	東芝
商品名	デユアルモジュライン	パブコン	エアコンスター	ミツコベンチュリバルブ	バリトレーン	バーサトロール	サーマルフロー
ユニット形式	スロットル式	スロットル式 バイパス式	スロットル式	スロットル式	バイパス式 スロットル式	スロットル式	バイパス式
製造元	キャリア社	ソレイドテク社	関東	MITCO	トレーン社	エアロンカ社	バーバコルマン
処理風量 CMH	70～410	330～2,700 240～4,700	600～8,400	85～3,400	85～5,440	340～12,800	170～5,450
必要最小静圧 mmAq	13	13 5	6	7.5	19	25	21
自動制御方式	自納・空気式	自納・空気式	電気式	空気式 電気式	電気式	空気式	自納・空気式
サーモスタット	自納	ルームサーモ（専用）	ルームサーモ	ルームサーモ	ルームサーモ	ルームサーモ	自納
吹出口	専用・固定	自由	自由	自由	固定	自由	自由
最大風量固定	可能	可能	可能	可能	可能	可能	可能
最小風量固定	可能	可能	可能	可能	不可	可能	可能
吹出全閉	不可	可能	可能	不可	可能	可能	—
形状	箱形	箱形	円筒形	円筒形	箱形	箱形	円筒形
電磁弁数	1	6 12	9	8	7	13	6
重量 kg	24～29	11～20 23～77	7～100	2.5～6	8～19	20～84	—

VAVの欠点は吹出風量の調整により他の吹出口の給気量が増減し，吹出口の風速が変り騒音発生の原因となることである。このため静圧コントローラにより元ダンパを自動的に作動させ，圧力上昇分を還気側にbypass又は空調器外に放出できる手段を考える必要がある。船舶用として実績の多いA社の消音器を兼ねたVAV ユニットの実験結果を図7.3.18－17に示す。



一般船室に取付けた時のSPL

ACBR－ISA

550 W× 550 L × 200 H

入口　98 ∅　　出口　150 ∅

風量　300 m³／H

図 7.3.18－17　船用AVAユニット（消音器付）の騒音値

7.3.19 パッケージクーラ

制御室は一般にパッケージクーラが設備されその運転音は，

タイプ	送風運転時	冷房運転時
3.7 KW	56dB(A)	67 dB(A)
5.5.KW	69dB(A)	70dB(A)

と言われている。パッケージクーラの冷凍機は家電の方式と同様密閉形で，またファンも騒音の低減をはかっているが，ケーシングなど陸上品をそのまま利用しているため，船体振動などの影響を受け二次騒音を起こさぬよう取付脚部，ダクト接続部に，注意を要する。

制御室など設備場所の騒音規制値より10 dB 低く押えるのが理想であるが，陸上市販品の活用という点でアッセンブリ側での対策に重点が置かれているのが現状である。

参　考　文　献

冷凍－第47巻第542号

使用条件による圧縮機の選定　加藤治範氏

冷凍　第46巻第525号

密閉形圧縮機の騒音低減について　松坂　孝氏

冷凍　第52巻第593号

冷凍装置における圧縮機の騒音　松坂　孝氏（訳）

ASHRAE HAND BOOK 1976 SYSTEMS

音響技術＜ASHRAE解説＞

送風機騒音と気流騒音の推定　菅　真一郎氏

冷凍空調便覧　基礎編　社団法人　日本冷凍協会

冷凍　第47巻第542号

圧縮機の振動と騒音　久保　亨氏他

騒音対策ハンドブック　技報堂出版

冷凍　第51巻第586号

往復圧縮吐出弁の振動的，音響的な動作の計算機シミュレーション

樋口　金次郎氏（訳）

機械の騒音とその対策　共立出版㈱

冷凍空調技術　VOL.25　No.289　S 49年3月

送風機　生井　喜三郎氏

日本舶用機関学会第4巻第3号

船用送風機の問題点　遠藤和男氏他

冷凍空調技術　VOL.27　No.319

空気調和装置の設計入門（69）　宮坂明男氏

〃　VOL.28　No.326

船舶における空調装置

8. 騒 音 測 定

8.1 騒音測定機器

8.1.1 騒 音 計

騒音計はＪＩＳ規格などでその性能が規定されており，詳細は１章で記述されているので，ここでは省略する。

8.1.2 振動ピックアップ

音響域振動の計測用ピックアップには小型・軽量の加速度計型振動ピック・アップが用いられる。単一チャージ感度を有する振動ピック・アップの場合常にチャージ増幅器と併用して用いられる。振動ピック・アップやチャージ増幅器には特に独立して定められた規格はないが，これを組合せて振動速度の実効値を測定する振動計にはDIN 45666 やＩSO 2954 などの規格がある。

8.1.3 周波数分析器

周波数分析器は騒音のスペクトル分布を知りたい時に用いる分析器で，使用するフィルターの通過帯域によってオクターブ分析器，⅓オクターブ分析器等に分けられる。

(a) オクターブ分析器

騒音測定の際最も多く用いられる分析器でASA規格による系列とＩEC規格による系列の２種があるが，ＩEC規格のものが中心周波数も丸めた，きれいな数値となっており，使用しやすい。ＩSOの規格もこれと同じであり今後はこの規格のフィルターが広く用いられるようになると考えられる。

(b) ⅓オクターブ分析器

オクターブ分析器による分析よりも，さらに詳細な騒音の音響スペクトルを知りたいときに用いられる。

(c) リアル・タイム・スペクトル・アナライザー

本分析器は時間圧縮の原理を用いて，非常に短かい分析時間で（リアルタイム）現象のスペクトル解析が可能な分析器である。低域振動の計測には狭帯域（ナローバンド）分析がまた音響計測には⅓オクターブリアルタイムアナライザーが主に用いられている。

8.1.4 データレコーダ

収集データをテープに記憶させるための収録装置をいう。騒音や振動分析は一般に測定現場に分析器や記録計を持ち込んでその場で行なうのが普通であるが，それができない場合あるいは後でそのデータを再生して検討する場合，データレコーダを用いて記録させておけば，必要な時に再生しながら分析することができる。

8.1.5 高速度レベルレコーダ

高速度レベルレコーダとは音響現象等のように複雑に変動する波形を高速度で記録ペンが追従し，これを記録することのできる装置をいう。要するに記録計であるので音響現象の場合，周波数分析結果の記録，騒音の時間的変動の状況，残響時間の測定記録など広範囲に使用されている。使用目的によって乾電池で動く携帯用のものと，AC電源で動く大型のものがある。

8.1.6 ピストン・ホン

指示騒音計を現場で校正するための音量の基準器であり，一定周波数の一定音圧をマイクロフォンのダイヤフラムに与えて騒音計の校正を行う。正しい騒音測定をするためには実験前に騒音計を一つ一つ校正しておくことが望ましい。

8.1.7 そ の 他

一般の騒音測定では以上述べた計器が使用されるがこの外，特殊な音響実験および解析に使用される計器である。その代表的なものを紹介すれば次の通りである。

(a) 雑音発生器

ガウス分布に従うホワイトノイズ信号やピンクノイズ信号等の出力信号を発生できる発生器である。これらを

スピーカーに入力することによりランダム音波の発生が，また加振器に入力することにより固体音のランダム加振が可能となる。

(b) 衝撃音発生器（タッピング・マシン）

衝撃音を発生させるための装置でISO規格R 140に適合するものは1秒間に10回の標準衝撃音を発生する。構造物の衝撃音の伝搬などの研究に用いられる。

(c) 加 振 器

音響域振動の発生源として，広周波数範囲の永久磁石を使った加振器で，小さな物体の振動試験用，ピックアップ較正用，機械インピーダンス測定用等の力源として使用される。

(d) 高速フーリェ・プロセッサ

音響現象などの複雑な波形信号の解析処理プロセッサとして広範囲の解析機能をそなえた機器である。スペクトル解析，相関解析など種々の解析が可能なのでさらに多くの情報を入手することができる。

8.1.8 騒音測定計器の代表製品の一覧

騒音測定用計器のメーカは多いので，非常に多種類の計器が市販されている。ここではその中の数例を紹介する。

分　類	商　品　名	型　番	メーカ	性　能
精密騒音計	インパルス精密騒音計	2209型	Brüel & Kjær	周波数範囲：2 or 10Hz～70kHz 聴感度補正回路：A，B，C，D 測定範囲：24～140dB(A)
	精密騒音計	2203型	Brüel & Kjær	周波数範囲：10Hz ～18kHz 聴感度補正回路：A，B，C 測定範囲：26～140dB(A)
	精密指示騒音計	PS－113型	ノード	周波数範囲：20Hz ～18kHz 聴感度補正回路：A，B，C，Flat 測定範囲：25～130 dB(A)
指示騒音計	指示騒音計	PS－101型	ノード	周波数範囲：31.5 Hz ～ 8kHz 聴感度補正回路：A，B，C 測定範囲：25～130dB（ホン）
	普通騒音計	NA－09型	リオン	周波数範囲：31.5Hz ～8kHz 聴感度補正回路：A，B，C 測定範囲：35～130dB（ホン）
簡易騒音計	簡易騒音計	NA－02型	リオン	周波数範囲：50 Hz ～8 kHz 測定範囲：35～130dB（ホン）
周波数分析器	周波数分析器	2120型	Brüel & Kjær	周波数範囲：2 Hz ～20 kHz 8レンジ
	周波数分析器	FA 38 型 FA300型	ノード ノード	周波数範囲：17.8Hz～17.8kHz ⅓オクターブフィルタ 1/1オクターブフィルタ
	オクターブ分析器	SA－55型	リオン	31.5 Hz ～16 kHz 1/1オクターブフィルタ
	スペクトラスコープII	SD 335	Spectral Dynamics	分解能：500ライン 0.06～50 kHz

分　類	商　品　名	型　　番	メ　ー　カ	性　　能
データレコーダ	テープレコーダ	7003	Brüel & Kjær	4ch FM型レコーダ
	カセット・データレコーダ	CRP−5型	ノード	
高速度レベルレコーダ	高速度レベルレコーダ	2307型	Brüel & Kjær	2Hz～200kHz 10～75dB ポテンショメータ
	高性能高速レベルレコーダ	TYPE 5003	ノード	2Hz～30kHz エレクトロ・ダイナミック方式
	高速度レベルレコーダ	LR−03型	リオン	5～50kHz 25, 50dB切換
ピストンホン	ピストンホン	TYPE 4220	Brüel & Kjær	250Hz, 124dB (20μp)
	ピストンホン	PHN−123型	ノード	250Hz, 123dB
振動ピックアップ	加速度計	たとえば 4343型	Brüel & Kjær	1Hz～12kHz 16gram
雑音発生器	Noise Generator	1405型	Brüel & Kjær	ホワイトノイズ&ピンクノイズ
	正弦波－ランダム信号発生器	1027型	Brüel & Kjær	正弦波，ナローバンドランダムノイズ，ホワイトノイズ，ピンクノイズ
衝撃音発生器	Tapping Machine	3204型	Brüel & Kjær	10回／1秒間 50Hz～60Hzで作動
	Permanent Magnet Excite	4808型	Brüel & Kjær	周波数範囲：5Hz～15kHz 最大加振力：112 Newton 最大変位：12.7㎜
高速フーリェ・プロセッサ	2チャンネル高速フーリェ・プロセッサ	SD 360 Digital Signal Processor	Spectal Dynamics	500ラインの周波数分解能 30mS（1024点FF）

8.2　船舶船体部騒音計測方案

8.2.1　ＪＩＳ規格による騒音計測方案

日　本　工　業　規　格　(案)　　JIS F

船舶居住区の騒音レベル計測方法

Measurement of Noise Level on Board Vessels(Accommodation Part)

1. 適用範囲　この規格は，一般商船の海上運転時における船舶の居住区内各区画の騒音計測方法について規定する。

2. 計測の目的　海上運転時における船内騒音源の作動状態のもとで，居住区内各区画の騒音レベルを把握するために計測を行う。

3. 計測条件　計測は，次の条件で行うことを原則とする。

3.1 船舶の状態　船舶は，海上運転時でバラスト又は満載状態とし，直進航行時であること。

3.2 機器の運転状態　主機関は，通常航海出力（定格出力の８０％以上）とし，通常航海に必要な各補機器及び通常の航海状態で連続して使用する機器が正常に運転されている状態であること。

なお，間欠運転機器は停止した状態が望ましい。

3.3 居住区各区画の状態

3.3.1　各種騒音源室の戸及び窓は，計測に先だつて閉鎖する。

例：機関室，かじ取機室，ファンユニット室，無線室，調理室などの戸，窓など

3.3.2　計測対象室の戸及び窓は，閉鎖状態とするが，操だ室の戸は，閉鎖及び風下側開放の二状態を計測する。なお，戸に換気口（ベネシヤン）があるものは換気口シヤツタを

引用規格：	JIS C 1502	指示騒音計
関連規格：	ISO R 226	Normal equal-loudness contours for pure tones and normal threshold of hearing under free field listening conditions
	ISO R 1996	Acoustics–Assessment of noise with respect to community response
	ISO 2923	Acoustics–Measurement of noise on board vessels
	IEC Pub.123	Recommendations for Sound Level Meters
	IEC Pub.179	Precision Sound Level Meters
	IEC Pub.225	Octave, Half-Octave and Third-Octave Band Filters Intended for the Analysis of Sounds and Vibrations

開とする。

また，計測対象室以外の居住区内各室の戸及び窓も閉鎖の状態とする。

3.3.3　計測対象室の通気口ユニット（空調吹出し口ユニット）は，計画通風量が吐き出される正常の状態とする。

3.3.4　計測対象室は，人のいない状態であること。ただし，人払いが不可能な場合は，静粛を要求し，在室人数を計測結果の備考欄に付記しておくこと。

4. 計測要領

4.1 計測器

4.1.1　JIS C 1502（指示騒音計）　に規定する指示騒音計又はIEC pub. 179（Precision Sound Level Meters）による精密騒音計を使用すること。

なお，周波数分析器は，オクターブバンド分析器を使用すること。

4.1.2　計測器は，計算法による検定に合格したもので，有効期限内のものでなければならない。

4.2　使用する聴感補正回路及び計測値の表示法　計測は，騒音レベルで行うことを原則とするが，特に必要な箇所は周波数分析を行う。

4.2.1　騒音レベル　騒音レベルは，聴感補正回路のA特性を使用し，計測値はdB(A)で表示する。

4.2.2　周波数分析

周波数分析は，A特性，又はC特性のいずれかとし，表1に示す中心周波数によるオクターブバンド分析とする。計測値は，dBで表示し，使用した特性名をdBの後の（　）内に記入する。

表1．オクターブバンド中心周波数

中心周波数 Hz	(315)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000

備考（　）内の31.5Hzは，必要により計測する場合だけ使用する。

4.3 使用する動特性と指示値の読み方

4.3.1 動　特　性　動特性は，原則として緩（SLOW）を使用する。

4.3.2 指示の読み方　それぞれの計測点での測定は，少なくとも5秒間測定する。指示針の振れが大きい場合は，その最小と最大レベルを明記し，ひん度を加味した平均値（読みの平均値と呼ぶ）をもつて代表する。数値は，小数点以下を四捨五入し，整数値を記録する。

この場合の表示法は，次の例のとおりとする。

例：58（53，69）dB(A)

- 69 ― 最大レベル
- 53 ― 最小レベル
- 58 ― 読みの平均値（必ずしも最大レベルと最小レベルとの平均とは限らない）

4.4 マイクロホンの使用方法

4.4.1 マイクロホンの高さは，原則として床上　1.2 m～1.5 mとする。

4.4.2 マイクロホンの方向及び位置は，原則として　次の要領とする。

(1) 計測点は一室一点とし，位置は部屋の中央付近でマイクロホンの向きは，指向性を考慮して上方とする。ただし，マイクロホンの構造により水平としても差し支えない。この場合，マイクロホンは，入口戸の方向に向けること。

なお，特殊な形状の部屋又は特に広い部屋などで一室二点以上計測する必要がある場合は，原則として計測点の間隔を相互に　2 m以上離し，反射面（天井，壁，床，戸　・大形家具など）から少なくとも0.5 m離す。

(2) 音源機器室及びばく露部での計測は，音源側にマイクロホンを向ける。

(3) 通風吹出し口の直接的影響を避けるため，計測点は，吹出し口より約1 m　離し，通風が直接マイクロホンに当たらないように注意する。

4.4.3 風の影響のある場所で計測する場合は，マイクロホンにウインドスクリーンを用いるか，風下側で計測する。

4.4.4 ダイナミックマイクロホンを使用する場合は，特に磁場（モータ，トランスな

ど）に注意しなければならない。

5. 計測箇所

5.1 計測しなければならない箇所は，原則として次のとおりとする。

(1) 各層甲板とも，すべての居室（寝室を含む。）

(2) 各層甲板の各通路中央部

(3) 病　　室

(4) 音源機器室（空調ファンユニット室など大きい音源のある機器室）

(5) 操だ室

5.2 必要に応じて計測する箇所は，次のとおりとする。

(1) 各食堂，喫煙室及び娯楽室（読書室を含む）

(2) 作業室（無線室，制御室，診察室，調理室など）

(3) 各種事務室

(4) 音源室の隣室

(5) かじ取機室

(6) 機関室囲壁に接する通路

(7) ばく露甲板のうちブリッジウィング，機関室給排気口付近，プールなど人の比較的通行又はとどまることの多い場所

(8) そ の 他

5.3 周波数分析をする箇所は，原則として次のとおりとする。

(1) 音 源 室

(2) 計測した騒音レベルが規制値　又は設計目標値を超えた部屋

(3) 各層甲板の四すみの居室

(4) その他特に必要とする箇所

6. 計測結果の取りまとめ方

6.1 計測結果の取りまとめ方は，附属書1～4による。

ただし，周波数の分析結果を図示する場合に，C特性で計測したものは様式3に，またA特性の場合は様式4に従って取りまとめる。

6.2　6.1計測結果に対応した計測箇所を一般配置図又は諸室配置図に位置番号でわかるように表示し，それを計測位置付近に図示する。

なお，一般配置図又は諸室配置図は寸法がわかるものとし，少なくとも戸・家具・及び窓などの明示されたものが望ましい。

附属書　様式1

S.No　　騒音計測データ

船名

計測者			
船種		トン数	DWT　　GT
船級		寸法	Lpp × B × D × d

計測日時	昭和　年　月　日　時　分～				
本船の状態	NOR・MCR・M/E STOP(　　)		BALLAST・FULL DRAFT(喫水　m トリム　m)		
天候		海面状態		風速	m/s
使用計器	騒音計			準拠規格	
	オクターブバンド分析器			準拠規格	

機器		台数	容量	計測時の運転状態 使用台数	運転状態	備考
主機	形式				PS　RPM	
	連続最大出力		PS(KW)　RPM			
	常用出力		PS(KW)　RPM			
主機のターボチャージャ(ディーゼル船のみ)			形式			
プロペラ			形式 翼数			
発電機	T/G		KW　RPM			
	T/O		KW　RPM			
機関室通風機	給					
	排					
空気圧縮機						
空調機器						

居住区と機関室との関係 (居住区層数と甲板間高さも記入)	特記すべき騒音対策

様式2

甲板	甲板	騒音計測場所	騒音レベル dB(A)	騒音レベル dB(A)	オクターブバンドレベル dB( )									備考(音のフィーリング、その他)
					Hz (31.5)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	

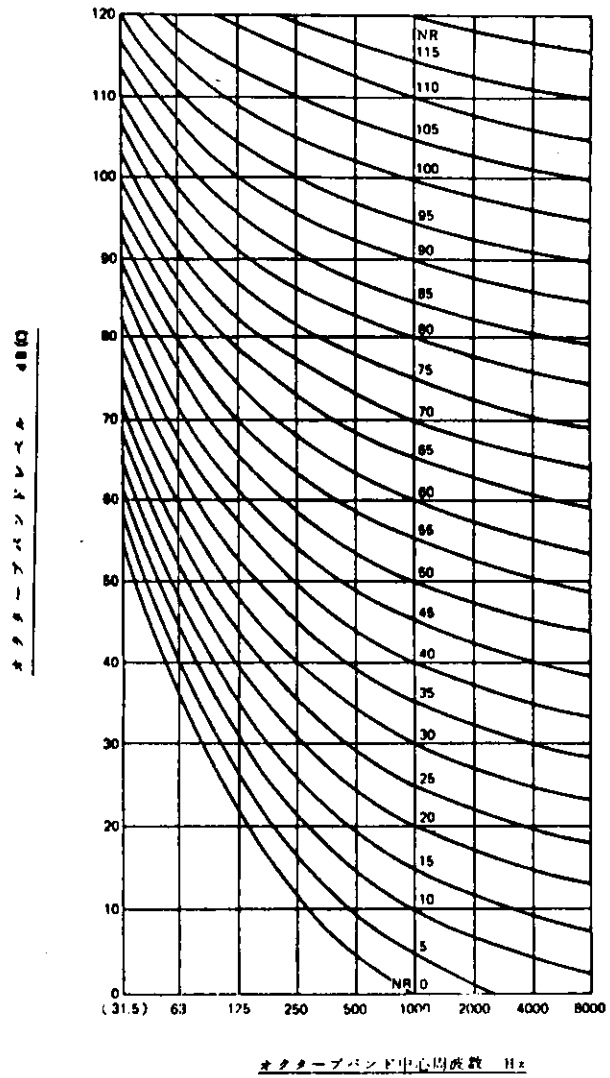
S.No

様式3

S.No.

位置番号（　　）計測箇所：

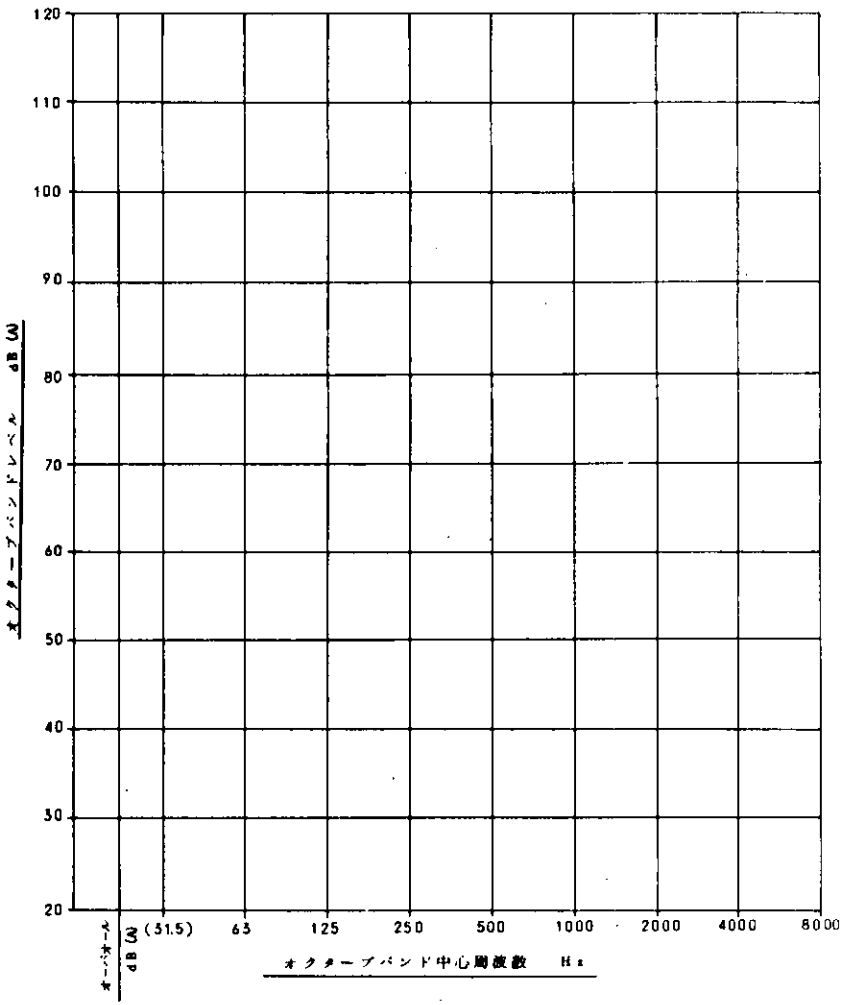
dB (C)	
dB (A)	



様式4

S.No.

位置番号（　　）計測箇所：



JIS F

船舶居住区の騒音レベル計測方法　解説（案）

1. 制定の目的　従来船舶においては，各種の方式で船内騒音が計測されて来たが，これらはその計測基準が異なるため，直接比較検討する際不便を感じていた。騒音対策という問題に対処して行くためには，それぞれが共通の方法に基ずくデータを作成して行くことが必要になり，基本的条件を標準化する目的でISO 2923(Acoustics-Measurement of noise on board vessels)を考慮してこの規格が作られた。なお，機関部関係はJIS F "機関部の騒音計測方法"があるので，重複を避けるため，この規格では触れていない。

2. 制定の経過

原案作成会社	担当作業委員会	審議専門委員会	船舶部会議了年月日	制定年月日
石川島播磨重工業株式会社	(社)日本船舶標準協会 船体部会振動委員会 (委員長　広渡智雪) 騒音小委員会 (委員長　柴田　清)			

3. 規格の概要及び要旨

3.1 計測条件　計測条件は，一般的に船舶騒音の規制の対象となる通常航海状態をベースに定義した。

ただし，通常航海出力といつても定格出力に対するシーマージンの量を明確にするため，定格出力の８０％以上とした。

3.2 計測要領

3.2.1 計測器　現在JIS C 1502－１９７０で指示騒音計について規定があるが，これは，IEC Pub.123 1961(Recommendations for Sound Level Meters)に基づくものであり，最近では，これ以上の性能を有するIEC Pub.179に基づく精密騒音計の使用を規定している船舶騒音規制もあり，JIS C 1502－１９７０以上の性能を有する計器なら許容されることとした。

また，オクターブバンド分析器についてもIEC Pub. 225 (Octave, Half-Octave and Third-Octave Band Filters Intended for the…)及びISO R 226 (Normal equal-loudness contours for pure tones and normal threshold of hearing under free…)にて規格化されているが，JISにはまだ導入されて

おらず，今後ＪＩＳでこれらが規定されれば本項の記述を変更する事とする。

3.3 聴感補正回路及び計測値の表示法

3.3.1 騒音レベル ＪＩＳ Ｚ ８７３１（騒音レベル測定方法），ＩＳＯ 2923 及びＩＥＣ規格においても音のうるささは，聴感補正回路のＡ特性で最もよく表せ得るとして，これらを一体化する方向にあるので，騒音レベルの計測には，Ａ特性の計測とそれに併せフィーリングも記す様推奨する。

3.3.2 騒音の周波数分析 船舶騒音は通常騒音レベル dB (A)で評価するが，周波数分析値で評価する場合もまれではない。

この場合 ISO R 1996. (Acoustics-Assessment of noise with respect to community response)で推奨されているＮＲ数基準曲線と比較することが多いがまた，最終的には音のうるささに結びつくとして，聴感補正回路のＡ特性の方が使用にあたつて便利な場合もあるので様式３と様式４を採用した。

各特性相互の変換の手法について参考までに次に記す。

(1) Ａ特性補正値 （△dB）

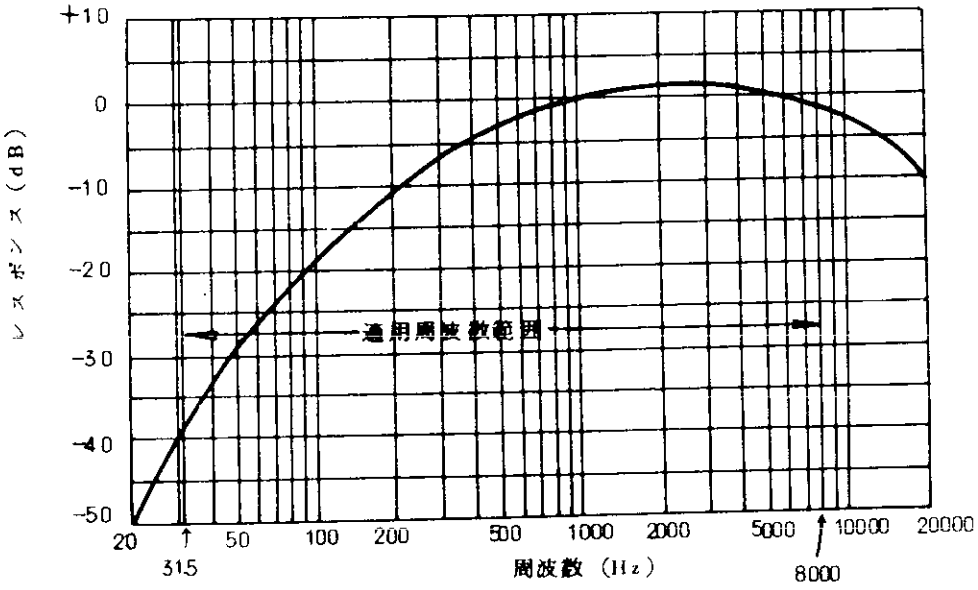
解説表１．補正値（△dB）

中心周波数（Hz）	(31.5)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
補正値 （dB）	(-39)	-26	-16	-9	-3	0	+1	+1	-1

(2) 方　　法 各特性で得られた中心周波数のオクタブバンドレベル dB に解説表１の△ dB を加算すれば，変換すべき特性の dB 値になる。

なお，結果は小数点以下を四捨五入する。

解説図１ 指示騒音計の聴感補正特性



3.3.3 周波数分析と特性（スケール）の選定 周波数分析は，一般にオクターブバンドレベル dB として計測されるが，騒音規則は dB(A)で行われる。

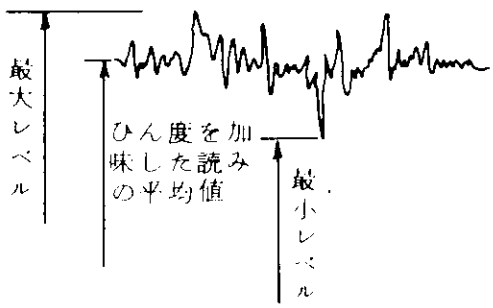
従って，その分析も dB(A)で行った方が都合がよい。このため従来から dB(A)で分析し記録される場合が多かった。しかし，騒音対策として遮音・吸音処理を施す場合，音のエネルギーを物理量としてとらえる際や，規制値を上回つた時には，NRN曲線（様式3）上に，計測値をプロットしてチエックする必要があるので，こうした折に周波数分析を dB(C)で測定することがある。この規格ではその両方を記録又は換算できるように考慮した。

3.3.4 オクターブバンド中心周波数 中心周波数は，ISO 方式（63Hz ～8000Hz）の1オクターブ区分を採用しているが，規則によつては63Hz 未満として31.5Hz についての計測を義務付けられていることもあるので，この規格では（ ）を付し（31.5）Hz として，必要に応じて計測した場合も記録できるようにした。

3.3.5 周波数分析の種類 ISO 2923 ではオクターブバンドレベル又は 1/3 オクターブバンドレベルのいずれでもよいとしているが，従来オクターブバンドレベルで分析されるケースが比較的多かつたので計測データをそろえるために，JIS ではオクターブバンドレベル1本に統一した。これは，1/3 オクターブバンドレベルでは不具合という意味ではない。

しかし，この場合にはオクターブバンドレベルに換算するか，又は オクターブバンドレベルでも別に計測しておくことが望ましい。

解説図2 指示計の振れの読み方



3.4 騒音計指示値の読み方 騒音計の指示値を読む際にこの規格ではひん度を加味した平均値を読むことにした。

もち論最小と最大値の間を平均に指示針が振れていればその中央値を読むことでよいが，指示針が最小と最大値の間で解説図2のようにいずれかの側に主として振れているような場合は，その最も振れのひん度の多いレベルの値を"読みの平均値"として記録することとした。

また，この他に間欠音や，変動の大きな音の場合の指示値の読み方は，「公害防止の技術と法規」…（通商産業省立地公害局監修）を参照の上判定のこと。

3.5 音源の騒音計測時のマイクロホンの使用方法 音源機器の騒音レベルを測定する場

合におけるマイクロホンの位置と方向は，原則として解説表2のとおりとする。

解説表2　機器まわりのマイクロホンの位置と方向

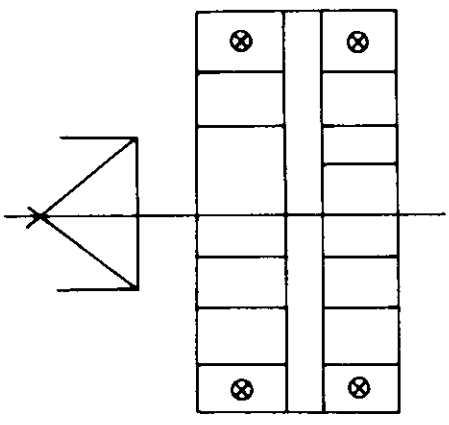
機器の大きさ	マイクロホンの位置		マイクロホンの方向	備考
	対象物からの距離	高さ		
中・小形機器（最大寸法，50 cm未満）	表面より30 cm		機器方向	計測用紙に特記のこと。
大形機器（最大寸法，50 cm以上）	表面より1 m	1.2m～1.5m		

3.6　計測箇所　居住区における計測箇所は，各甲板ともすべての居室（寝室を含む。）としたが，計測データを検討する際，各甲板とも一貫した位置での計測値があると便利な場合がある。

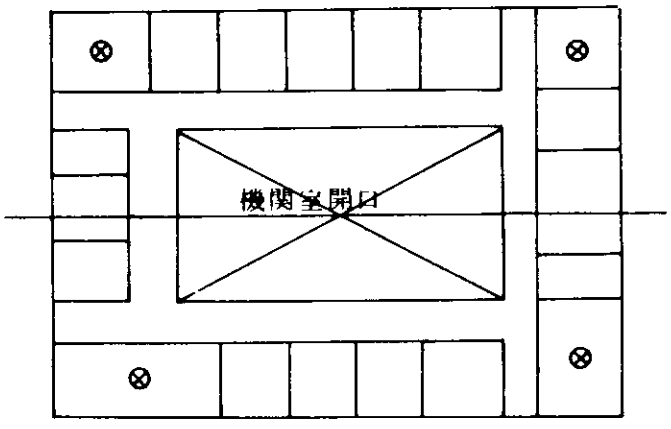
このような場合，計測場所は，各甲板の四すみの部屋とし，次の要領で選定する。

各甲板の四すみの部屋とは，解説図3～5に示す⊗印の部屋を示すが，騒音は各室の構造及び内装等の影響を受けるので，その点を考慮して部屋を選定する必要がある。

解説図3

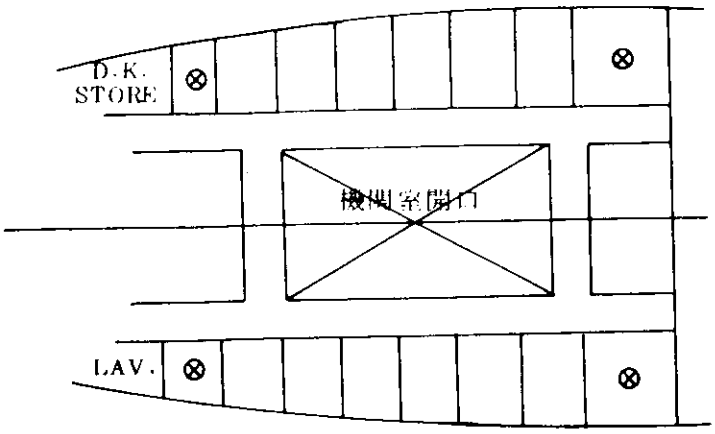


解説図4



ただし，船尾楼内後部区画では解説図3及び解説図4のよう四すみの計測対象室の関係が明確でないので，その場合は解説図5のように選定する。

解説図 5



備　考　機関室囲壁後端壁より後方の区画の居室又はその他の部屋のうち 5.1 及び 5.2 項で明示されている計測対象の部屋であればいずれの部屋でも差し支えない。

3.7　計測結果及び計測用紙

3.7.1　計　測　結　果　騒音レベルは，原則として dB (A) で計測することとしたが，4.2.2 で述べたように分析を C 特性又は A 特性で行つた場合はその特性のバンドレベルも併記することとしたので，計測用紙は，そのいずれの記載にも可能なようにした。

周波数分析は，上段に dB (C) 値，下段に dB (A) 値のそれぞれを記入できるようにして，騒音の評価が容易にかつ使利になるようにした。

3.7.2　騒音レベルの和及び平均レベルの求め方　一室内で 2 箇所以上の計測点がある際に，その部屋の代表騒音レベル値の求め方として次にその簡略法を例にして説明する。なお，平均レベルを求めようとする計測騒音レベルの最大と最小レベルの差が 5 dB 以下の場合には算術平均をとつても大差がない。

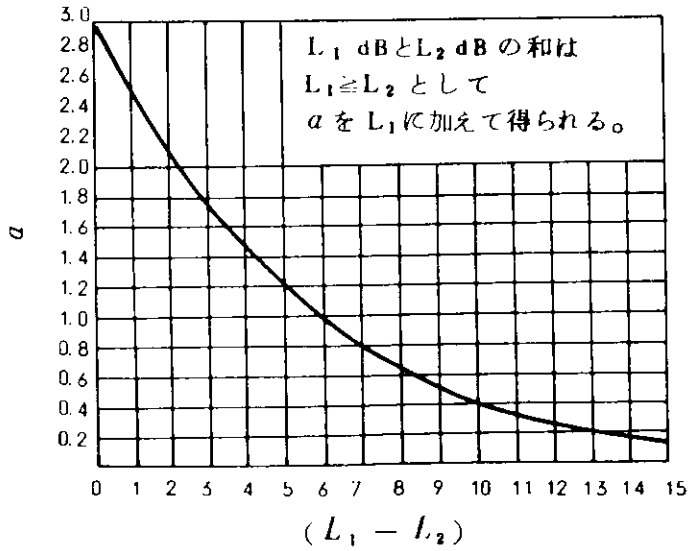
① 準備計算（ dB 和の求め方 ）

例で説明する。今，計測値が 4 個で次のとおりとする。（計測値が多くても同様に行う。）

95 dB，93 dB，92 dB，88 dB

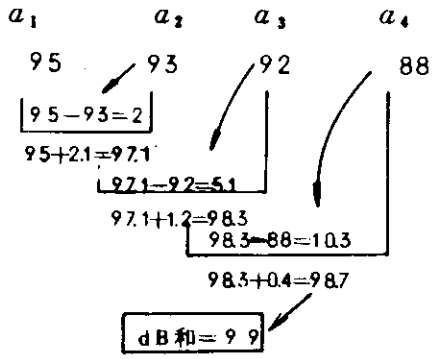
この dB 和は，次のようにして求めることができる。

解説図 6　L_1 dB と L_2 dB の和



ⓐ 大きい順に並べる。

ⓑ 解説図6グラフを使用して2個ずつ dB和を求めて行く。



ⓒ 計算結果で小数点以下は四捨五入する。

ⓓ 計算値が多くなつても同法で求めることができる。

(2) パワー平均(dB平均)の求め方

(dB和) − 10 log n =(dB平均)で求める。

ここで, n は測定点数である。

解説表3　10 log n

測定点数 n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
10 log n	0	3.0	4.8	6.0	7.0	7.8	8.5	9.0	9.5	10

例として(1)の場合をとると(dB和)=98.7　10 log 4=6.0(上表より)

よつてパワー平均値は, 98.7−6.0=92.7 → 93 となる。

(算術平均では92であるから大きな誤差はないといえる。)

4. ISO 2923とJISFの規定内容の比較について　原則として ISO 2923 に基づいてこの規格を作成したが, 細部について若干の相違があるので, その比較を解説表4に示す。

解説表4（その一）

ISO 2923"Acoustics - Measurement of noise on board vessls"とJIS F "船舶居住区の騒音レベル計測方法"の記載内容の比較表

ISO条項と項目	ISO要点	JIS要点
1. 目的及び適用範囲		
2. 引用規格		
3. 試験の種類		
4. 測定量 4.1 動特性	Slow	緩（Slow）
4.2 サウンドレベル	A—Weighted sound pressure levels LA expressed in decibels（dB）	騒音レベル dB(A) 音圧レベル dB(C)
4.3 周波数分析	オクターブバンドレベル dB 又は1/3オクターブバンドレベル dB	オクターブバンドレベル dB(C)又は dB(A)
5. 測定装置 5.1 5.2騒音計	IEC Pub.179に従う精密級を使用する。	指示騒音計（JIS C 1502）又は精密騒音計（IEC pub. 179）
5.3 分析器	IEC pub.225によるフィルタを使用	な し
5.4 校正期間	2年以内	有効期限内のもの
NOTES：1 風の影響	ウインドシェードを使用	同 左
NOTES：2 衝撃音	IEC pub.179 の衝撃騒音計	な し
6. 外囲条件 6.1 水深・反射面	読取値に影響するものは記録	な し
6.2 定常的な音源以外の騒音	人，作業，風等他の音源からの騒音が本船騒音に影響しないよう測定。	人，風についての処置は記述してある。
6.3 定常的な暗騒音の補正	3～10dB差の補正値あり	航走中の暗騒音は船内騒音に影響が少ないとみて考慮せず
7. テストコース 7.1 船の進路	直進中	同 左
7.2 内海航路	上流に進むかあるいは静水中で運転	な し
8. 試験時の船舶の条件		
8.1 負荷条件	バラスト又は満載	同 左
8.2 主機関		
8.2.1 主機関の状態	公称回転数，内海航路では規定速力の少なくとも95%	通常航海出力（定格出力の80%以上）
8.2.2 雰等の天候条件	このために定められている低速又は特にきめられた航行条件で測定	な し
8.2.3 入港状態	停止の状態	な し
8.3 可変ピッチプロペラ シュルナイダプロペラ	いずれも全力の位置で測定	な し
8.4 補機	主機関の条件に相当する規定で運転	通常の航海状態で連続に使用する機器が正常に運転されること。
8.5 空調・通風装置 8.5.1	運転中	同 左
8.5.2	他に目的があれば停止中の計測も追加	停止中は考慮せず

解説表4 （その二）

ＩＳＯ条項と項目	ＩＳＯ要点	ＪＩＳ要点
8.6 戸・窓		
8.6.1	閉 － 鎖	同 左
8.6.2	W／Hの風下側を開けているのが普通の場合は開の状態とする。	W／Hは閉と風下側開の2状態
8.7 家 具	すべての装備を施した状態	特に明示していない。（海上運転状態で測定するので，ほぼ完工時を意味する）
NOTE	新造船は便宜上公試時に計測する。	同 左
9. マイクロホンの位置	床上1.2～1.5mで上方を向ける。	同 左
	二つの測定点は少なくとも2m離す。	同 左
	境界壁から少なくとも0.5m離す。	同 左
9.1 居住区の計測点	寝室・居室・病室・食堂・サロンで室の中央1点測定	原則：すべての居室（寝室を含む）の中央1点測定
室内レベル差の大きい時	着座する位置の人の頭付近でも測定	必要に応じて：食堂，サロン等 な し
9.2 機関室の計測点	機関室・制御室で主として作業を行う場所，電話，会話，信号の聴取に必要な重要な位置	船体部では触れず，機関部の計測方法に含められている。
	著しい騒音の機器は1m離れて測定	解説に明記
9.3 運転指揮所	人の働くすべての点 騒音レベルに差がある時は，それぞれの位置で測定	具体的には指示せず，単に「制御室」として採り上げている。
9.4 騒音の大きい場所	短時間でも人のとどまるうるさい場所	音源機器室・同隣室及び通路中央も計測対象に入れている。
9.5 甲 板 上	乗組員や乗客がとどまるすべての場所	人の通行，とどまることの多い場所，ブリッチウイング，吸・排気口付近，プール
9.6 吸・排気口	吹出口より約1mで側方30°方向に離れた位置で測定	吹出口より約1m離れ，通風が直接マイクロホンに当らないようとした。
9.7 ブリッチウイング	風下側で測定	風の影響がある場所は，マイクロホンにウインドスクリーンを用いるか，風下側で測定することにしている。
10. 測定方法 10.1 時 間	各測点は少なくとも5秒間測定	同 左
NOTE 読 み	平均値をとり，整数値とする。	同 左
10.2 付記事項	ききとれる純音や衝撃音は記録する。	同 左
11. テストレポート記載事項 11.1	試験の種類	な し
11.2	試験場所，天候条件，水深	同左（但し水深は含まず）
11.3	測定装置	同 左
11.4	暗騒音のレベル	な し
11.5	船舶の主機関，プロペラ回転数，可変プロペラのピッチ	同 左
11.6	補機類とその運転条件	同 左
11.7	船の負荷状態	同 左
11.8	マイクロホンの位置	配置図上に計測位置に担当する処に位置番号を示す。
11.9	騒音レベルおよび必要ならそのスペクトル分析	同 左
11.10	純音・衝撃音の存在	同 左
11.11	船内の主要騒音源	同 左
11.12	戸・窓の開閉状態	同左（原則として閉，開の場合注記する）

8.2.2 船舶騒音測定法（DIN）

当計測規格はドイツの造船技術協会（Schiffbautechnischen Gesellschaft）の船舶振動専門委員会の協力のもとに作成されたもので次の各関係団体に承認され，適用されている。

西独運輸省（BMV）
海事同業組合（SBG）
内航船同業組合（BBG）
ジャーマン・ロイド船級協会（GL）
西独船舶船級協会（DSRK）

1. 目　的

当規格は船舶が運行中に発生する騒音が人間または船舶用音響信号におよぼす影響について，一定の基準にもとづいた判定を行い得るようにすることを目的として定められた測定基準である。

2. 測定および測定装置

騒音測定値はA特性音圧レベルを用いdB単位にて表示する。測定用としてDIN45633シート1および2に示された精密騒音計を用いるものとする。使用騒音計が上記規格に適合するものであるかどうかについては，測定の2年間以内に公的機関による検査を求め，検査合格の表示をはっきりとわかるようにしておくものとする。騒音の周波数分析用計測器としてはDIN 45651にもとづくオクターブ・フィルタ（場合によってはDIN 45652にもとづく⅓オクターブ・フィルタ）を用いるものとする。

3. 測定の実施

騒音計測の実施前に付属装置またはピストン・ホンを用いて騒音計の検定を行うものとする。この検定は騒音計測完了後および長期にわたる測定の際はその実施中にも随時実施するものとする。

- 測定装置の表示速度が可変となっている場合には報告書に使用表示速度を明示しておくものとする。
- 指示針の変動が認められる場合には平均値を求めるものとする。変動がはなはだしい場合には極限値を報告書に記録しておく。
- 構造部材の共振または気柱共鳴が測定値に影響をおよぼすようなことがないように注意すること。

3.1 船上における測定

3.1.1 測定条件

騒音計測は次のごとき運転条件下において行うものとする。

(a) プロペラおよび機関回転数最大（全速）での運転中

(b) 港内運転中

(c) 視界不良時の天候下（例えば霧中）での徐行航海速度での運転中，（これは3.1.2項に示された操舵室およびブリッジウィングにおける測定についてのみ適用されるものとする）

- 一般に船上での騒音計測に際しては換気装置は運転状態に保っておく。
- ごく短時間しか運転されない装置（例えばエア・コンプレッサ）等は停止せしめておくものとする。ただし必要な場合にはそれらの影響を別個に確かめておくものとする。
- 測定は窓および扉を閉じた状態で行なう。
- 操舵室内の測定の際には風の当たらない側の扉は開いておく。
- ブリッジウィング上での測定は風下側で行う。

3.1.2 測定点の数および位置

人が居住する室内での測定はできれば，室の中央，室内で机の前に座り人の頭が位置する個所，寝台に寝ている人の頭が位置する個所の計最低3個所にて行なう。

測定点の位置は床より 1.2 m，壁より50cm以上離れた所とする。また隣接測定点の間隔は 2 mとする。

- 機関室内ではより多数の測定点を設定する。その設定に際して機関室員が通常占めている位置を考慮に入れる。
- その他の測定点は機関の両側において機関の周縁から約 1 mの距離をおいて設定しておく。
- その他騒音レベルに影響を及ぼす補機，例えば補助ディーゼルエンジンから約 1 mの距離をおいて各 1 個の測定点を設けておく。
- 多くのデッキにまたがる機関室については夫々のデッキレベルで床（grating）上約 1.2 mの個所に多数の測定点を設けておく。
- 操舵室については特に操舵スタンドの傍に測定点を設けておく。
- ブリッジ・ウィング上での測定は頭の高さにて行う。その際マイクロホンに船の航行に伴う風が当ることのないように注意する必要がある。
- デッキ上の人員所在場所では排気孔および換気孔，機関室〝天窓〟および他の顕著な発生源より発するデッキノイズを測定する。その際デッキ上 1.2 mの高さのところに最低 1 mの間隔をおいて最も騒音の高い個所を選び，空気または排ガス流の直接的な影響のない個所にて測定を行う。

3.2　内航船およびフローティング装置上での測定

3.2.1　測定条件

測定は下記の運転条件下にて行う。

a）定格出力および〝船舶証明書〟に示された機関回転数の95%以上にての航行時に実施する。可変ピッチ・プロペラまたはフォルト・シュナイダ装置装備の船舶については全負荷用のピッチを選ぶものとする。

b）夜間運転用として必要な補機をノーマルロードにて運転中（停泊中）

- 測定は窓および扉を閉じて実施する。
- 操舵室内の測定に際しては船首側の窓を開いておく。
- その他の点については 3.1.1 項に準ずる。

3.2.2　測定点の数および位置

3.1.2 項に準ずる。

4.　騒音の周波数分析

特定の測定点においてdB (A)の騒音レベル測定値だけでは騒音の判定に不充分な場合にはオクターブスペクトル（必要な場合には⅓オクターブスペクトル）の測定を行うことができる。特に操舵室内およびブリッジウィング上での測定の際には 3.1.1(c)記載の条件下での音響信号聴取難易の判定のため80～ 800 Hzの範囲内での測定を正確に行うように注意すべきである。これはこの範囲での騒音レベルが音響信号の確認を困難ならしめる可能性があるからである。

- 計測結果の図式表示の際には次の目盛で図示する。

1 オクターブで……15㎜

1 ～⅓オクターブで……5 ㎜

1 dB ……2 ㎜

できれば対数用紙LD DIN 45408 を用いることが望ましい。

5.　測定範囲

測定報告書には最低下記のデータを示しておくものとする。

a）船の主構造データ

b）測定点の位置

c）騒音測定値

d) 航海の種類（例えば試運転　～から　～へ）

e) 載荷状態

f) 航行中における船首，船尾の喫水

g) 水深

h) 波浪，風速，風向，船との相対的風向

i) 機関室内の機関回転数および出力

j) 3.1.1(c)にもとづく測定に際して航走状態，天候条件に関する正確なデータ

k) 船舶騒音対策のために講じられた構造面および機械技術面での措置

l) 使用測定装置のメーカ，必要ならば前回の公的機関による較正の日付

5.1　機関室以外の室内にてdB(A)で計測された騒音レベルについてそれぞれの測定値の差が8 dB(A)を超えない場合に算術平均を求めるようにしてよい。

ある室の騒音レベルの最大値が机または寝台の個所で測定されているという場合にはそれを別個に記録しておくものとする。

5.2　機関室での測定結果の説明用として，特に3.1.2項に記された装置の配置および測定点位置ならびに騒音計測値を読取りうるような機関室配置のスケッチを添付しておくものとする。

5.3　この規格に示された規定に合致しない点がある場合にはその旨報告書に明示しておくものとする。

8.2.3　スウェーデンの騒音測定方案

（Regulations and Recommendations of the National Swedish Administration of Shipping and Navigation concerning noise protection on shipより騒音測定に関係する部分を抜すいしたものである）

1.　騒音測定

1.1　計測値の記録等

1.1.1　船が完成した時，騒音レベル測定を1.4に示した運航状態で実施するものとする。

改造船，機械あるいは騒音レベルに影響を及ぼすかもしれない変更が行なわれた場合には，協会は必要と考えられる範囲で新しい騒音レベルの測定を要求することができる。

1.1.2　測定値は記録して，National Swedish Administration of Shipping and Navigationの中央協会に提出するものとする。

1.1.3　測定結果は船の図面に騒音レベルや測定点を記録した形式のものに表示するものとする。もし周波数分析が実施されている場合には，この分析結果をふくんだ報告書も図面につけ加えるものとする。たとえば8.2.1の様式3に示したような周波数グラフにそれに対する規制曲線と測定値を含んで記録するものとする。

1.1.4　図面に関連して，騒音状態を知る上で重要な状況は記録するものとする。次に示す事柄は常に明記するものとする。

a) 航海の種類（例えば試運転，AからBへの航海）

b) 艏および艉吃水

c) 船底キール下の水深，（もし必要ならば）船の近辺にある測定値に影響をおよぼすと考えられる反射面などの状況

d) 天候条件

e) 船速

f) 主機関および補機の出力および回転数

g) 測定中に作動していた重要な他の音源

h) 測定計器，マイクロホン，フィルタ，およびその他の計器の種類と製造会社

i） もしあれば，測定前後の較正値の差

1.2 測定手順

1.2.1 騒音レベルを測定する時，使用する計器はIEC publication No. 179（精密騒音計）の要求に従ったものでなければならない。騒音計はNo. 179に示された基準にのっとって検定するため少なくとも2年に1度管理責任者によって試験を受けるものとする。

1.2.2 騒音計は各計測毎に，その前後較正するものとする。較正は信頼できる較正器械（例えばピストン・ホン）によって行うものとする。

1.2.3 騒音レベルの測定に関連して，指示計は通常〃fast response〃で測定するものとする。もし指示計が非常に大きい変動振れを示す時には，計器を〃slow response〃にセットする。記録された測定値の平均値が有効であるものとする。単調な騒音の場合，各々の測定は少なくとも5秒間行うものとする。測定値は最も近い整数値に丸めるものとする。

1.2.4 85 dB(A)以下の騒音レベルを計測する時には測定に必要な人だけが立合うものとする。

1.2.5 騒音が規制値（オーバオール値）を超える時，オクターブ・バンドの周波数分析を適用するものとする。

周波数分析はオクターブ・フィルタを備えた騒音計で，IEC No. 225の要求に合致したもので，その中心周波数分布に関してはISOのRecommendation No. 226に従ったものでなければならない。

1.2.6 壁の空気音遮断（現場での透過損失）の測定はSIS025251またはISO R140で定められた規準に従って行わなければならない。この測定は特に要求された時のみに実施される。

1.2.7 騒音測定中，船は定常コースで航走しなければならない。

1.2.8 騒音測定はバラスト状態か満載状態かのどちらかで実施するものとする。

1.2.9 測定は風や雨が測定値に影響をおよぼさないような適当な気象条件のもとで実施するものとする。

1.2.10 必要と判断される場合には騒音計測時に風よけを使用すべきである。

1.3 計測点

1.3.1 一 般

(1) 各々の船室，廊下，作業部屋およびこれに類する部屋で少なくとも1ケ所測定するものとする。その際，マイクロホンの位置は部屋の中央，甲板上または床から約1.5 mあるいは問題としている場所の人の通常位置での耳のレベルに置くものとする。もし特記されなければ，測定はマイクロホンを垂直に上を向けて実施するものとする。

これに加えて，騒音レベルの高い場所あるいは船主監督が要求した場所で測定を行うものとする。

(2) ホールド，機関室，長い廊下，甲板上あるいは同様の場所等のような大きい場所において，測定点間の距離を適当にとって測定を行うものとする。

(3) 測定時に，計測者，計器またはその種の他のものからの反射によって影響される危険の有無を観察するものとする。

1.3.2 機関室

(1) 操縦場所，通常作業を行なったり，歩行ルートになっている場所および通常人が通行したり，滞在するような場所で測定を行うものとする。測定時にはマイクロホンはグレーチングのレベルより1.5 m位置に置くものとする。

(2) 大きな機関室，かなり音の減衰がある機関室あるいは所々で騒音レベルがかなり変化するような機関室ではこれらの事実による考慮が計測時に払わなければならない。

(3) 騒音測定は機械ユニット，壁（隔壁），甲板あるいは空気取入れ口等から1 m以内接近して測ってはい

けない。

1.3.3　船室，ディー・ルーム，食堂等

(1)　各船室，食堂，ディールームおよびそれに類する場所において少なくとも1ケ所測定するものとする。その際マイクロホンは部屋の中央におき，甲板レベル上約1.5 mの位置におくものとする。

(2)　測定騒音レベルが規制値を越えるような船室では，少なくともさらに2ケ所の測定を行うものとする。1つはベットの枕上の0.25 mの位置，もう1ケ所は机（テーブル）に座った人の頭の位置である。

(3)　測定点は隔壁に0.5 m以内に近づけておいてはいけない。

(4)　換気装置あるいはエアコン装置は最大容量にセットするものとする。

1.3.4　ギャレー，ビューフェ・ルームのような作業スペース，および娯楽室や重要な騒音源のないスポーツ場所

(1)　各々の部屋で少なくとも1ケ所で，マイクロホンの位置は部屋の中央，床のレベル上約1.5 mとする。さらに可能ならば，恒久的に作業場所での計測を加えるものとする。

(2)　測定は床，壁，甲板，内装物および換気口から0.5 m以内に接近して行なってはいけない。測定時，マイクロホンは部屋にいる人の耳の位置におくものとする。

1.3.5　操舵室

(1)　操舵室では少なくとも三点の計測が必要である。1ケ所は操舵する場所，あとの2ケ所は例えば当直士官およびレーダ観測者のいる通常の位置である。マイクロホンをおく位置は甲板上約1.5mの点とする。

(2)　操舵室での測定時には扉および窓は閉じて行うものとする。レーダ，エコー・サウンディング装置，ウインドスクリーンワイパ，クリーンビュー・ウィンド等のすべての航海用装置は作動中で行うものとする。

1.3.6　ラジオ・ルーム

測定は部屋の中央で，ラジオ設備は作動した状態で音響信号を発しない状態で行うものとする。

(1)　ブリッジ・ウィングの風下側で，1ケ所，ジャイロ・コンパスの指示器の通路あるいは同様な適当な場所で操舵室に近い所で計測するものとする。

(2)　マイクロホンは甲板上約1.5 mの位置におくものとする。

(3)　ブリッジ・ウィングでの測定は，もしできれば，風速5～10ノットの時

a）向い風

b）追い風

c）横　風

の状態で実施するものとする。

測定は右舷側からの風も左舷側からの風も，当直士官の使う通路上の風下側で行なわねばならない。

もし，上記の条件での騒音計測が不可能な場合には，風速，風向および船のコースを記録しておかねばならない。

1.3.8　暴露甲板

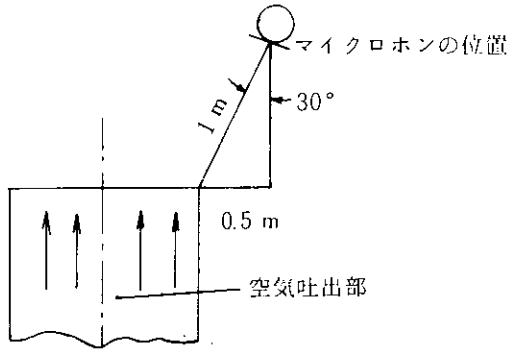
暴露甲板上での測定は船員あるいは船客が通常使用するあらゆる場所で行うものとする。

また，換気装置ユニットの近所，機関室の天窓および高い騒音レベルが予想されるようなもっと他の場所で測定を行うものとする。

1.3.9　換気装置ユニット

騒音を空気吸込み口，あるいは換気，エア・コン，空気冷却システム等の吐出部の途中で計測する時にはできればマイクロホンを換気装置ユニットから1 mの位置，また30°の角度ではなれて計測するものとす

る。（下図参照）マイクロホンは反射表面から可能な限り遠くにおくものとする。



吐出開口部のマイクロホンの位置

1.4　船の航行状態

1.4.1　主機関の出力は通常の航海速力に対応した状態（しかし全推進力の80%以下ではない）で，また補機，通風装置，その他の機器は連続運転状態で航行中に測定するものとする。

1.4.2　主機関が停止した状態で補機および荷役機械，通風装置およびその他の機器を連続的に運転している状態で測定するものとする。

8.2.4　ノルウェーの騒音測定方案

（Regulations Protection against Noise on Board Ships，issued by the Maritime Directorate）

1.　騒音測定

1.1　船が完成した時，Norwegian-Ship Controlの立合いのもとで，4.項に示した出力状態で実施するものとする。

1.2　測定結果は船の図面の形式でMaritime Directorateに提出するものとする。その中に計測値および計測点を示すものとする。もし周波数分析が行われる場合には，それも含め，noise rating curveを示すスペクトグラムに付記するものとする。

1.3　その提出図には，計測結果に加えて騒音状況の評価に大きく影響を与える因子について記述するものとする。下記の項目はいつでも書き示すものとする。

(1)　航海の種類（試運転，2港間の航海等）

(2)　船首部および船尾部における吃水

(3)　気象状態

(4)　船速

(5)　主機および補機の出力および回転数

(6)　測定中に作動している主な騒音源，つまり機関室およびカーゴ・スペースの換気装置，居住区の換気装置等

(7)　計測計器およびマイクロホンのメーカおよび種類

2.　測定手順

2.1　騒音測定にはIEC publication No.179（精密騒音計）の要求に合致したもののみを使用しなければならない。

2.2　測定に先立って騒音計は信頼できる計器によって較正するものとする。

2.3　騒音計測中，計器は通常〃fast〃に前もってセットしておくものとする。これより，最大振幅の平均値を読みとる。もしレベルが大きく変動するようであれば〃slow〃を使ってもよい。

2.4　（N－80）dB(A)を超えない騒音レベルの測定中には計測を行なっている人以外の人は部屋にいてはいけない。

2.5　周波数分析はIECのPublication No.225の要求を満たすもの，また中心周波数に関してはISO－226（ノ

ルウェー規準NS 4802）を満足するオクターブ・バンド・フィルタのついた騒音計によって実施するものとする。

3. 計測点の指示

3.1 機関室内での測定は主機関の操舵位置，および作業が通常行われる場所，船員が通常通行したり，そこに滞在したりする部屋でも行うものとする。測定中，マイクロホンは床上約 1.5 mの高さの位置におくもの，とする。騒音計測は機器，壁，床，甲板，空気吸込み口から 1 m以内の距離で計測してはいけない。

3.2 居住区*では部屋の中央で，床上約 1.5 mの位置にマイクロホンをおき，少なくとも 1 ケ所測定するものとする。測定はどの隔壁からも 0.5 m以内の短い距離で行なってはいけない。換気装置あるいは エア・コン装置は測定期間中，最大容量で運転中でなければならない。

＊居住区とは寝室，食堂，ディー・ルーム，廊下等，オフィイス，海図室，ラジオ・ルームのことである。

3.3 ラジオ・ルームでの測定は通信設備を作動させている状態で行うものとする。ただし返信用通信信号は発してはならないものとする。

3.4 賄所，パントリィ等のような作業場所，娯楽室および体育室では測定を部屋の中央で行うのに加えて，作業するある固定の位置で床上約 1.5 mで，床，壁，甲板機器および換気口に約 0.5 m以内に接近しないようにして測定しなければならない。

3.5 操舵室では測定は少なくとも 3 ケ所行うものとする。1 ケ所は操舵手のいる位置そして他の 2 ケ所は例えばレーダと操舵位置である。測定はデッキ上約 1.5 m，装置，設備および隔壁に 0.5 m以内近づかない距離で行うものとする。操舵室での測定中，扉や窓は閉じるものとする。レーダ，エコー・サンダ，ジャイロ・コンパスのようなすべての航海計器およびウィンド・ワイパ，クリーンビュー・ディスク等は作動させておくものとする。

3.6 船の操舵室ではリピーター・コンパスあるいはそれと同様な位置および操舵室の側壁の位置で計測するものとする。測定は甲板上約 1.5 mで壁の位置で計測するものとする。測定は甲板上約 1.5 mで壁から 0.5 m以内接近しない距離で行うものとする。操舵室および操舵室での測定は好ましい条件下で行うものとする。もしできれば10ノットを超えない風速で，船首からと船尾からおよび船の横方向からの風の時に行うものとする。上述した状態のもとで測定することが不可能であれば推定風速および船との相対風向を記述しなければならない。

4. 騒音レベル測定中の機器の出力

船は全推進力の少なくとも80%の推進力で，また補機，換気設備およびその他の連続運転使用設備は作動中で，航走している状態に測定するものとする。

8.3 船舶機関部騒音計測方案

本計測方案はJIS規格としてまとめられたものである。

日本工業規格（案）

機関部の騒音計測方法　F　-1976

Measurement of Noise on Board Vessels (Machinery Part)

1. 適用範囲　この規格は、一般商船の海上運転時における機関部騒音の計測方法について規定する。

2. 計測の目的　船舶機関室内、特に監視、操縦及び一般保守作業などを行う場所の騒音レベルを把握するために計測を行う。

3. 計測条件　計測は、次の条件で行うことを原則とする。

3.1 船舶の状態　船舶は、海上運転時でバラスト又は満載喫水状態とし、直進航行時であること。

3.2 機器の運転状態　主機関は、通常航海出力とし、これに必要な各補機器が正常に運転されている状態であること。

なお、間欠運転機器は、停止した状態が望ましい。

3.3 その他

3.3.1 機関室スカイライトがある場合は、これを閉とする。

3.3.2 機関室出入口の扉、窓などは閉として計測を行うこと。また、機関室内の壁で囲まれた室内を計測する場合には各扉を閉とし、人の居ない状態であること。

人払いが不可能な場合は、静粛を要求し、在居人数を計測結果に付記しなければならない。

例：機関制御室、工作室など

4. 計測要領

4.1 計測器

4.1.1 JIS C1502（指示騒音計）に規定する指示騒音計及びこれと同等、又は、それ以上の性能を有するオクターブバンド分析、精密騒音計を使用すること。

4.1.2 計測器は、計量法による検定に合格したものでなければならない。

引用規格：JIS C 1502　指示騒音計

4.2　使用する聴感補正回路及び計測値の表示法　計測は、総合音で行うことを原則とするが、特に指定した箇所は周波数分析を行う。

4.2.1　総合音　総合音は、次による。

(1)　総合音には、聴感補正回路のA及びC又はリニア特性を使用する。

(2)　計測値には、使用した特性名をdBで表示する。

例：90dB(A)、95dB(C)　（又は95.dB）

4.2.2　騒音周波数分析　騒音周波数分析は、次による。

(1)　周波数分析の聴感補正回路は、リニアとし、表1に示す中心周波数による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	1000	2000	4000	8000

(2)　計測値は、dBで表示する。

例：90dB

4.3　使用する動特性と指示値の読み方

4.3.1　動特性　原則として、緩（slow）を使用する。

4.3.2　指示の読み方　指示針の振れが大きいときは、その最小と最大レベルを明記し、その中央値でもって代表される。

この場合の表示法は、次の例のとおりとする。

例：　80（73，89）dB(A)

└ 最大レベル

└ 最小レベル

4.4　マイクロホンの使用方法

4.4.1　マイクロホンの高さは、原則として床面から約1.2mとする。

4.4.2　マイクロホンの方向は、原則として水平とし、機関室中央方向とする。

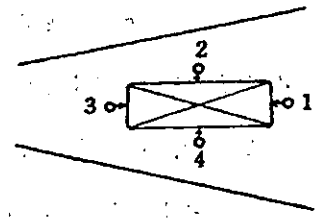
4.4.3　風速の影響のある場所は、なるべく避けること。

避けられない場合は、マイクロホンにウィンドスクリーンを用いること。

4.4.4　ダイナミックマイクロホンを使用する場合は、特に磁場（変圧器、発電機、モータなど）に注意しなければならない。

4.5 計測箇所　原則として計測しなければならない場所を表2に示す。

表 2　計測箇所

番号	場所	マイクロホン方向	オクターブバンド分析の有無	備考
1	主機関又は、エンジンオープニングまわり（各デッキ）	主機関又は、エンジンオープニング中央方向	×	 1～4は主機関又は、オープニングエンドから約1mの所。
2	機関室最上段中央	機関室下方向	×	機関室ケーシング内最上段中央で機関室を見下すことのできる場所。
3	機関制御室中央	機関室中央方向	○	
4	工作室中央	機関室中央方向	○	
5	バーナ前	ボイラ	×	ボイラ運転時だけ。
6	主配電盤前	機関室中央方向	×	機関制御室内設置の場合不要。
7	主機操縦装置前（機側）	主機関	×	
8	油清浄機室	機関室中央方向	×	
9	機関室出口	機関室中央方向	×	
10	その他	機関室中央方向	×	作業又は、監視をする場所。

5. 計測結果のとりまとめ方

5.1 計測結果にとりまとめるもの　計測結果には、附属書を参照の上、最低次の内容のものを取りまとめなければならない。

5.1.1 計測船の概要　船名、船種、トン数（DWT及びGT）、寸法

（垂線間長Lpp ×型幅B×深さD×満載喫水d×機関室長ℓ），船級

5.1.2　計測時の一般条件　喫水，天候，海面状態及び風速

5.1.3　機関部騒音源機器要目と計測時の運転状態

例：主機関，プロペラ，発電機，強圧送風機，空気圧縮機など

5.1.4　使用計測器　計器の種類，準拠規格，型番，メーカ

5.1.5　計測結果　原則として、附属書様式2に準拠し、次の内容のものを盛り込むこと。

(1)　機関室代表騒音レベル

(2)　計測場所

(3)　計測レベル（総合音及びオクターブバンド分析結果[1]）

(4)　音のフィーリング（耳判断），その他特記事項

注[1]　オクターブバンド分析結果は、リニア特性計測レベルは必らず記入し、聴感補正回路のA及びC特性レベルを併記することが望ましい。

5.1.6　騒音周波数分析図　原則として附属書様式3に準拠し、リニア又はC特性で計測したオクターブバンド分析レベル、更に聴感補正回路のA，C特性総合音レベル及びNR数をとりまとめること。

5.1.7　計測位置　6.1.5　計測結果に対応させた計測位置図をとりまとめること。これは、概略の位置，寸法の判るものが望ましい。

例：機関室配置図に計測位置を記入したもの。

5.2　機関室代表騒音レベル　機関室内騒音を代表するレベルを次のとおり定義する。

計測位置（表2参照）の主機関又はエンジンオープニングまわりの計測総合音レベルのうち、上甲板下2層[2]合計8点のパワー平均レベルをもって計測船の機関室代表騒音レベルとする。

なお、パワー平均レベルの算出に使用した計測数値を○で囲むこと。

注[2]　上甲板下2層がとれない場合は1層とする。

附属書　様式1

船　　種		トン数	DWT　　GT				
船　　級		寸　　法	Lpp.　B.　D.　d.　機関室長さℓ ×　×　×				

計測日時	昭和　年　月　日，時　分 ～				
本船の状態	NOR・MCR・M/E STOP(　　)		BALLAST・FULL DRAFT(喫水　m)		
天　　候		海面状態		風　速	m/S
使用計器	指示騒音計			準拠規格	
	オクターブバンド分析計			準拠規格	

要目				計測時の運転状態		備考
項目		台数	容量	使用台数	負荷状態	
主機	型式					
	連続最大出力		PS　RPM			
	常用出力		PS　RPM			
ターボチャージャ（ディーゼル船のみ）			型式		RPM	
プロペラ			型式： 翼数：			
発電機	T/G		KW　RPM		KW	
	D/G		KW　RPM		KW	
主・補ボイラ						
機関室通風機	給					
	排					
空気圧縮機						
Fd.W.P.&T.						

様式 2

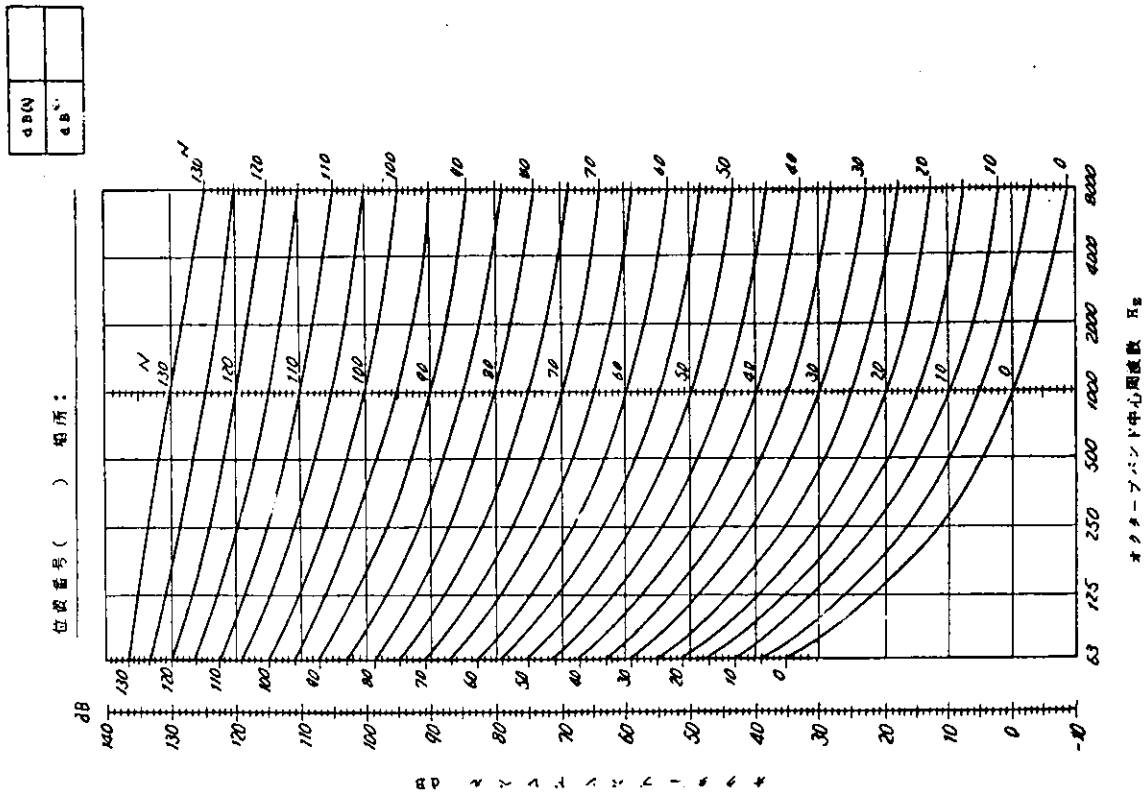
騒音計測用紙

計測年月日：
計測条件：
計測者：

番号	計測場所	位置番号	総合音 dB(A)	総合音 dB	オクターブバンド分析 dB/dB(A) Hz 63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	備考（音のフィーリング、その他）

機関室代表騒音レベル　dB(A)　dB

番号	計測場所	位置番号	総合音		オクターブバンド分析 dB / dB(A)								備考
			dB(A)	dB	Hz 63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	（音のフィーリング、その他）



8.4 船体部単体機器振動及び騒音計測方案

本計測方案はSR 156でまとめられたものであり，昭和50年度報告書に記載されているものである。

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 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。

(X) 暗騒音，暗振動の計測も行なう。

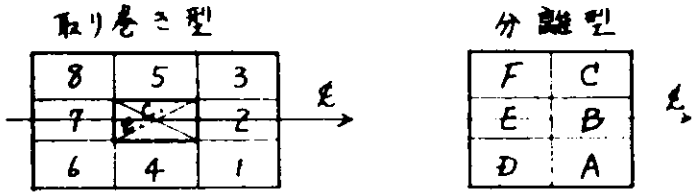
注）エアコン用デッキユニットの計測に際しては，ファン及びコンプレッサーの同時運転を行ない，前記(1)～(X)以外にも，各ゾーンで1室以上の騒音計測を行なう。

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P 37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。

8.5 船舶機関部振動計測方案

8.5.1 低周波振動計測

本計測法案はSR156－SC3－WG2においてまとめられたものである。

1. 適用範囲

本方案は，SR 156 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) 海上運転時原則として，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. 軸系捩り振動試験時

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) 較　正

データレコーダには必ず基準加速度に対応した較正電圧（周波数の較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。

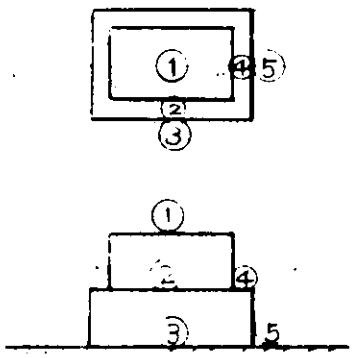


図1　単体機器計測点

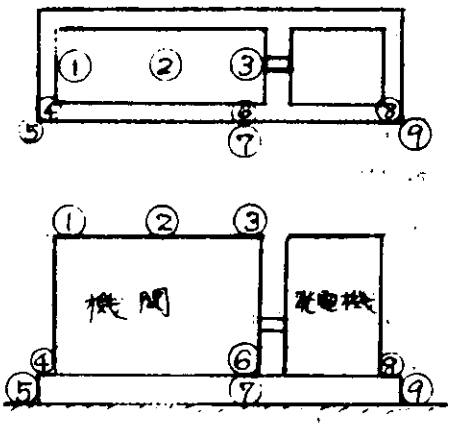


図2　発電機計測点

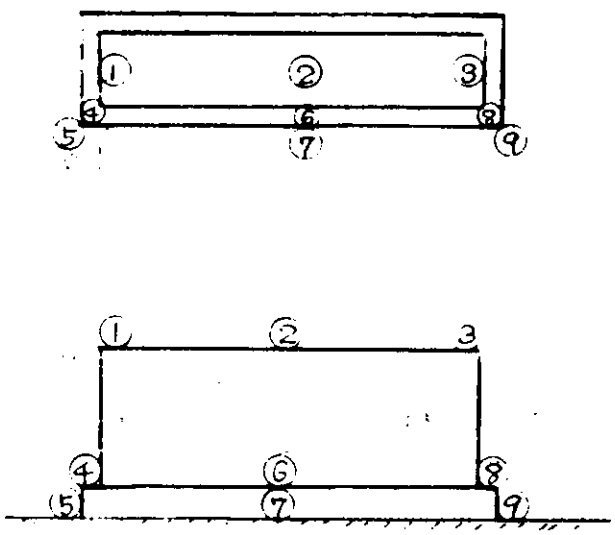


図3　主機計測点

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随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．軸系捩り振動試験時

主機上部艏側および下部艏側の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．軸系捩り振動試験勝

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ヤグラムに表わす。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。

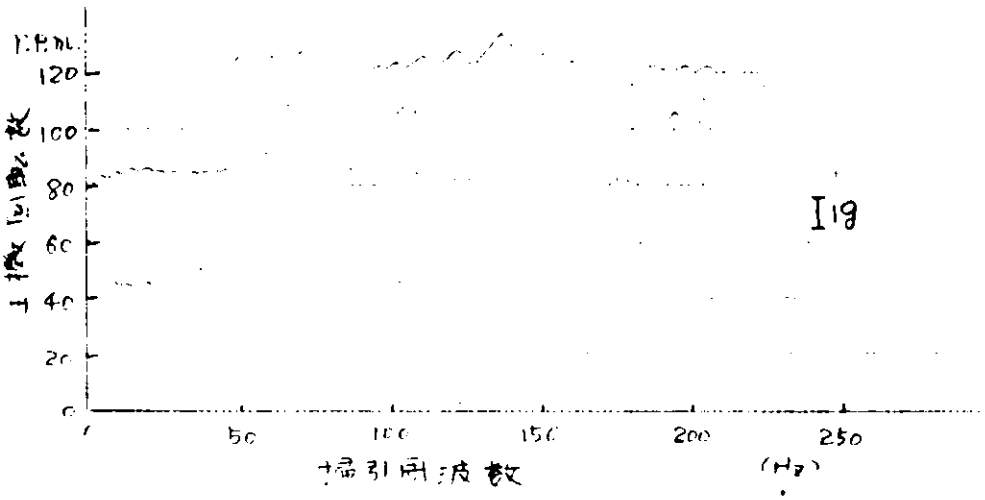


図4　キャンベルダイヤグラム

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。

8.5.2 音響域振動計測

本計測方案はSR156－SC3－WG2において船舶機関部音響域振動計測法案としてとりまとめたものである。

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／WG1 － 2

船舶機関部一般騒音計測方案

停泊時；

SR 156 SC 3／WG1 － 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} m／s^2 （実効値）とする。

3.2.2 速度レベルの0 dB を 5×10^{-8} 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

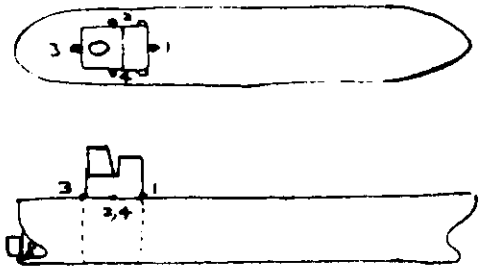


図2　機関部代表振動レベル計測場所

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）

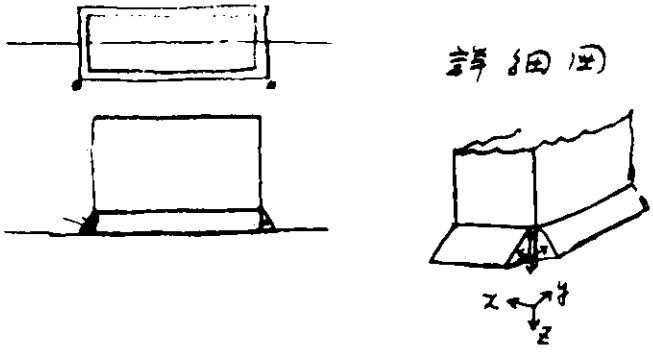


図3　機器のまわり計測位置

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。

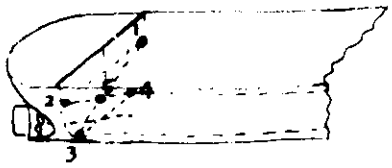


図4　プロペラの影響調査

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。

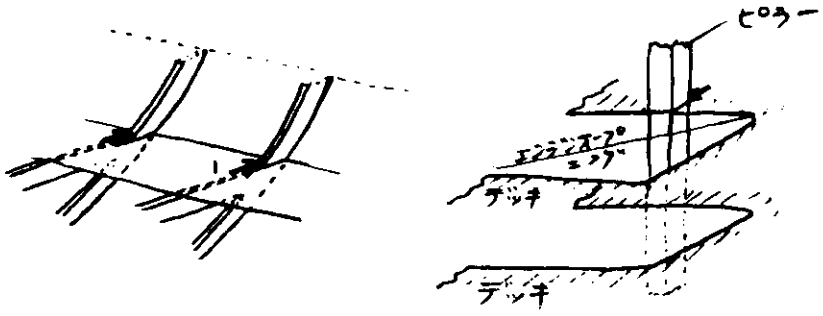


図5　伝搬経路把握の為の計測位置例

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

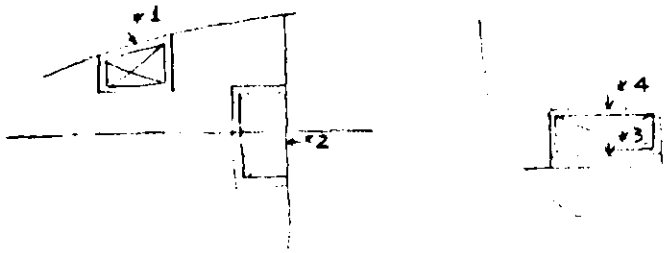


図6　室壁パネル

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

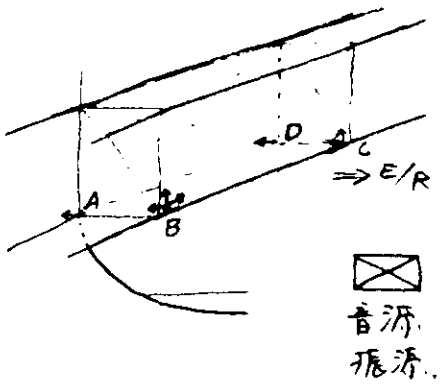


図7　コーナー部

（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

8.6 実船計測結果の取りまとめ方

適　用　範　囲

実船騒音計測結果の取りまとめ方法について示す。

(1) 一般騒音計測　(海上運転時)

下記資料に基づき結果を取りまとめる。

① SR156 SC3/WG1-2

船舶機関部一般騒音計測方案

② SR156 SC3/WG1-4

船舶船体部騒音計測方案

(2) 単体機器影響調査　(停泊時)

下記資料に基づき結果を取りまとめる。

① SR156 SC3/WG1-3

船舶機関部単体機器の影響調査方案

② SR156 SC3/WG1-4

船舶船体部騒音計測方案

(3) 騒音レベル計測結果取りまとめグラフ

上記(1)および(2)の計測結果を利用し，下記のグラフを作成する。

1. 騒音レベル計測結果取りまとめグラフ　(様式－1)

様式－1に示すフォームに従い総合音dB(A)値すべてを例にならって記入する。

記入順序は，例に示す如く機関室内および船体部の下部から上へとする。

2. 騒音の分布を知るため

2.1 騒音分布図　(様式－2)

2.2 居住区左右舷方向について比較するグラフ　(様式－3)

2.3 居住区艏艉方向について比較するグラフ　(様式－3)

2.4 居住区高さ方向について比較するグラフ　(様式－4)

3. 機器の影響を知るため

3.1 居住区左右舷方向について比較するグラフ　(様式－5)

3.2 居住区艏艉方向について比較するグラフ　(様式－5)

3.3 居住区室内の機器の影響を比較するグラフ　(様式－6)

3.4 機関室からの伝播を知るグラフの作成　(様式－7)

〔騒音計測結果取りまとめ用紙　様式－1〕

会社名：

騒音レベル計測結果取りまとめグラフ

（NOR航海時の騒音に対する、停泊時の各補機単独運転時の騒音の影響）

○—○：NOR時
×—×：全補機
△—△：ディーゼル発電機
□—□：給排気通風機
○……○：主（補）送風機
×……○：空気圧縮機
△……△：イナートガスファン
□……□：非常用発電機
✳……✳：全機運転

音圧 / 計測点 No	名称	騒音レベルdB（A）O.A. 60	70	80	90	100	フロアー又はデッキ名称
							↓下から上へ

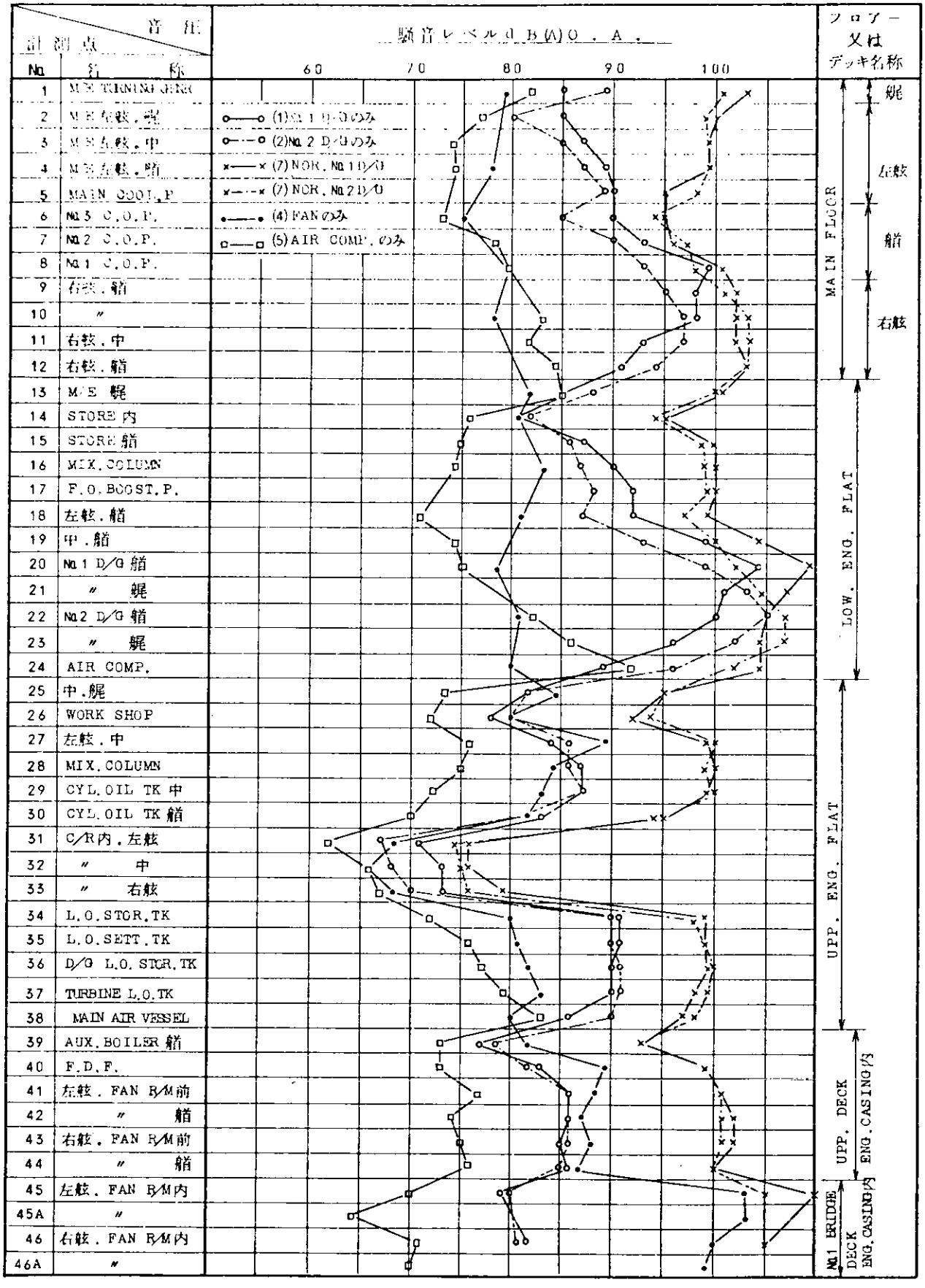
〔騒音計測結果取りまとめ用紙　様式－1〕

音圧 / 計測点 No	名称	騒音レベルdB（A）O.A. 60	70	80	90	100	フロアー又はデッキ名称
							↓下から上へ

〔騒音計測結果取りまとめ用紙　様式－1〕

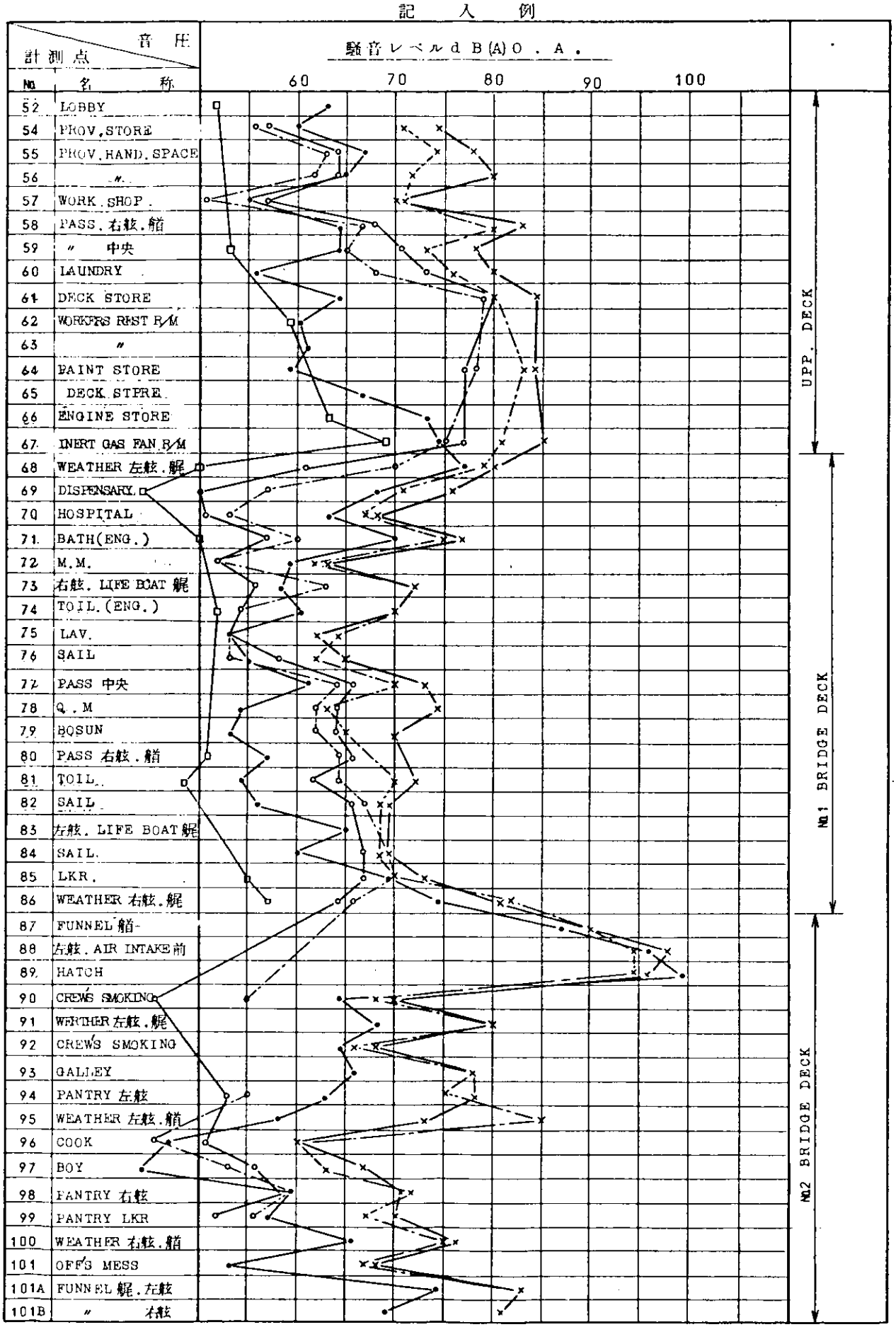
会社名：日　本　造　船

記　入　例



〔騒音計測結果取りまとめ用紙　様式－1〕

記　入　例



〔騒音計測結果取りまとめ用紙　様式－3〕

記入要領

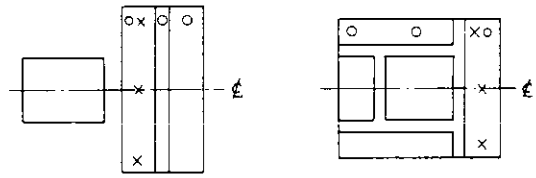
(1) グラフは各騒音計測状態ごとに作成する

(2) パラメータは居住区各DECKとし，折れ線にて結ぶ

(3) 計測点位置は1/400の縮尺にてグラフ上に表わす

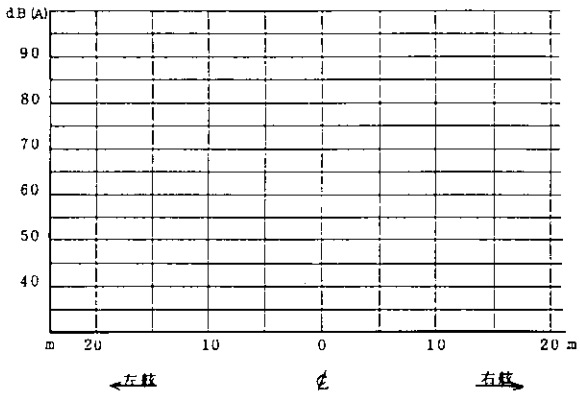
(4) 同一DECKの計測点でグラフ上にプロットする点は下記の通り

×印：左右舷方向比較　　○印：船艉方向比較

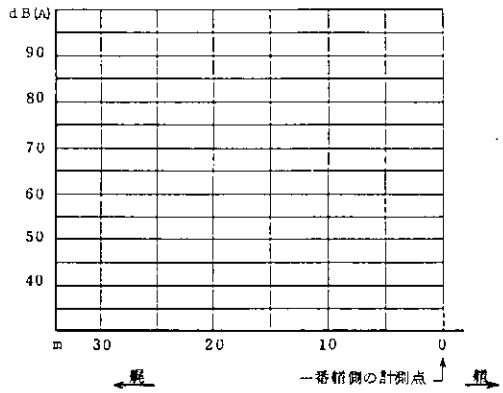


2. 騒音の分布を知るため

2.2 居住区左右舷方向の比較



2.3 居住区船艉方向の比較



会社名：
計測状態：

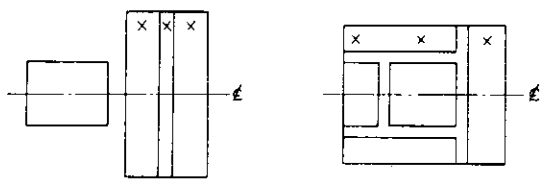
〔騒音計測結果取りまとめ用紙　様式－4〕

記入要領

(1) グラフは各計測状態ごとに作成する

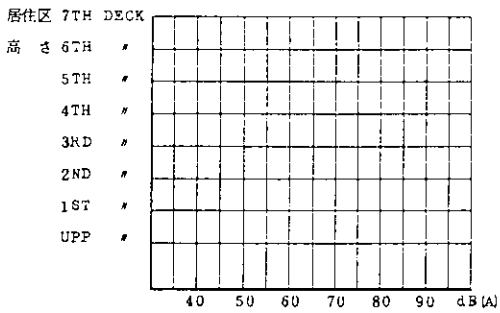
(2) パラメータは高さ方向の船側，中間，艉側の計測点列とする

(3) グラフ上にプロットする計測点は下記に×印にて示す



2. 騒音の分布を知るため

2.4 居住区高さ方向の比較



会社名：
計測状態：

〔騒音計測結果取りまとめ用紙　様式－5〕

記入要領

(1) グラフは居住区各DECKごとに作成する

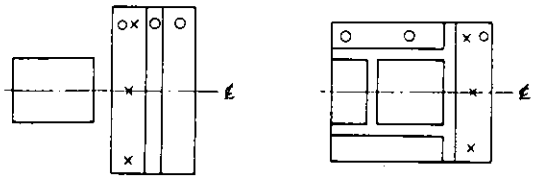
(2) パラメータは各計測状態とし，折れ線グラフにて結ぶ

(3) 計測点位置は1/400の縮尺にてグラフ上に表わす

(4) 一般騒音計測状態での計測値より10dB低い値を破線にて記入する

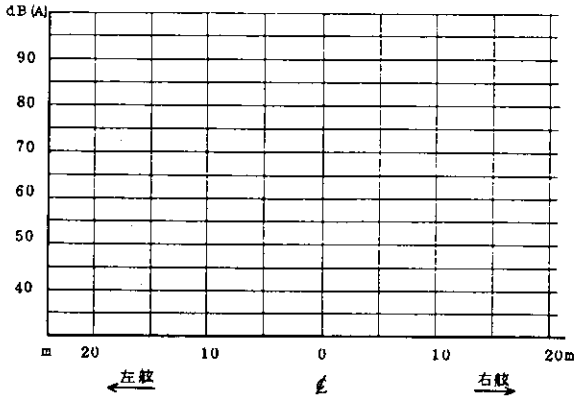
(5) 同一DECKの計測点でグラフ上にプロットする点は下記の通り

×印：左右舷方向比較　○印：船尾方向比較

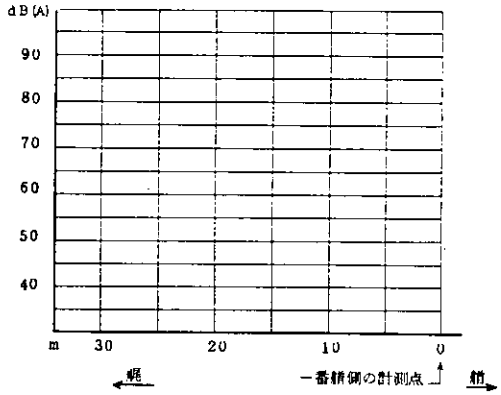


3. 機器の影響を知るため

3.1 居住区左右舷方向の比較



3.2 居住区船尾方向の比較



会社名：
DECK名：

〔騒音計測結果取りまとめ用紙　様式－6〕

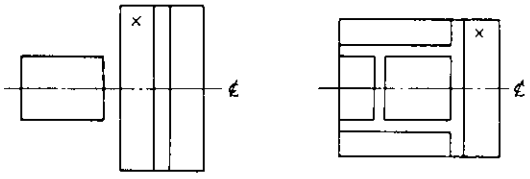
記入要領

(1) グラフは各DECKごとに作成する

(2) パラメータは各計測状態とし，折れ線グラフにて結ぶ

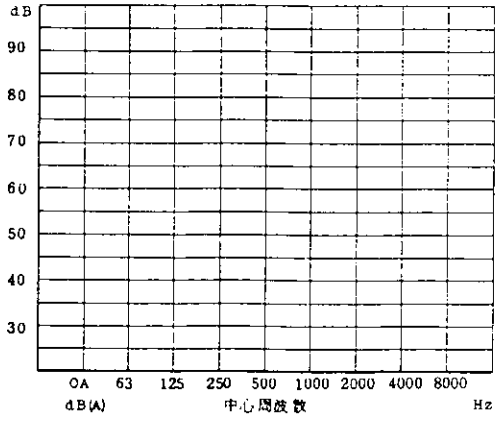
(3) 一般騒音計測状態での計測値より10dB低い値を破線にて記入する

(4) グラフ上にプロットする計測点は，右記に×印にて示す、ただし，船橋中央も加える



3. 機器の影響を知るため

3.3 各室における機器の影響



会社名：
DECK名：

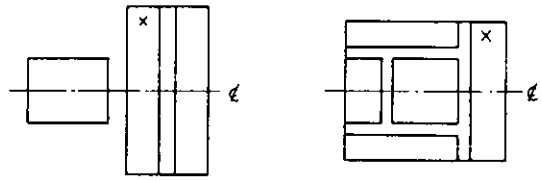
〔騒音計測結果取りまとめ用紙　様式－7〕

記入要領

(1) グラフは各計測状態ごとに作成する
　ただし，一般騒音計測は不要

(2) パラメータは各計測点とし，折れ線グラフにて結ぶ

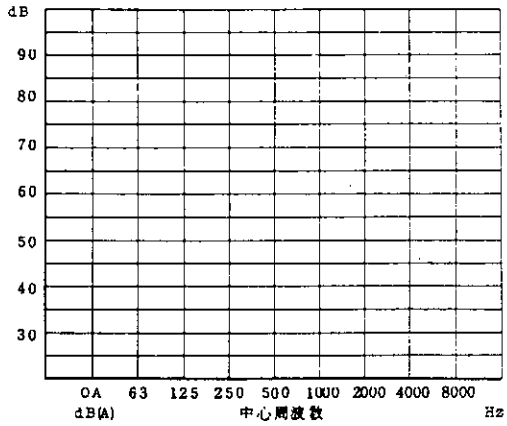
(3) グラフ上にプロットする計測点は，右記に×印で示す点の他，単独運転機器機側，E/R内ケーシング最上部とする



会社名：
計測状態：

3. 機器の影響を知るため

3.4　機関室からの伝播



〔騒音計測結果取りまとめ用紙　様式－2〕

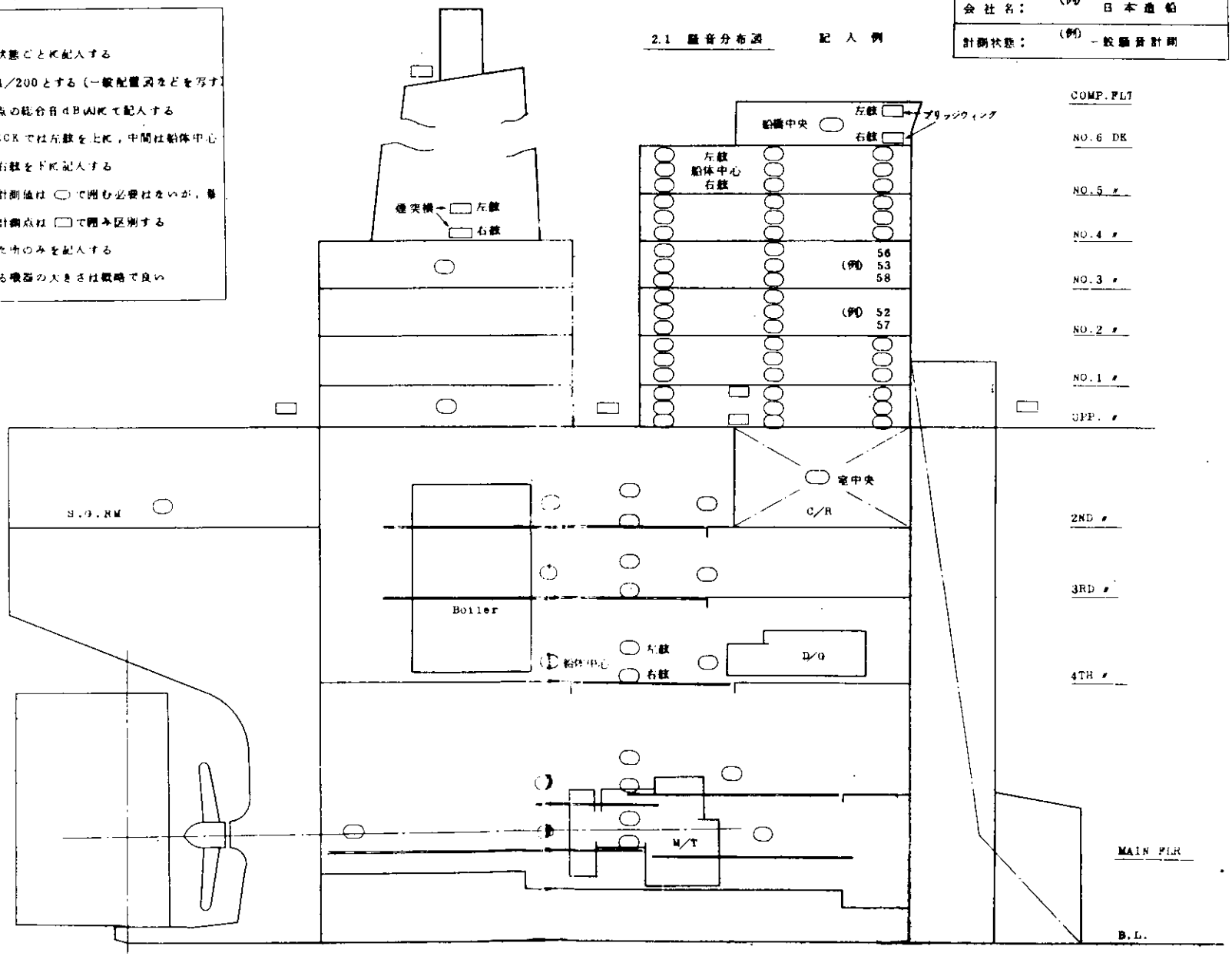
記入要領

1. 各計測状態ごとに記入する
2. 縮尺は1/200とする（一般配置図などを写す）
3. 各計測点の総合音dB(A)にて記入する
4. 同一DECKでは左舷を上に，中間は船体中心とし，右舷を下に記入する
5. 室内の計測値は ○ で囲む必要はないが，暴露部の計測点は □ で囲み区別する
6. 計測した所のみを記入する
7. 記入する機器の大きさは概略で良い

2. 騒音の分布を知るために

2.1 騒音分布図　　記入例

会社名：	(例) 日本造船
計測状態：	(例) 一般騒音計測



〔騒音計測結果取りまとめ用紙　様式 -2 〕

記入要領

1. 各計測状態ごとに記入する
2. 縮尺は1/200とする（一般配置図をピを写す）
3. 各計測点の総合音はdB(A)にて記入する
4. 同一DECKでは左舷を上に，中間は船体中心とし，右舷を下に記入する
5. 室内の計測値は ◯ で囲む必要はないが，算課部の計測点は □ で囲み区別する
6. 計測した所のみを記入する
7. 記入する機器は概略で良い

2. 騒音の分布を知るために

2.1　騒音分布図

会社名：
計測状態：

8.7 スピーカテスト方案

本方案はSR156船舶騒音研究項目として実船の機関室空気伝播音の居住区への影響調査のために適用するスピーカー・テストの方法についてまとめられたものである。

1. 計測の目的

この方案は機関室からの空気伝播音がどの程度居住区へ影響しているかを調査し，居住区防音および機関室機器の音源対策を考慮する上での基礎資料を得ることを目的とする。

2. 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事項を記入し調製すること。

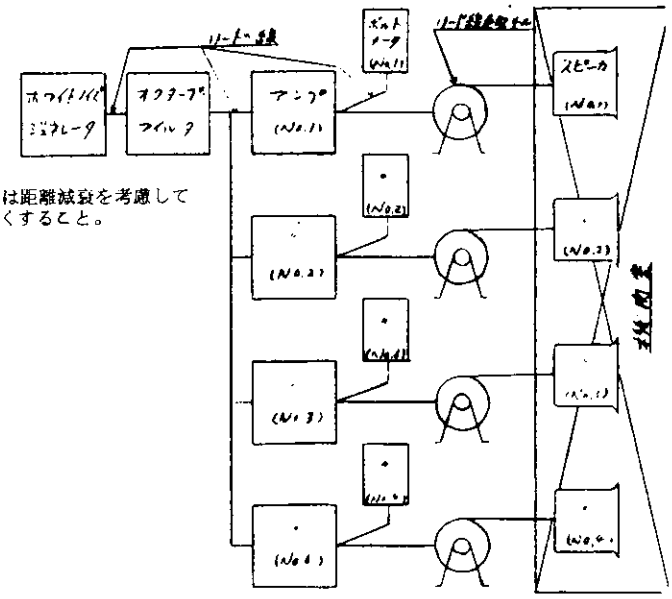
3. 計測準備

3.1 スピーカの配置

3.2 スピーカの出力

機関室内アッパーデッキレベル（付図A点）における騒音分布が海上運転時の計測値と同じ傾向となるようスピーカの出力をセットする。(注)

(注)スピーカによるノイズは距離減衰を考慮して海上試運転時より大きくすること。



4. 計測要領

4.1 計測器

4.1.1 JIS C 1502に定める指示騒音計およびそれ相当以上の性能を有するオクターブバンド分析計，精密騒音計を使用する。

4.1.2 計測器は必ず計測前に検定を受けたものとする。

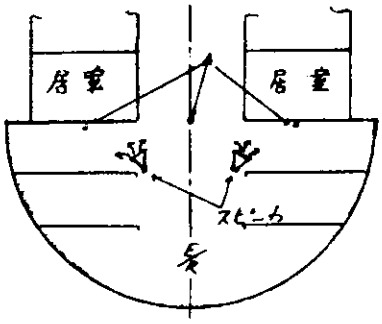
4.2 聴感補正回路

4.2.1 総合音

聴感補正回路のA特性を使用する。

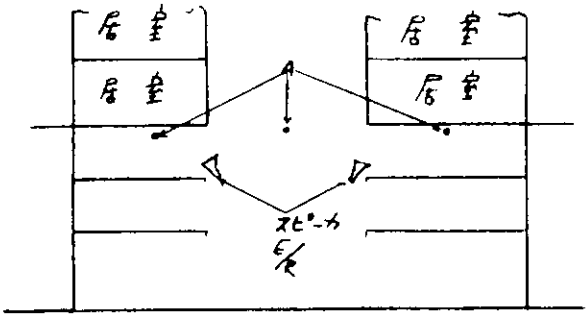
4.2.1 周波数分析

下記のようなオクターブバンド分析とし，聴感補正回路はA特性とする。



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



4.2.3 測定値の記載要領

測定値には使用した特性名を下記の如くdB表示で付記する。

例 90dB(A), 95dB(C)

4.3 使用する動特性と指示の読み方

後述の5.5.1による計測条件に合わせること。

4.4 マイクロホンの位置と方向

マイクロホンの位置は出来るだけ壁，床，天井または大きい反射面から1m以上離れた点とし，

マイクロホンの高さ；床上約1.2m

マイクロホンの向き；風方向

とする。

4.5　計測時各居室の暗騒音を記録しておくこと。

5.　計測条件

5.1　海上運転時に於ける計測要領は8.2.1 SR156の方案によるものとする。

ただし，AIR CON. 機器等機関室以外の機器は可能な限り停止した状態とする。

5.2　スピーカテスト時の計測要領

5.2.1　船体部排水量は5.1の状態と同じとする。

5.2.2　船内機器は全て停止し，必要電力は陸電によりまかなうものとする。

5.2.3　計測に当っては可能な限り暗騒音の低い状態にするよう夜間とする。

6.　計測個所

6.1　機関室内

下図・点を計測する。

6.2　居住区

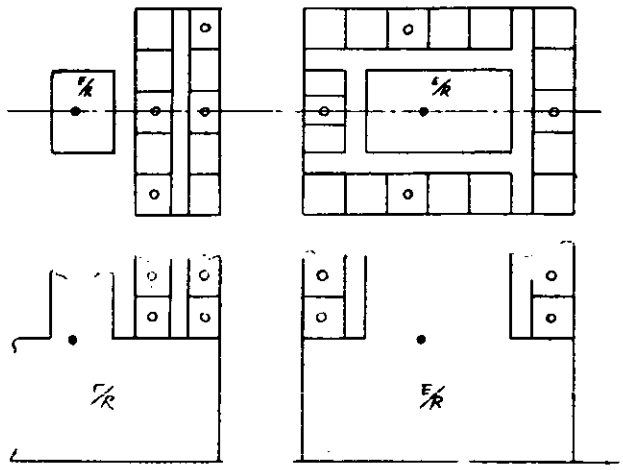
下図に示す船首，船尾および左右舷の計4点を各デッキ毎に計測する。

注・居住区の各計測点は

アッパーデッキ　最上層デッキまで平面的に同位置とする。

7.　計測結果のまとめ方

添付の付表1～6にまとめ計測位置番号は付記した居住区の一般配置および機関室配置図を添付して各船毎にまとめる。



（分離形）　（取巻形）

S. No

騒音計測データ

船　　種		トン数	
船　　級		寸　　法	Lpp　B　D　d

計測日時	海上試運転				
	スピーカテスト				
本船の状態	海上試運転	BALLAST, FULL		スピーカテスト	BALLAST, FULL
天　　候		海面状態		風　　速	m/s
使用計器	指示騒音計				
	オクターブ分析器				

要目				計測時の負荷状態		
項目		台数	容量	使用台数	海上試運転	スピーカテスト
主機	型式					
	連続最大出力					
	常用出力					
ターボチャージャ						
発電機	T/G					
	D/G					
主補ボイラ						
機関室通風機	給					
	排					
空気圧縮機						
ターボ給水ポンプ						
貨物油ポンプ						
ターボバラストポンプ						
イナートガスファン						
エヤコン機器						

騒音対策を施行した場所及び内訳

付表2

施行した場所	仕様の内訳

計測結果及び空気伝播音，固体伝播音計算表

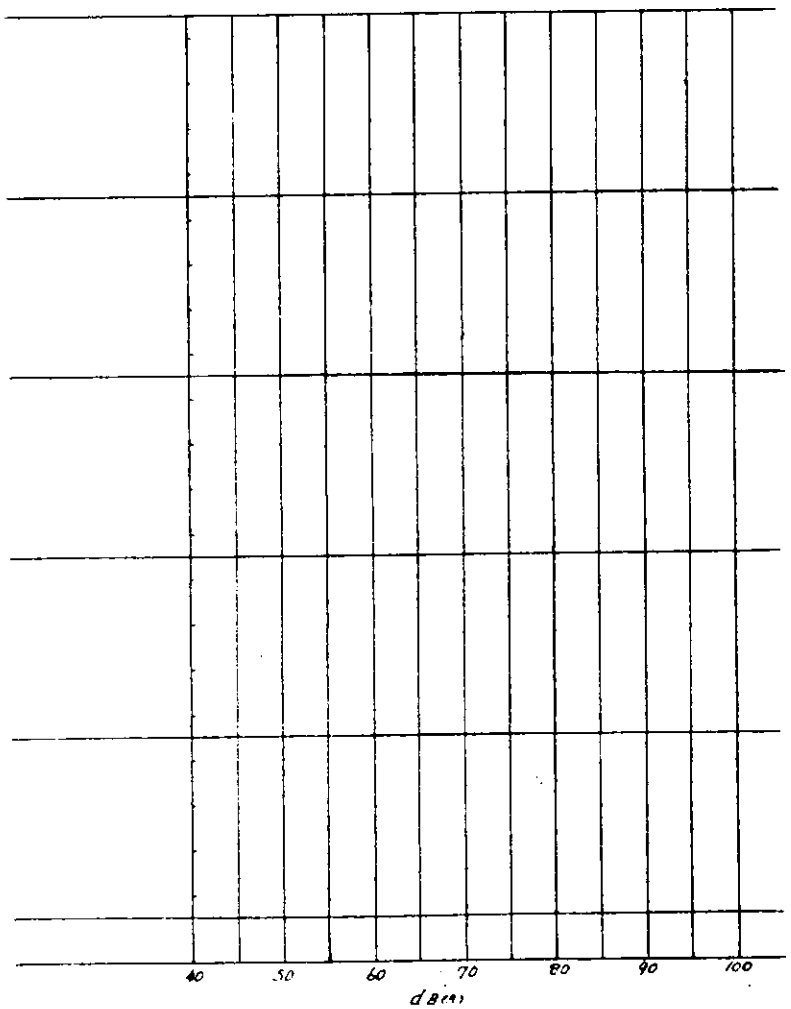
付表3

計測場所	項目	符号	計算	総合音 dB(A)	オクターブ分析 dB(A) 63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz	8000 Hz
機関室ケーシング内面(固定点)												
	スピーカテスト（音源）	L′S	(計測値)									
	海上試運転時(音源)	L′TA	(計測値)									
			(L′S − L′TA)									
	スピーカテスト時(空気音)	LS	(計測値)									
	海上試運転時(空気音)	LTA	LS−(L′S−L′TA)									
	海上試運転時(空気音＋固体音)	LT	(計測値)									
		△L	LT−LTA									
			$10\log_{10}(10^{\frac{\Delta L}{10}}-1)$									
	海上試運転時(固体音)	LTS	$LTA+10\log_{10}{}^{\frac{\Delta L}{10}}-1$									
	スピーカテスト時(空気音)	LS	計測値									
	海上試運転時(空気音)	LTA	LS−L′S−L′TA									
	海上試運転時(空気音＋固体音)	LT	計測値									
		△L	LT−LTA									
			$10\log_{10}(10^{\frac{\Delta L}{10}}-1)$									
	海上試運転時(固体音)	LTS	$LTA+10\log_{10}(10^{\frac{\Delta L}{10}}-1)$									

総合音(固＋空)
固体音
空気音

固体音・空気音の構成比及び減衰量

付表4

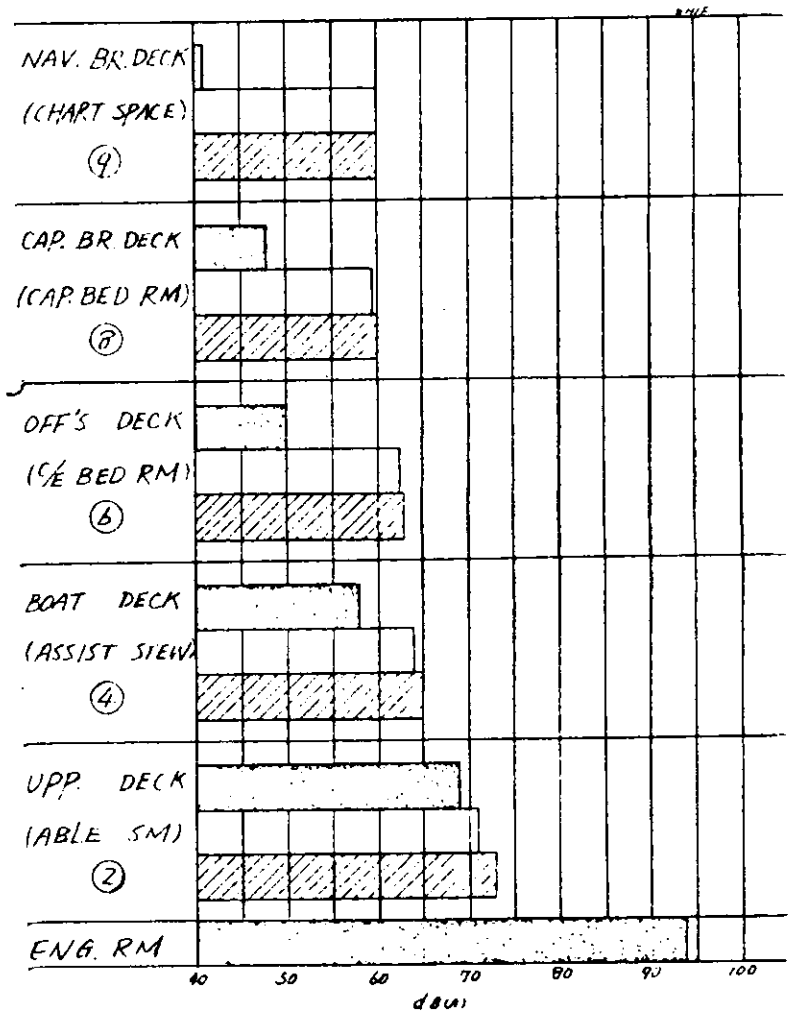


（海上公試）

総合音(固＋空)
固体音
空気音

試運転時に於ける固体音・空気音の構成比及び減衰量　250Hz～4000Hz

付表4のサンプル

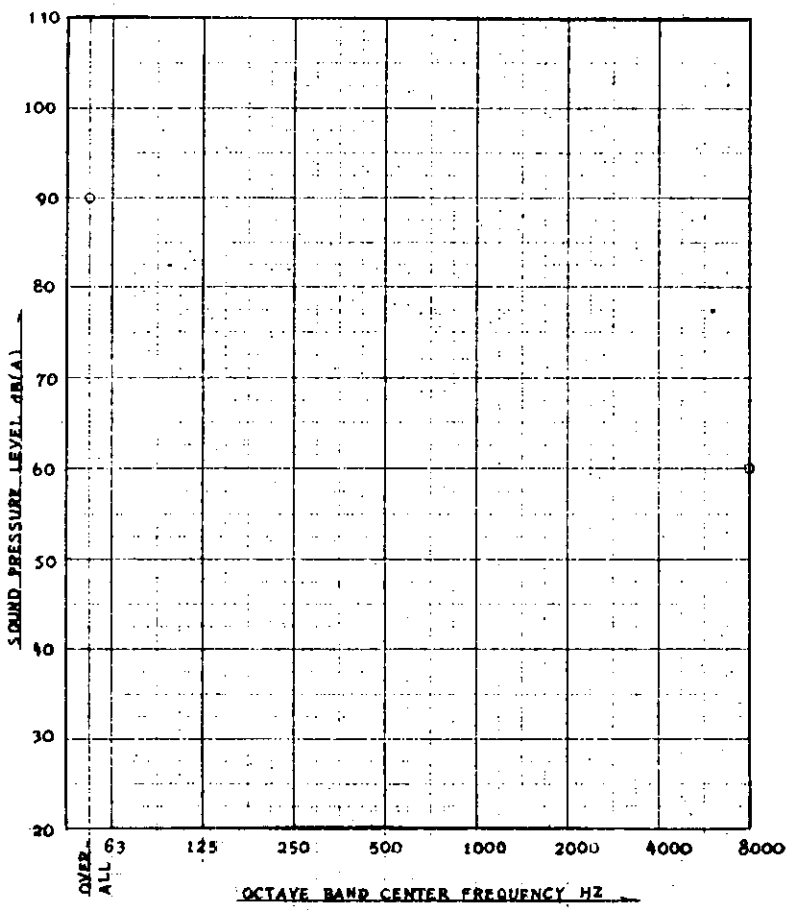


付表 5

試運転時に於ける騒音解析結果

(　　)

○—○ 機関室内空気伝播音
●—● 居室総合音（固＋空）
△—△ 〃 固体伝播音
×—× 〃 空気伝播音

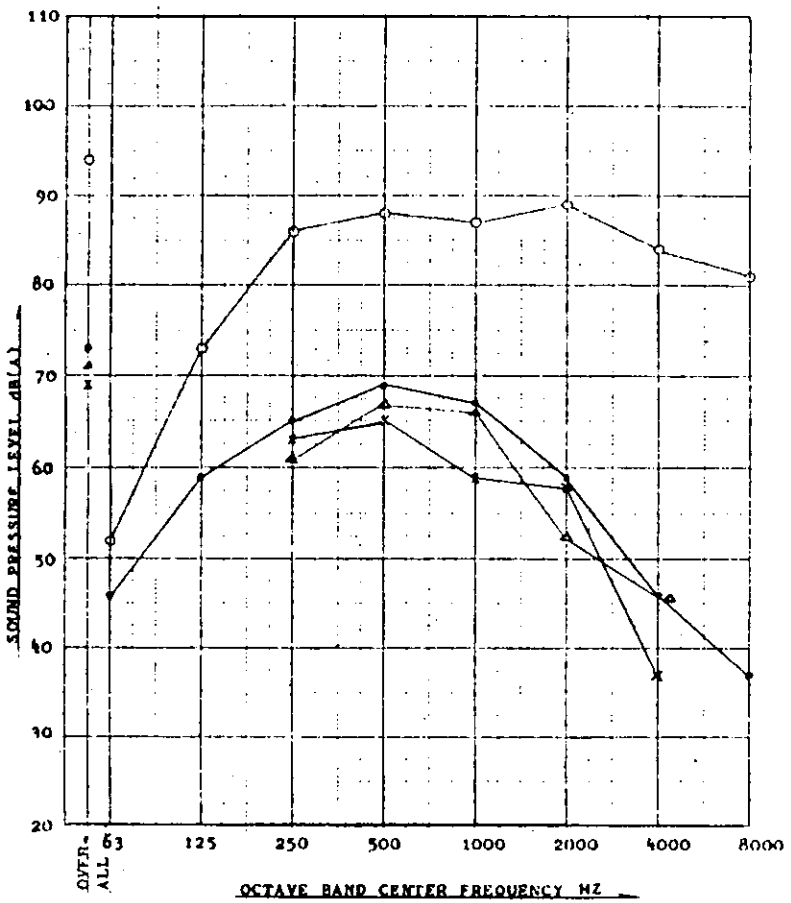


付表 5 のサンプル

試運転時に於ける騒音解析結果

② UPP. DECK / (ABLE. SM)

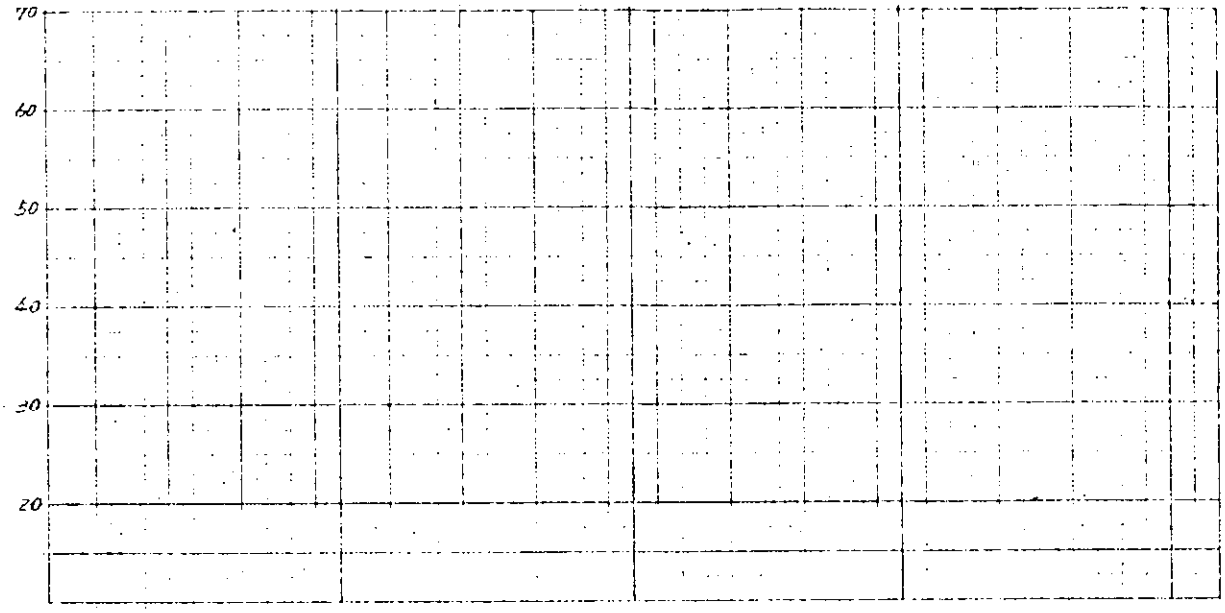
○—○ 機関室内空気伝播音
●—● 居室総合音（固＋空）
△—△ 〃 固体伝播音
×—× 〃 空気伝播音



●—● 250 Hz
×—× 500 〃
△—△ 1000 〃
□—□ 2000 〃
○—○ 4000 〃

空気伝播音の減衰量（各甲板毎，周波数毎）

付表6

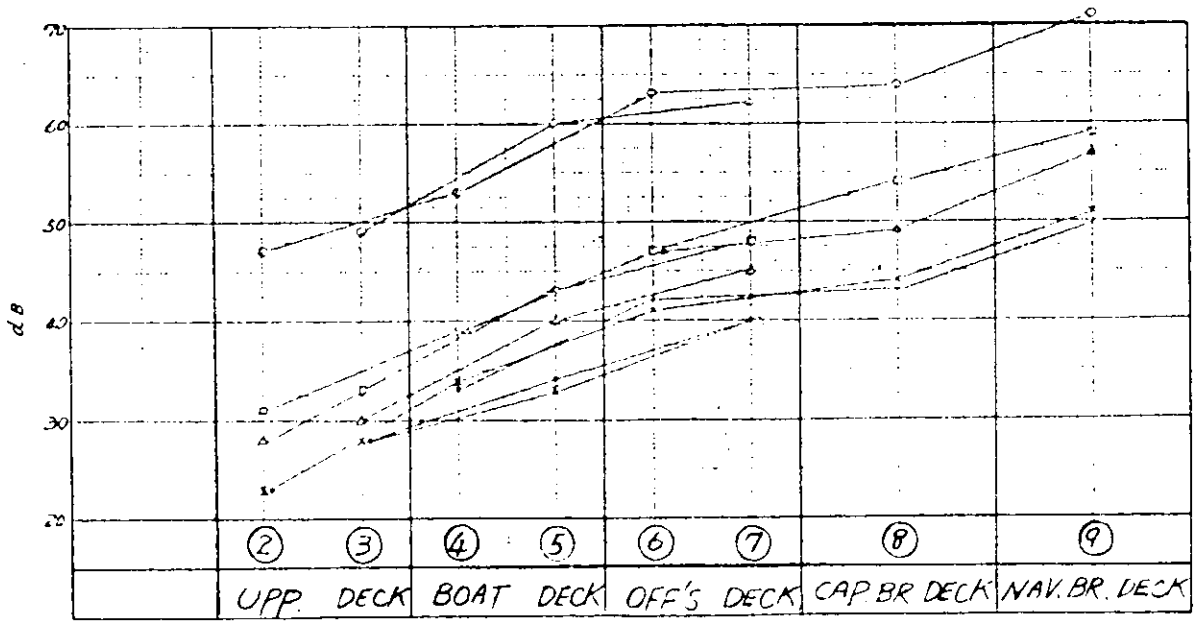


●—● 250 Hz
×—× 500 〃
△—△ 1000 〃
□—□ 2000 〃
○—○ 3000 〃

空気伝播音の減衰量（各甲板毎，周波数毎）

注:(1) E／R内空気音源からの減音量を示す。
(2) —— で結んだ付号は縦方向に連続性がある。

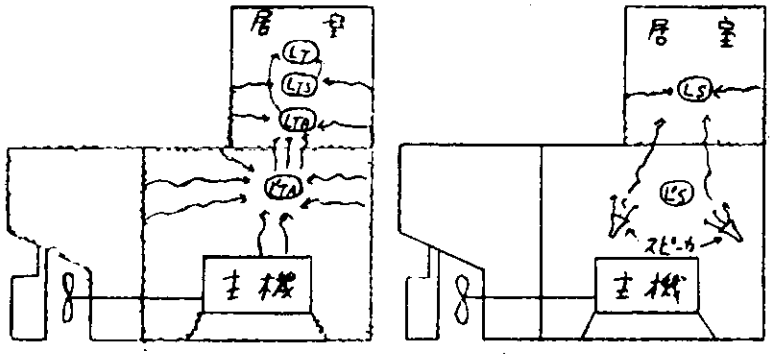
付表6のサンプル



8. 解　説

8.1　居住区における空気および固体伝播音，算出要領

注；本方案でいう空気伝播音（以後空気音という）とは，空気伝播音と二次固体伝播音の合成値，固体伝播音（以後固体音という）とは，一次固体伝播音を意味する。



（海上試運転時）　　（スピーカテスト時）

8.1.1　必要な計測データ

海上試運転およびスピーカテスト時に於ける上図のLT，L'TA，LSおよびL'Sを記録する。

ここで，

LT　＝海上運転時に於ける居住区騒音の総合音（固体音＋空気音）

L'TA＝　〃　　〃　　機関室内騒音（空気音）

LTA＝　〃　　〃　　居住区空気音（スピーカテストにより算出）

LTS＝　〃　　〃　　〃　固体音（　〃　　〃　）

L'S　＝スピーカテスト時の機関室内騒音（空気音）

L'S　＝　〃　　〃　　居住区空気音

注；L'TAは1, 2次固体音および空気音の合成値であるが居住区に対しては空気音とみなしてよい。

8.1.2　計算式

$$LT = L'TA - TL + 10\log_{10}\frac{S}{A} + \alpha \quad \cdots\cdots 1)$$

$$LTA = L'TA - TL + 10\log_{10}\frac{S}{A} \quad \cdots\cdots 2)$$

$$LS = L'S - TL + 10\log_{10}\frac{S}{A} \quad \cdots\cdots 3)$$

ここで，

TL＝透過損失

S＝機関室と居住区の境界面積

A＝吸音力

α＝固体音の影響

(1)　居住区の空気音

2）－3）

$$LTA = L'S - (L'S - L'TA) \quad \cdots\cdots 4)$$

(2)　居住区の固体音※

1）－2）

$$\alpha = LT - LTA \quad \cdots\cdots 5)$$

$$LTS = 10\log_{10}(10^{\frac{LT}{10}} - 10^{\frac{LTA}{10}}) \quad \cdots\cdots 6)$$

$$= LTA + 10\log_{10}(10^{\frac{\Delta L}{10}} - 1)$$

ただし，$\Delta L = LT - LTA$

上記4），6）式から居住区に於ける固体音，空気音がそれぞれ求められる。

8.1.3　備　考

1）上記により算出された固体音の中には機関室以外からの固体音（プロペラ，糧食用冷凍機等）および空気音（機関室通風機，煙突排気音等）が含まれているため，これ等の影響を受けやすい居住区に於いては固体音の影響が機関室からのみと考えた場合と傾向が逆になることがある。

2）スピーカテストに於いてはスピーカの能力，特性およびその他の理由からホワイトノイズを各バンド毎に発生せざるを得ないので総合音はバンドノイズから計算して求めること。

3）※の6）式は次の如く導かれる。

総合音　$P = LT$

固体音　$\alpha = P_1 = LTS$

空気音　$P_2 = LTA$

P，P_1 (α)，P_2 ＝音の強さ

LT，LTS，LTA＝音の強さのdB値

＝音の強さの基準値

とすれば

$$LT = 10\log_{10}\frac{P}{P_0},\quad LTS = 10\log_{10}\frac{P_1}{P_0},\quad LTA = 10\log_{10}\frac{P_2}{P_0}$$

したがって

$$P = P_0 \cdot 10^{\frac{LT}{10}},\quad P_1 = P_0 \cdot 10^{\frac{LTS}{10}},\quad P_2 = P_0 \cdot 10^{\frac{LTA}{10}}$$

$P = P_1 + P_2$ であるから

$$P_1 = P - P_2$$

よって，

$$P_0 \cdot 10^{\frac{LTS}{10}} = P - P_2$$

ゆえに，

$$LTS - 10\log_{10}\frac{P - P_2}{10} - 10\log_{10}\left(\frac{P_0 \cdot 10^{\frac{LT}{10}} - P_0 - 10^{\frac{LTA}{10}}}{P_0}\right)$$

$$= 10\log_{10}(10^{\frac{LT}{10}} - 10^{\frac{LTA}{10}})$$

$$= LTA + 10\log_{10}(10^{\frac{LT-LTA}{10}} - 1)$$

$$LT - LTA = \Delta L$$

$$= LTA + 10\log_{10}(10^{\frac{\Delta L}{10}} - 1)$$