

6500 m 潜水調査船支援母船「よこすか」 の固体伝搬雑音低減対策について

松浦 利典^{*1} 中西 俊之^{*1} 網谷 泰孝^{*1}
佐野 正^{*1} 山本 三夫^{*2} 松本 潔^{*2}
織田 光秋^{*2}

「よこすか」が、潜水調査船の支援母船としてその性能を十分に発揮するためには、本船の低雑音化が不可欠となる。

固体伝搬雑音は、水中放射雑音の主要因の1つであり、これを低減することは、プロペラ雑音の低減とともに設計上の最優先事項である。

固体伝搬雑音低減対策は、同種船である「なつしま」での実績等を考慮して種々の対策を実施した。

本論文では、本船で実施した主な雑音低減対策について報告するとともに、「なつしま」でその実用性を検証したSEA法(センター試験研究報告第19号)を用いた固体伝搬雑音予測結果についても報告する。

キーワード：水中放射雑音，固体伝搬雑音，SEA法

Countermeasures for Structure-Borne Noise Reduction for the New Support Vessel "YOKOSUKA"

Toshifumi MATSUURA^{*3} Toshiyuki NAKANISHI^{*3}
Yasutaka AMITANI^{*3} Tadashi SANO^{*3}
Mitsuo YAMAMOTO^{*4} Kiyoshi MATSUMOTO^{*4}
Mitsuaki ODA^{*4}

For the new support vessel "YOKOSUKA" to fully develop her performance as the support vessel, it is indispensable to reduce her underwater noise level.

The structure-borne noise is one of the principal underwater radiated noise sources, and reducing this noise level is given the top priority in the design of this vessel, as well as reducing the propeller noise level.

Through the experience with the same kind of vessel "NATSUSHIMA", various measures against the structure-borne noise have been taken for "YOKOSUKA".

*1 深海開発技術部

*2 川崎重工業(株)

*3 Deep Sea Technology Department

*4 Kawasaki Heavy Industries, Ltd.

This paper describes major ones of such measures, and also refers to the structure-borne noise level estimated by SEA(Statistical Energy Analysis)the practicability of which was verified on "NATSUSHIMA"(JAMSTECTR 19).

Key word: underwater radiated noise, structure-borne noise, SEA

1. まえがき

現在建造中の6500m潜水調査船支援母船「よこすか」(以下本船という)には、潜水調査船との通信や潜水調査船に対する測位、海底地形調査等のための音響機器が搭載されるが、これら音響機器を大型化することなく所定の性能を満足するためには、各音響機器受波器が取り付けられている船底付近の水中雑音レベルは、音響機器のSN比を確保するため、受波信号レベルより十分低くする必要があります。すなわち、本船が発生する水中放射雑音の低減化が要求される。特に本船の場合、現在活動中の同種船である2000m潜水調査船支援母船「なつしま」(以下「なつしま」という)と比べて、潜水調査船の潜航深度が増加するために、なお一層の低雑音化を計らなければならない。

水中放射雑音の低減を計るにあたっては、まず、本船に搭載される音響機器の性能・要目から許容しうる雑音レベルを求め、これより雑音低減目標レベルを設定した後この目標レベルを満足するように各種雑音低減対策を実施した。

雑音低減対策の検討及び対策後の水中放射雑音

レベルを予測する際は、水中放射雑音の要因を、雑音源とそれから水中までの伝搬経路により、図1に示す5種類に分類した。これら水中放射雑音の要因の内、水中放射雑音の主要因の1つであるプロペラ直接音に対する雑音低減対策については、別途報告によることとし、また空中音は、「なつしま」に於ける計測結果から他の水中雑音と比較して非常に小さいため、特別な雑音低減対策は実施していないので、ここでは省略する。

本論文では、プロペラ直接音とともに水中放射雑音の主要因である固体伝搬雑音に対して実施した雑音低減対策について報告する(透過音対策についても本論文で併記する)とともに、SEA法を用いた固体伝搬雑音予測結果についても報告する。

2. 水中放射雑音低減目標レベル及び周波数帯域

水中放射雑音低減対策を検討するにあたっては、まずその低減目標レベル及びその周波数帯域を明確にする必要がある。

本船に搭載される音響機器には、本船と潜水調

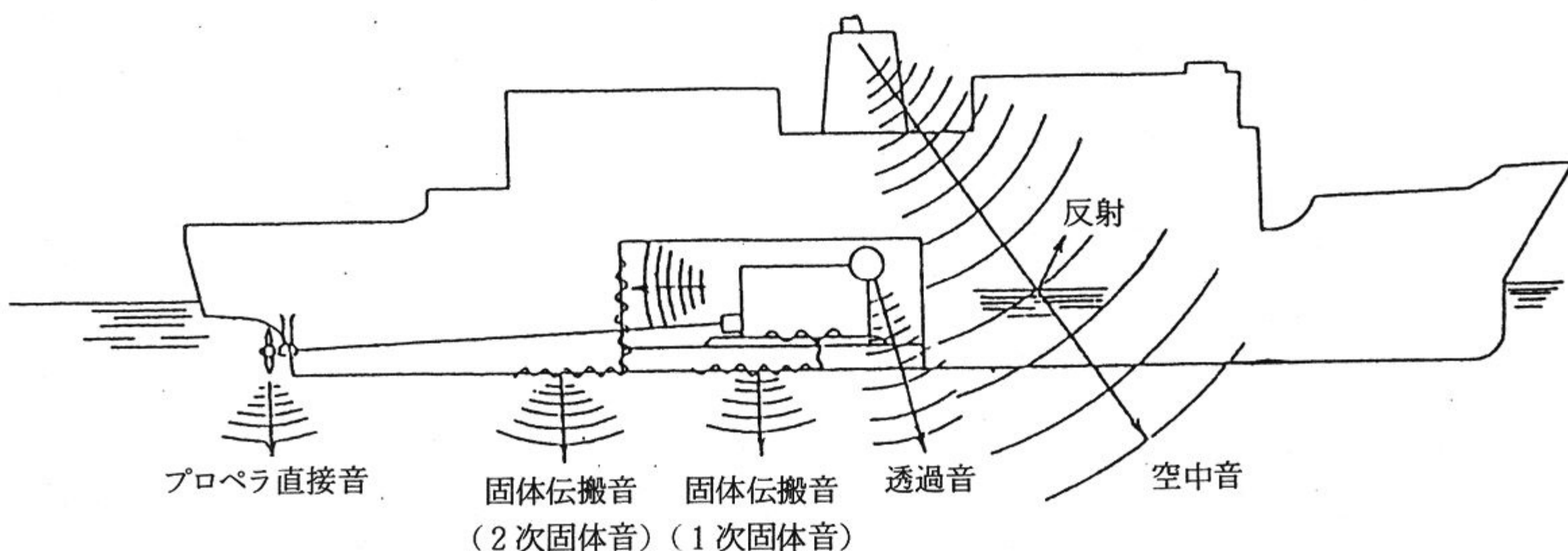


図1 水中放射雑音源と伝搬経路

Fig.1 Underwater radiated noise source and transmission path

査船との交信のための水中通話機，本船及び潜水調査船の測位を行うための音響航法装置，潜航調査に先立つ潜航海域の測深，海底地形調査等のためのマルチナロービーム音響測深装置等がある。図2に本船搭載の各種音響機器の使用周波数を示す。

これら音響機器の性能・要目よりソナー方程式を用いて各音響機器の許容雑音レベルを算定し，これより水中放射雑音低減目標レベルを求めると，潜水調査船の潜航深度の増加等により十分なSN比を確保するためには，「なつしま」のそれ¹⁾に比べさらに約10dB低減する必要があることが明らかとなった。

減への寄与度，重量対効果，費用対効果について検討し，次項（4項）に示すSEA法による雑音予測を繰り返し実施した上で対策の最適化を計った。

以下に本船で実施した主な雑音低減対策を示す。

(1) 各機器の防振，防音対策

潜水調査船や，将来搭載予定の10,000m級無人探査機の潜航支援時または，マルチナロービーム音響測深装置，ドップラプロファイラを使用した海底地形，海洋調査時等，主として音響機器を使用する運用モードにおいて使用する機器を対象として，機器本体の振動，騒音レベルの低減及び機器台，船体構造への振動伝搬を低減するため種々の対策を実施した。

() 音響航法装置関係

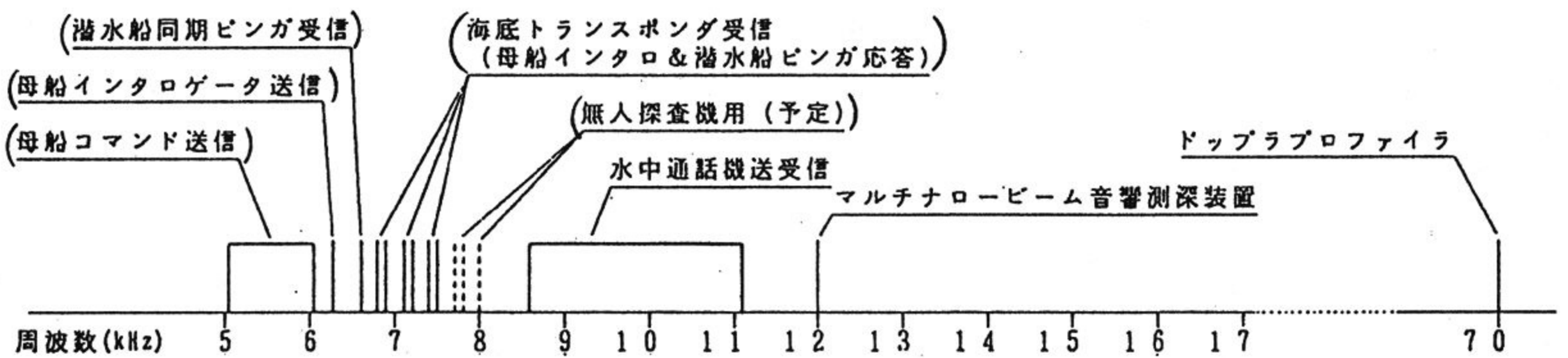


図2 音響機器使用周波数

Fig.2 Applied frequencies for acoustic instruments

3. 固体伝搬雑音低減対策

本船の初期設計段階から建造に至るまでの固体伝搬雑音低減化のための検討及び対策は，図3に示すフローチャートに基づいて実施した。また，固体伝搬雑音低減対策は，同種船である「なつしま」での実績¹⁾等を考慮して，下記に示す事項を基本方針とした。

- ① 振動，騒音源となる各機器の振動，騒音レベルの低減
- ② 機器を防振支持することにより機器台及び船体構造への伝達力の低減
- ③ 振動伝搬経路及び水中に放射される最終経路での振動低減
- ④ 外板及び隔壁への入射空気音レベルの低減
- ⑤ 振動，騒音源となる機器と音響機器の適切な配置

なお，個々の対策の実施にあたっては，雑音低

減対象機器及び主な対策事項を表1にまとめて示す。

(a) 主機関及び減速機

(i) 防振対策

① 「なつしま」では，防振合金を介して減速機を船体に剛に据付けたが，本船では減速機による振動伝達を極力少なくするため，主機関と減速機を共通台板上に配置し，この共通台板を防振支持する構造とした。なお，防振支持方式は，ピッチング，ローリングに対する安定性を考慮し，V字型防振ゴムユニットを使用して傾斜防振支持方式とした。防振支持要領を図4に示す。

② ①の構造では，船体動揺等により減速機と推進軸系との間に大きな変位が生じるため，これを吸収するよう減速機—中間軸の間に高弾性ゴム継手を設けた。

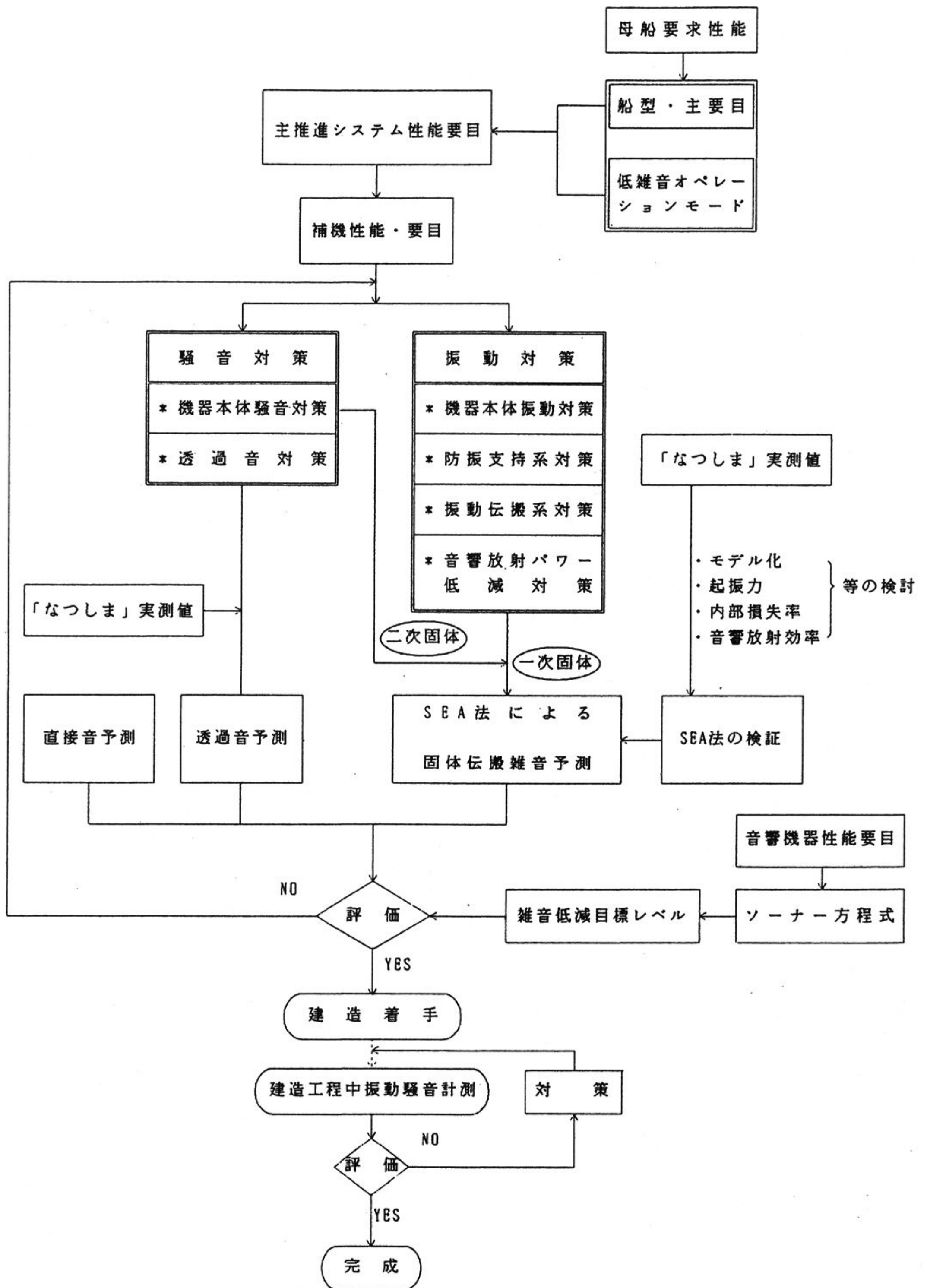


図3 雑音低減検討フローチャート

Fig.3 Flow chart of noise reduction

表1 振動, 騒音対策実施機器一覧表

Table 1. Measures against vibration and noise reduction for machinery.

対象機器	対策内容	備考
主機関 4 サイクルディーゼル 2 基 3,000ps×600rpm	<ul style="list-style-type: none"> ・主機関本体に振動/騒音対策を実施 ・主機関と減速機を共通台板上に据付けこの台板を傾斜防振ゴムで支持 ・共通台板の剛性強化 	使用回転数範囲 480~600rpm
減速機 2 速切換、2 段減速式歯車減速機 クラッチ内蔵 2 基 600/185rpm及び600/113rpm	<ul style="list-style-type: none"> ・減速機全体に防音カバーを設ける ・減速歯車の精度向上(JIS 1級を適用) ・主機関と減速機を共通台板上に据付けこの台板を傾斜防振ゴムで支持 ・共通台板の剛性強化 	<ul style="list-style-type: none"> ・潜航支援時は低速モード 480/90.5rpm ~600/113rpm を使用する
主発電機関 4 サイクルディーゼル 3 基 1,090ps×720rpm (740kW)	<ul style="list-style-type: none"> ・ディーゼル機関に振動/騒音対策を実施 ・駆動機関と発電機を共通台板上に据付け中間機器台を介して防振ゴムを二重に装備した二重防振支持 ・共通台板の剛性強化 	
補助ボイラ 立形強圧送風式 1 基 1,500kg/h×5kg/cm ² G×Sat.	<ul style="list-style-type: none"> ・ボイラ本体及びファンユニットを防振ゴム上に据付 ・ファンの空気吸込口にサイレンサーを設ける 	
主冷却清水ポンプ 立形渦巻式 3台×80m ³ /h×25mTH 11kw×900rpm	<ul style="list-style-type: none"> ・防振ゴム上に据付 ・ポンプの回転数を標準より低くする(1,800rpm→900rpm) 	<ul style="list-style-type: none"> ・2台常用
主冷却海水ポンプ 立形渦巻式 2台×400/250/200m ³ /h×18/25/5/mTH 37/5.5kw×1,800/900rpm	<ul style="list-style-type: none"> ・防振ゴム上に据付 ・ポンプの回転数を標準より低くする(1,800rpm→900rpm) 	<ul style="list-style-type: none"> ・1台常用 ・潜航支援時は200m³/h×5mTH で使用する
空気冷却器冷却清水ポンプ 立形渦巻式 ・2台×160m ³ /h×15mTH 15kw×900rpm	<ul style="list-style-type: none"> ・防振ゴム上に据付 ・ポンプの回転数を標準より低くする(1,800rpm→900rpm) 	<ul style="list-style-type: none"> ・1台常用
海水サービスポンプ 立形渦巻式 2台×250m ³ /h×20mTH 22kw×900rpm	<ul style="list-style-type: none"> ・防振ゴム上に据付 ・ポンプの回転数を標準より低くする(1,800rpm→900rpm) 	<ul style="list-style-type: none"> ・1台常用
冷房用冷凍機冷却水ポンプ 立形渦巻式 1台×70m ³ /h×25mTH 11kw×900rpm	<ul style="list-style-type: none"> ・防振ゴム上に据付 ・ポンプの回転数を標準より低くする(1,800rpm→900rpm) 	
給水ポンプ 横形渦巻式 2台×2m ³ /h×8kg/cm ² G 5.5kw×3,600rpm	<ul style="list-style-type: none"> ・防振ゴム上に据付 	<ul style="list-style-type: none"> ・1台常用
サニタリーポンプ 横形渦巻式 2台×15m ³ /h×35mTH 3.7kw×3,600rpm	<ul style="list-style-type: none"> ・防振ゴム上に据付 	<ul style="list-style-type: none"> ・1台常用

対象機器	対策内容	備考
清水ポンプ 横形渦巻式 2台×15m ³ /h×40mTH 5.5kw×3,600rpm	・防振ゴム上に据付	・1台常用
飲料水ポンプ 横形渦巻式 2台×5m ³ /h×50mTH 3.7kw×3,600rpm	・防振ゴム上に据付	・1台常用
造水装置エゼクタポンプ 横形渦巻式 2台×18m ³ /h×48mTH 5.5kw×3,600rpm	・防振ゴム上に据付	・1台常用
温水循環ポンプ 横形渦巻式 1台×2m ³ /h×5mTH 0.4kw×1,800rpm	・防振パッド上に据付	
可変ピッチプロペラ潤滑油サービスポンプ ねじ式 4台×9.5m ³ /h×30kg/cm ² G 15kw×1,200rpm	・防振ゴム上に据付 ・ポンプ回転数を標準より低くする (1,800rpm →1,200rpm)	・2台常用
燃料油サービスポンプ ねじ式 2台×2.5 m ³ /h×4kg/cm ² G 0.75kw×1,200rpm	・防振パッド上に据付 ・ポンプ回転数を標準より低くする (1,800rpm →1,200rpm)	・1台常用
燃料油移送ポンプ ねじ式 2台×10m ³ /h×2.5kg/cm ² G 3.7kw×1,200rpm	・防振パッド上に据付 ・ポンプ回転数を標準より低くする (1,800rpm →1,200rpm)	・間欠使用
主空気圧縮機 立形単筒2段圧縮水冷式 2台×30m ³ /h×25kg/cm ² G 7.5kw×900rpm	・防振パッド上に据付 ・空気吸込管に大型サイレンサーを装備	・間欠使用
燃料油清浄機 遠心式 1台×1,550ℓ/h 3.7kw×1,800rpm	・防振ゴムを二重に装備した二重防振支持 ・作動水ドレン出口にシールポットを装備	
潤滑油清浄機 遠心式 1台×1,650ℓ/h 3.7kw×1,800rpm	・防振ゴムを二重に装備した二重防振支持 ・作動水ドレン出口にシールポットを装備	
機関室給気通風機 立形軸流式 2台×600/450m ³ /min×30/16mmAq 7.5/3.75kw×1,200/900rpm	・低騒音型を採用 ・防振パッド上に据付	

対象機器	対策内容	備考
機関室排気通風機 立形軸流式 1台×500m ³ /min×20mmAq 5.5kw×1,200rpm	<ul style="list-style-type: none"> ・低騒音型を採用 ・防振パッド上に据付 	
軸室給気通風機 立形軸流式 1台×50m ³ /min×30mmAq 1.5kw×1,200rpm	<ul style="list-style-type: none"> ・低騒音型を採用 ・防振パッド上に据付 	
潜水調査船格納庫給気通風機 立形軸流式 4台×75m ³ /min×20mmAq 1.5kw×1,200rpm	<ul style="list-style-type: none"> ・低騒音型を採用 ・防振パッド上に据付 	
清浄機スペース排気通風機 シロッコ式 1台×60m ³ /min×20mmAq 1.5kw×1,200rpm	<ul style="list-style-type: none"> ・防振パッド上に据付 	
工作室排気通風機 シロッコ式 1台×25m ³ /min×50mmAq 1.5kw×1,800rpm	<ul style="list-style-type: none"> ・防振パッド上に据付 	
油圧ポンプ室及び離脱バラスト格納室給気通風機 シロッコ式 1台×55m ³ /min×30mmAq 1.5kw×1,200rpm	<ul style="list-style-type: none"> ・防振パッド上に据付 	
操舵機室給気通風機 シロッコ式 1台×65m ³ /min×30mmAq 1.5kw×1,200rpm	<ul style="list-style-type: none"> ・防振パッド上に据付 	
NO.1, NO.2空調機 フレオン式 冷房能力 2×106,300kcal/h 暖房能力 2×110,800kcal/h	<ul style="list-style-type: none"> ・ユニット下部に遮音及び吸音材を装備 ・ユニットサイドに防音壁を装備 ・ユニット全体を防振ゴム上に据付 ・コンプレッサは共通台板上で更に防振ゴム上に据付 ・共通台板の剛性強化 	
糧食庫用冷凍機 フレオン式 冷凍能力 4,000kcal/h	<ul style="list-style-type: none"> ・ユニット全体を防振ゴム上に据付 	
汚水処理装置 活性汚泥法 処理人数 最大60名	<ul style="list-style-type: none"> ・下記関連機器を汚水処理装置とは、別置とし設置場所を音響機器から離す ・各機器を防振ゴム上に据付 <p style="margin-left: 40px;"> 空気圧縮機 汚水排出ポンプ クリーンビルジ排出ポンプ 汚水移送ポンプ </p>	

対象機器	対策内容	備考
ホイストウインチ用油圧ポンプユニット アキシャルピストン式 2台×540ℓ/min×190kg/cm ² G 200kw×1,200rpm	・防振ゴム上に据付 ・共通台板の剛性強化	
移動台車横行用油圧ポンプユニット アキシャルピストン式 2台×195ℓ/min×170kg/cm ² G 70kw×1,800rpm	・防振ゴム上に据付 ・共通台板の剛性強化	
ガイド索用ウインチ用油圧ポンプユニット アキシャルピストン式 2台×195ℓ/min×190kg/cm ² G 80kw×1,800rpm	・防振ゴム上に据付 ・共通台板の剛性強化	
補助油圧ポンプユニット ねじ式 2台×135ℓ/min×30kg/cm ² G 15kw×1,800rpm	・防振ゴム上に据付	
パイロット油圧ポンプユニット ねじ式 2台×47ℓ/min×60kg/cm ² G 11kw×1,800rpm	・防振ゴム上に据付	
操舵装置用油圧ポンプユニット アキシャルピストン式 4台×9.9ℓ/min×200kg/cm ² G 3.7kw×1,800rpm	・防振ゴム上に据付	

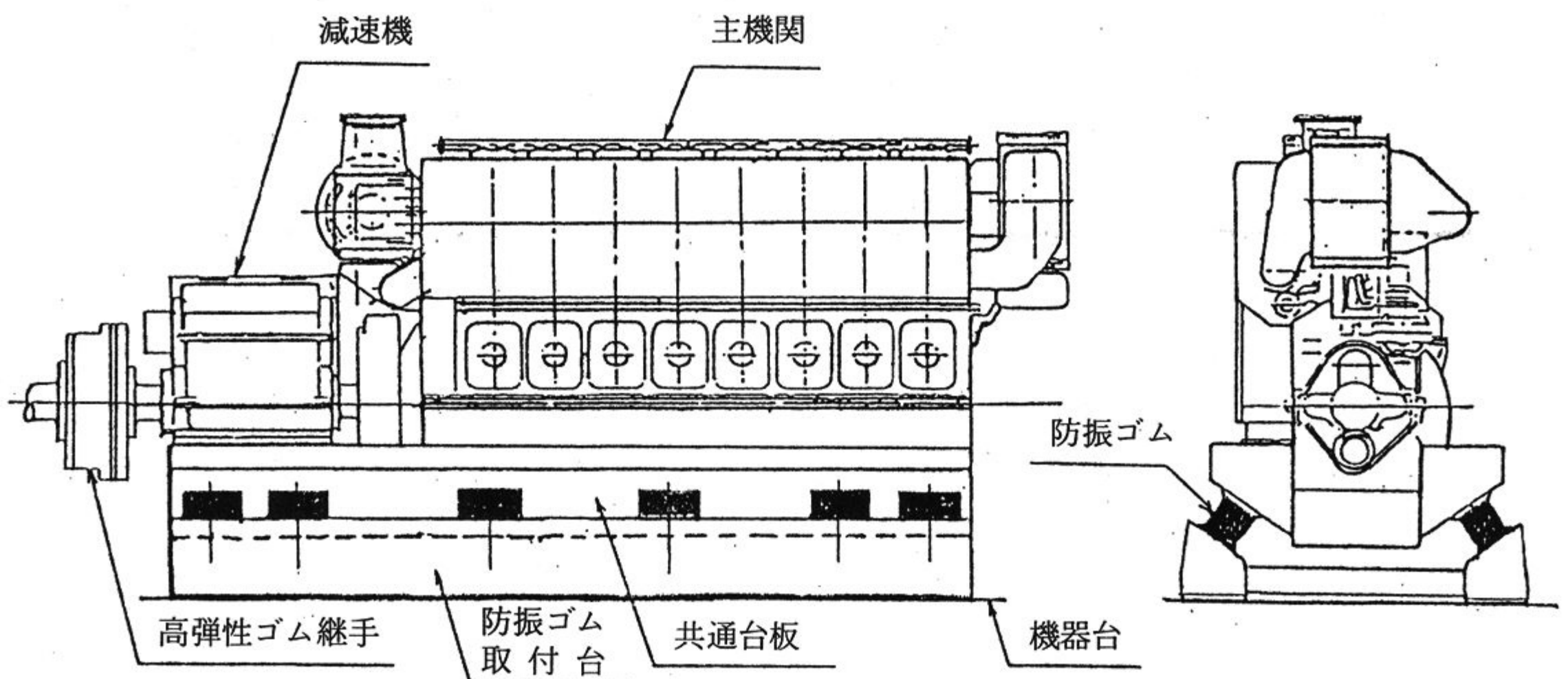


図4 主機関及び減速機防振支持要領

Fig.4 Rubber vibration isolation mount of main engine and reduction gear

③ その他、燃焼衝撃による振動を低減するため、燃焼に大きな影響を及ぼさない程度まで、最高爆発圧力を低減した。また減速機ギヤ及びギャボックスの振動を低減するため、ギャ

加工精度の向上（JIS 1級を適用）、ギャボックスの剛性を高める等の対策を実施した。

図5に防振ゴムによる振動減衰量を示す。同図は陸上運転振動計測時の主機関及び減速

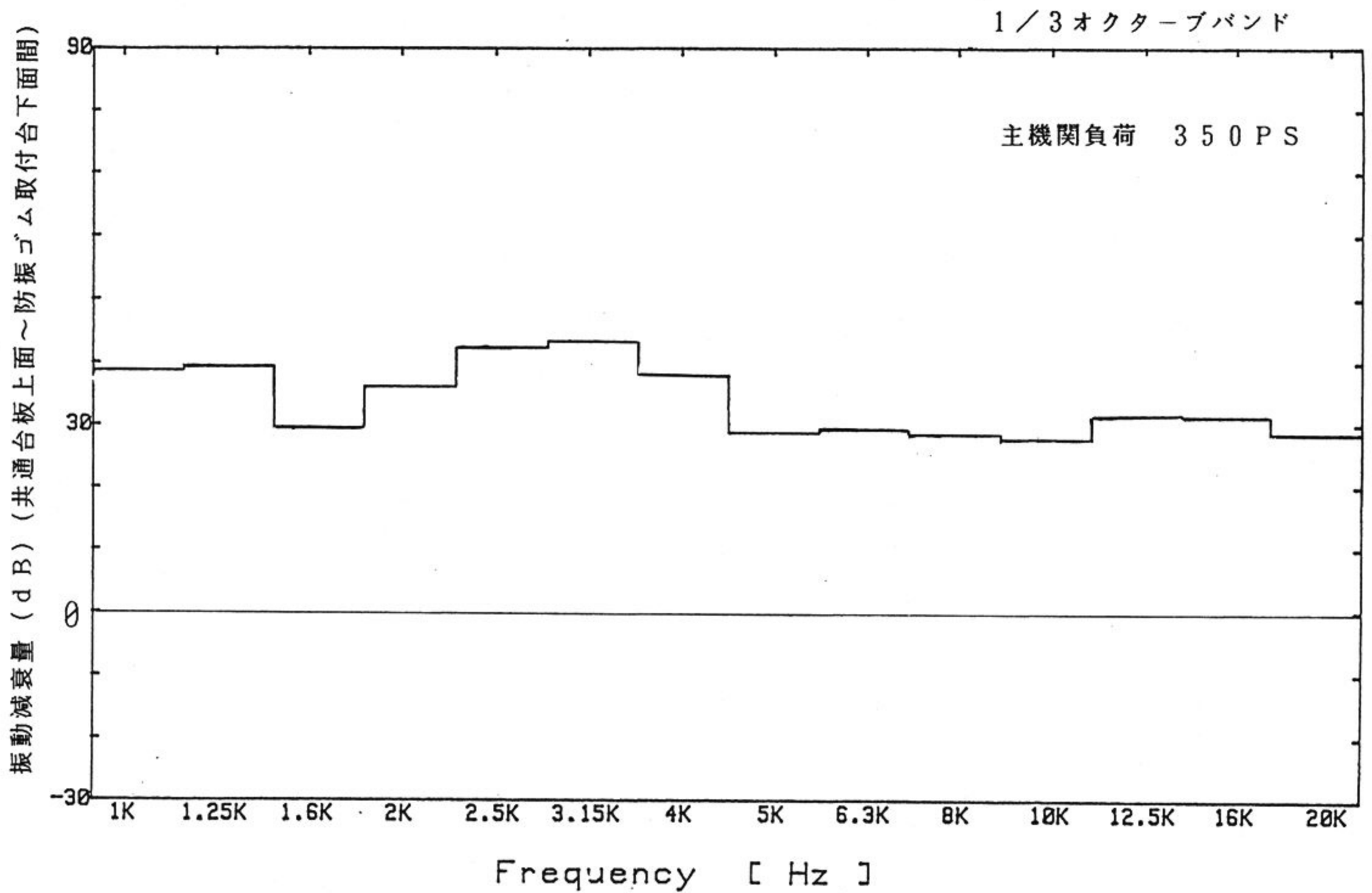


図5 主機関及び減速機振動減衰量

Fig.5 Transmission loss of vibration isolation mount for main engine and reduction gear

機の共通台板上面（防振ゴム上）に対する防振ゴム取付台下面（防振ゴム下）の振動レベル差を示しているが、測定した周波数帯域で約30～40dBと、大きな防振効果が出ており、本船でも効果が期待できる。

(ii) 防音対策

騒音レベルを低減するための対策として、主に騒音源に対し、遮音、吸音を目的とした防音カバー、防音ボックスを設けた。例えば主機関に対しては、過給機に防音ボックスを設けタービン部からの発生音を低減させるとともに、ブロー吸込側に吸気サイレンサーを装備して、給気音を低減させる対策を実施した他、騒音源である吸排気管、空気冷却器、燃料噴射ポンプ等に防音カバーを設けた。また減速機に対しては、減速機全体の騒音を低減させるため全体を防音カバーで覆う等の対策を実施した。

(b) 主発電機装置

(i) 防振対策

主発電機装置は、主機関及び減速機と共に固体伝搬雑音の主起振源であり、特に本船の場合、将来搭載予定の無人探査機の潜航支援時、発電機使用台数が増えることによって大きな起振源となることが予想される。そこで通常の防振ゴム支持による振動低減効果を更に強化するため、駆動機関と発電機を共通台板に据付け、その共通台板と機器台との間に中間機器台を設け、かつその上下に防振ゴムを配する二重防振支持方式を採用した。図6にその二重防振支持要領を示す。

二重防振支持方式は、2質点のバネ質量系モデルでの計算によれば、通常の一重防振支持方式に比べて高周波数域ほど、防振効果があるが、中間機器台等の局部振動や防振ゴムの波動効果等で、理論計算ほどには効果は期待できない。そこで、特に、剛性の十分高い中間機器台を用いることとし、高周波数域での防振効果を把握するために両支持方式の模型実験を行い、二重防振支持方式は、一重防

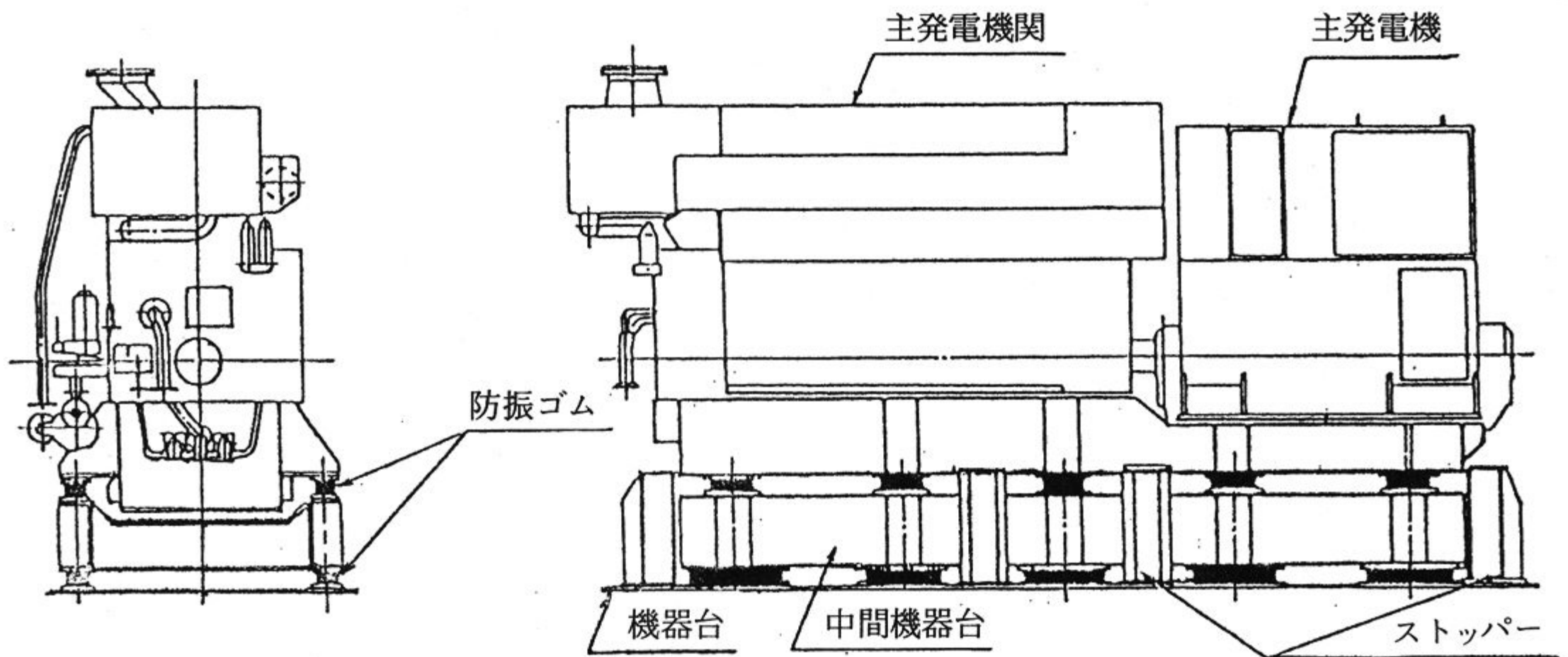


図6 主発電機装置二重防振支持要領
 Fig.6 Double rubber vibration isolation mount of main generator

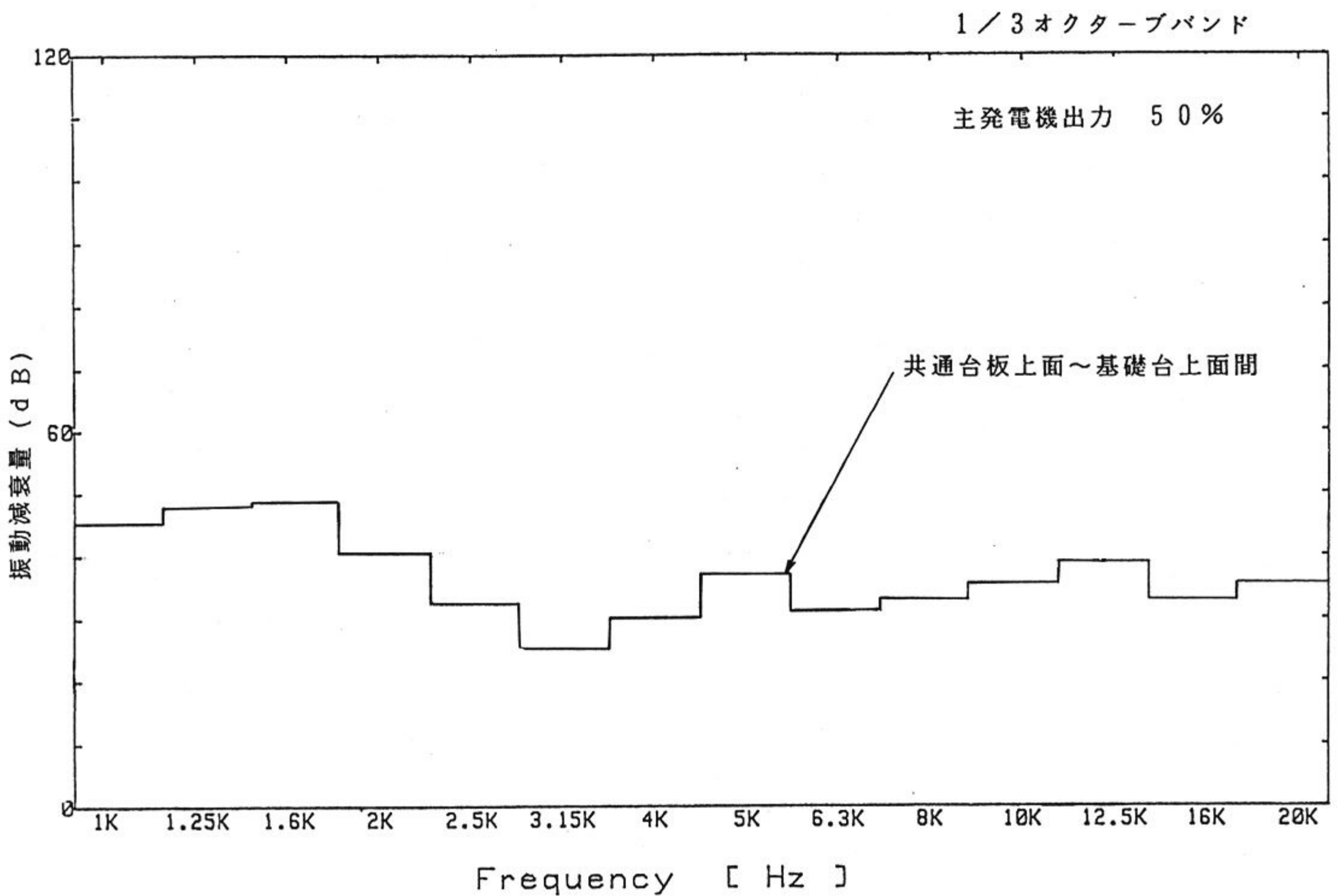


図7 主発電機装置振動減衰量
 Fig.7 Transmission loss of vibration isolation mount for main generator

振支持方式に比べ対象周波数域において約10 dB減衰効果が大いことがわかったので、本船は、本支持方式を採用することにした。また模型実験により得られた結果を用いて減衰量を予測するとともに、中間機器台の重量や

防振ゴムのバネ定数を計画した。表2に二重防振の要目を示す。また図7に二重防振支持による振動減衰量を示す。同図は陸上運転振動計測時の共通台板上面（上部防振ゴム上）に対する基礎台上面（下部防振ゴム下）の振

表2 主発電機装置二重防振要目

Table 2. Particulars of double rubber vibration isolation mount of main generator

主発電機装置重量(計画)	約 19,250 kg
中間機器台重量(計画)	約 5,780 kg
防振ゴム静的バネ定数 上側/下側	約 3,500/20,600 kg/cm
防振ゴム静的せん断バネ定数 (長辺方向) 上側/下側	約 430/1,440 kg/cm
防振ゴム静的せん断バネ定数 (短辺方向) 上側/下側	約 380/1,300kg/cm
防振ゴム使用個数 上側/下側	10/10

動レベル差を示しているが、ほぼ予測通りの値となっている。

(ii) 防音対策

主機関と同様の考え方で、駆動機関に対し主として騒音源(過給機, 吸排気管, 燃料噴射ポンプ等)に対し, 防音カバー, 防音ラギングを施工した。

(c) 立形渦巻式ポンプ

立形渦巻式ポンプの内, 低雑音オペレーションで使用する主冷却清水ポンプ, 主冷却海水ポンプ, 海水サービスポンプ等に対して, 振動, 騒音を低減するため下記に示す対策を実施した。

① 機器台及び船体構造への振動伝搬低減対策として, 防振支持を行ったが, 電動機とポンプを一体とした構造の総合重心付近を支持し, 剛性の高い取付台を介して防振ゴム上に据付ける方式とした。本支持方式は, ポンプ下部で支持する通常的方式に比べ, 重心付近を支持するため, モーメントによる振動変位が小さくなる。図8に防振支持要領を示す。防振

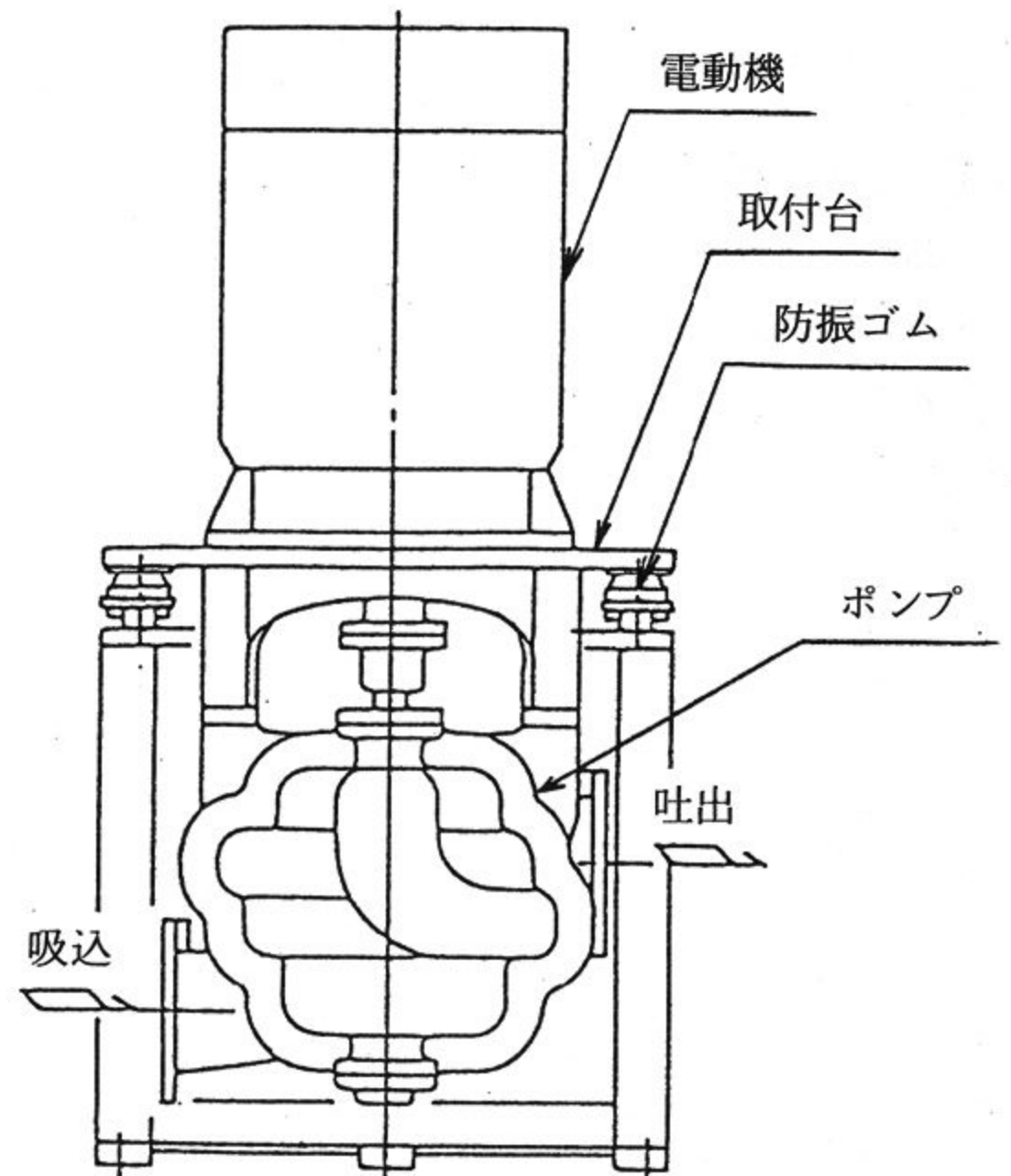


図8 立形渦巻式ポンプ防振支持要領
Fig.8 Rubber vibration isolation mount of vertical centrifugal pump

ゴムとしては、ポンプ回転数に対し、十分低い固有振動数を有したのものとして、防衛庁規格艦船機器用防振ゴムに準拠した6ES型を選定した。

- ② 起振力を低減させるため、ポンプの回転数は、標準のものに比べて低回転数仕様のポンプを採用した。
 - ③ 両吸込ポンプのインペラは、左右の流路の位相を1/2ピッチずらした構造として変動力を打ち消し合うようにした。
 - ④ ポリユートケーシングの水切り部にスキューを設け、インペラの羽根後縁が同時にポリユート巻き始め部を通過しないようにした。
- (d) 油清浄機（潤滑油清浄機，燃料油清浄機）
- 油清浄機は、スパイラルギャかみ合い周波数のピークが有り、振動が比較的大きくなることが予想されたため主発電機装置と同様な二重防振支持方式を採用した。
- (e) その他の機器に対し実施した主な対策を以下に示す。

- ① 起振力の大きな機器については、防振ゴムによる防振支持を、起振力の小さな機器については、防振パッドによる防振支持を行い、機器台及び船体構造への振動伝達力の低減を計った。
- ② 上記の防振効果を上げるため、機器の共通台板は、剛性を高めたものとした。
- ③ 起振力を低減させるため、標準より低い回転数の機器を採用した。

(2) 振動伝搬経路及び水中に放射される最終経路での振動低減

(a) 制振材

制振材は、板構造物に塗布または、貼りつけ、それ自身の減衰により、板の曲げ振動を押さえるものである。この性質を利用し、振動伝搬経路における振動減衰及び最終経路における鋼板からの音響放射パワー低減を目的として制振材を施工した。

(i) 制振材の選定

本船に採用する制振材として、特に次の観点より評価を行い、エポキシ樹脂系の塗り型（横浜ゴム製EX-16）を選定した。

- ① 常温付近で高い減衰性能を有すること。

- ② 船内での施工が容易であること。（塗りが可能であること。）
- ③ 耐油，耐水性に優れていること。
- ④ 船底外板にも施工するため鋼板の音響放射効率に関する臨界周波数を低下させないこと。（ヤング率が大きくないこと。……臨界周波数では音響放射効率が大きくなる。一方本船のように高周波数域が対象となる場合は、臨界周波数とその周波数の近くにあり、ヤング率が大きい制振材を使用するとその臨界周波数を低下させるため、音響放射効率の点で不利となる。）
- ⑤ 比重はあまり大きくないこと。（比重が大きい方が臨界周波数は高くなるが、一方比重が大きいと重量増となり船の性能上不利となる。）
- ⑥ 対象とする周波数帯域で減衰効果を有すること。

図9に本船に採用した制振材の減衰特性を示す。

(ii) 制振材の厚み比

制振材の鋼板に対する厚み比は、一般的に1～2倍が実用的と言われており、本船では、約2倍とした。

(iii) 制振材施工範囲

制振材は下記に示す部位に施工した。その

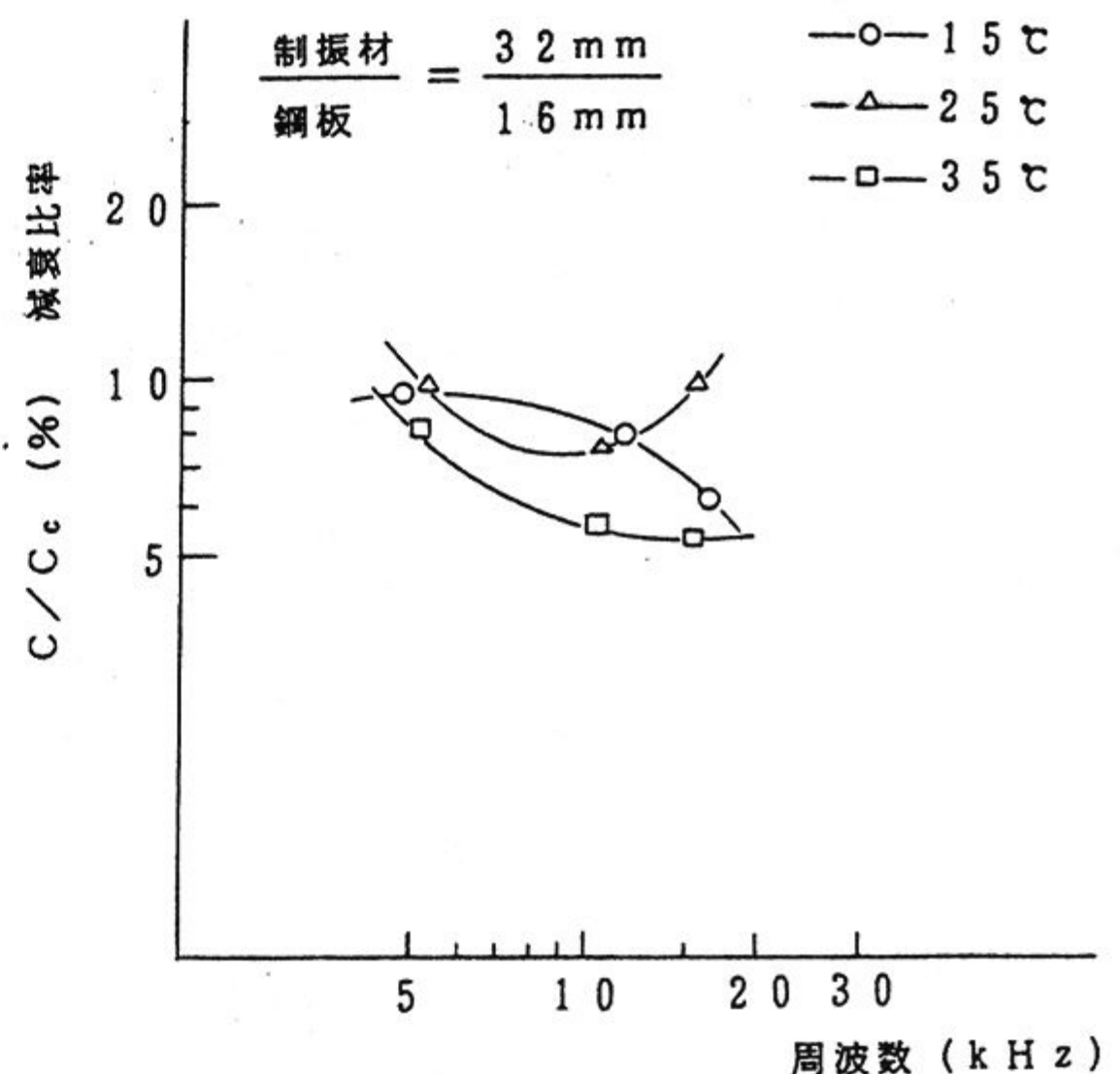


図9 制振材減衰特性
Fig.9 Damping characteristics of damping material

範囲を図10に示す。

- ① 機関室内二重底上（主機関及び主発電機装置回り）
- ② 主機関台及び主発電機装置台
- ③ 空調機室内甲板上及び空調機台
- ④ バウスラスタトンネル
- ⑤ 機関室内船底外板（主機関下ボイドスペース）
- ⑥ バウスラスタ下部船底外板
- ⑦ 音響航法装置受波器付近の船底外板
- ⑧ マルチナロービーム音響測深装置受波器付近の船体外板
- ⑨ ソナードーム付近の船底外板

なお、①～④は振動伝搬経路における振動減衰を目的としたものであり、⑤～⑨は船底外板の振動を低減することにより、水中放射雑音となる音響放射パワーを低減することを目的として施工したものである。

(b) 配管及び配線艙装

(i) 配管、配線バンド

防振支持を行っている機器に対し、それに接続している配管、配線及び振動伝搬の低減上有効と思われる箇所（船体外板、機関室前部隔壁付等）の配管は、防振型バンド（管または、配線とバンドとの間にゴムを挿入した

もの）で支持した。なお防振効果を増すため、バンドの支持構造は、剛性の高い型材構造を主に使用した。また船体外板近くで防振バンドを取付ける場合は、船体外板に直接取付けるのではなく、船殻部材に取付けることとし、二重底上または甲板上に防振バンドを取付ける場合は、その下に船殻部材のある所か、補強を行ったものに取付ける等施工上の注意をはらった。

(ii) 防振管継手

防振支持を行っている機器の配管取合部に防振管継手を設ける他、低雑音オペレーションで使用する海水サービスポンプ等の吐出管の内、音響機器に比較的近い機関室前部隔壁下部を貫通する配管には、さらに機関室側に防振管継手を設け、船体への振動伝搬の低減を計った。

(c) 音響機器送受波器

音響航法装置受波器、マルチナロービーム音響測深装置受波器及び水中通話機送受波器に対し、船体及び昇降装置から各送受波器への振動伝搬を低減し、送受波器自身の振動による障害を防止するため、防振パッド等による支持を行った。

(3) 外板及び隔壁への入射空気音レベルの低減

■ 制振材施工箇所を示す

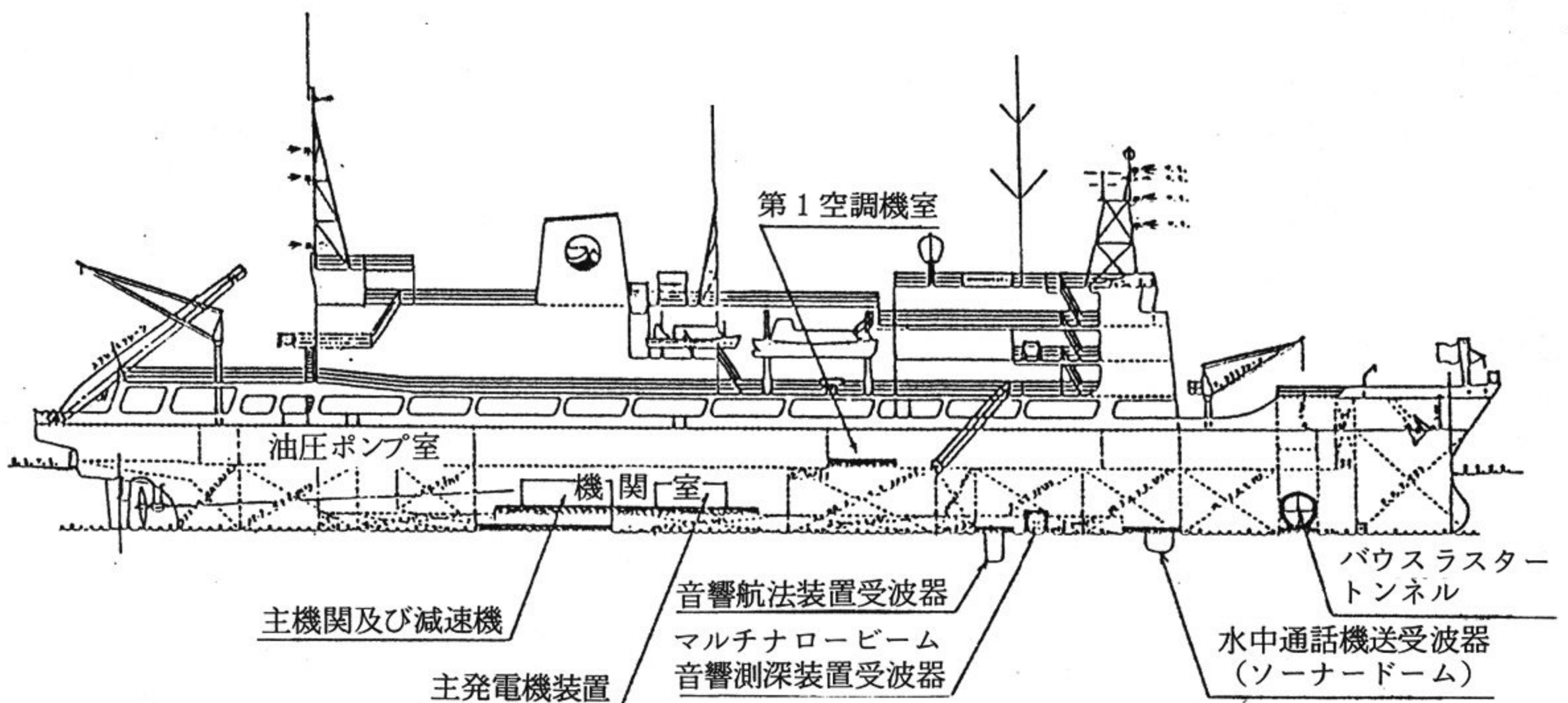


図10 制振材施工範囲

Fig.10 Application scope of damping material

船内騒音は、2次固体音の要因となるばかりでなく喫水線下の船体外板を透過して水中放射雑音となる、いわゆる透過音の要因ともなる。本項では、これらの低減対策について示す。

(a) 機関室防音囲壁

「なつしま」では、機関室に厚さ9mmのゴムシートを主遮音材としてその両面にロックウールを充填した防音囲壁を装備して、外板及び隔壁への入射空気音レベルを約15dB低減させることができた。¹⁾ そこで、本船でも「なつしま」と同要領で防音囲壁を設けることとした。またこの対策は、透過音対策だけではなく2次固体音対策ともなるので、特に騒音レベルの大きい機関室の海水に接する船体外板に設けるほか、音響機器に比較的近い機関室前部隔壁下部にも適用した。

図11に機関室外板部の防音施工要領を示す。

(b) 第1空調機室防音壁

本船の第1空調機室(図10参照)には、振動、騒音源である空調機及び糧食庫用冷凍機が設けられているが、本室は機関室船首側第二甲板に位置し、音響機器送波器設置場所に比較的近いため、室内の天井及び壁面を吸音処理(50mmロックウール+グラスクロス張り)することにした。

(4) 振動、騒音源となる機器と音響機器の適切な配置

振動、騒音源となる機器及び音響機器受波器の配置は、下記の基本方針で計画した。

- ① 振動、騒音源となる機器は、分散配置とせず、できる限り対策が十分施工されている機関室に集約する。
- ② 機関室に配置できない機器は、できる限り喫水線面上となる第二甲板上に配置するか(空調機、糧食庫用冷凍機等)、機関室より船尾側に集中配置する(油圧ポンプ等)ことにより振動の距離減衰を計る。
- ③ 音響機器受波器をできる限り船首側配置とし主起振源である機関室、プロペラより離す。

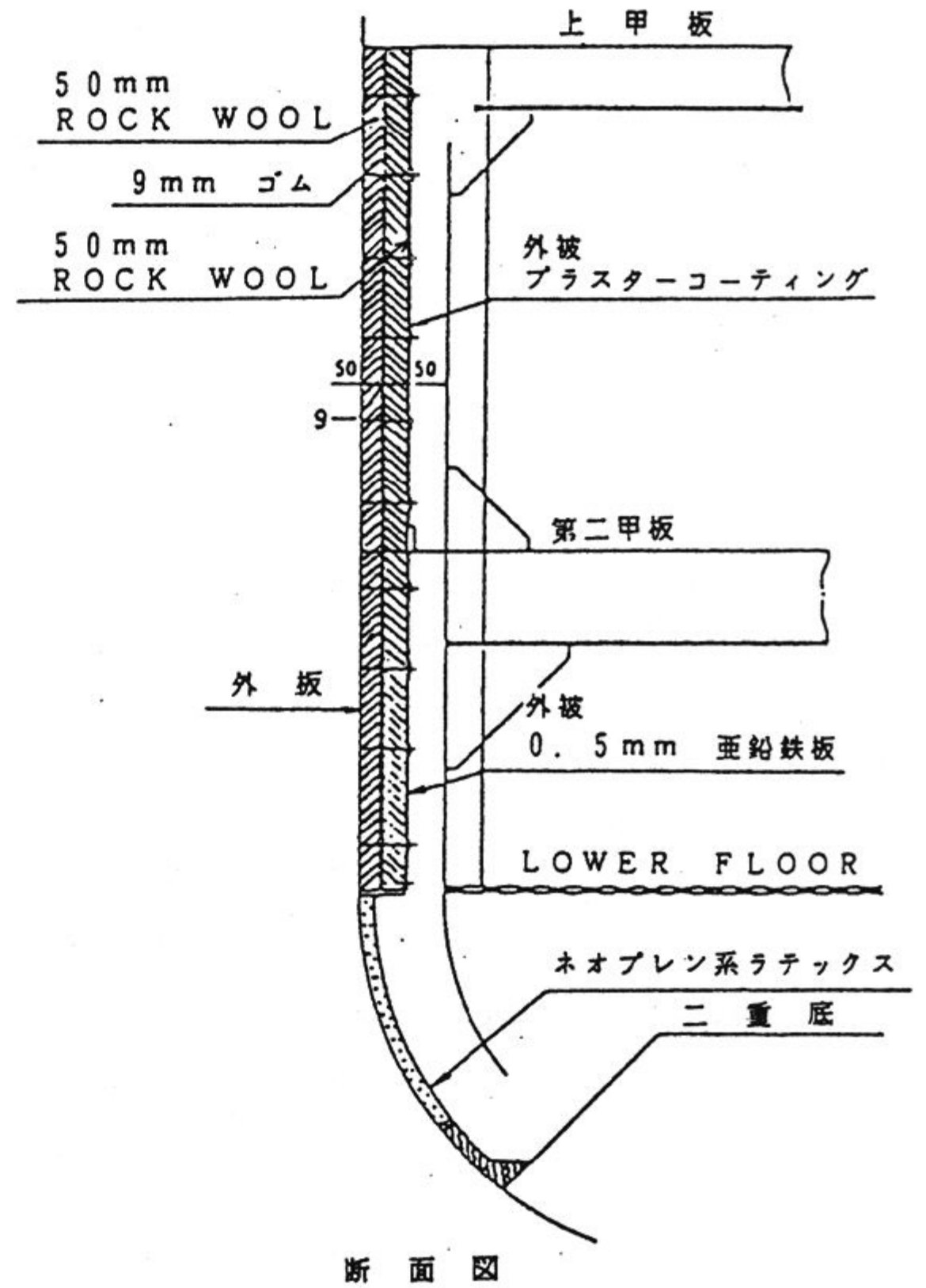


図11 機関室外板部防音施工要領
Fig.11 Procedure of soundproof for engine room outer shell plate

4. 固体伝搬雑音予測

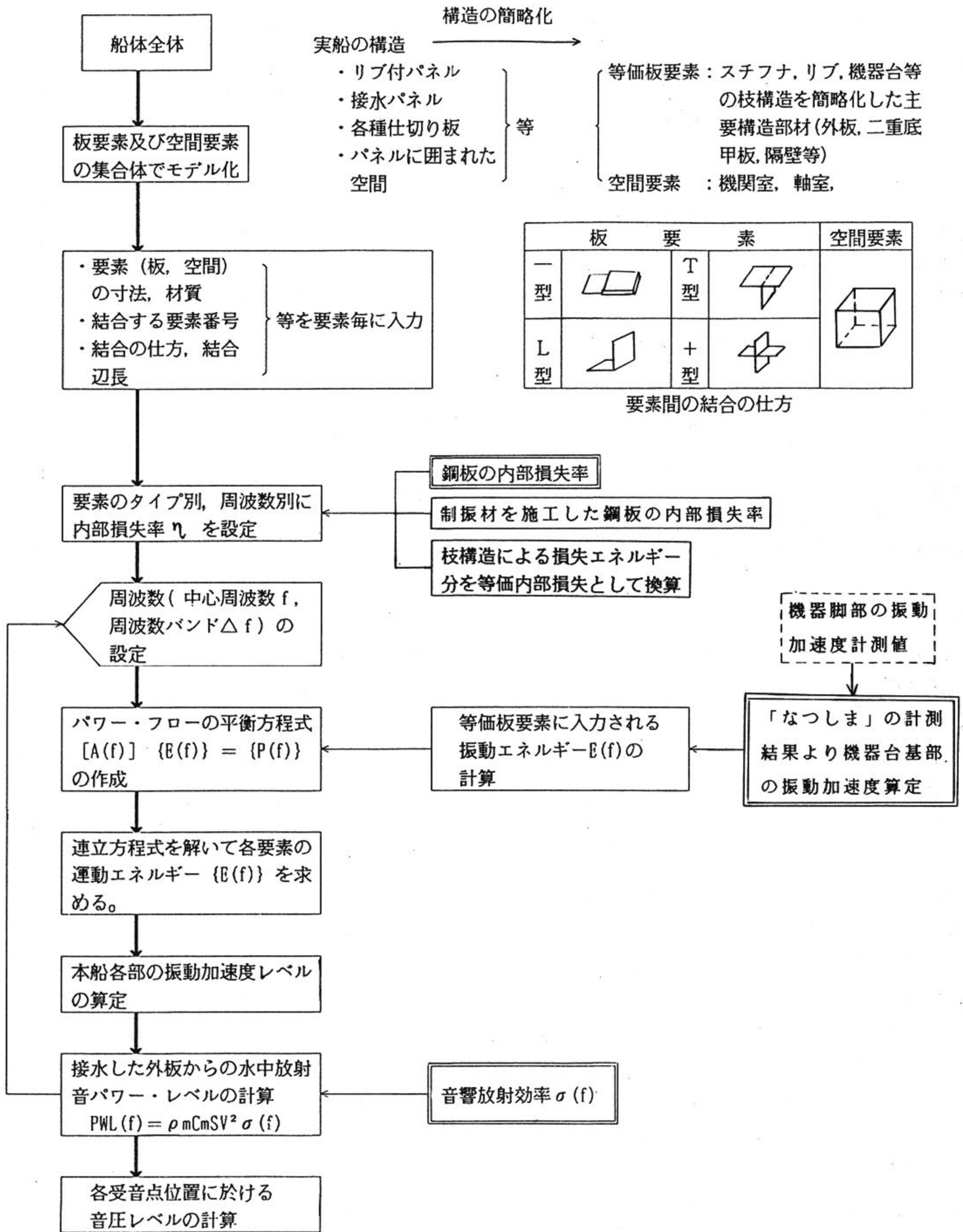
本船の固体伝搬雑音を予測するには、近年その実用化が各分野で進められているSEA (Statistical Energy Analysis) 法を用いることにした。この方法は高周波数域での振動伝搬解析に有効であるが、起振力の推定方法や内部損失率、音響放射効率の定め方によって計算結果に大きな差異を生じるので、本船建造に先立ち「なつしま」で実船振動計測を実施し、SEA法による計算値と実測値との比較によりそれらの定め方を明らかにした²⁾結果を、本船に適用した。

(1) 予測方法

図12にはSEA法による解析手順を示し、また以下には本船でのSEA解析における基本的な考え方を記す。

(a) モデル化方法及び要素分割

- ① モデル化は、船全体を板要素と空間要素の集合体で表す。モデル化の対象は、外板、二



(注) ; 「なつしま」で実測または検討
; 本船搭載機器陸上運転振動計測で実施

図12 SEA法の解析手順
 Fig.12 Flow chart of SEA

重底，甲板，隔壁及びフロア，ガーター等の大骨とし，これらに取付く補強リブや仕切り板等の枝構造はモデル化せず，それらの結合部で失われる結合損失エネルギー及び枝構造で逸散する損失エネルギーの両エネルギーをモデル化した板要素に含めて等価内部損失率を算定し，枝構造なしの等価板要素に換算³⁾した。

- ② 喫水線以下は小さい板要素で，喫水線上は大きな板要素で船全体をモデル化した。
- ③ 機関室及び軸室の空間を直方体の空間要素とした。
- ④ 上記による板要素と空間要素の総数は，船全体で約1,200となった。

(b) 起振力

「なつしま」の振動伝搬解析では，機器台基部の振動加速度計測値から入力される振動エネルギーを求め，これをSEAモデルに入力する方法をとった。

しかし，本船では，建造前に機器台基部の振動加速度を実測できないため，下記に示す方法によりSEAモデルに入力する機器の起振力を算定した。

- ① 本船搭載機器を陸上において運転した時の機器脚部（防振ゴム上）の振動加速度を計測する。
- ② 「なつしま」における振動計測結果より，機器脚部と防振ゴムを介した機器台基部との振動減衰量を求める。
- ③ 本船搭載各機器の機器台構造が，「なつしま」の構造とほぼ同じであることから②の關係を用いて①より本船の機器台基部（SEAモデルに起振力を入力する要素）の振動加速度を推定し，振動エネルギーを求める。ただし，主発電機装置の二重防振支持による振動減衰量は，別途実施した模型実験結果より予測した値を使用する。

なお，上記の起振力予測方法は，陸上での機器脚部（防振ゴム上）の振動加速度が船内での場合と同じレベルであることが前提となる。従って，本船へ搭載する機器の陸上振動計測に先立って，防振ゴム下の基礎構造の剛性（コンプライアンス）を変化させての四端子パラメータを用いた振動伝

搬解析⁴⁾及びこれを検証するための基礎構造を種々変えた振動試験を実施し，対象となる高周波数域では機器の陸上振動計測における機器脚部振動加速度と船内の振動計測におけるそれとが同じレベルとなることを確認した。

(c) 内部損失率

(i) 鋼板の内部損失率

鋼板の内部損失率は，「なつしま」実測減衰傾向に合うように定めた値，すなわち矩形平板の周辺支持と周辺固定での実測値⁵⁾のほぼ中間的な値（図13参照）に枝構造で逸散する損失エネルギーを要素の内部損失に換算した値を加えて与えた。

(ii) 鋼板に制振材を施工した複合材の内部損失率

制振材を施工した複合材としての内部損失率は，付録に示す計算式⁶⁾（Oberstの式）より算定した値に枝構造で逸散する損失エネルギーを要素の内部損失に換算した値を加えて与えた。

(d) 音響放射効率

Maidanikの式⁷⁾による計算値と「なつしま」での実測値との対比により，次のような補正を行って音響放射効率を求めることにした。

- ① 実船の板の境界条件は，周辺支持と周辺固定の中間となるため，Maidanikの式による値（周辺支持の解）の $\sqrt{2}$ 倍とする。
- ② 臨界周波数を計算する際，鋼板の板厚として，実船の外板板厚を1.25倍した値を用いる。（すなわち実船の板厚による臨界周波数の0.8倍となる）
- ③ 臨界周波数の計算において，付加水の考慮は行わない。
- ④ 船体外板に制振材を施工する箇所に対しては，臨界周波数の計算において，鋼板の曲げ剛性かわりに付録に示す計算式⁶⁾（Oberstの式）より算定した複合材としての曲げ剛性の値を使用する。

(2) 予測結果

予測結果のうち，潜水調査船潜航支援モードでの船底外板の船首尾方向の振動レベル分布を，中心周波数8kHzの1/3オクターブバンドレベルで図14に示す。また船底外板近傍の船首尾方向の固体伝

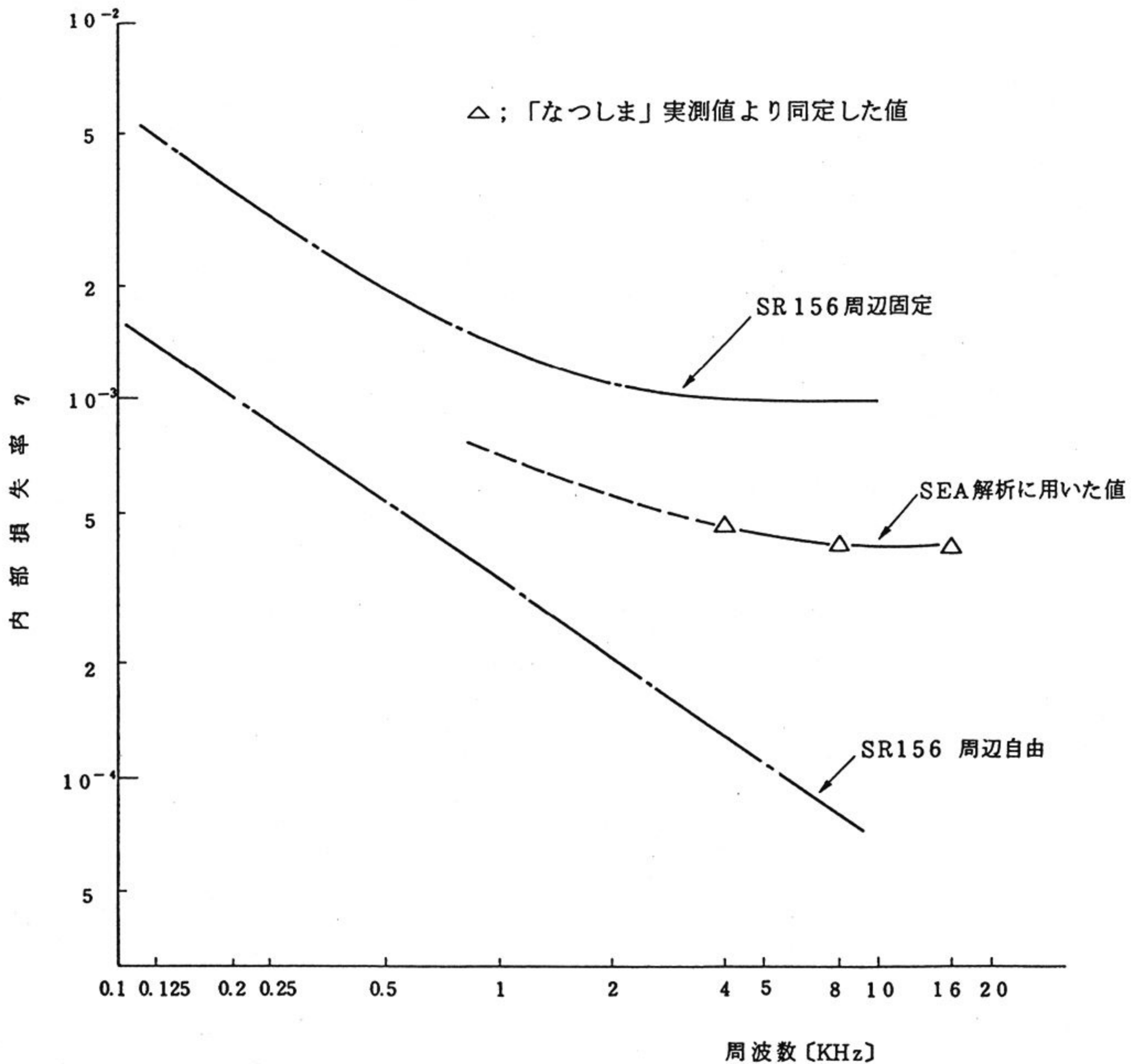


図13 鋼板の内部損失率
Fig.13 Damping coefficient of steel plate

搬による水中放射雑音分布を、中心周波数8kHzの1/3オクターブバンドレベルで図15に示す。

これより、以下の事が言える。

- ① 水中放射雑音予測結果も振動レベル予測結果と同様に、主起振源である主機関及び主発電機装置が設置されている Frame No.50 付近をピークとして船首尾方向に減衰する傾向となっているが、振動分布とそれに対応する水中放射雑音分布を比較すると、主起振源直下から船首尾方向への振動減衰傾向は、水中放射雑音の減衰傾向より、かなり大きくなっている。また、船首尾部の振動レベル分布は、山谷が見られるにもかかわらず水中放射雑音には、その影響が見られないことから、船首尾部の船体外板近傍の水中放射雑音は、その

近傍の船体振動による水中放射雑音の影響よりも主起振源付近のピーク振動レベルによる水中放射雑音の影響が支配的であることが推定できる。

- ② 振動レベル分布において、主起振源である主機関が設置されている Frame No.40～50 付近に振動レベルのピークがなく、また Frame No.89, 107, 122 付近の振動減衰が大きい、これらの箇所は、船底外板に制振材を施工した箇所と、ほぼ一致しており、その減衰効果が現れたものと思われる。これにより、水中放射雑音も低減されており例えば、音響機器装備付置付近では、約3dBの効果が見られる。
- ③ 水中放射雑音の主要因の一つである固体伝搬雑音だけについて着目すると、前項(3項)

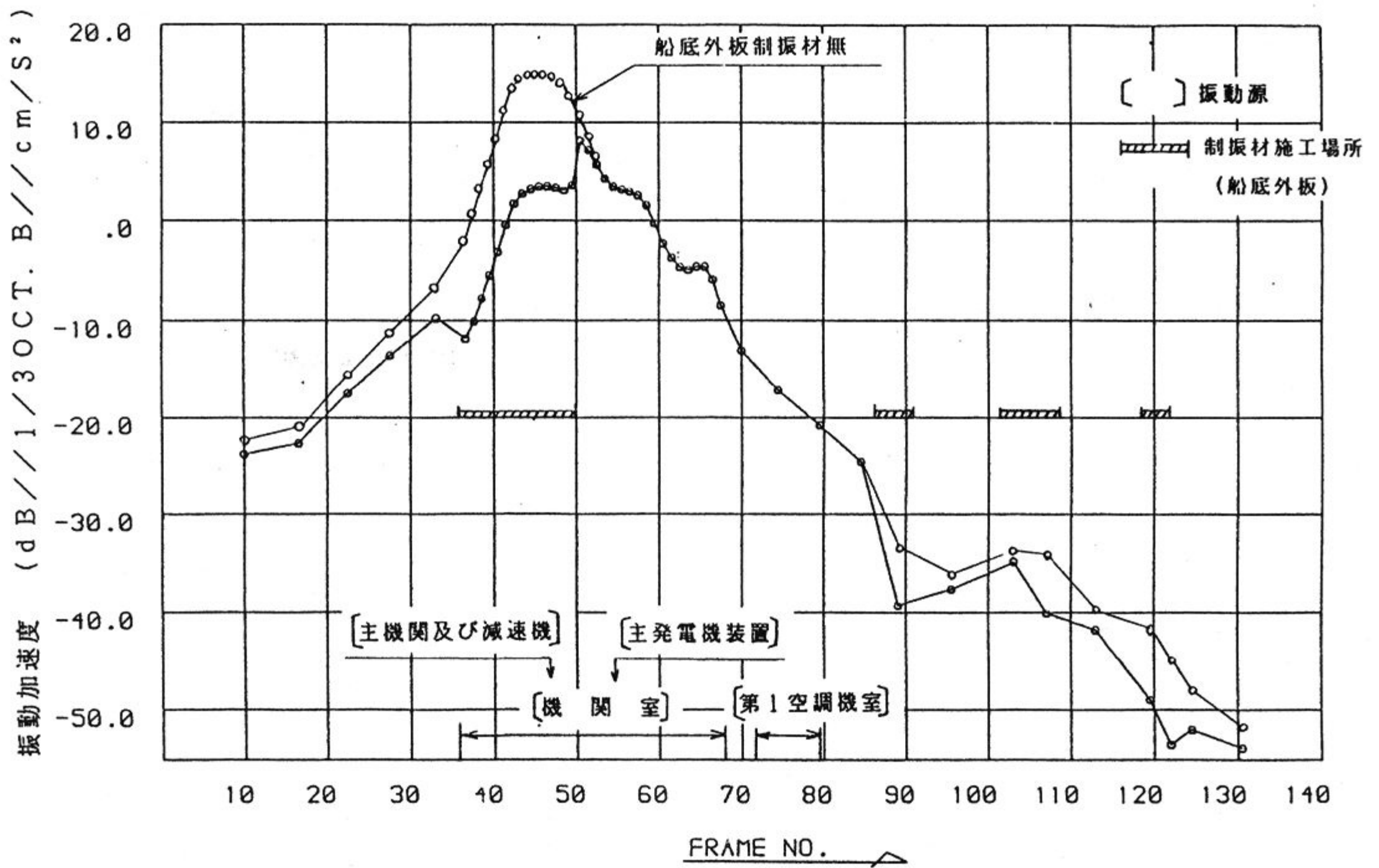


図14 船底外板の振動レベル (8 kHz)
 Fig.14 Vibration level of outer bottom plate

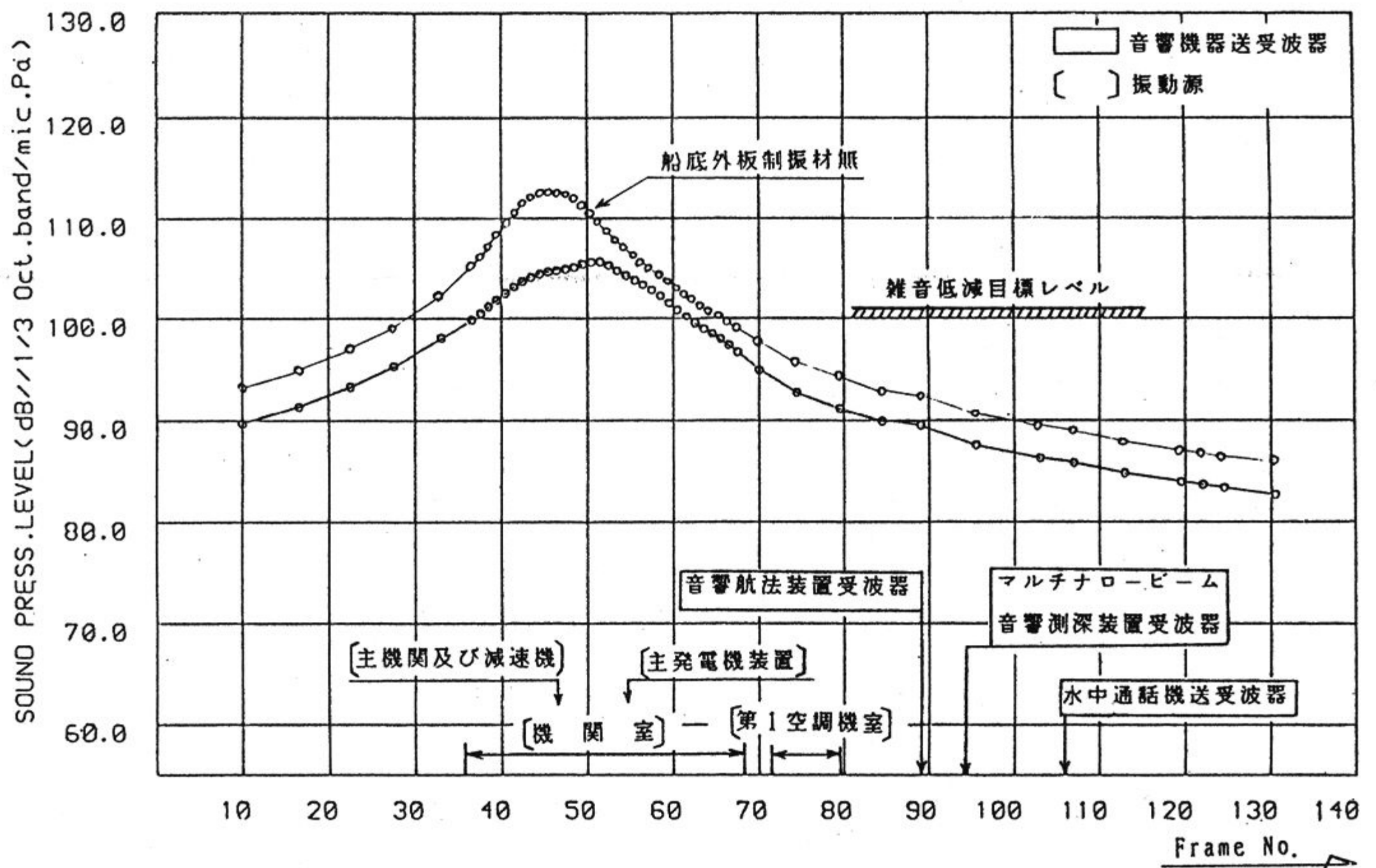


図15 船底外板近傍の水中放射雑音 (8 kHz)
 Fig.15 S. P. L. near outer bottom plate

付 録 鋼板に制振材を施工した場合の複合材としての内部損失率及び曲げ剛性

1. 内部損失率(η)

$$\eta = \frac{\{a\xi(3+6\xi+4\xi^2+2a\xi^3+a^2\xi^4)\} \cdot \eta_2}{(1+a\xi) \cdot \{1+2a(2\xi+3\xi^2+2\xi^3)+a^2\xi^4\}}$$

ただし

a ; 制振材の基板に対するヤング率の比
($a = E_2/E_1$)

ξ ; 制振材の基板に対する厚み比
($\xi = h_2/h_1$)

E_1 ; 基板のヤング率

E_2 ; 制振材のヤング率

h_1 ; 基板の板厚

h_2 ; 制振材の厚み

η_2 ; 制振材自身の内部損失率

2. 曲げ剛性 (D)

$$D = \frac{\{1+2a(2\xi+3\xi^2+2\xi^3)+a^2\xi^4\} \cdot D_0}{1+a\xi}$$

ただし

D_0 ; 基板の曲げ剛性 $\left[D_0 = \frac{E_1 h_1^3}{12(1-\nu^2)} \right]$

ν ; 基板のポアソン比

に示す種々の雑音低減対策を実施した結果、主起振源から遠く離れた水中放射雑音低減目標レベルの対象位置である船首部付近の音響機器装備位置においては、距離減衰等によりその目標レベルを満足している。

なお上記の予測結果を評価、検証するために、本船建造後、実船における振動、水中放射雑音の計測を実施する予定である。

5. あとがき

「よこすか」は、「なつしま」の開発、運用実績を踏まえて計画された最新鋭船であり、潜水調査船の支援母船として、就航後の活躍が期待されているが、その性能を十分に発揮するためには本船の低雑音化が不可欠となる。プロペラ直接音とともに水中放射雑音の主要因である固体伝搬雑音に対して、「なつしま」での実績等を考慮して種々の雑音低減対策を実施した。同種船を計画する場合に、本論文が低雑音化を計るにあたって多少とも参考となれば幸いである。

参考文献

- 1) 海洋科学技術センター編：2000m潜水調査船システム開発建造の記録（2分冊），（1984）
- 2) 佐野正，中西俊之，網谷泰孝，松本潔，織田光秋：固体伝搬雑音予測法の検討及び新母船への適用，JAMSTECTR-19（1988）
- 3) 蔦紀夫，織田光秋：多層立体構造物の振動伝搬解析法，日本機械学会論文集，48巻，425号，（1982）
- 4) John C. Snowdon：Vibration isolation：Use and characterization J. Acoust. Soc. Am, Vol.66, No.5,（1979）
- 5) 日本造船研究協会編：船内騒音に関する調査研究報告書，（1976）
- 6) 日本音響材料協会編：騒音ハンドブック，技報堂，（1966）
- 7) L. L. Beranek：Noise and Vibration Control,（1971）

（原稿受理：1988年11月9日）