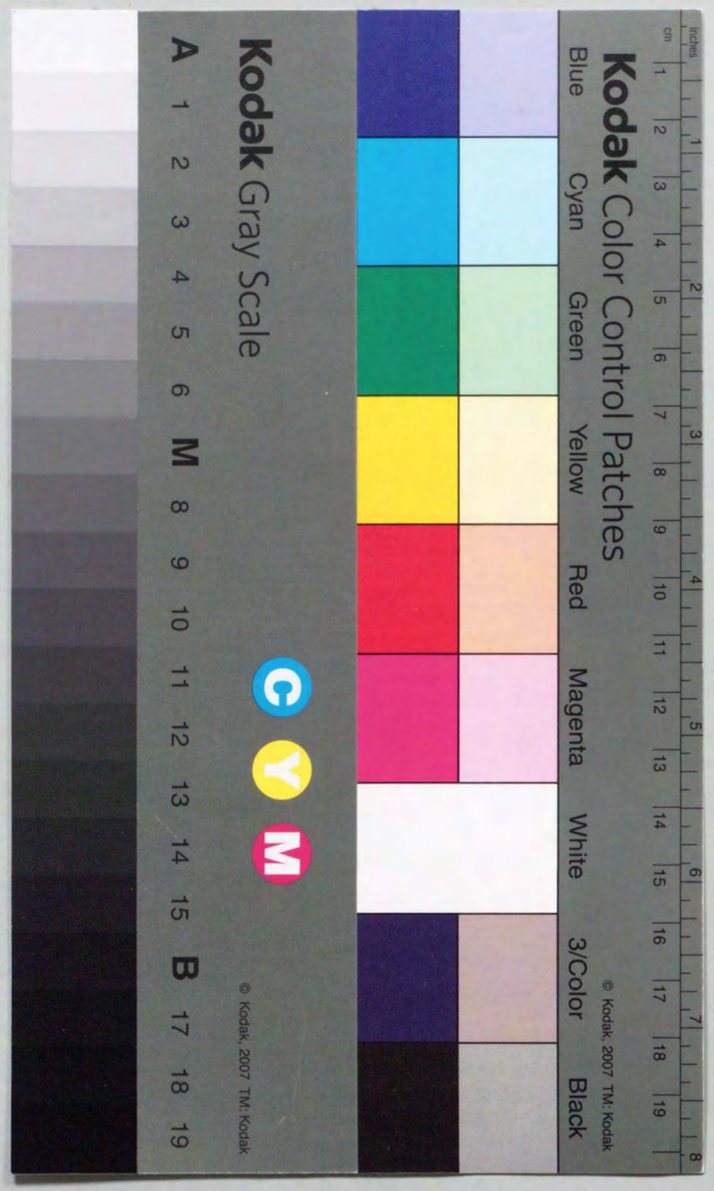
OUKA
The University of Osaka
Institutional Knowledge Archive

Title	船舶・海洋構造物の固体伝搬音解析に関する研究
Author(s)	修理, 英幸
Citation	大阪大学, 1995, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://doi.org/10.11501/3100671
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

https://ir.library.osaka-u.ac.jp/

The University of Osaka



船舶・海洋構造物の固体伝搬音解析に関する研究

1994年

修 理 英 幸

1

船舶・海洋構造物の固体伝搬音解析に関する研究

1994年

修 理 英 幸

目　　次

1. 序　　論 …… 1

2. 高周波数域の固体伝搬音解析 …… 6

2.1 緒　言 …… 6

2.2 SEA法による構造・音場系のパワーフローの解析法 …… 9

2.2.1 SEA法の基礎方程式 …… 9

2.2.2 非共振モードによるパワーフローの評価 …… 12

2.2.3 モデル化構造から外部へ流出する損失パワーの評価 …… 14

2.3 SEA法パラメータの検討 …… 16

2.3.1 モード数 …… 16

2.3.2 内部損失係数 …… 18

2.3.3 結合損失係数 …… 24

2.4 簡易モデルの数値シミュレーションによる精度検討 …… 30

2.4.1 計算モデル …… 30

2.4.2 SEAパラメータ …… 30

2.4.3 簡易箱型モデルの数値シミュレーション結果 …… 32

2.5 模型実験による精度検討 …… 40

2.5.1 供試モデルの概要 …… 40

2.5.2 実験装置および実験方法 …… 43

2.5.3 等価内部損失パワーの実験的検討 …… 43

2.5.4 音と振動の伝搬特性 …… 48

2.5.5 音圧レベルおよび振動加速度レベル …… 55

2.5.6 空間寸法およびパネル板厚の影響 …… 59

2.6 固体伝搬音の解析・予測計算システム …… 66

2.6.1 システム構成 …… 66

2.6.2 SEAモデル作成部 …… 66

2.6.3 演算部 …… 67

2.6.4 作図・結果出力部 …… 68

2.6.5 システムの制限 …… 68
2.7 船舶・海洋構造物への適用 …… 69
2.7.1 ジャケット・ランチング・バージの固体伝搬音解析 …… 69
2.7.2 大型船の船底構造部の固体伝搬音解析 …… 77
2.7.3 水中放射雑音の予測 …… 87
2.7.4 固体伝搬音低減対策の数値シミュレーション …… 103
2.8 結　言 …… 121

3. 低周波数域の固体伝搬音解析 …… 123
3.1 緒　言 …… 123
3.2 構造物の振動パワーフロー解析法 …… 125
3.2.1 波動による振動パワーフロー …… 125
3.2.2 構造物における振動パワーフロー …… 132
3.3 1自由度振動系の振動パワーフロー解析 …… 139
3.4 平板モデルの振動パワーフロー解析 …… 148
3.4.1 平板モデルの概要と計算条件 …… 148
3.4.2 計算結果 …… 149
3.5 高速船への適用 …… 176
3.5.1 機関室・上甲板モデルおよび計算条件 …… 176
3.5.2 計算結果 …… 178
3.6 結　言 …… 191

4. 結　論 …… 193

謝　辞 …… 197
参考文献 …… 198

1. 序　論

近年、生活環境の向上に伴って、生活の場や職場においてはより快適な音響環境が求められるようになり、騒音問題に対する関心も非常に強まってきている。我々の一般的な生活環境では、航空機騒音、自動車騒音および工場騒音などと言った外部環境騒音が問題となる場合が多い。一方、船舶や海洋構造物においては、最初に、乗組員の職場と生活環境の改善に関する問題として騒音問題が取り上げられてきた。1970年のILO (The International Labour Organization) 海事総会において、「船内船員設備その他の作業区域における有害な騒音の規制に関する勧告（第141号）」が採択され、各国政府に船内騒音の規制を行う制度を設けるように勧告された[(1)]。これと前後して、1960年代から1970年代に渡り、欧米各国で船舶乗組員の居住環境および作業環境の改善保護を目的とした船内騒音に関する規制が立法化され、実施に移されてきた。日本においても、1975年7月に、3000GT以上の外航船舶に対して、船主団体と全日本海員組合との間で船内騒音防止のための確認書が締結され、騒音規制値が設定されている。さらに、IMO (International Maritime Organization) においては、騒音規制に関する国際的な共通の枠組みを設定することを目的として、1980年10月に"The Code on Noise Levels in Ships"が策定されている。IMOの規制騒音レベルは、居室60dB（A)、機関制御室75dB（A）であり、各国の規制に対する標準的なレベルとなっている。(財）日本造船学会造船設計委員会第二分科会のP37居住区騒音特別委員会で実施した船内騒音レベルの計測結果では、騒音レベル60dB（A）以下の居室は、4万DWT未満の船舶の上甲板第三層以下の居室の半数以下である[(1)]。したがって、IMOの騒音規制レベルを満足するためには、騒音低減のための研究開発の推進が必要である。

また、1980年代に大量に作られたドリリングリグなどの海洋構造物に対する騒音規制では、英国のDOE (Department of Energy) 規制"Offshore installations ; Guidance on design and construction"があり、陸上構造物並みの厳しい規制値（居室45dB(A)）が示されている[(2)(3)]。大型の発電機や作業機器を搭載していることを考慮すると、この規制値を満足するためには、騒音低減のための研究開発の推進が必要である。

1980年代後半からの船舶の騒音問題は、大型客船や高速旅客船の出現によって、乗り心地や快適さなどの乗客に対するサービスの観点からも重要な問題となってきている。大型客船では、陸上のホテルの客室並の静寂が要求され、高速旅客船では軽量船体に高出力の主機関を搭載している状態で一般客船並の騒音低減が要求されている。すなわち、船舶に

おける低騒音な環境は、船舶の速度や燃費などの基本性能と同様に重要な性能の1つとして認識され、船舶の設計、建造段階における騒音低減に関する研究開発は不可欠である。海洋構造物においても、今後の海上浮体構造物等の新技術開発においては、当然、船舶と同様に、構造物内の騒音低減は重要な技術課題の1つであると言える。

船舶や海洋構造物では、船体や構造体の主要な構造部材が鋼板やアルミ板などのように、非常に振動が伝搬し易い材料で構成されている。また、構造物としての性能を確保するために船体形状、寸法などが制限されており、主機関、発電機などの騒音源機器の設置されている区画と船室や作業室などの居住区画とが隣接した構造となっている。このために、船舶や海洋構造物の騒音では、騒音源機器から直接に空中に放射されて空中を伝搬する空気伝搬音よりも、機器からの振動が船体構造内を伝搬して居住区画の壁や床構造の振動から放射される固体伝搬音（一次固体音）や機関室のように発生騒音レベルの高い場所の音圧によって壁などの船体構造に誘起される振動が船体構造内を伝搬する固体伝搬音（二次固体音）の方が支配的であると言う特徴がある[4][5]。ここで固体伝搬音あるいは固体音とは、構造物内の振動の伝搬とその振動からの音の放射を取り扱う問題の一般的な表現であり、対象となるのは構造物の音響域周波数（20Hz～20kHz）の振動とその振動からの放射音である。

船舶や海洋構造物の居室内の騒音レベルを低減するためには、騒音対策前の居室内の騒音レベルの予測、規制値レベルを満足するために必要な対策の選定、騒音対策の効果を含めた騒音対策後の騒音レベルの予測と評価が必要となる。特に、船舶や海洋構造物の完成後に、騒音対策を実施することは、経済的な面および工事作業の実施面から非常に困難を伴う場合が多い。騒音対策を有効に実施するためには、基本設計段階においてできるだけ正確に騒音レベルを予測・評価することが重要である。このためには、精度の良い騒音予測法、特に、固体伝搬音の予測法と解析法の開発が必要である。

船舶の騒音予測に関しては、ヨーロッパを中心として、実船計測データを基にした系統的な騒音予測法の研究が1960年代から行われてきている。そして、1973年のInter－Noise'73において、オランダTNOのJ.H.Janssenによって提案された船舶の騒音予測法（Janssen法）[6]は、船内騒音を空気伝搬音と固体伝搬音とに区別して予測する方法として、初めて公表されたものである。この予測法では、騒音源をプロペラ、主機関、発電機などの主要機器として、実船計測データを基にして、騒音源から居室までの固体伝搬音の減衰を、甲板層数と横骨数をパラメータとした簡単な実験式で与えている。また、スウェーデンのT.Kihlman, J.Pluntらも実船計測データと実船実験データを基に、空気伝搬音と固体伝搬音の予測法を

発表している[7]。これらの予測法は、実測データあるいは実験データを基にしたものであるために、新しい船体構造の船舶の騒音予測、船体構造の変更や制振対策による騒音低減の検討には十分に対応できない。

これに対して、理論的な騒音予測法として、1960年代の初期にR.H.Lyon[8]らによって提案されたランダム振動の振動エネルギ伝搬を取り扱った統計的エネルギ解析法（SEA法：Statistical Energy Analysis）が注目され、最初に、R.J.Swaley[9], J.Ø.Jensen[10]らによって船舶騒音予測への適用研究が行われた。SEA法では、構造物と音響空間を線形振動系としてモデル化するために、どのような構造物の騒音予測に対しても適用することが可能である。特に、船体構造のように複雑な構造を、簡単な梁要素や板要素でモデル化できるために、固体伝搬音の解析と評価に対しては非常に有効な方法である。日本においても、1974年から1978年までの4か年の（財）日本造船研究協会第156部会（SR156）「船内騒音に関する調査研究」において、SEA法の船舶騒音予測法、特に固体伝搬音解析への実用化研究が進められた。この結果、SEA法は、船舶の騒音予測に対して有効な解析法であることが明らかになってきた。しかし、SEA法を実船構造の騒音予測、特に、固体伝搬音解析に適用する場合には、実用的な予測精度を確保するための計算法の改良とモデル化手法の確立などの課題が残っている。

さらに、SEA法では、SEAモデルを構成する空間、梁、板などの各要素内に、拡散音場および拡散振動場として取り扱うのに十分なモード数が存在しない周波数域では、構造物内の音圧や構造物の振動を精度良く求めることができないと言う問題がある。この周波数域は、船舶や海洋構造物において用いられている構造部材の寸法（主に板厚）によって決定され、これまでの解析実績から20Hz～200Hzの比較的低周波数域になっている。この周波数域は、騒音対策においても重要な周波数帯域であり、SEA法に代わる理論的な固体伝搬音解析法の確立が必要となってきている。

このような背景において、本研究は、船舶および海洋構造物に対して実用的な精度で適用可能な固体伝搬音解析法を確立するものである。固体伝搬音解析法として、最初に、統計的エネルギー解析法（SEA法）を船舶や海洋構造物の実用的な解析法として確立するための検討を進める。しかし、前述したように、船舶や海洋構造物において一般的に用いられている構造部材の寸法の範囲では、20Hz～200Hzの比較的低周波数域の固体伝搬音の解析において、SEA法の解析精度を確保することは困難である。そこで、固体伝搬音の解析周波数帯域を20Hz～200Hzの低周波数域と100Hz～20kHzの高周波数域に分けて、実用

的な固体伝搬音解析法を検討する。低周波数域では、構造物の各固有振動数における固体伝搬音に注目して、有限要素法（FEM：Finite Element Method）を用いた振動エネルギの伝搬解析法の検討を進める。

本論文の構成は、第2章で、高周波数域の固体伝搬音解析を取り扱う。高周波数域の固体伝搬音解析の精度の向上を図るために、SEA法を用いて船舶や海洋構造物の固体伝搬音解析を実用的な精度で行うためのモデル化方法と計算方法について示す。船舶や海洋構造物の固体伝搬音解析へのSEA法の適用は、これまでに日本造船研究協会第156部会[11][12][13]の研究を初めとして国内外で研究が行われている。しかし、SEA法を船舶や海洋構造物の基本設計段階での騒音予測手法の1つとして実用化するためには、模型実験による基礎的な計算精度の検証、種々の実構造物へ適用するためのモデル化手法の確立および実用的な計算精度の検証が必要である。そこで、最初に、結合損失係数や内部損失係数などのSEAパラメータの精度の向上を図るために、構造物モデルの境界から外部へ流出する損失パワーをSEAモデルの境界要素内の等価損失パワーとして考慮する方法を提案する。また、実験で求められるパネル材料の内部損失係数を、材料内部での損失と音響放射による損失とに分けて取り扱う方法を提案する。次に、これらの方法を組み入れて、SEA法の基本的な精度とモデル化との関係を検証するために、簡易モデルの数値シミュレーションと、3種類の鋼板構造模型を用いた実験と解析について示す。これらの結果を基にSEA法の実用化を図るために開発した、実構造物の固体伝搬音解析が可能な汎用計算プログラムについて示す。最後に、このプログラムを用いた船舶および海洋構造物の実構造の固体伝搬音解析と実機実験によって、実構造物におけるSEA法の有効性を明らかにする。また、海洋観測船などの水中音響機器を搭載した船舶で問題となる船体外板からの水中放射音の解析へSEA法を適用して、実船計測結果と比較することによって、その実用的な精度を明らかにする。

第3章では、低周波数域の固体伝搬音解析を取り扱う。低周波数域の固体伝搬音解析の精度を向上するために、有限要素法（FEM）を用いて固有振動数における振動エネルギの伝搬（振動パワーフロー）を解析する方法について検討を行う。最初に、FEMを用いた周波数応答計算結果から振動パワーフローを求める方法を示す。FEMの計算には、MSC／NASTRANなどの汎用プログラムが利用でき、構造物モデルの各節点の振動応答速度と要素の力から振動パワーフローを求めることによって、固体伝搬音の伝達特性を解析できることを示す。次に、周辺固定の6種類のアルミ平板モデルを用いた数値シミュレーションによって、起振位置、振動モードと振動パワーフローの関係を詳細に検討し、基本的な振動パワーフロー

の特性を明らかにする。また、制振処理による減衰の付加やスチフナ施工による補強などの構造変更による振動パワーフローの変化を数値シミュレーションにより検討する。これらの結果から、構造物を梁や板要素を用いて詳細にモデル化することによって、固体伝搬音の伝搬経路や減衰特性を詳細に解析できることを示す。最後に、高速船の主機関から機械台を介して船体構造に伝達される固体伝搬音の解析に振動パワーフロー解析を適用することによって、実構造物への適用方法を明らかにする。

最後の第4章では、本論文における研究成果を総括する。

2. 高周波数域の固体伝搬音解析

2.1 緒　言

船舶および海洋構造物などの鋼板構造物における高周波数域（100Hz～20kHz）の固体伝搬音の解析法について検討を行う。船舶の実用的な騒音予測法としては、主機関の種類、居住区の形式、船の大きさなどを基準にして選定した類似船での実績データから経験的に予測を行う簡易予測法、オランダTNOのJ.H.Janssenにより提案された予測計算法（Janssen法）[6]などが基本設計段階での検討に用いられている。船舶のような鋼板構造物の騒音では、空気伝搬音よりも固体伝搬音の方が大きいと言う特徴があり、Janssen法でも、固体伝搬音の予測法を中心に提案されている。騒音源をプロペラ、主機関、発電機などの主要機器として、騒音源から居室までの伝搬経路における固体伝搬音の減衰を、甲板の数と横骨数を考慮した実験式で与えている。しかし、これらの騒音予測法では、船体の固体伝搬音の予測に関する検討可能なパラメータとしては騒音源と居室の位置だけであるために、甲板の板厚、甲板高さ、横骨の間隔などの構造が異なる船舶に対する予測精度は保証されない。すなわち、実績データを基にしたこれらの騒音予測法では、新しい船体構造の船舶の騒音予測、船体構造の変更や制振対策による騒音低減の検討には十分に対応できない。

また、理論的な騒音予測法としては、有限要素法（FEM）を用いて船舶のような複雑な鋼板構造物を多自由度振動系としてモデル化して固体伝搬音を解析する方法がある。しかし、高周波数でかつ広帯域の音響域周波数（100Hz～20kHz）における振動応答解析となるために、個々の固有振動モードに注目した従来の振動解析を直接適用することは実用的には不可能である。

一方、音響域周波数では、主機関や発電機などの騒音源からの起振力は広周波数帯域の定常ランダム起振力として取り扱うことができ、統計的エネルギ解析法（SEA法：Statistical Energy Analysis）を用いた解析法の研究が進められている。そして、各種の解析結果や応用研究が発表されている。SEA法は、1960年代の初期にR.H.Lyon[14]とP.W.Smith[15]によるランダム加振される線形振動系間のパワーフローの研究から始まり、その後の理論に関する基礎研究と応用研究によって、構造物の高周波数域（音響域）のランダム振動の解析、音響加振や音響放射などの構造物の振動と音場との相互作用の解析に適用されている。SEA法では、構造物と音響空間を、それぞれ線形振動系としてモデル化する。このために、船体構造を構成している梁部材や板部材の寸法、剛性、重量をパラメータとして取り扱うことができる。さらに、振動系としての減衰もパラメータとして取り扱うことができる。このために、SEA法を船舶の固体伝搬音の解析に適用することによって、新しい船体構造の船の騒音予測、船体構造の変更や制振対策による騒音低減の検討が可能になる。

SEA法の船舶や海洋構造物の固体伝搬音解析への適用は、R.J.Swaley[9]，J.Ø.Jensen[10]および（財）日本造船研究協会第156部会[11][12][13]の研究があるが、主に構造物内の振動伝搬を対象としたものであり、音響加振による二次固体音や構造物の振動と音響放射による相互作用について実験的な検討を含む研究は十分ではない。さらに、SEA法を実用化するためには、模型実験等による基礎的な計算精度の検証、種々の実構造物のモデル化手法の確立と実用的な精度の検証が必要である。

本研究は、SEA法を用いて船舶や海洋構造物の固体伝搬音解析を実用的な精度で行うためのモデル化と解析方法に関するものである。

本論文では、最初の2.2節で、R.H.LyonとP.W.Smithの研究およびその後の研究を基に、SEA法による構造・音響系のパワーフローの解析法ついてまとめて示す。そして、固体伝搬音の計算精度の向上を図るために、実構造物のモデル化の場合に外部構造物へのパワーフローを境界要素内の等価損失パワーで評価する方法を新しく提案する。

2.3節では、船舶や海洋構造物の固体伝搬音解析において、モデル要素間のパワーフローの平衡条件式を決定するために、構造設計データからSEA法パラメータを求める方法および計算方法について、これまでの研究成果をまとめて示す。本研究では、実験により求められるパネル要素の内部損失係数の精度の向上を図るために、放射損失係数と内部損失係数を分離して評価する方法を新しく提案する。

2.4節および2.5節では、これらの検討結果をもとに、簡易モデルを用いた数値シミュレーションと、3種類の鋼板構造模型を用いた音響加振およびパネル加振実験と解析によってSEA法による固体伝搬音の基本的な計算精度を検証する。

2.6節では、SEA法の実用化を図るために、実船および実構造物の固体伝搬音の解析や予測計算が行えるように開発した汎用計算プログラムについて示す。

2.7節では、SEA法の計算プログラムを用いた船舶・海洋構造物の固体伝搬音の解析や予測計算への適用とその計算精度について検討を行う。最初に、大型のジャケット・ランチングバージの固体伝搬音の解析と実機実験、大型船の船底構造部の固体伝搬音解析と実機計測によって実構造物への適用方法と解析精度の検討を行う。さらに、SEA法と放射音解析とを組み合わせて水中放射音解析への適用法を提案し、実験結果と比較することによっ

て水中放射音の予測における実用的な精度を確認する。最後に、設計段階において、制振材施工による船舶の固体伝搬音低減効果を評価するための数値シミュレーションを行い、実用的な固体伝搬音の問題に対するSEA法の有効性を明らかにする。

2.2 SEA法による構造・音場系のパワーフローの解析法

2.2.1 SEA法の基礎方程式

SEA 法による構造・音響系のパワーフローの計算法について示す[8][18]。SEA法では、振動している構造体間や構造体と音場間の振動エネルギの伝搬をモデル化する。構造物の固体伝搬音の解析では、構造物を構成している壁、床などの構造部材とこれら構造部材で囲まれた閉空間内の音場をそれぞれ一定の振動エネルギをもつ固有振動モードの集合体（振動要素）としてモデル化する。各振動要素は、対象としている周波数帯域において多くの固有振動モードをもっており、ある狭い周波数バンド内では、モード間でエネルギの均等化が起こり、個々の振動モードは平均エネルギと同量の振動エネルギを持つと仮定できる。この平均エネルギは、その周波数バンドにおける要素のモーダル・エネルギと呼ばれる。SEA法では、構造物の各振動要素のモーダル・エネルギを用いて全体構造系をモデル化する。

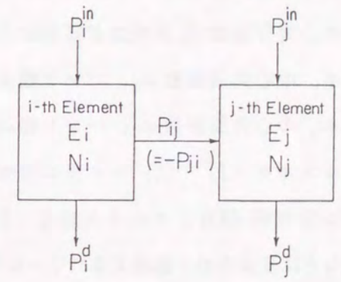


Fig.2.1 Power flow between two elements

Fig. 2.1に示すような隣接する2つの要素について、定常状態におけるパワーフローの平衡条件式は（2.1）式と（2.2）式で表される[8]。

$$P_i^{in} = P_i^d + P_{ij} \tag{2.1}$$

$$P_j^{in} = P_j^d + P_{ji} \tag{2.2}$$

ここで、

P_i^{in}: 要素iの外部入力パワー（W）

P_j^{in}: 要素jの外部入力パワー（W）

P_i^d: 要素iの内部損失パワー（W）

P_j^d: 要素jの内部損失パワー（W）

P_{ij}：要素iから要素jへの伝達パワー（W）

P_{ji}：要素jから要素iへの伝達パワー（W）

また、要素間のパワー・フローは、(2.3) 式と (2.4) 式で表されるように、モーダル・エネルギ $\frac{E}{N}$ の大きい要素から小さい要素に向かい、要素間のモーダル・エネルギの差に比例する。

$$P_{ij}=\omega_0 N_i \eta_{ij}\left(\frac{E_i}{N_i}-\frac{E_j}{N_j}\right) \tag{2.3}$$

$$P_{ji}=\omega_0 N_j \eta_{ji}\left(\frac{E_j}{N_j}-\frac{E_i}{N_i}\right) \tag{2.4}$$

ここで、

η_{ij}：要素iと要素jの結合損失係数

η_{ji}：要素jと要素iの結合損失係数

N_i：要素iのモード数、中心角周波数ω_0、バンド幅$\Delta\omega$

N_j：要素jのモード数、中心角周波数ω_0、バンド幅$\Delta\omega$

E_i：要素iの振動エネルギ、中心角周波数ω_0、バンド幅$\Delta\omega$（J）

E_j：要素jの振動エネルギ、中心角周波数ω_0、バンド幅$\Delta\omega$（J）

$\frac{E_i}{N_i}$：要素iのモーダル・エネルギ（J）

$\frac{E_j}{N_j}$：要素jのモーダル・エネルギ（J）

次に、各要素内で熱エネルギなどに変換されて散逸するパワーはそれぞれ (2.5) 式と (2.6) 式で表される。

$$P_i^d=\omega_0 \eta_i E_i \tag{2.5}$$

$$P_j^d=\omega_0 \eta_j E_j \tag{2.6}$$

ここで、

η_i：要素iの内部損失係数

η_j：要素jの内部損失係数

内部損失係数η_iおよびη_jの値は要素の材質で決定され、周波数によって変化する。(2.3) 式および (2.5) 式を (2.1) 式に代入すると、Fig. 2.1 に示した要素iのパワー平衡条件式が (2.7) 式のように得られる。

$$P_i^{in}=\omega_0(\eta_i+\eta_{ij})E_i-\omega_0\eta_{ji}E_j \tag{2.7}$$

ここで、

$$N_i\eta_{ij}=N_j\eta_{ji}$$

一般の構造物は多くの要素でモデル化された多要素結合系で現され、この場合、(2.7) 式は (2.8) 式のように一般化される。

$$P_i^{in}=\omega_0\left(\eta_i+\sum_j\eta_{ij}\right)E_i-\omega_0\sum_j\eta_{ji}E_j \tag{2.8}$$

各要素について (2.8) 式のパワーの平衡条件式を求め、各要素の振動エネルギE_iを未知数としてこれらの連立方程式を解くことによって、各要素の振動エネルギを求めることができる。一般に我々が計測または評価できるのは、室内の音圧や構造物の振動加速度である。平板の場合には、振動エネルギと振動加速度とは (2.9) 式の関係がある。

$$\langle\alpha^2\rangle=\frac{\omega_0^2}{\rho_p'' S}E_p \tag{2.9}$$

ここで、

$\langle\alpha^2\rangle$：平板の空間・時間２乗平均加速度（$(\mathrm{m/s^2})^2$）

ρ_p''　：平板の面密度（$\mathrm{kg/m^2}$）

S　：平板の面積（$\mathrm{m^2}$）

E_p　：平板の時間平均振動エネルギ（J）

また、室内空間の場合には、振動エネルギと音圧とは (2.10) 式の関係がある。

$$\langle p^2\rangle=\frac{\rho_a c^2}{V}E_a \tag{2.10}$$

ここで、

$\langle p^2\rangle$：空間内の空間・時間２乗平均音圧（$(\mathrm{Pa})^2$）

ρ_a　：空気の密度（$\mathrm{kg/m^3}$）

c　：空中の音速（m/s）

V　：空間の容積（$\mathrm{m^3}$）

E_a　：空間の時間平均振動エネルギ（J）

したがって、(2.9) 式および (2.10) 式から得られた振動加速度と音圧は、それぞれの基準値を用いて (2.11) 式と (2.12) 式のようにデシベル表示できる。

$$L_a=10\log\frac{\langle\alpha^2\rangle}{\alpha_0^2} \tag{2.11}$$

$$L_p = 10\log\frac{\langle p^2\rangle}{p_0^2} \tag{2.12}$$

ここで、

L_a：振動加速度レベル(dB)

$\alpha_0 = 10^{-5}(\mathrm{m/s^2})$：振動加速度レベルの基準値

L_p：音圧レベル(dB)

$p_0 = 2\times10^{-5}(\mathrm{Pa})$：音圧レベルの基準値

2.2.2 非共振モードによるパワーフローの評価

SEA法の精度を向上させるために、要素間の非共振モードによるパワーフローを考慮する方法を示す。M.J.Crocker, A.J.Price[16][17]らは、一重壁および二重壁の音響透過をSEA法で解析する場合に、(2.1)式および(2.2)式で表されるパワーフローの平衡条件式において、パネルの共振モードによるパワーの伝達P_{ij},P_{jk}の他に、非共振モードによるパワーの伝達P_{ik}を導入することによって実験結果とのよい一致を得ている。

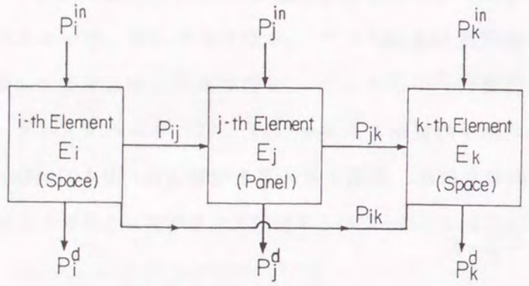


Fig.2.2 Power flow between three elements

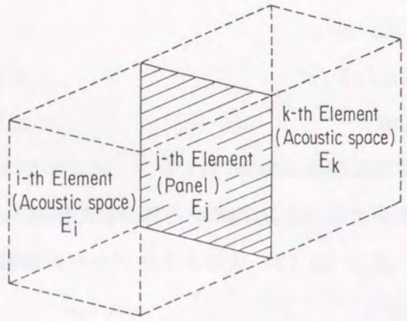


Fig.2.3 Illustration of a three coupled system

Fig. 2.2とFig. 2.3にパネルで仕切られた2つの空間についてパワーの流れを示す。この時の各要素のパワーフローの平衡条件式は(2.13)式から(2.15)式で表される。

$$\text{要素}i：P_i^{in} = P_i^d + P_{ij} + P_{ik} \tag{2.13}$$

$$\text{要素}j：P_j^{in} = P_j^d + P_{ji} + P_{jk} \tag{2.14}$$

$$\text{要素}k：P_k^{in} = P_k^d + P_{kj} + P_{ki} \tag{2.15}$$

ここで、

$P_i^{in}, P_j^{in}, P_k^{in}$：要素$i,j,k$の外部入力パワー(W)

P_i^d, P_j^d, P_k^d：要素i,j,kの内部損失パワー(W)

P_{ij}, P_{jk}, P_{ik}：要素i,j,kの伝達パワー(W)

$P_{ij} = -P_{ji}$,

$P_{jk} = -P_{kj}$,

$P_{ik} = -P_{ki}$

P_{ik}は、パネルの振動が非共振モードとなる場合のパワーフローを表すものである。この場合、音圧によってパネルが強制的に変形され、これによってパネルの反対側の空気が加振されることによって音響エネルギが伝達される。この時、パネルはパネルの重さに応じた抵抗として作用する。すなわち、パネルは音圧に対しては単に質量としての抵抗となり、2つの空間の間のエネルギを伝達し、パワーフローはパネルの質量則音響透過率を用いて(2.16)式のように求めることができる。

$$P_{ik} = \omega_0 \eta_{ik} E_i \tag{2.16}$$

ここで、

η_{ik}：要素iと要素kの結合損失係数

ここで、結合損失係数η_{ik}は(2.17)式で与えられる。

$$\eta_{ik} = \frac{cS_j}{4V_i\omega_0}\tau_{ik} \tag{2.17}$$

ここで、

c：空中の音速(m/s)

S_j：パネル要素jの面積($\mathrm{m^2}$)

V_i：音場要素の容積($\mathrm{m^3}$)

また、τ_{ik}は空間iから空間kへの質量則音響透過率を示し、拡散音場ランダム入射の場合には（2.18）式になる。

$$\tau_{ik}=\left(\frac{2\rho_a c}{\omega_0 \rho_p^{''}}\right)^2\left[1n\left(1+\left(\frac{\omega_0 \rho_p^{''}}{2\rho_a c}\right)^2\right)\right] \tag{2.18}$$

ここで、

$\rho_p^{''}$：パネル要素の面密度（kg/m^2）

ρ_a：音場要素の密度（kg/m^3）

本論文では、パネルで仕切られた2つの空間の間のパワーフローについては、パネルの非共振モードによるパワーフローを考慮した平衡条件式を用いて、構造物のモデル化を行う。

2.2.3 モデル化構造から外部へ流出する損失パワーの評価

実構造物のモデル化の精度を向上させるために、モデル化された構造から外部へ流出する損失パワーを境界要素内の等価な損失パワーとして考慮する方法を提案する。

実構造物をSEA法でモデル化する場合には、（2.1）式および（2.2）式で示されるパワーフローの平衡条件式をモデル化した全要素について定義しなければならない。しかし、船舶や海洋構造物のモデル化においては、全体構造をSEA要素でモデルするためには数千個の要素の定義が必要となる。また、実際の固体伝搬音解析で対象となるのは、音源から居住区画への伝搬であり、貨物倉などを含む全船体のモデル化は必ずしも必要ではない。したがって、一般的には、船体構造の一部をモデル化して固体伝搬音解析を行うことになる。また、船舶や海洋構造物の外板構造は海水と接しており、この場合には、外板構造から海中への損失パワーのモデル化が必要となる。すなわち、実構造物のモデル化では、外部に空間や構造物が結合しており外部への伝達パワーを無視することはできない。そこで、実構造物の固体伝播音の解析にSEA法を適用する場合には、モデル化の対象となる構造物内だけのパワーの平衡を考慮するだけではなく、対象構造物を取り囲んでいる外部空間へ伝達されるパワー（放射伝達パワー）や対象構造物と結合している他の構造物へ伝達されるパワー（結合伝達パワー）を考慮したパワーの平衡条件式を求める必要がある。さらに、対象構造物内の閉空間についても、2.2.2項で述べたパネルの非共振モードによって外部空間に伝達されるパワー（透過伝達パワー）の考慮が必要となる。ここで、外部空間を自由空間、外部の構造物を無限構造物として取り扱うと、放射伝達パワー、結合伝達パワーおよび透過伝達パワーは対象構造物から損失されるパワーと考えられる。本論文のSEA計算モデルでは、外部空間や外部構造物をモデル化せずに、これらに伝達されるパワーと等価なパワーが境界要素内で損失されると考えて、等価内部損失パワーP_{Ei}を新しく定義して、境界要素のパワーの平衡条件式に導入する。

境界パネル要素に対する等価内部損失パワーP_{Ei}を（2.19）式で定義する。

$$\begin{aligned}P_{Ei} &= P_i^r + P_i^c \\ &= \omega_0 \eta_i^r E_i + \omega_0 \eta_i^c E_i\end{aligned} \tag{2.19}$$

ここで、

P_i^r：要素iの等価放射損失パワー（W）

P_i^c：要素iの等価結合損失パワー（W）

η_i^r：要素iの音響放射による損失係数

η_i^c：要素iの外部結合による損失係数

また、境界音場要素に対する等価内部損失パワーP_{Ei}を（2.20）式で定義する。

$$\begin{aligned}P_{Ei} &= P_i^t \\ &= \omega_0 \eta_i^t E_i\end{aligned} \tag{2.20}$$

ここで、

P_i^t：要素iの等価透過損失パワー（W）

η_i^t：要素iの音響透過による損失係数

すなわち、境界要素に対しては、（2.1）式で表される要素iのパワーフローの平衡条件式を（2.21）式のように表す。

$$P_i^{in} = P_i^d + P_{ij} + P_{Ei} \tag{2.21}$$

2.3 SEA法パラメータの検討

実構造物の固体伝搬音解析においては、(2.1) 式から (2.8) 式で表されるパワーフローの平衡条件式を具体的に決定しなければならない。パワーフローの平衡条件式に含まれているパラメータは、SEAパラメータと呼ばれ、理論計算あるいは実験データから求められる。ここでは、船舶および海洋構造物の固体伝搬音解析にSEA法を適用する場合のパラメータについてこれまでに求められている計算式、実験データとその適用方法について考察する。また、パネル要素の正確な内部損失係数を求めるために、実測される内部損失係数を材料自身の内部損失係数と放射損失係数に分離して評価する方法を提案する。

2.3.1 モード数

実構造物をSEA法でモデル化するには、構造物をパネル要素および空間要素に分割し、個々の要素について対象とする周波数バンド内のモード数の計算が必要となる。文献 (8),(18) には、種々の要素についてモード数の計算式が示されている。ここでは、SEA法の基本要素である平板と直方体空間のモード数について考察する。

薄い均質な平板の場合には、中心角周波数ω_0, バンド幅$\Delta\omega$におけるモード数N_pは (2.22) 式で与えられる。

$$N_p = \frac{S}{4\pi}\sqrt{\frac{\rho_p''}{B'}}\,\Delta\omega \tag{2.22}$$

ここで、

S：平板の面積 (m^2)

$\rho_p'' = \rho_p h$：平板の面密度 (kg/m^2)

ρ_p: 平板の密度 (kg/m^3)

h：平板の板厚 (m)

$B' = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$：平板の曲げ剛性 (Nm)

E：ヤング率 (N/m^2)

ν：ポアソン比

一方、直方体空間のモード数N_aは、三辺l_x, l_y, l_zの長さと音波の波長との関係によって異なる。文献 (19) によると以下の4つの周波数範囲に分類される。

(1) 三辺l_x, l_y, l_zとも1/2波長よりも長い場合

周波数範囲：$f \geq \frac{c}{2l_{min}}$

l_{min}は三辺の内で最小長さの辺長

$$N_a = \left(\frac{V}{2\pi^2 c^3}\omega_0^2 + \frac{A}{8\pi c^2} + \frac{L}{16\pi c}\right)\Delta\omega \tag{2.23}$$

ここで、

$V = l_x \times l_y \times l_z$：直方体空間の体積 ($m^3$)

$A = 2\times(l_x l_y + l_y l_z + l_z l_x)$：直方体空間の表面積 ($m^2$)

$L = 4\times(l_x + l_y + l_z)$：直方体空間の全周長 (m)

f：周波数 (Hz)

c：空中の音速 (m/s)

(2) 一辺だけが1/2波長よりも短い場合

周波数範囲：$\frac{c}{2l_{mid}} \leq f \leq \frac{c}{2l_{min}}$

l_{min} (m) は三辺の内で最小長さの辺長

l_{mid} (m) は三辺の内で二番目の長さの辺長

$$N_a = \left(\frac{A}{4\pi c^2}\omega_0\right)\Delta\omega \tag{2.24}$$

(3) 一辺だけが1/2波長よりも長い場合

周波数範囲：$\frac{c}{2l_{max}} \leq f \leq \frac{c}{2l_{mid}}$

l_{max} (m) は三辺の内で最大長さの辺長

l_{mid} (m) は三辺の内で二番目の長さの辺長

$$N_a = \left(\frac{L}{4\pi c}\right)\Delta\omega \tag{2.25}$$

(4) 三辺とも1/2波長よりも短い場合

周波数範囲：$f \leq \frac{c}{2l_{max}}$

l_{max} (m) は三辺の内で最大長さの辺長

$$N_a = 0 \tag{2.26}$$

SEA法の解析においては、その信頼性は問題とする周波数帯域に存在するモード数に関係し、モード数が多いほど増大する。文献 (12) によると、船舶のような板構造物におけ

る適用限界は、1/1オクターブバンドにおいてパネル要素のモード数N_pが$N_p \geq 15 \sim 20$である。一方、空間要素の場合には建築音響における二室間の音響透過の計測結果から、

- 室容積$V \geq 30\,\mathrm{m}^3$
- 中心周波数$f \geq 125\,\mathrm{Hz}$
- 周波数バンド幅$\Delta f \geq 1/3$オクターブ

の場合に適用できると報告されている[18]。ここで、中心周波数f_0、バンド幅Δf内のモード数N_aは（2.23）式の第1項だけを考慮すると、近似的に（2.27）式で与えられる。

$$N_a \approx \frac{4\pi V}{c^3} f^2 \Delta f \tag{2.27}$$

室容積$V = 30\,\mathrm{m}^3$、中心周波数$f = 125\,\mathrm{Hz}$、周波数バンド幅$\Delta f = 28\,\mathrm{Hz}$（1/3オクターブバンド幅）の場合のモード数$N_a$を求めると$N_a \approx 4$となる。また、$\Delta f = 90\,\mathrm{Hz}$（1/1オクターブバンド幅）のときは$N_a \approx 13$となる。したがって、本論文では、1/1オクターブバンドの計算に対しては、空間要素の場合に$N_a \geq 13$、パネル要素の場合に$N_p \geq 15$、また1/3オクターブバンドの計算に対しては、空間要素の場合に$N_a \geq 4$、パネル要素の場合に$N_a \geq 5$、をSEA法の適用の目安として要素寸法を決定する。

Fig. 2.4に、(2.22) 式から (2.26) 式を用いて計算した1/3オクターブバンド幅のモード数を示す[25][28]。パネル要素では、周波数の増加に比例してモード数は増加する。同じ周波数では、パネル寸法すなわち面積が大きいほど、板厚が薄いほどモード数が多いことがわかる。また、周波数の増加に対する空間要素のモード数の増加はパネル要素の増加よりも大きいことがわかる。Fig. 2.4に示した要素でモデル化された構造物では、周波数500Hz以上において十分に精度の良い結果が得られるものと推定できる。

2.3.2 内部損失係数

パネル要素の内部損失係数は、パネルを加振してその振動減衰時間を計測する方法（残響時間法）によって実験的に求められる。実験では、材料自身の内部損失係数を正確に求めるために、一般的に、パネルを細い糸またはワイヤーで吊り下げて、パネルの支持部からのパワーの損失をできるだけ小さくする。梁形状の材料場合には、振動による音響放射の影響が小さいために支持方法の検討だけで十分である。しかし、パネルの場合には振動による音響放射のために損失されるパワーを考慮する必要がある。

本論文では、パネル材料の内部損失係数を精度良く求めるために、残響時間法によって

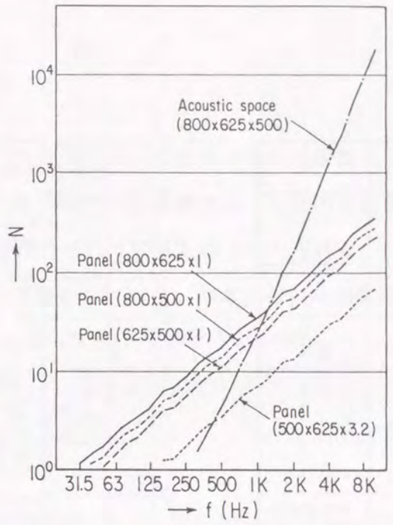


Fig.2.4 Calculated number of modes of steel panels from eq.(2.22) and an acoustic space from eq.(2.23) – (2.26)

求められる実験結果から放射損失パワーの影響を差し引いて内部損失係数を求める方法を提案する。

残響時間法では、内部損失係数η_pはパネル振動の残響時間Tから（2.28）式で求められる。

$$\eta_p = \frac{\ln 10^6}{\omega_0 T} \tag{2.28}$$

ここで、

ω_0：周波数バンドの中心角周波数

Fig. 2.5から Fig. 2.7に、板厚の異なる3種類の亜鉛メッキ鋼板（寸法：900mm×900mm、板厚：1.0mm, 1.6mm, 3.2mm）を打撃加振した後に1/3オクターブバンド毎の残響時間の計測から求めた内部損失係数を示す[26]。図から、実測した内部損失係数は、10^{-4}から10^{-3}の値を持ち、周波数の増加に伴って小さくなる傾向を示す。しかし、特定の周波数バンドにおいて内部損失係数は急激に増加して最大値となる。この周波数バンドはパネルの板厚によって異なっており、それぞれはパネルの限界周波数f_cを含む周波数バンドに対応している。限界周波数f_cは（2.29）式で求められ、この周波数では振動しているパネルから放射される音響パワーは最大になる。

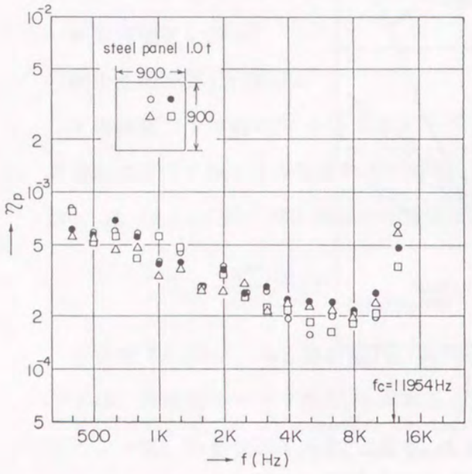


Fig.2.5 Experimentally observed internal loss factors of a 1.0mm thick steel panel

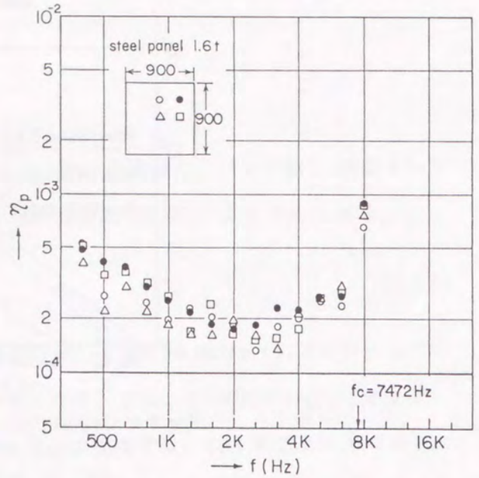


Fig.2.6 Experimentally observed internal loss factors of a 1.6mm thick steel panel

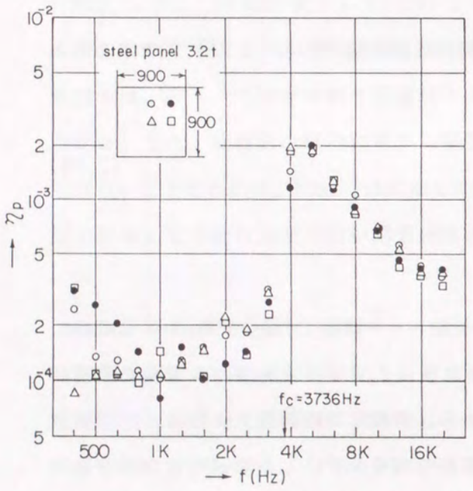


Fig.2.7 Experimentally observed internal loss factors of a 3.2mm thick steel panel

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi}\sqrt{\frac{\rho_p''}{B'}} \tag{2.29}$$

したがって、空気中での実験によって求められた内部損失係数には、パネル内で熱エネルギに変換されて損失されるパワーと振動によって空中に音響エネルギとして放射されて損失されるパワーの影響が含まれているものと考えられる。

ここで、実測された内部損失係数η_pを、パネルの内部損失係数η_p^iとパネルの両面の放射損失係数η_p^rとの和と考えて（2.30）式のように表す。

$$\eta_p = \eta_p^i + 2\times\eta_p^r \tag{2.30}$$

ここで、

η_p^i：パネルの内部損失係数

η_p^r：パネルの放射損失係数

（2.30）式より、パネルの内部損失係数η_p^iは実測された内部損失係数と放射損失係数から求めることができる。放射損失係数η_p^rは、パネルの音響放射効率σ_{rad}を用いると（2.31）式から求められる。

$$\eta_p^r = \frac{\rho c}{\omega_0 \rho_p''}\sigma_{rad} \tag{2.31}$$

平板の音響放射効率σ_{rad}の計算にはG.Maidanikの計算式[20]を用いる。単純支持された長方形パネルの平均音響放射効率は、パネルの限界周波数の前後で特性が変化し、（2.32）式で求められる。

$$\sigma_{rad}(f) = \begin{cases} \dfrac{\lambda_c\lambda_a}{S}\dfrac{f}{f_c}g_1(f/f_c) + \dfrac{P\lambda_c}{S}g_2(f/f_c) & \text{for } f<f_c \\ \left(\dfrac{l_1}{\lambda_c}\right)^{1/2} + \left(\dfrac{l_2}{\lambda_c}\right)^{1/2} & \text{for } f=f_c \\ \left(1-\dfrac{f_c}{f}\right)^{-1/2} & \text{for } f>f_c \end{cases}$$

$$g_1(f/f_c) = \begin{cases} \dfrac{8}{\pi^4}\dfrac{(1-2\alpha^2)}{\alpha(1-\alpha^2)^{1/2}} & \text{for } f<f_c/2 \\ 0 & \text{for } f>f_c/2 \end{cases}$$

$$g_2(f/f_c) = \frac{1}{(2\pi)^2}\frac{(1-\alpha^2)\ln[(1+\alpha)/(1-\alpha)]+2\alpha}{(1-\alpha^2)^{2/3}} \tag{2.32}$$

ここで、

$\alpha=(f/f_c)^{1/2}$

$P=2(l_x+l_y)$：平板の周長（m）

$S=l_x l_y$：平板の面積（m^2）

$\lambda_c=c/f_c$：限界周波数時の波長（m）

$\lambda_a=c/f$：空気中の波長（m）

Fig. 2.8に、寸法：900mm × 900mm、板厚：1.0mm, 1.6mm, 3.2mmの鋼板の放射損失係数を（2.31）式と（2.32）式を用いて計算した結果を示す。放射損失係数はそれぞれの板厚に対する限界周波数f_c = 11954Hz, 7472Hz, 3736Hzで最大となり、f_c以下および以上の周波数帯域では周波数の増加と共に小さくなる。この結果は、Fig. 2.5からFig. 2.7に示した実測した内部損失係数の傾向と良く一致しており、（2.30）式で仮定したように実測した内部損失係数には音響エネルギの放射による放射損失係数の影響が含まれていることを示している。

Fig. 2.9に、Fig. 2.5からFig. 2.7に示した実験結果から（2.30）式を用いて求めた鋼板の内部損失係数を示す。内部損失係数は周波数の増加と共に小さくなる傾向を示す。また、板厚の違いによって内部損失係数は異なり、板厚の小さい鋼板の方が内部損失係数が大きい傾向を示す。比較として、図中には、文献（21）に示されている2種類の結果を併せて示している。板厚1.0mmの鋼板の内部損失係数は、他の文献のデータと良く一致しており、（2.30）式を基にした推定方法が有効であることがわかる。また、板厚1.6mmおよび3.2mmの鋼板のデータは、他の文献に比べて小さな値になっているが、原因は不明である。ただし、内部損失係数の実測では、鋼板の素材によるパワー損失の他に音響放射によるパワーの損失や実験治具によるパワーの損失に対して十分な注意が必要であると共に、同じ実験方法と条件でのデータ比較が重要である。本論文では、同一の実験条件から得られたFig. 2.9に示した内部損失係数η_p^iをパネル要素の内部損失係数としてSEA法の計算に用いる。

一方、音場要素の内部損失係数η_aは、閉空間内の平均吸音率$\bar{\alpha}$から求めることができる。音場の内部損失係数は室内音響における残響時間Tから（2.33）式で求められる。

$$\eta_a=\frac{1n\,10^6}{\omega T} \tag{2.33}$$

残響時間Tは、W.C.Sabine[22]の残響式を用いることによって、室内の平均吸音率$\bar{\alpha}$によっ

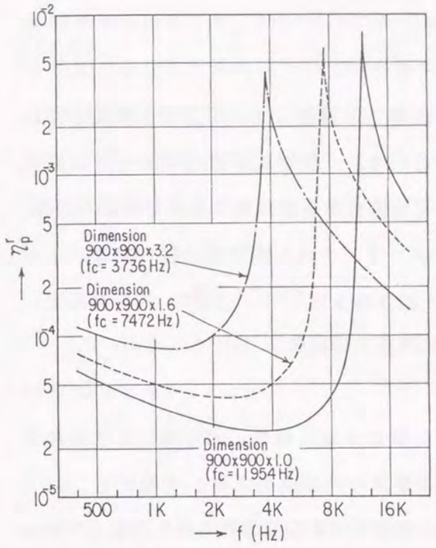


Fig.2.8 Calculated radiation loss factors of simply supported panels from eq.(2.31),(2.32)

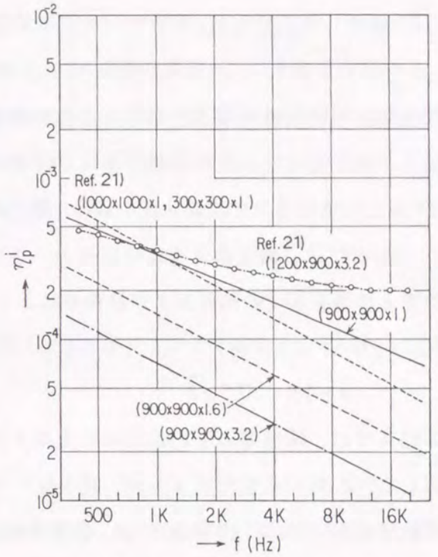


Fig.2.9 Internal loos factors of steel panels determined by eq.(2.30)

て決定される。

$$T=\frac{4\,1n\,10^6}{c}\frac{V}{\bar{\alpha}A} \tag{2.34}$$

ここで、

V：室容積（m^3）

A：室表面積（m^2）

c：空中の音速（m/s）

$\bar{\alpha}$：室の平均吸音率

（2.34）式を（2.33）式に代入すると、音場要素の内部損失係数は室内の平均吸音率$\bar{\alpha}$を用いて（2.35）式で与えられる。

$$\eta_a=\frac{cA\bar{\alpha}}{4\omega V} \tag{2.35}$$

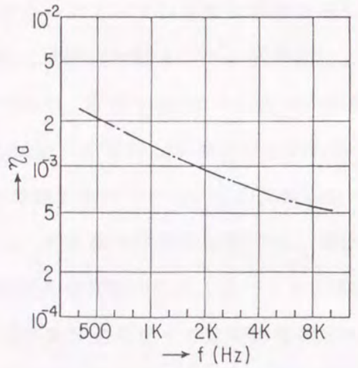
また、二重壁内の閉空間のように三辺l_x, l_y, l_zの関係が$l_y \ll l_x, l_y \ll l_z$の場合には、周波数$f=c/2l_y$（Hz）以下では（2.35）式の代わりに、内部損失係数は（2.36）式で与えられる[17]。

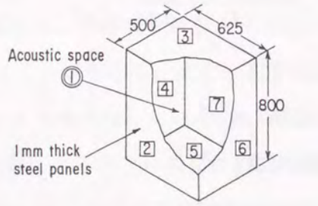
$$\eta_a = \frac{cA\bar{\alpha}}{\pi\omega V} \tag{2.36}$$

閉空間の平均吸音率は、空気による音の吸収を無視した場合には、閉空間を構成している天井、床、壁などの材料の吸音率によって決定される。一般材料の吸音率データは文献(22)などに資料として収録されており、閉空間の平均吸音率を求めることができる。また、E.Eichler[23]は、鋼板のように吸音性の小さいパネルで囲まれた閉空間の吸音率はパネルと空気との境界面での粘性および熱損失によって支配されるとして、(2.37)式を与えている。

$$\bar{\alpha} = 1.8 \times 10^{-4} \sqrt{f} \tag{2.37}$$

本論文では、閉空間の平均吸音率を実測または計算により求めて、閉空間の寸法条件を考慮して(2.35)式または(2.36)式を用いて音場要素の内部損失係数η_aを推定し、SEA法の計算に用いる。Fig. 2.10には、板厚1.0mmの亜鉛メッキ鋼板で作られた寸法500mm×625mm×800mmの閉空間で実測した平均吸音率から(2.35)式を用いて求めた音場要素の内部損失係数の一例を示す[25][28]。





Geometry of experimental model

Fig.2.10 Experimentally determined internal loss factor of an acoustic space

2.3.3 結合損失係数

結合損失係数η_{ij}は、SEAパラメータの内で最も重要なパラメータである。要素間の結合形式が単純な場合には、理論的に求めることができるが、複雑な場合には実験的に求める

必要がある。ここで、Fig. 2.1に示した2要素系において要素iを音場要素、要素jをパネル要素と仮定した場合について結合損失係数η_{ij}と内部損失係数η_iの役割を考察する。

音場要素iには入力パワーP_iを供給する音源があり、パネル要素jには直接の入力パワーがない($P_j = 0$)場合には、パワーフローの平衡条件式(2.1), (2.2), (2.3), (2.4)式から(2.38)式の関係が得られる。

$$E_j = \frac{N_i}{N_j} \frac{1}{1 + \eta_i / \eta_{ij}} E_i \tag{2.38}$$

(2.9)式と(2.10)式を用いて振動加速度$\langle a^2 \rangle$と音圧$\langle p^2 \rangle$で表すと、(2.39)式の関係が得られる。

$$\langle a^2 \rangle = \frac{\omega_0^2 V}{\rho_j S \rho_i c^2} \frac{N_i}{N_j} \frac{1}{1 + \eta_i / \eta_{ij}} \langle p^2 \rangle \tag{2.39}$$

また、逆にパネル要素が直接加振されている場合には、$P_i = 0$となり、(2.40)式と(2.41)式の関係が得られる。

$$E_i = \frac{N_j}{N_i} \frac{1}{1 + \eta_j / \eta_{ji}} E_j \tag{2.40}$$

$$\langle p^2 \rangle = \frac{\rho_j S \rho_i c^2}{\omega_0^2 V} \frac{N_j}{N_i} \frac{1}{1 + \eta_j / \eta_{ji}} \langle a^2 \rangle \tag{2.41}$$

(2.38)式と(2.39)式から、$\eta_i / \eta_{ij} \ll 1$の場合、すなわち音場要素内の吸音性能が小さくかつ音場要素とパネル要素との連成が大きい場合には音源の振動エネルギはパネルに伝達され易い。逆に、$\eta_i / \eta_{ij} \gg 1$の場合、すなわち音場要素内の吸音性能が大きくかつ音場要素とパネル要素との連成が小さい場合には、音場要素の入力パワーは音場要素内で損失されて音源の振動エネルギはパネルに伝達されないことがわかる。

(2.40)式と(2.41)式からは、$\eta_j / \eta_{ji} \ll 1$の場合、すなわちパネル要素のダンピングが小さくかつパネル要素と音場要素との連成が大きい場合には、音源の振動エネルギは音場に伝達され易い。逆に、$\eta_j / \eta_{ji} \gg 1$の場合、すなわちパネル要素のダンピングがが大きくかつパネル要素と音場要素との連成が小さい場合には、パネル要素の入力パワーはパネル要素内で損失されて音源の振動エネルギは音場に伝達されないことがわかる。

これらの結果から、各要素の振動エネルギの伝達は内部損失係数と結合損失係数の関係によって決定され、内部損失係数と結合損失係数はSEA法において特に重要なパラメータであることが理解できる。ただし、内部損失係数は要素の材料によって一義的に決定され

るものであり、結合損失係数は種々の要素間の結合条件すなわち構造物の形状によって変化するパラメータである。

文献（8),(18）には、平板要素間の結合や平板と音場要素間の結合の場合につい結合損失係数η_{ij}を求めるための計算式が与えられている。平板要素間の結合損失係数は、結合境界に対してランダムに入射する曲げ波の平均透過率τ_{ijm}を用いて一般的に（2.42）式で計算できる。

$$\eta_{ij}=\frac{C_{gi}L_c}{\omega\pi S_i}\tau_{ijm} \tag{2.42}$$

ここで、

C_{gi} ：要素iの曲げ波の群速度(m/s)

L_c ：境界の結合部長さ(m)

S_i ：要素iの面積(m^2)

τ_{ijm}：要素iから要素jへの曲げ波の平均透過率

曲げ波の平均透過率τ_{ijm}は、パネルの結合形式や板厚比によって変化する。ここでは、縦波との連成を無視した場合について、船舶などの板構造物における代表的な4種類の平板結合形式に対して、曲げ波の平均透過率に対する板厚の変化の影響について考察する。

Fig. 2.11からFig. 2.14には、文献（18）の基礎式を基にして計算プログラムを作成して、4種類の平板結合に対して計算した結果を示す[27][29]。ここでは、曲げ波の平均透過率τ_{ijm}を透過損失$TL=10\log(1/\tau_{ijm})$で表現している。また、図中には垂直入射の場合の透過率　$\tau_{ij(0)}$も併せて示している。平均透過率は垂直入射透過率よりも一般的に小さく、曲げ波のエネルギの伝達が少ない。ランダム入射の場合には、入射側と透過側のパネルの板厚比によって曲げ波の全反射が起こる入射角度が存在するために、平均透過率は小さくなりかつ入射と透過に関する板厚変化に対して平均透過率は非対称となっている。Fig. 2.11より、L型結合部での透過損失は同一板厚の場合に約3dB、振動エネルギの約50％が伝達されることがわかる。入射側と透過側の板厚比を大きくすることによって曲げ波の透過を小さくできることがわかるが、実構造物では 10：1の板厚比の結合部は不可能である。また、Fig. 2.13とFig. 2.14では、曲げ波の伝達経路1→3においては、板厚比σが$\sigma<0.2$の場合、振動エネルギの伝搬は板厚比の変化に無関係である。この時、振動エネルギの約50％が伝達されることがわかる。曲げ波の伝達経路1→2あるいは1→4においては、板厚比σが$\sigma=1$の場合、振動エネルギの伝達量は約15％以下となり、板厚比が大きくなる($\sigma<1$

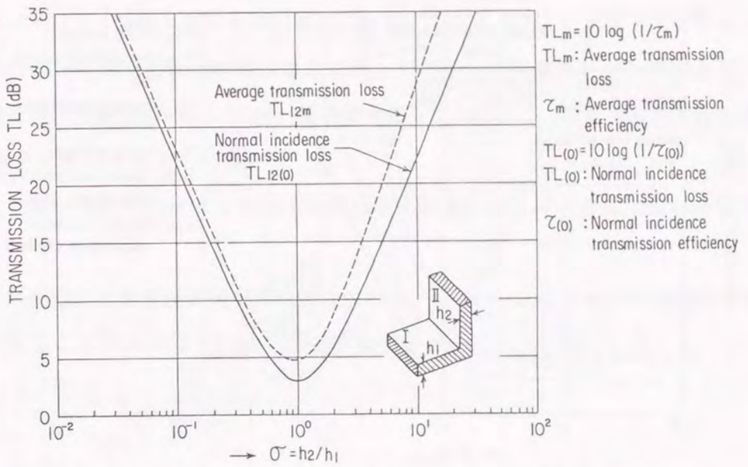


Fig.2.11 Transmission losses for flexural waves at panel corner

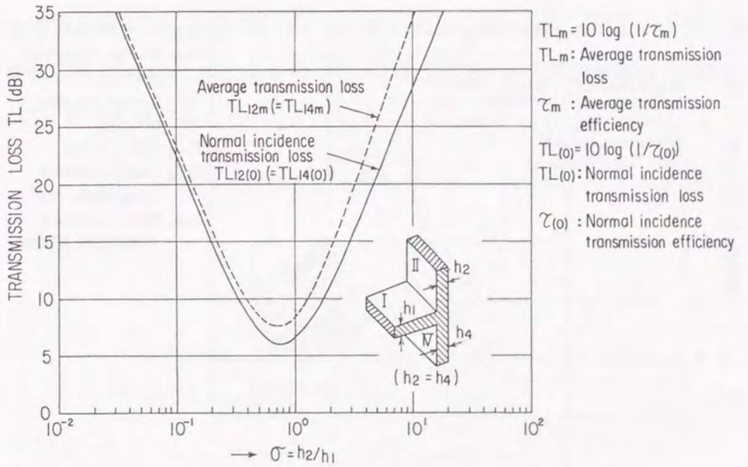


Fig.2.12 Transmission losses for flexural waves at panel branch point

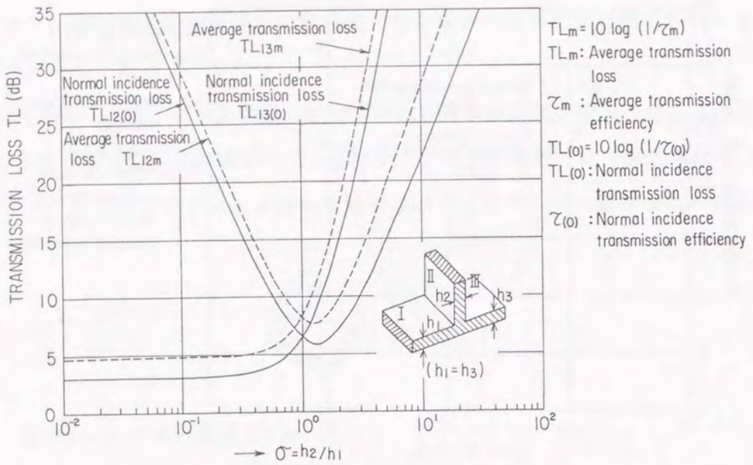


Fig.2.13 Transmission losses for flexural waves at panel branch point

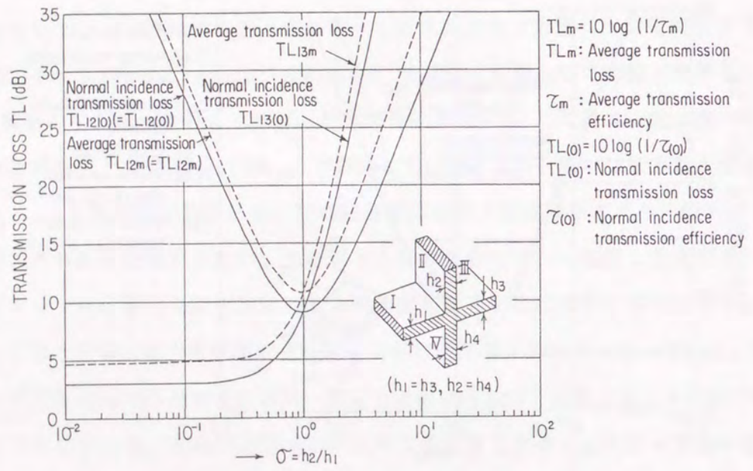


Fig.2.14 Transmission losses for flexural waves at interseeling panels

あるいは$\sigma>1$)と、振動エネルギの伝達量はさらに小さくなる。したがって、平板の結合形式別に結合部の板厚比を適当に選ぶことによってパワーの伝達をかなり減少させることが可能であるが、実構造物においては、透過損失として約10dB、振動エネルギの伝達では約10％が限度であると考えられる。

本論文では、平板の結合形式別に平均透過率を数値計算して、要素間の結合損失係数を求める。

一方、平板要素と音場要素間の結合損失係数は、(2.31) 式のパネルの放射損失係数と同様に取り扱うことによって (2.43) 式で計算できる。

$$\eta_{ij}=\frac{\rho_j c_j}{\omega_0 \rho_i''}\sigma_{rad} \tag{2.43}$$

ここで、

ρ_j ：音場要素j内の空気の密度(kg/m^3)

c_j ：音場要素j内の音速(m/s)

ρ_i'' ：平板要素iの面密度(kg/m^2)

σ_{rad}：平板要素iの音響放射効率

平板の音響放射効率σ_{rad}の計算には、(2.32) 式で示されたG.Maidanikの計算式[20]を用いる。また、$N_i\eta_{ij}=N_j\eta_{ji}$の関係を用いると、音場要素$j$から平板要素$i$への結合損失係数$\eta_{ji}$は (2.44) 式で計算できる。

$$\eta_{ji}=\eta_{ij}\frac{N_i}{N_j} \tag{2.44}$$

2.4 簡易モデルの数値シミュレーションによる精度検討[13]

模型実験および実構造物での実験結果を用いてSEA法の精度検討を行う前に、本研究では、非常に簡単な箱型モデルを用いて、まずSEA法の計算結果とこれまで用いられてきた室内音響学の計算結果を比較することによって、2.2節のSEA法の基礎式および2.3節のSEAパラメータの検討結果の妥当性を検討する。

2.4.1 計算モデル

検討に用いた箱型モデルは、船舶のエンジンケーシングあるいは機関室に相当する空間を想定したもので、同一寸法のパネル（4000mm × 4000mm × 5mm）で構成された立方体を基本構造とした。モデルは3種類とし、その概略をFig. 2.15に示す。モデルAは本検討に用いた基本構造で、6面のパネルで囲まれた空間であり、SEA法の計算では6個のパネル要素と1個の空間音場要素でモデル化されている。モデルA'はモデルAの外部に自由空間を考慮したモデルである。モデルBはモデルAの外部にモデルAと同じ構造が結合されたモデルで、108個のパネル要素と27個の空間音場要素で構成されている。

これらのモデルにおいて、パネル要素は全て同一の寸法の鋼板として、その寸法と材料定数をTable 2.1に示す。また、空間音場も全て同一寸法であり、その寸法と特性をTable 2.2に示す。

2.4.2 SEAパラメータ

(1) モード数

パネル要素および空間音場要素のモード数をTable 2.3に示す。モード数の計算には、(2.22) 式および (2.23) 式から (2.26) 式を用いた。

(2) 内部損失係数

パネル要素の内部損失係数η_pには、文献 (11) の亜鉛メッキ鋼板素材テスト結果を用いた。空間音場要素の内部損失係数η_aは、空間内の平均吸音率$\bar{\alpha}$を周波数に関係なく$\bar{\alpha}=0.1$と仮定して、(2.35) 式を用いて求めた。Fig. 2.16にパネル要素と空間音場要素の内部損失係数を示す。

(3) 結合損失係数

パネル要素間の結合損失係数η_{ij}は (2.42) 式を用い、パネル要素と空間音場要素間の結合損失係数η_{ij}は、(2.43) 式と (2.44) 式を用いて求めた。また、この時のパネル要素の

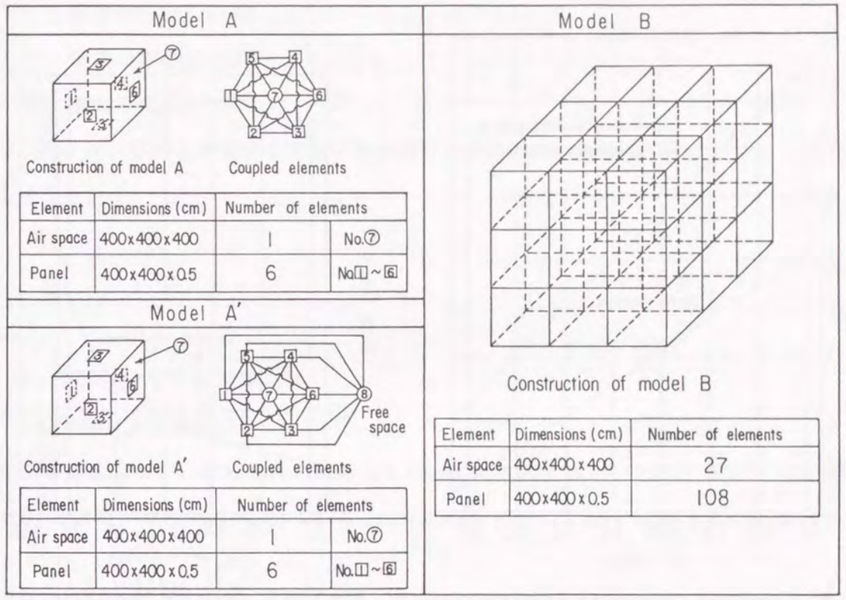


Fig.2.15 SEA models

Table 2.1 Dimensions and properties of a panel element

Panel element	Dimensions Lx (cm)	Dimensions Ly (cm)	Thickness t (cm)	Density ρ (g/cm^3)	Young's modulus E(dyn/cm^3)	Poisson's ratio
Steel panel	400	400	0.5	7.8	2.10×10^{12}	0.31

Table 2.2 Dimensions and properties of an acoustic element

Acoustic element	Dimensions Lx(cm)	Dimensions Ly (cm)	Dimensions Lz(cm)	Density ρ (g/cm^3)	Speed of sound C (cm/s)
Air space	400	400	400	1.2×10^{-3}	3.44×10^{4}

Table 2.3 Number of modes

Frequency (Hz)	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
Panel element	46	91	1.78×10^{2}	3.61×10^{2}	7.01×10^{2}	1.42×10^{3}	2.84×10^{3}	5.69×10^{4}
Acoustic element	8	44	2.75×10^{2}	1.99×10^{3}	1.45×10^{4}	1.14×10^{5}	8.99×10^{5}	7.14×10^{6}

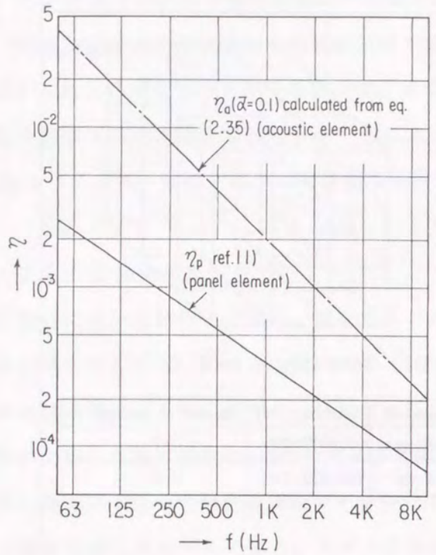


Fig.2.16 Internal loss factors of elements

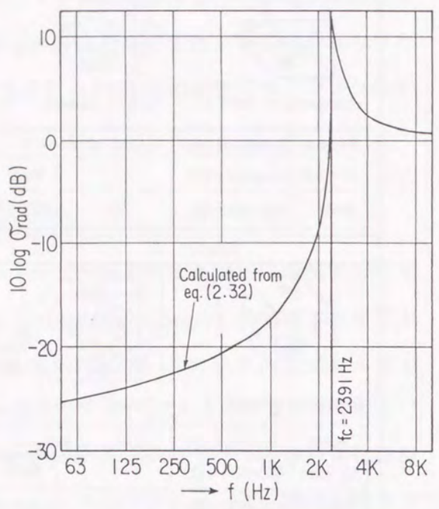


Fig.2.17 Calculated radiadion efficiency of a 5mm thick steel panel

音響放射効率σ_{rad}は（2.32）式から計算され、その結果をFig. 2.17に示す。音響放射効率σ_{rad}は、限界周波数f_c＝2391Hzで最大となり、f_c以下の周波数域では非常に小さく、またf_c以上の周波数域では$\sigma_{rad}\simeq 1$（$10\log\sigma_{rad}=0$）となる。

2.4.3 簡易箱型モデルの数値シミュレーション結果

次の三項目に関して、SEA法の計算結果と室内音響学の計算結果を比較することによって、SEA法の計算精度を検討する。

（1）音響入力による反射壁で囲まれた空間内（拡散音場）の音圧レベル

反射壁で囲まれた空間内（拡散音場）に音響出力Wの音源を置いた場合、空間内の２乗平均音圧$\langle p^2\rangle$は（2.45）式で求められる[32]。

$$\langle p^2\rangle=\frac{4\rho_a c W}{R} \tag{2.45}$$

ここで、

$\langle p^2\rangle$：空間内の空間・時間２乗平均音圧（$(\mathrm{Pa})^2$）

ρ_a　：空気の密度（$\mathrm{kg/m^3}$）

c　：空中の音速（m/s）

W：音源の音響出力（W）

R　：空間の室定数（$\mathrm{m^2}$）

室定数Rは、空間を構成する壁面の表面積Sと空間内の平均吸音率$\bar{\alpha}$によって（2.46）式から決定される。

$$R=\frac{\bar{\alpha}S}{1-\bar{\alpha}} \tag{2.46}$$

ここで、

$\bar{\alpha}$：空間内の平均吸音率

S：空間の表面積（$\mathrm{m^2}$）

音圧と音響出力を、それぞれの基準値を用いて（2.47）式と（2.48）式のように音圧レベルL_pと音響パワーレベルL_Wで表すと、（2.45）式は（2.49）式のように変換できる。

$$L_p=10\log\frac{\langle p^2\rangle}{p_0^2} \tag{2.47}$$

$$L_W=10\log\frac{W}{W_0} \tag{2.48}$$

ここで、

L_p：音圧レベル（dB）

$p_0=2\times10^{-5}$[Pa]：音圧レベルの基準値

L_W：音響パワーレベル（dB）

$W_0=10^{-12}$（W）：音響パワーレベルの基準値

$$L_p=L_W-10\log R+10\log\rho_a c-20 \tag{2.49}$$

Fig. 2.15の計算モデルAにおいて、空間音場要素⑦の中心位置に中心周波数63Hzから8kHzの各1/1オクターブバンドの音響出力が1W（L_W＝120dB）の音源がある場合の音圧レベルについて、（2.49）式を用いて計算した結果とSEA法で計算した結果を比較してFig. 2.18に示す。

図から明らかなように、両者の計算結果は±1dBの範囲内でほぼ一致しており、SEA法で対象構造物をパネル要素と空間音場要素でモデル化することによって従来の室内音響学と同様な解析を行うことができる。ただし、SEA法では空間内の音圧レベルの他に、パネ

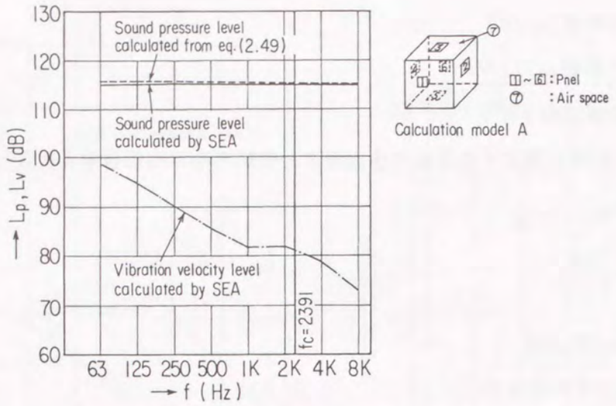


Fig.2.18 Calculated results of model A with 1W acoustic power

ル要素の振動速度レベルも同時に計算することができる。Fig. 2.18には、この時のパネル要素の振動速度レベルも示している。このとき、振動速度レベルは、(2.50) 式で定義される。

$$L_v = 10\log\frac{\langle v^2\rangle}{v_0^2} \tag{2.50}$$

ここで、

L_v ：振動速度レベル(dB)

$\langle v^2\rangle$：平板の空間・時間2乗平均速度($(m/s)^2$)

$v_0 = 5\times10^{-8}$(m/s)：振動速度レベルの基準値

音源の音響出力が周波数に対して一定、空間内の平均吸音率も周波数に対して一定の場合には、空間内の音圧レベルは周波数に対してほぼ一定になる。しかし、パネルの振動速度レベルは周波数の増加に反比例して小さくなる傾向を示し、Fig. 2.17に示したパネル要素の音響放射効率が最大となる限界周波数の存在する周波数帯域で振動速度レベルが大きくなる。限界周波数の存在する周波数帯域では、パネル要素の振動からの音響放射の効率が大きくなるだけでなく、空間音場要素の音圧によって誘起されるパネル要素の振動も大きくなることがわかる。

(2) 壁面の振動によって放射される空間内の音圧レベル

振動している壁面から放射される音圧が拡散してできる空間内の音圧レベルは、室内音響学の計算式で求めることができる。空間を構成しているi番目のパネルの振動による空間内の音圧レベルL_{pi}は、(2.51) 式から計算できる。

$$L_{pi} = L_{vi} + 10\log\sigma_i + 10\log\frac{s_i}{\bar{\alpha}S} + 6 \tag{2.51}$$

ここで、

L_{pi}：パネルiの振動による空間内の音圧レベル(dB)

L_{vi}：パネルiの振動速度レベル(m/s)

σ_i ：パネルiの音響放射効率

$\bar{\alpha}$ ：空間内の平均吸音率

s_i ：パネルiの面積(m^2)

S ：空間の表面積(m^2)

したがって、n個のパネルが振動している時の空間内の音圧レベルL_pは、(2.52) 式から計算できる。

$$L_p = 10\log\left(\sum_{i=1}^{n} 10^{L_{pi}/10}\right) \tag{2.52}$$

ここで、

L_p：パネル$i=1\sim n$が同時に振動している時の空間内の音圧レベル

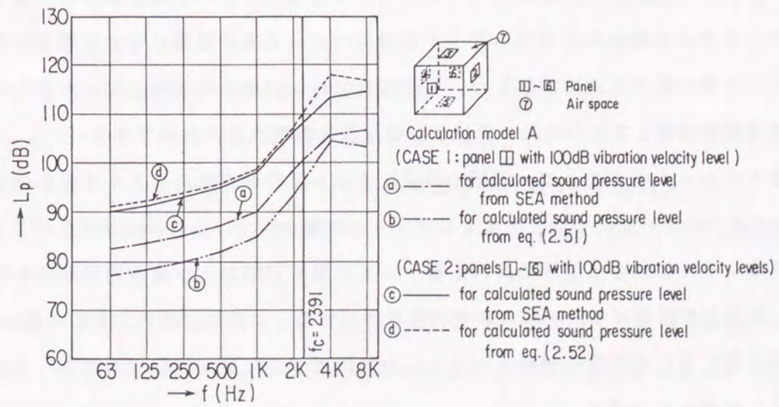


Fig.2.19 Calculated results of model A

L_{pi}：パネルiだけが振動している時の空間内の音圧レベル

計算モデルAにおいて、以下の2つのケースについて（2.51）式および（2.52）式の計算結果とSEA法の計算結果を比較して、Fig. 2.19に示す。

ケース①：パネル[1]に入力を与えた場合

パネル[1]だけが振動速度レベルL_{vi}=100dBで振動している時の空間⑦内の音圧レベル

ケース②：パネル[1]～[6]に入力を与えた場合

パネル[1]～[6]が振動速度レベルL_{vi}=100dBで振動している時の空間⑦内の音圧レベル

ケース①の場合、SEA法の計算結果ⓐと音響学の計算結果ⓑとを比較すると、周波数に対する音圧レベル増加の傾向は一致しているが、音圧レベルの絶対値はSEA法の計算結果の方が2～5dB大きくなっている。SEA法では、空間を構成しい6つのパネルをモデル化しているために、加振源となる1個のパネルの振動が他の5個のパネルに伝達され、これらのパネルの振動から空間内に放射される音圧の影響によって音圧レベルが大きくなっていると考えられる。

ケース②の場合、SEA法の計算結果ⓒと音響学の計算結果ⓓとを比較すると、図より明らかなように、両者の計算結果は良く一致しており、SEA法を用いて従来の室内音響学と同様な解析を行うことができることがわかる。

（3）パネルの振動速度レベルに対する境界条件の影響

2.2.3項では、実構造物をSEA法でモデル化する場合にモデルの境界条件を考慮する方法として、モデル化構造から外部へ流出する損失パワーを境界要素に対する等価内部損失パワーとして取り扱う方法を提案した。実構造物では、対象となる構造物の外部には空間や他の構造物が結合しており外部へのパワーの伝達を無視することはできない。ここでは、簡易箱型モデルAを基本にして、空間内の音圧によって誘起されるパネルの振動速度レベルを、次の4つのケースについてシミュレーション計算を行う。これによって、パネル要素の振動速度レベルに対する境界条件の影響、つまり隣接空間および構造物の影響を明らかにして、等価内部損失パワーの導入の有効性を検討する。さらに、次の2.5節においては、模型実験結果を用いて等価内部損失パワーの有効性について更に詳細な検討を行う。

ケース①：モデルAの場合

Fig. 2.15に示したモデルAは、6個の同一パネルで囲まれた1個の閉空間から成

るモデルであり、モデルから外部へ伝達されるパワーを考慮しないモデルである。

ケース②：モデルAの外部に自由空間を仮定した場合

この場合のSEA法の計算では、モデルA′を用いる。すなわち、モデルAにおいて、パネル要素から音響放射によって自由空間へ伝達されるパワーと等価なパワーがパネル内で損失されると仮定して、（2.19）式で定義される等価放射損失パワーを考慮する。そこで、パネル要素の等価内部損失係数$\eta_E^{'}$を（2.53）式で定義して用いる。

$$\eta_E^{'}=\eta^i+\eta^r \tag{2.53}$$

ここで、

$\eta_E^{'}$：パネルの等価内部損失係数

η^i：パネルの内部損失係数

η^r：パネルの音響放射による損失係数

ケース③：モデルAの外部に自由空間と無限長の構造体を仮定した場合

この場合のSEA法の計算では、モデルAにおいて、パネル要素から音響放射によって自由空間へ伝達されるパワーおよび無限長構造物との結合によって外部構造へ伝達されるパワーと等価なパワーがパネル内で損失されると仮定して、(2.19) 式で定義される等価放射損失パワーと等価結合損失パワーを考慮する。そこで、パネル要素の等価内部損失係数$\eta_E^{''}$を（2.54）式で定義して用いる。

$$\eta_E^{''}=\eta^i+\eta^r+\eta^c \tag{2.54}$$

ここで、

$\eta_E^{''}$：パネルの等価内部損失係数

η^c：パネルの外部結合による損失係数

ケース④：モデルAの外部にモデルAと同じ構造体が結合している場合

この場合のSEA法の計算では、モデルAの外部にモデルAと同じ構造体が26個結合したモデルBを用いる。

Fig. 2.20には、(2.53) 式および（2.54）式で定義した等価内部損失係数$\eta_E^{'}$,$\eta_E^{''}$と内部損失係数η^i、放射損失係数η^r、結合損失係数η^cを示す。内部損失係数η^iは文献（11）の亜鉛メッキ鋼板素材テスト結果、放射損失係数η^rは（2.31）式を用いた計算結果、結合損失係数η^cは（2.42）式を用いた計算結果である。

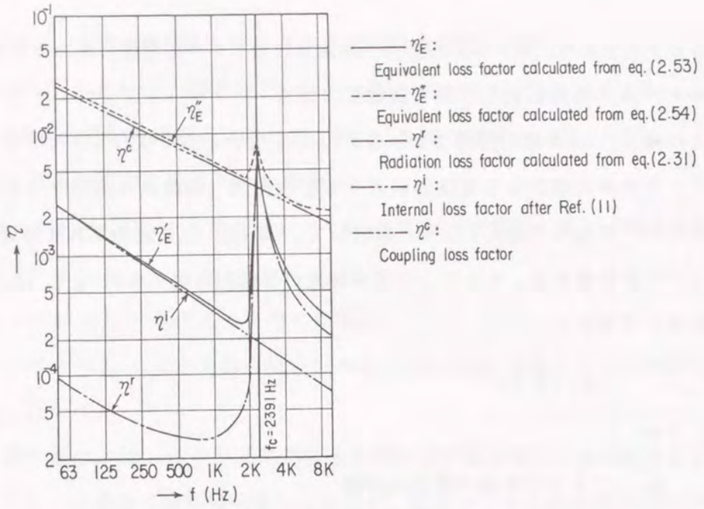


Fig.2.20 Loss factors

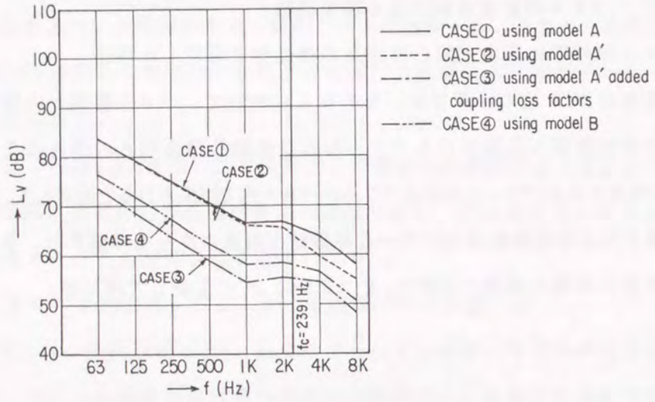


Fig.2.21 Calculated vibration velocity levels of panels with 100dB excitation of sound pressure level

Fig. 2.20より明らかなように、内部損失係数η^iは周波数の増加に反比例して小さくなるが、放射損失係数η^rは限界周波数f_c付近で急激に大きくなり、f_c = 2391Hzで最大となる。内部損失係数η^iと放射損失係数η^rの大きさを比較すると、周波数範囲$f<f_c$では$\eta^i>\eta^r$、周波数範囲$f\geq f_c$では$\eta^i<\eta^r$となる。また、結合損失係数η^cは周波数の増加に反比例して小さくなるが、全周波数域において$\eta^i<\eta^c$であり、放射損失係数η^rに対しても限界周波数以外の周波数域では$\eta^r<\eta^c$となる。したがって、これらのケースでは、外部結合構造物および音響放射によるパワーの損失がパネルの内部損失パワーに比べて大きくなり、SEA法のパワーフローの平衡条件においては重要となることがわかる。

Fig. 2.21に、モデルAの空間音場要素⑦に音圧レベル100dBの音源を与えた時のパネル要素の振動速度レベルを示す。パネル要素の寸法および材料特性が全て同一であるために、パネル要素[1]～[6]の振動速度レベルは全て同じとなる。また、Fig. 2.21には、ケース②～④の計算結果も併せて示している。Fig. 2.21より明らかなように、外部に流出するパワーを考慮することによってパネルの振動速度レベルは低下する。放射損失パワーだけを考慮したケース②の場合には、Fig. 2.20に示した等価内部損失係数η'_Eの傾向より明らかなように、限界周波数f_c以上の周波数域において、パネルの振動速度レベルが低下する。放射損失パワーと結合損失パワーを考慮したケース③の場合には、全周波数域において振動速度レベルは約10dB低下する。

ケース④のモデルBの計算結果は、ケース①の結果とケース③の結果の間に存在しており、放射損失パワーと結合損失パワーを考慮したケース③の結果により近くなっている。振動速度レベル差は2dB～4dBである。

ケース①の境界条件の結果はパネルの振動速度レベルの最大推定値となり、ケース③の境界条件の結果はパネルの振動速度レベルの最小推定値となる。実祭の構造物のパネルの振動速度レベルはケース①とケース③の間に存在する。したがって、SEA法のモデル化においては、外部結合構造物および音響放射によるパワーの損失の考慮が非常に重要であると言える。

実船構造でのモデル化では、対象とする構造物の境界条件はモデルBと同程度の結合構造物が存在すると考えられる。そこで、実船の固体伝搬音の解析においては、ケース③の境界条件を適応することによって、全船体構造の解析結果に対して－2dB～－4dB範囲の誤差で計算結果が得られることが期待できる。すなわち、実構造物の解析において、等価内部損失パワーを導入した境界条件を用いることによって、モデル化の範囲が小さい場合でも精度の良い計算が可能になる。

2.5 模型実験による精度検討[26][27][29]

2.2節および2.3節で新しく提案したモデル化構造から外部へ流出する損失パワーの評価法と内部損失係数の評価法をSEA法の基礎方程式に組み入れた場合の固体伝搬音の予測計算精度を模型実験と数値計算によって定量的に検討する。模型実験によるSEA法の予測計算精度に関しては、これまでに日本造船研究協会第156部会[11]の研究が行われているが、固体伝搬音の評価を構造物の音響域振動だけを対象としたものである。そこで、本論文では、音響加振による構造物の振動（二次固体音）や構造物の振動からの放射音などの振動と音との相互作用までを対象とした固体伝搬音に関する詳細な実験を行った。すなわち、音場要素とパネル要素でモデル化できる3種類の鋼板構造モデルを用いて、スピーカー音源による音響加振および小型起振器によるパネルの加振の実験を行い、等価内部損失の実験的な検討、音および振動の伝搬特性の調査、音圧レベルおよび振動加速度レベルの計測を行うことによって、SEA法の精度検討を行った。

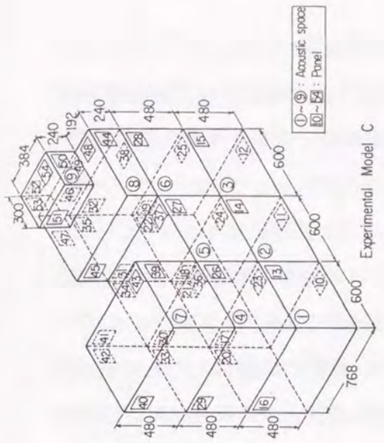
2.5.1 供試モデルの概要

Fig. 2.22からFig. 2.24に実験に用いた3種類の鋼板構造モデルA、B、Cの寸法、構造および外観写真を示す。以下に、各構造モデルの特徴について述べる。

（1）鋼板構造モデルA

モデルAは26枚のパネルとこれらのパネルによって囲まれた5つの閉空間で構成されている。1枚のパネルが1つのパネル要素、1つの閉空間が1つの音場要素に対応している。ここで、すべてのパネルに板厚1.6mmの亜鉛メッキ鋼板を使用しており、寸法は600mm × 768mm、600mm × 480mm、480mm × 768mmの3種類である。パネル間の接合は半田付けとしている。また、すべての閉空間は同一寸法768mm × 600mm × 480mmであり、音場の固有振動モードの縮退が起こりにくい寸法比を採用した。SEAモデルは5個の音場要素と26個のパネル要素で構成され、要素の種類については、音場要素が1種類、パネル要素が3種類となり、全モデルでは4種類である。また、要素間の結合形式は、パネル要素間については、パネルの板厚がすべて同じであるために（2.42）式の結合損失係数を決定するための曲げ波の平均透過率τ_mはFig. 2.11からFig. 2.13に示した3種類となる。

モデルAでは、5つの閉空間が連続して一次元的に結合しており、音源からの振動・音響エネルギの伝達経路が非常に単純になっている。例えば、閉空間①を音源とした場合には、音場内の振動・音響エネルギは隣接している音場要素に連続的に一方向に伝達され、閉空





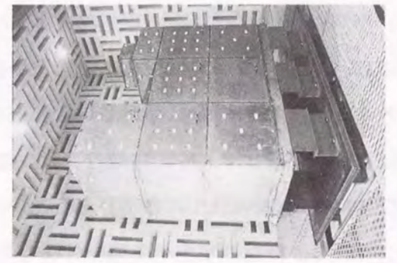
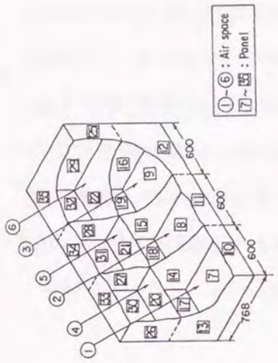
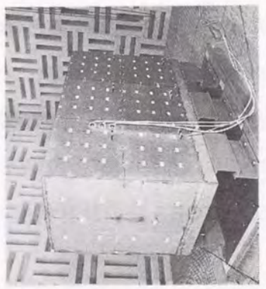


Fig.2.24 Experimental Model C





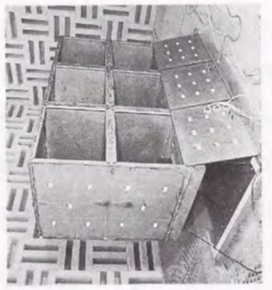
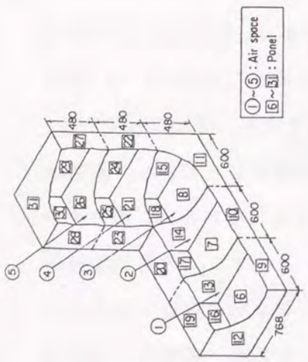
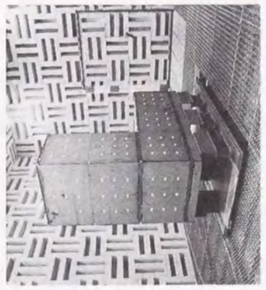


Fig.2.23 Experimental Model B





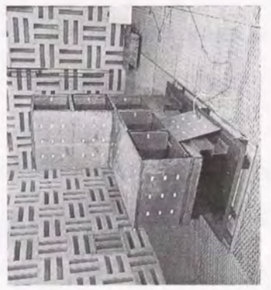


Fig.2.22 Experimental Model A

間⑤への振動エネルギの伝達経路は、閉空間①→②→③→④→⑤となる。このモデルを用いた実験では、閉空間①の音響加振の場合と閉空間①を構成しているパネル6の直接加振の場合について、閉空間の音圧（音場）とパネルの振動（振動場）の相互作用を含む振動・音響エネルギの伝搬に対するSEA法の計算精度の評価を行う。

（2）鋼板構造モデルB

モデルBは29枚のパネルとこれらのパネルによって囲まれた6つの閉空間で構成されている。パネルの板厚と寸法はモデルAと同一であり、閉空間の寸法も同一である。このモデルでは、閉空間が上下と左右に二次元的に結合しており、振動・音響エネルギの伝達経路はモデルAよりも複雑になっている。例えば、閉空間①を音源とした場合には、閉空間⑥への振動・音響エネルギの伝達経路は、閉空間①→②→③→⑥、閉空間①→②→⑤→⑥、閉空間①→④→⑤→⑥、閉空間①→④→⑤→②→③→⑥、の複数の経路が存在することになる。ただし、閉空間がすべて同一寸法であることから音場要素は1種類、またパネル寸法が3種類であることからパネル要素は3種類となり、要素の種類はモデルAと同じく4種類である。パネル要素間の結合形式はモデルAよりも1種類多くなり、Fig. 2.11からFig. 2.14に示した4種類となる。このモデルを用いた実験では、モデルAと同様に閉空間①の音響加振の場合と閉空間①を構成しているパネル7の直接加振の場合について、振動・音響エネルギの伝達経路がより複雑になった系に対して閉空間の音圧（音場）とパネルの振動（振動場）の相互作用を含む場合のSEA法の計算精度の評価を行う。

（3）鋼板構造モデルC

モデルCは、板厚と寸法の異なる45枚のパネルと空間寸法の異なる9個の閉空間で構成される鋼板構造モデルである。パネルには、板厚が1.0mm、1.6mm、3.2mmの3種類の亜鉛メッキ鋼板が使用されている。閉空間の基本寸法は、モデルAおよびBと同じく768mm×600mm×480mmであるが、閉空間⑧では高さが1/2の240mmで容積が1/2、閉空間⑨では縦、横、高さが1/2の384mm×300mm×240mmで容積が1/8になっている。また、閉空間①と②と③の間の間仕切パネルは取り外し可能な構造となっており、閉空間の容積は基本寸法の場合に対して最大3倍まで変更できるモデルとなっている。このモデルを用いた実験では、閉空間①の音響加振と閉空間①を構成しているパネル10の直接加振によって、パネルの板厚と寸法の変化や閉空間の寸法変化に伴って要素間の振動・音響エネルギの伝達が変化する系に対して閉空間の音圧（音場）とパネルの振動（振動場）の相互作用を含む場合SEA法の計算精度の評価を行う。

2.5.2 実験装置および実験方法

外部騒音および外部振動の影響をできるだけ小さくするために、供試モデルを無響室内（室内有効寸法：8m×5m×5m）の定盤上に設置して実験を行った。Fig. 2.25に、実験装置と測定方法のブロック図を示す。音源および起振源には、それぞれ小型スピーカー（PIONEER CS－X3）と小型起振器（WILCOXON F4/Z820）を用いて、ホワイトノイズを入力信号としたランダム加振を行った。閉空間内の音圧を閉空間内に設置したコンデンサーマイクロホン（B＆K4145）で測定し、パネルの振動加速度をパネル上に両面接着テープで取り付けた小型加速度ピックアップ（B＆K4344）で測定した。検出した音圧および振動加速度を1/3オクターブバンド周波数分析して、(2.11) 式および (2.12) 式を用いて1/3オクターブバンド毎の音圧レベルおよび振動加速度レベルに変換した。また、音圧と振動加速度の測定を各閉空間内および各パネル面上の5か所で行い、その計測データの平均値を計算することによって空間2乗平均値を求めた。

2.5.3 等価内部損失パワーの実験的検討

2.2.3項ではモデル化構造から外部へ流出する損失パワーをSEAモデルにおいて考慮するために、SEA法のパワー平衡条件式に等価内部損失パワーを新しく導入した。ここでは、モデルBを用いて、パネル要素と音場要素に対する等価内部損失パワーについて実験的に検討する。

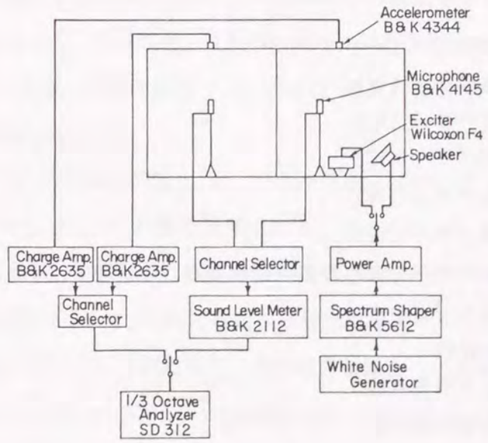


Fig.2.25 Experimental apparatus

(1) パネル要素の損失係数

まず最初に、パネル要素の損失係数について検討を行う。モデルBは、Fig. 2.23の写真に示したように、無響室内の定盤上に鋼製の支持ブロックを介して設置されている。このために閉空間①を構成するパネル要素[7]はモデルBの境界要素となり、パネルの片面が無響室内の自由空間に面し、パネルの二辺が支持ブロックに結合している。この時、パネル[7]のパワーフローの平衡条件式は、(2.5) 式および (2.19) 式、(2.21) 式を用いると、(2.55) 式から (2.58) 式で表すことができる。

$$\begin{aligned} P^{in} &= P^d + P_{ij} + P_E \\ &= P_{ij} + P_E' \end{aligned} \tag{2.55}$$

$$P^d = \omega_0 \eta^i E \tag{2.56}$$

$$\begin{aligned} P_E &= P^r + P^c \\ &= \omega_0 \eta^r E + \omega_0 \eta^c E \\ &= \omega_0 \eta_E E \end{aligned} \tag{2.57}$$

$$\begin{aligned} P_E' &= P^d + P^r + P^c \\ &= \omega_0 (\eta^i + \eta^r + \eta^c) E \\ &= \omega_0 \eta_E' E \end{aligned} \tag{2.58}$$

ここで、

P^{in}: 要素外部入力パワー (W)
P_{ij}: 要素結合伝達パワー (W)
P^d: 要素内部損失パワー (W)
P^r: 等価放射損失パワー (W)
P^c: 等価結合損失パワー (W)
P_E: 等価内部損失パワー (W)
P_E': 要素内部損失パワーを含む等価内部損失パワー (W)
E : 要素振動エネルギ (J)
η^i : 要素内部損失係数
η^r : 音響放射による損失係数
η^c : 外部結合による損失係数
η_E : 等価内部損失係数
η_E' : 要素内部損失係数を含む等価内部損失係数

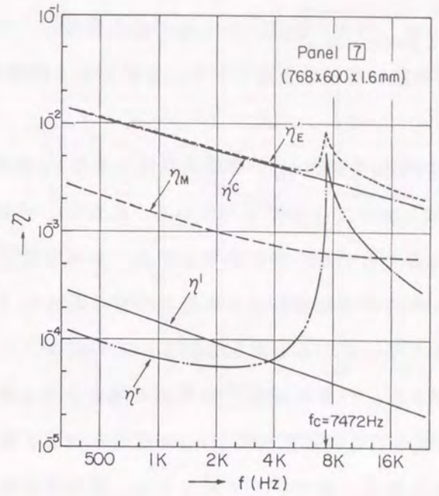


Fig.2.26 Loss factors of a panel element

Fig. 2.26にモデルBのパネル[7]で実測した内部損失係数η_Mと等価内部損失係数η_E'を示す。内部損失係数η_Mは、閉空間①内に設置した小型スピーカーを用いて一定時間音響加振した後にスピーカー入力をストップし、この時の1/3オクターブバンド毎の振動加速度レベルの減衰時間から求められた。等価内部損失係数η_E'は、パネル単体の実験から求められる要素内部損失係数η^iと、計算により推定した音響放射損失係数η^rと外部結合損失係数η^cを用いて (2.58) 式から求められる。パネル単体の内部損失係数η^iは2.3.2項で述べたように、板厚1.6mmのパネル単体に対して残響時間法により実測した損失係数から (2.30) 式を用いて推定した。音響放射損失係数η^rは (2.31) 式から推定し、外部結合損失係数η^cは (2.42) 式から推定した。

モデルBのパネル[7]の内部損失係数η_Mは、パネル要素[7]について (2.55) 式のパワーフローの平衡条件が成り立っている状態で計測される。このために、他の要素との結合損失パワーP_{ij}の影響を受ける。すなわち、要素外部入力パワーが$P^{in}=0$の状態において、パネル要素[7]の等価内部損失パワーP_E'が他の要素の等価内部損失パワーと比較して非常に大きな場合には、結合損失パワーP_{ij}は負となり、他の結合要素からパネル要素[7]にパワーが伝達される。これにより、実測されるパネルの残響時間は見かけ上長くなり、(2.28) 式に示したように残響時間から求められる内部損失係数η_Mは小さくなる。逆に、パネル要素[7]の等価内部損失パワーP_E'が他の要素の等価内部損失パワーと比較して非常に小さな場合には、

結合損失パワーP_{ij}は正となり、パネル要素7から他の結合要素にパワーが伝達される。これにより、実測される残響時間は見かけ上短くなり、求められる内部損失係数η_Mは大きくなる。

Fig. 2.26に示した実測内部損失係数η_Mと等価内部損失係数η_E'を比べると、実測内部損失係数η_Mの方が全周波数域において小さくなっている。ただし、パネル単体の内部損失係数η^iよりも大きくなっている。モデルの境界要素となるパネル要素7では、音響放射損失係数η^rおよび外部結合損失係数η^cの影響により等価内部損失係数η_E'が他の結合要素の等価内部損失係数に比べて大きくなっていると推定される。この結果、パネル要素7に他の結合要素からのパワーが伝達され、パネル要素7の単独の場合よりも実測される残響時間は長くなる。このために、実測される内部損失係数η_Mは推定される等価内部損失係数η_E'よりも小さくなっていると考えられる。また、モデルBでは、限界周波数f_c = 7472Hz付近以外の周波数帯域において、定盤へ伝達される結合損失パワーが要素内部損失パワーや放射損失パワーに比べて大きく、支配的であると言える。

(2) 空間音場要素の損失係数

Fig. 2.27にモデルBの閉空間①においてスピーカー音源を用いた残響時間法により実測した内部損失係数η_M、パネルと空気の境界での粘性および熱損失によって決定される内部損失係数η^i、閉空間を構成するパネルの質量則音響透過による損失係数η^tを示す。ここで、内部損失係数η^iは(2.35)式と(2.37)式を用いて推定した。また、音響透過による損失係数η^tは、(2.17)式と(2.18)式を用いて推定した。この時、閉空間①のパワーフローの平衡条件式は、(2.5)式および(2.20)式と(2.21)式を考慮すると、(2.59)式から(2.61)式で表すことができる。

$$\begin{aligned} P^{in} &= P^d + P_{ij} + P_E \\ &= P_{ij} + P_E' \end{aligned} \tag{2.59}$$

$$\begin{aligned} P_E &= P^t \\ &= \omega_0 \eta^t E \\ &= \omega_0 \eta_E E \end{aligned} \tag{2.60}$$

$$\begin{aligned} P_E' &= P^d + P^t \\ &= \omega_0 (\eta^i + \eta^t) E \\ &= \omega_0 \eta_E' E \end{aligned} \tag{2.61}$$

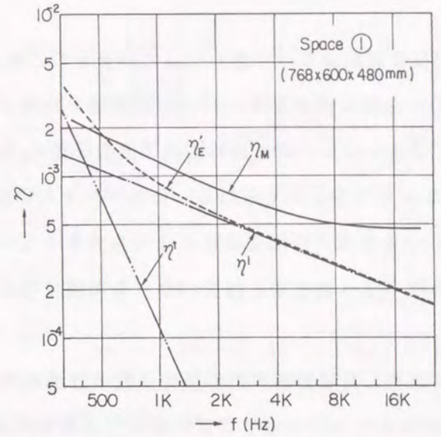


Fig.2.27 Loss factors of an acoustic element

ここで、

P^{in}: 要素外部入力パワー (W)

P_{ij}: 要素結合伝達パワー (W)

P^d: 要素内部損失パワー (W)

P^c: 等価音響透過損失パワー (W)

P_E: 等価内部損失パワー (W)

P_E': 要素内部損失パワーを含む等価内部損失パワー (W)

E : 要素振動エネルギ (J)

η^i : 要素内部損失係数

η^t : 音響透過による損失係数

η_E : 等価内部損失係数

η_E' : 要素内部損失係数を含む等価内部損失係数

Fig. 2.27の実測内部損失係数η_Mと等価内部損失係数η_E'を比べると、周波数500Hz以上では、実測内部損失係数η_Mの方が大きくなっている。実測内部損失係数と等価内部損失係数の関係は、パネル要素の等価内部損失係数についての考察と同様に、対象となる要素の等価内部損失係数と他の結合要素の等価内部損失係数との相対関係で決定されると考えられる。モデルBの境界要素となる空間音場要素①では、音響透過損失係数η^tの影響によって等価内部損失係数η_E'は要素内部損失係数η^iよりも大きくなっているが、定盤と結合して

いるパネル要素の等価内部損失係数よりは小さくなっているものと考えられる。この結果、実験では、空間音場要素①から他の結合要素へパワーが伝達されることになり、実測される残響時間が見かけ上短くなるために、求められる内部損失係数η_Mは推定された等価内部損失係数η_E'よりも大きくなっていると考えられる。また、パネル要素の場合と同様に、音場要素の実測内部損失係数η_Mも要素内部損失係数η^Iよりも大きくなっており、SEA法の計算においては外部要素や外部空間へ流出する損失パワーを考慮する必要があると判断される。

鋼板構造モデルのパネル要素と音場要素の内部損失係数の計測結果から、SEA法のモデル化において、2.2.3項で提案したように境界要素に対しては要素内部損失係数と境界条件に対応した等価内部損失係数を導入して外部へ流出する損失パワーを考慮する必要があると判断できる。また、本実験では、供試モデルから結合定盤に流出する損失パワーが要素全体の平均内部損失係数に大きく影響しているものと推定される。

2.5.4 音と振動の伝搬特性

モデルAとモデルBにおいて閉空間の内部音場を小型スピーカーで音響加振した場合と閉空間を構成しているパネルを小型起振器で直接加振した場合について、起振点からの音圧レベルの減衰特性と振動加速度レベルの減衰特性から音と振動の伝搬特性について考察する。

(1) 音響加振の場合

最初に、モデルAの実験結果について考察する。前述したように、モデルAは5つの閉空間が連続して一次元的に結合しており、閉空間①を音源とした場合には、音源空間内の振動・音響エネルギは閉空間⑤に一次元的に伝達される。Fig. 2.28に、モデルAの閉空間①にスピーカー音源を設置した場合について、各閉空間と音源空間（閉空間①）との音圧レベル差ΔL_p、すなわち音圧レベル減衰量を示す。また、Fig. 2.29には、周波数別に音圧レベルの減衰量ΔL_pの変化を示す。

音圧レベルの減衰量は高周波数ほど大きくなる傾向を示すが、パネルの限界周波数（f_c = 7472Hz）の存在する8kHzバンド付近では減衰量が急激に小さくなる。限界周波数付近では音から振動または振動から音へのエネルギ変換が効率良く行われるために、音が良く伝達される結果となっている。また、音源空間①に隣接している閉空間②では全周波数において音圧レベルは10dB以上も急激に減衰する。しかし、閉空間③→④→⑤と伝搬距

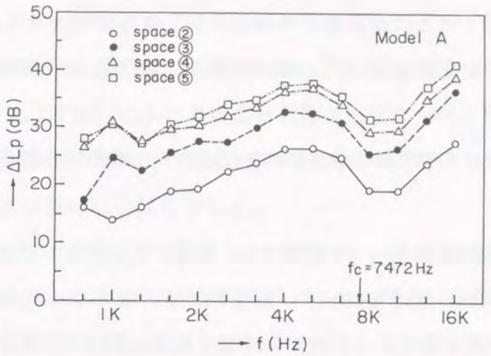


Fig.2.28 Measured sound reduction of spaces (Speaker set in space①)

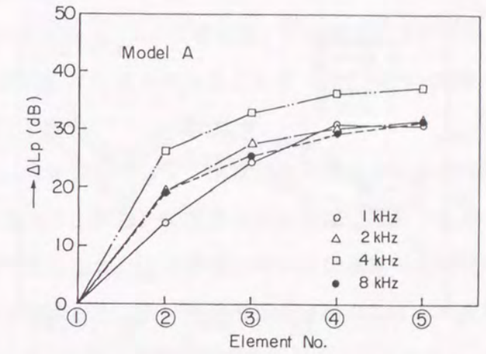


Fig.2.29 Measured sound reduction of spaces (Speaker set in space①)

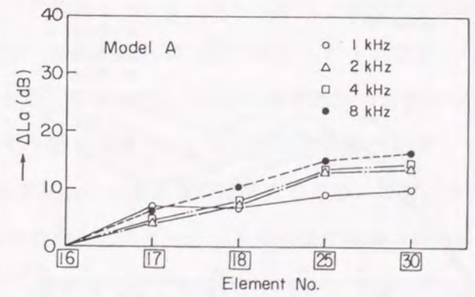


Fig.2.30 Measured acceleration reduction of panels (Speaker set in space①)

離の増加に対する音圧レベルの減衰量の増加は少なくなる傾向を示す。一方、各閉空間を構成しているパネルの振動加速度レベルの減衰量ΔL_aは、Fig. 2.30に示すように、伝搬距離に比例して増加する。閉空間②を構成しているパネル17においても、音圧レベルの減衰量の変化に対応するような急激な減衰量の変化はなく、振動加速度レベルの減衰量は5dB程度である。

次に、モデルBの実験結果について考察する。前述したように、モデルBは6つの閉空間が上下と左右に二次元的に結合しており、閉空間①を音源とした場合には、音源空間内の振動・音響エネルギは閉空間⑥に二次元的に伝達される。Fig. 2.31に、モデルBの閉空間①にスピーカー音源を設置した場合について、各閉空間と音源空間（閉空間①）との音圧レベル差ΔL_p、すなわち音圧レベル減衰量を示す。また、Fig. 2.32には、周波数別に音

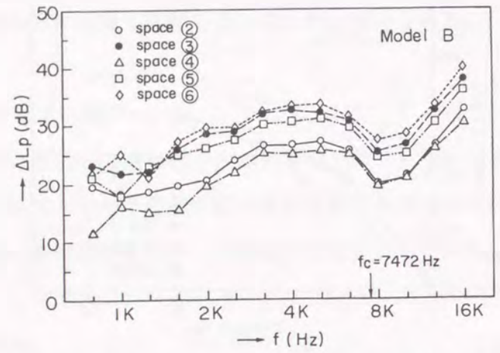


Fig.2.31 Measured sound reduction of spaces (Speaker set in space①)

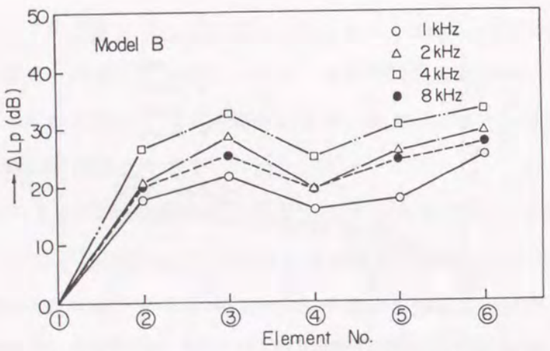


Fig.2.32 Measured sound reduction of spaces (Speaker set in space①)

圧レベルの減衰量ΔL_pの変化を示す。

モデルAの結果と同様に、音圧レベルの減衰量は周波数に比例して増加するが、パネルの限界周波数（f_c = 7472Hz）付近では減衰量が低下する。また、音源空間①に隣接している閉空間②および④での減衰量は10dB以上となる。音源空間①から離れた閉空間③,⑤,⑥での音圧レベルの減衰量はほぼ同じである。

Fig. 2.28のモデルAの結果とFig. 2.31のモデルBの結果を比較すると、音源空間に隣接する閉空間（モデルAの場合は閉空間②、モデルBの場合は閉空間②,④）での減衰量はほぼ同じである。音源空間から3番目の閉空間（モデルAの場合の閉空間③、モデルBの場合の閉空間③,⑤）での減衰量もほぼ同じになっている。しかし、モデルAの場合の閉空間④とモデルBの場合の閉空間⑥は、音源空間からの距離は同じであるが、モデルAの場合の減衰量の方が約6dB大きくなっている。この結果は、モデルAでは音源空間からの振動・音響エネルギが一次元的（1つの伝達経路）に伝達されるのに対して、モデルBでは二次元的（複数の伝達経路）に伝達されることによって、振動・音響エネルギがより多く伝達されることを示している。

これらの結果から、音響加振によって閉空間内に形成された音圧が音源空間を構成している壁面の振動（二次固体伝搬音）に変換される過程で振動・音響エネルギは大きく減衰する。しかし、振動に変換された後の構造物内の伝搬過程での減衰は小さい。また、パネルの限界周波数付近では他の周波数に比べて音と振動のエネルギ変換が効率よく行われるために音がよく伝達する。振動・音響の伝達経路が多くなることによって伝達される振動・音響エネルギが増加することなどがわかる。

（2）パネルの直接加振の場合

モデルAの閉空間①を構成しているパネル6に取り付けた小型起振器を用いてパネルを直接加振した。Fig. 2.33に音源空間（閉空間①）と各閉空間との音圧レベル差ΔL_p、すなわち音圧レベル減衰量を示し、Fig. 2.34に周波数別の音圧レベル差ΔL_pを示す。また、Fig. 2.35には、各閉空間を構成しているパネルの振動加速度レベル差ΔL_aを示す。

Fig. 2.33に示した音圧レベル減衰量は周波数の増加に比例して増加する。しかし、Fig. 2.28に示した音響加振の場合と異なり、パネルの直接加振の場合には、限界周波数（f_c = 7472Hz）付近における減衰量の低下は現れていない。また、Fig. 2.34に示した音圧レベルの減音量は、音響加振の場合よりも小さくなっている。この結果より、パネルの直接加振の場合には、起振源からの振動（一次固体伝搬音）による振動・音響エネルギの伝達が

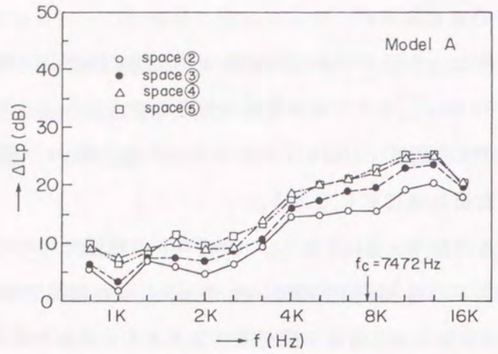


Fig.2.33 Measured sound reduction of spaces
(Exciter installed on panel[6])

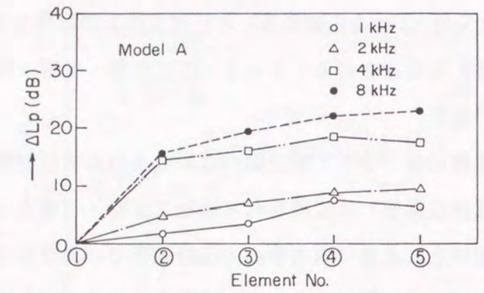


Fig.2.34 Measured sound reduction of spaces
(Exciter installed on panel[6])

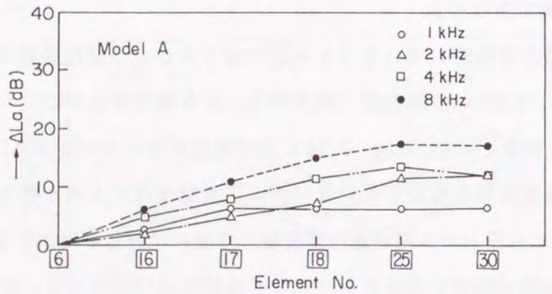


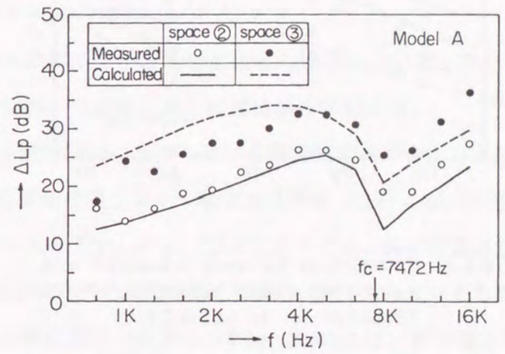
Fig.2.35 Measured acceleration reduction of panels
(Exciter installed on panel[6])

支配的であるために、閉空間内の音圧レベルはパネルの振動によって決定されていると考えられる。このために、限界周波数付近における減衰量の低下が現れず、減衰量も小さいくなっていると考えられる。

各閉空間を構成しているパネルの振動加速度レベルの減衰量は、音響加振の場合（Fig. 2.30）と直接加振（Fig. 2.35）の場合でほぼ同じになっている。すなわち、鋼板構造物での振動・音響エネルギの伝達は振動による伝搬が支配的となるために、音源が音響加振の場合であっても、一度、音圧から振動に変換されたエネルギは主に振動によって構造物内に伝達されるものと考えられる。

(3) SEA法計算との比較

閉空間①内を音響加振した場合について、音源空間と各閉空間との音圧レベル差の計算結果と実験結果とを比較する。Fig. 2.36にモデルAの場合、Fig. 2.37にモデルBの場



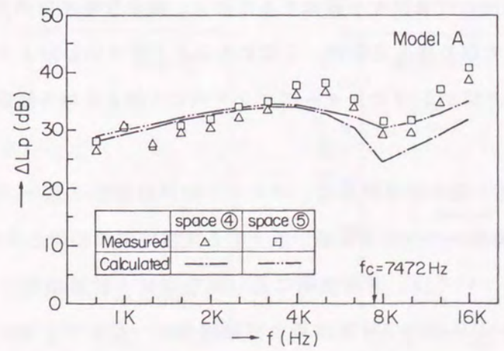


Fig.2.36 Comparison between measured and calculated sound reduction
(Speaker set in space①)

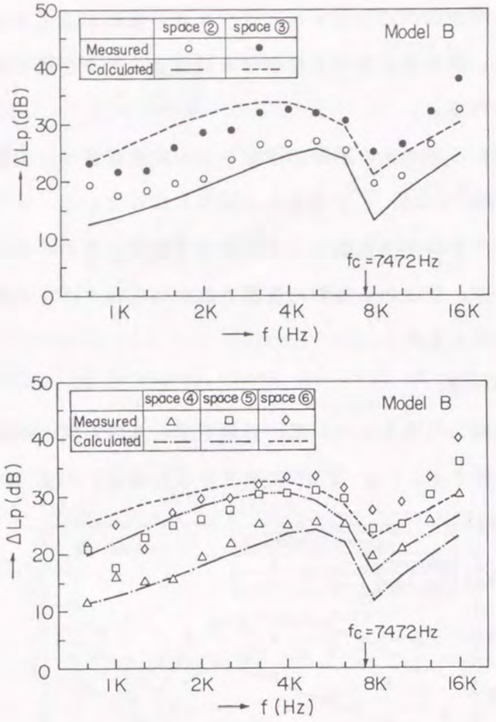


Fig.2.37 Comparison between measured and calculated sound reduction (Speaker set in space①)

合の結果を示す。SEA法の計算精度を確保するために、周波数範囲は閉空間を拡散音場、パネルを拡散振動場として取り扱える範囲、すなわち2.3.1項で示したように、閉空間およびパネルの固有振動モード数が1/3オクターブバンド内に4個または5個以上存在する範囲とした。

モデルAの場合のSEA法の計算結果は、パネルの限界周波数（f_c = 7472Hz）の存在する8kHzバンド付近で音圧レベルの減衰量が低下する実験結果の傾向と非常によく一致する。また、音圧レベル差については、音源空間に近い閉空間ほど計算結果と実験結果は良く一致する。この場合、±5dB以内で計算結果と実験結果は一致している。

モデルBの場合もモデルAの場合と同様に、SEA法の計算結果と実験結果とは良く一致する。振動・音響エネルギの伝搬経路が複雑な場合にも、SEA法の計算によって音圧レベルあるいは振動加速度レベルの減衰を±5dB程度の精度で推定することができる。

2.5.5 音圧レベルおよび振動加速度レベル

モデルAとモデルBの2種類の鋼板構造モデルに対して、閉空間を音響加振した場合と閉空間を構成しているパネルを直接加振した場合について、各閉空間の音圧レベルおよび各パネルの振動加速度レベルの実験結果とSEA法の計算結果とを比較することによって計算精度の検討を行う。

SEA法の計算では、音響加振の場合には音源空間内の実測音圧レベルを対応する音場要素の音圧レベルとして入力し、パネルの直接加振の場合には加振源パネルの実測振動加速度レベルを対応するパネル要素の入力データとした。SEA法のモデル化においては、2.2.3項で述べた等価内部損失パワーによりモデル化構造から外部へ流出する損失パワーを考慮する。また、パネル要素の内部損失係数は、2.3.2項で述べた亜鉛メッキ鋼板での実験値を用いる。

（1）鋼板構造モデルAの場合

最初に、モデルAの閉空間①を音響加振した場合について、閉空間内の音圧レベルとパネルの振動加速度レベルの実験結果と計算結果を比較する。

Fig. 2.38に、音源空間①に隣接している閉空間②内の音圧レベルを示す。計算結果は、全周波数域において実験結果とよく一致する。Fig. 2.39には、閉空間①から最も離れた閉空間⑤内の音圧レベルを示す。Fig. 2.38と比べると、特定の周波数（1.25kHz、5kHz、16kHz）においては計算結果と実験結果との差が大きくなっているものの、全体的には±5dB以内で計算結果と実験結果は一致する。Fig. 2.40には、閉空間②を構成しているパネル

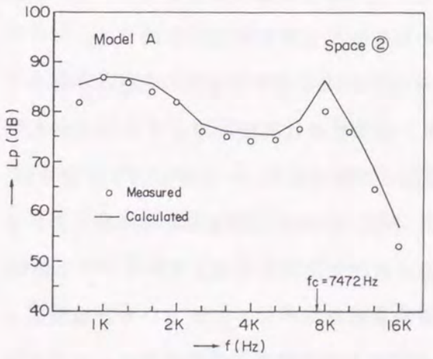


Fig.2.38 Comparison between measured and calculated sound pressure levels (Speaker set in space①)

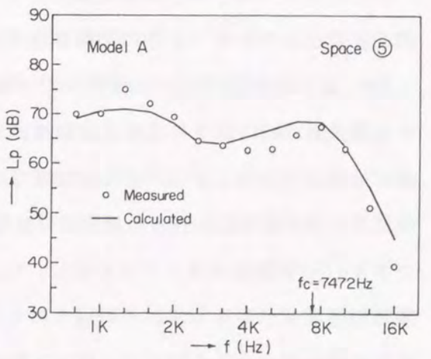


Fig.2.39 Comparison between measured and calculated sound pressure levels (Speaker set in space①)

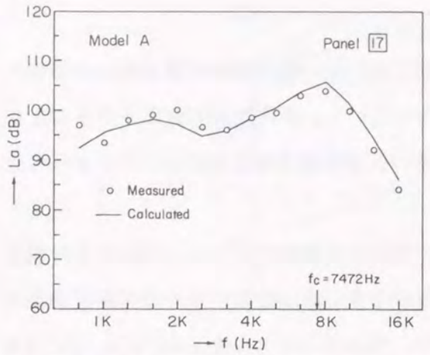


Fig.2.40 Comparison between measured and calculated acceleraton levels
(Speaker set in space①)

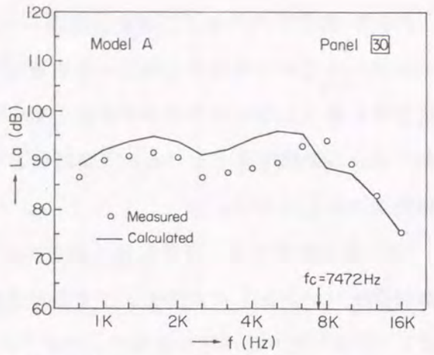


Fig.2.41 Comparison between measured and calculated acceleraton levels
(Speaker set in space①)

17の振動加速度レベルを示し、Fig. 2.41には、閉空間⑤を構成しているパネル30の振動加速度レベルを示す。音源空間から最も離れたパネル30の場合には、実験結果と計算結果との差は大きくなるが、パネルの振動加速度レベルについても実験結果と計算結果とは非常に良く一致していると言える。

したがって、音圧レベルだけではなく、振動加速度レベルを含む構造全体において実験結果と計算結果がよく対応していると言える。そして、音響加振される構造物に対しては、閉空間内の音圧レベルとパネルの振動加速度レベルを、全体的には±5dB以内、特定の周波数範囲では±3dB以内の精度で計算できるものと推定できる。

次に、モデルAの閉空間①を構成しているパネル6を直接加振した場合について、閉空間内の音圧レベルとパネルの振動加速度レベルの実験結果と計算結果を比較する。

Fig. 2.42に閉空間②内の音圧レベルを示し、Fig. 2.43に閉空間⑤内の音圧レベルを示す。周波数4kHz以下の低中周波数域においては、計算結果は実験結果と±5dB以内の精度で一致している。また、高周波数域では計算結果と実験結果のレベル差は大きくなるが、周波数に対する音圧レベルの傾向は一致している。Fig. 2.44には閉空間②を構成しているパネル17の振動加速度レベルを示し、Fig. 2.45には閉空間⑤を構成しているパネル30の振動加速度レベルを示す。この場合にも、加振源から離れたパネル30において計算結果と実験結果の差が大きくなるが、ほぼ±5dB程度の精度で計算結果と実験結果は一致している。

したがって、2.2節で示したSEA法の基礎式にしたがって構造物をモデル化して、2.3節

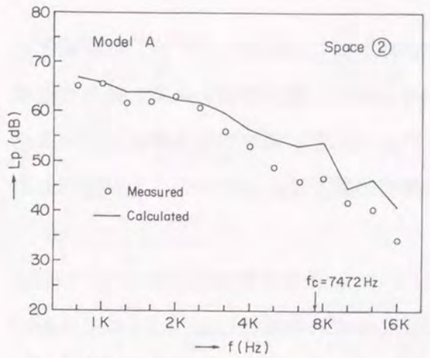


Fig.2.42 Comparison between measured and calculated sound pressure levels
(Exciter installed on panel6)

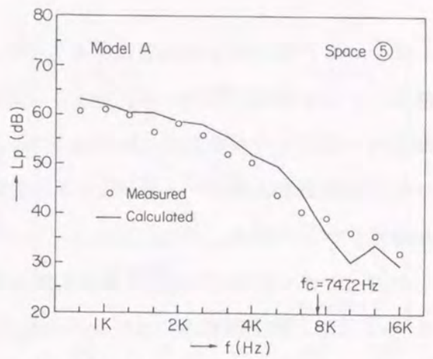


Fig.2.43 Comparison between measured and calculated sound pressure levels
(Exciter installed on panel6)

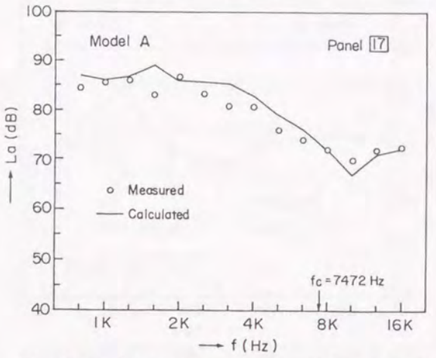


Fig.2.44 Comparison between measured and calculated acceleration levels
(Exciter installed on panel6)

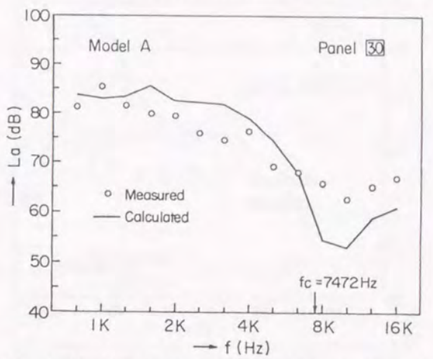


Fig.2.45 Comparison between measured and calculated acceleration levels
(Exciter installed on panel6)

で検討したSEA法のパラメータを用いることによって、音響加振とパネルの直接加振に対する構造物内の音圧レベルと振動加速度レベルを精度良く推定できる。本論文では、特に、モデル化構造から外部へ流出する損失パワーの考慮すると共に、パネルの内部損失係数の推定精度の向上によって、SEA法の計算精度を向上させた。モデルAにおけるSEA法の計算精度は、全周波数域では±5dB程度、特定の周波数域では±3dB程度である。

(2) 鋼板構造モデルBの場合

振動・音響エネルギの伝達経路が複雑な場合について、SEA法による音圧レベルと振動加速度レベルの計算精度を実験結果と比較して検討した。Fig. 2.23に示したモデルBにおいて、モデルAと同様に、閉空間の音響加振とパネルの直接加振の実験を行い、実験結果とSEA法の計算結果とを比較した。

モデルBの閉空間①の内部音場をスピーカーで音響加振した場合について、閉空間①と隣接している閉空間②内の音圧レベルをFig. 2.46に示し、閉空間①から最も離れた閉空間⑥内の音圧レベルをFig. 2.47に示す。また、Fig. 2.48に閉空間②を構成しているパネル18の振動加速度レベルを示し、Fig. 2.49に閉空間②を構成しているパネル32の振動加速度レベルを示す。

一方、モデルBのパネル7を直接加振した場合について、閉空間②内の音圧レベルをFig. 2.50に示し、閉空間⑥内の音圧レベルをFig. 2.51に示す。また、Fig. 2.52にパネル18の振動加速度レベルを示し、Fig. 2.53にパネル32の振動加速度レベルを示す。

これらの結果から、振動エネルギの伝達経路が複雑なモデルBにおいても、モデルAと

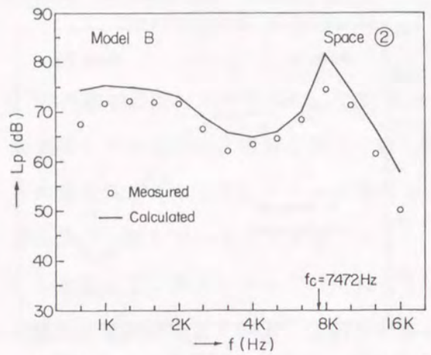


Fig.2.46 Comparison between measured and calculated sound pressure levels
(Speaker set in space①)

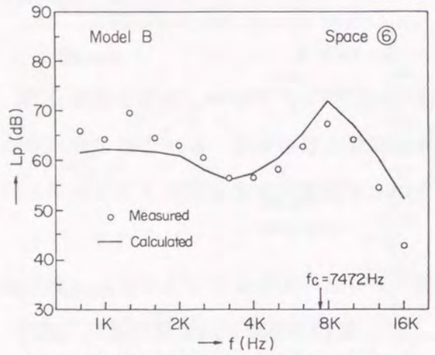


Fig.2.47 Comparison between measured and calculated sound pressure levels
(Speaker set in space①)

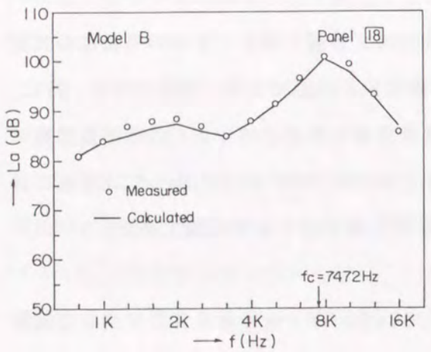


Fig.2.48 Comparison between measured and calculated acceleraton levels
(Speaker set in space①)

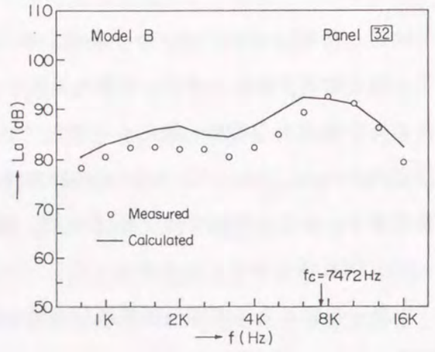


Fig.2.49 Comparison between measured and calculated acceleraton levels
(Speaker set in space①)

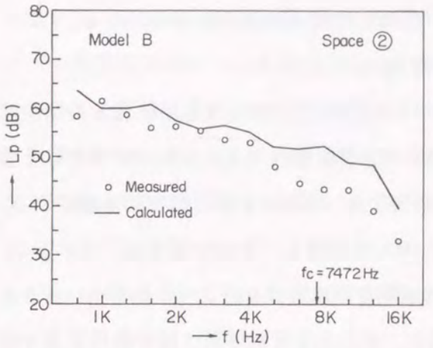


Fig.2.50 Comparison between measured and calculated sound pressure levels
(Exciter installed on panel7)

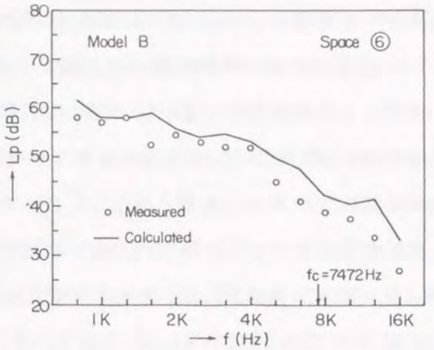


Fig.2.51 Comparison between measured and calculated sound pressure levels
(Exciter installed on panel7)

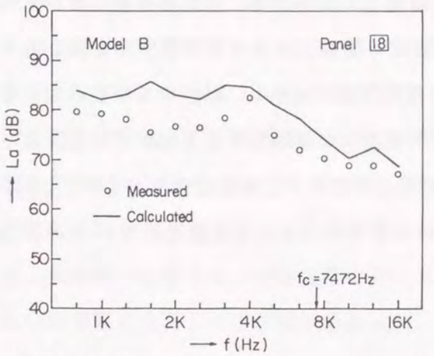


Fig.2.52 Comparison between measured and calculated acceleration levels
(Exciter installed on panel7)

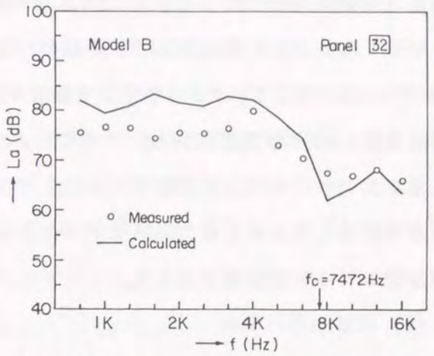


Fig.2.53 Comparison between measured and calculated acceleration levels
(Exciter installed on panel7)

同様に、音響加振とパネルの直接加振に対するSEA法の計算結果と実験結果が良く一致することが明らかである。すなわち、モデル構造から外部へ流出する損失パワーを考慮すると共に、パネルの内部損失係数などのSEAパラメータの精度を向上させることによって、SEA法の計算精度を改善することができる。モデルBにおいて、SEA法による音圧レベルと振動加速度レベルの計算精度は、全周波数域では±5dB程度、特定の周波数域では±3dB程度である。

2.5.6 空間寸法およびパネル板厚の影響

板厚と寸法の異なる45枚のパネルと空間寸法の異なる9個の閉空間で構成される鋼板構

造モデルCを用いてSEA法の計算精度の検討と固体伝搬音の伝達特性を検討する。

(1) 大きさの異なる閉空間の取り扱い方法の検討

モデルCの閉空間①、②、③の間の間仕切りパネル17と18を取り外して、基本の閉空間寸法768mm×600mm×480mmの3倍の容積の閉空間を構成する。また、閉空間⑤と⑥の間の間仕切パネル31を取り外して、基本の閉空間寸法の2倍の容積の閉空間を構成する。

実験では、モデルCの閉空間①内に小型スピーカーを設置して音響加振する。このとき、SEA法の計算の音源入力データとして閉空間①の音場要素に実測音圧レベル値を用いる。また、SEAモデルにおいては、閉空間①、②、③と、⑤、⑥をそれぞれ1個の音場要素で定義して、要素間の音響透過率を$\tau=1$と仮定してモデル化する。

Fig. 2.54に、音源空間①に隣接する空間②と③の音圧レベルについて、SEA法の計算結果と実験結果を比較して示す。SEA法の計算結果と実験結果は、全周波数域において良く一致している。この結果より、多数のパネル要素で構成される大きな閉空間を取り扱う場合の一方法として、1つの閉空間を数個の小さな閉空間で分割し、隣接する空間の間に音響透過率$\tau=1$の仮想間仕切りパネルでモデル化する方法が有効であると判断できる。以下に示すモデルCを用いた実験では、Fig. 2.24に示したモデルCを構成するパネル17、18、31を取り外した。そして、SEAモデルにおいてはこれらのパネルを音響透過率$\tau=1$の仮想間仕切りパネルでモデル化した。

(2) 音響加振の場合

モデルCの閉空間①内に小型スピーカーを設置して音響加振する。このとき、閉空間の

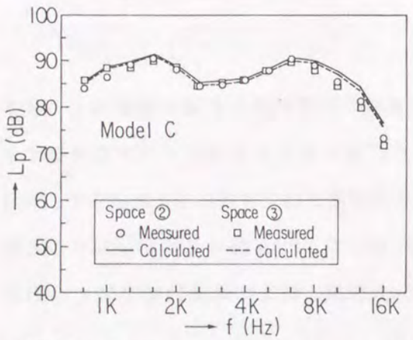


Fig.2.54 Comparison between measured and calculated sound pressure levels, without partition panels between two spaces (Speaker set in space①)

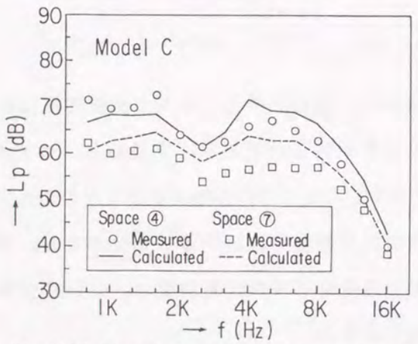


Fig.2.55 Comparison between measured and calculated sound pressure levels, with coupling loss factor η_{ij} from ep.(2.42) (Speaker set in space①)

寸法が同一で、閉空間を構成しているパネルの板厚が異なる場合について閉空間内の音圧レベルを比較検討する。音源空間①の上部方向に隣接している閉空間④と⑦の音圧レベルについて、実験結果とSEA法の計算結果を比較してFig. 2.55に示す。ここで、閉空間①は板厚3.2mmのパネル、閉空間④は板厚1.6mmのパネル、閉空間⑦は板厚1.0mmのパネルで構成されている。この場合の板厚の異なるパネル間の結合損失係数は、2.3.3項のFig. 2.11からFig. 2.14に示したパネル間の平均透過率τ_mを用いて(2.42)式から求める。

Fig. 2.55においては、計算結果と実験結果との傾向は全周波数域において一致しているが、計算結果の方が実験結果よりも3～4dB大きくなっている。この原因としては、供試モデルの板厚の異なるパネル結合部が完全な剛結合になっておらず、結合部での平均透過率が理論値よりも低下していることが考えられる。そこで、平均透過率を理論値の50％、あるいは見方を変えて、(2.42)式においてパネル間の有効結合長さが実測長の50％に低下したと仮定して計算すると、Fig. 2.56に示すように、実験結果と計算結果とは良く一致するようになる。(2.42)式と(2.3)式より、パネル結合部の平均透過率が50％低下すると、結合損失係数η_{ij}は1/2、要素への伝達パワーP_{ij}も1/2に低下する。この結果、要素の振動エネルギが1/2になり、(2.9)式と(2.11)式より要素の振動加速度レベルは3dB低下することになる。すなわち、パネル間のエネルギの平均透過率の低下により、要素に伝達される振動・音響エネルギが低下することによってパネル要素の振動加速度レベルあるいは音場要素の音圧レベルが低下する。

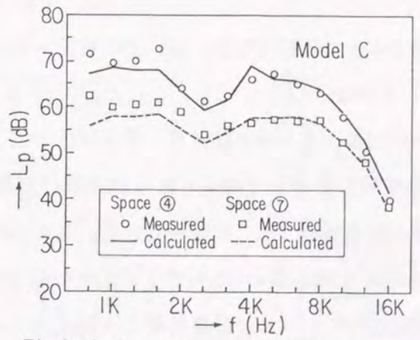


Fig.2.56 Comparison between measured and calculated sound pressure levels, with coupling loss factor $0.5\times\eta_{ij}$ from ep.(2.42) (Speaker set in space①)

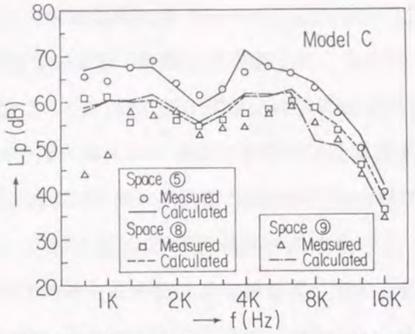


Fig.2.57 Comparison between measured and calculated sound pressure levels, with coupling loss factor $0.5 \times \eta_{ij}$ from ep.(2.42) (Speaker set in space①)

この結果より、板厚の異なるパネルで構成されている鋼板構造物の場合、SEA法の計算精度には、パネル要素間の結合損失係数の推定精度が重要であることがわかる。SEA法の実構造物への適用においては、全ての要素結合部について結合損失係数を実験的に求めることは不可能であるので、2.3.3項で示したように、要素間の結合形式に対応した平均透過率を解析的に算出して結合損失係数を推定する。この結合損失係数を用いた計算結果と実験結果とを比較することによって、適用構造別、例えば一般鋼船、アルミ船、FRP船などの構造および材料の異なる構造別に平均透過率を実験的に求めて利用する方法が有効であると考えられる。

次に、閉空間の容積の異なる3つの閉空間⑤、⑧、⑨の音圧レベルについて、実験結果とSEA法の計算結果を比較してFig. 2.57に示す。ここで、Fig. 2.24に示したモデルCの閉空間⑤と⑥との間には間仕切りパネルは存在せず、閉空間⑤と⑥とで1個の閉空間を構成している。したがって、閉空間⑤と⑥とで構成される閉空間の容積を基準にすると、閉空間⑧の容積は1/4、閉空間⑨の容積は1/16になっている。また、Fig. 2.56の検討結果から、パネル結合部の平均透過率を理論値の50％と仮定して計算を行っている。

Fig. 2.57より、各閉空間の音圧レベルの計算結果と実験結果とは良く一致しており、大きさの異なる閉空間で構成されるモデルにおいてもSEA法の計算を適用できることがわかる。ただし、最も小さな閉空間⑨では、閉空間の寸法と音の波長との関係から決定される最低次の固有振動モードが717Hzとなるために、中心周波数1kHzバンド以下の周波数域では平均化に必要なモード数が少なくなっている。このために、閉空間内で共振モードが

卓越しやすくなり、他の周波数域の実験結果と異なる傾向を示していると推定される。

したがって、パネルの板厚および閉空間の容積の異なるモデルCにおいて、閉空間が音響加振される場合、パネル結合部の平均透過率を理論値の50％と仮定して計算を行うことによって、SEA法の計算精度は十分に実構造物の固体伝搬音計算に利用できるものであると言える。また、SEA法では、パネル結合部の平均透過率をSEAパラメータの1つとして任意に設定できるので、SEA法の計算結果と実験結果とを比較することによって、平均透過率を実験的に決定することができる。

(3) パネルの直接加振の場合

モデルCの閉空間①を構成するパネル10に直接小型起振器を取り付けて加振した場合の各閉空間の音圧レベルについて、実験結果と計算結果を比較してSEA法の計算精度を検討する。SEA法の計算では、加振源入力データとして、パネル要素10に実測振動加速度レベル値を与える。また、パネル結合部の平均透過率を、前述の音響加振の実験結果から、理論値の50％と仮定する。

Fig. 2.58に、閉空間①、④、⑦の音圧レベルの計算結果と実験結果を比較して示す。閉空間①の音圧レベルについては、ほとんどの周波数域において実験結果が計算結果より大きくなっている。この原因は、閉空間①に設置されている起振器自体から発生する音圧レベルの影響と推定される。しかし、閉空間④と⑦の音圧レベルについては、音響加振の場合と同様に、パネルの板厚の異なるモデルにおいても、計算結果と実験結果は全周波数域において良く一致している。

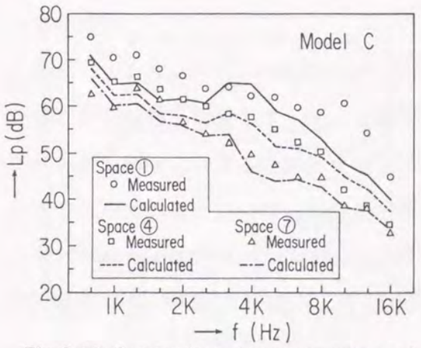


Fig.2.58 Comparison between measured and calculated sound pressure levels, with coupling loss factor $0.5 \times \eta_{ij}$ from ep.(2.42) (Exciter installed on panel 10)

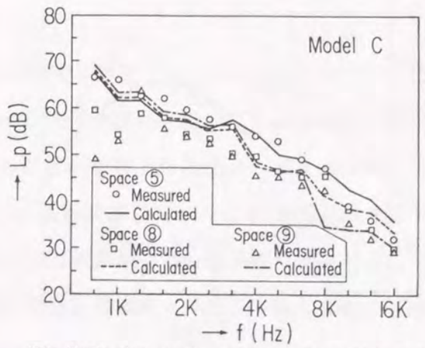


Fig.2.59 Comparison between measured and calculated sound pressure levels, with coupling loss factor $0.5 \times \eta_{ij}$ from ep.(2.42) (Exciter installed on panel 10)

Fig. 2.59に、閉空間⑤、⑧、⑨の音圧レベルの計算結果と実験結果を比較して示す。この場合にも、1kHz以下の周波数域を除くと、計算結果と実験結果はとは一致しており、音響加振の場合と同様に、大きさの異なる閉空間で構成されるモデルにおいてもSEA法の計算精度は十分であることがわかる。

したがって、パネルの板厚および閉空間の容積の異なるモデルCにおいて、パネルが直接加振される場合、パネル結合部の平均透過率を、音響加振の実験結果から得られたように、理論値の50％と仮定して計算を行うことによって、SEA法の計算精度は十分に実構造物の固体伝搬音計算に利用できるものであると言える。

(4) パネルの板厚変化による振動加速度レベルの変化

モデルCにおいて特定のパネルの板厚を変化させた場合、パネルの振動加速度レベルの変化を実験と計算によって検討する。Fig. 2.24に示したモデルCでは、パネル18、31は取り外し自由な構造となっている。最初に、パネル18の位置に板厚3.2mmのパネル、パネル31の位置に板厚1.6mmのパネルを取り付ける。そして、閉空間②に小型スピーカーを設置して音響加振を行う。次に、パネル18の位置に板厚1.6mmのパネル、パネル31の位置に板厚3.2mmのパネルを取り付け、同様に閉空間②で音響加振を行う。これらの実験において、パネル18は直接音響加振され、パネル31は構造物内を伝搬してきた振動、すなわち二次固体音によって加振される。

Fig. 2.60に、パネル18の板厚を3.2mmおよび1.6mmに変化させたときのパネルの振動加速度レベルの計測結果を示す。この場合、パネルを全周波数域で約90dBの一定音圧レ

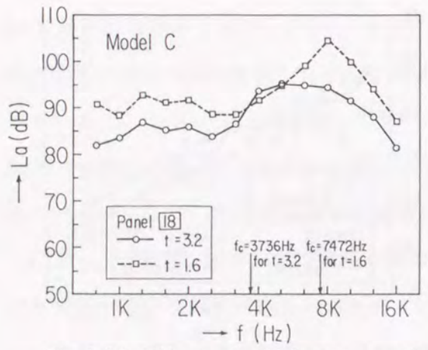


Fig.2.60 Effect of thickness on the acceleration level of a panel under air－borne sound excitation

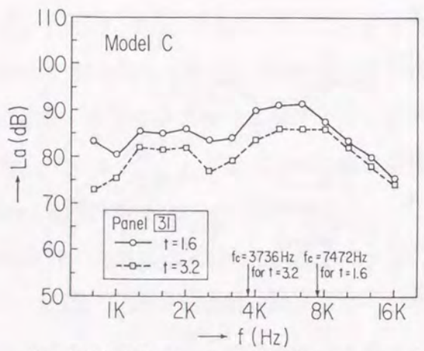


Fig.2.61 Effect of a thickness on the acceleration level of a panel under structure－borne sound excitation

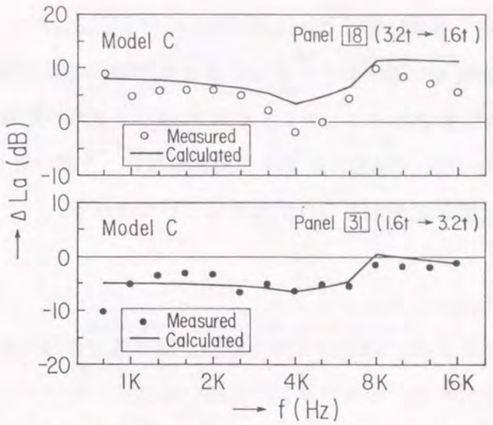


Fig.2.62 Measured and calculated acceleration level differences between a 1.6㎜ and a 3.2㎜ panel

ベルで音響加振すると、板厚の小さい方のパネルの振動加速度レベルが大きくなる。また、板厚1.6mmの場合には、限界周波数（f_c = 7472Hz）の存在する中心周波数8kHzの周波数バンドで振動加速度レベルはピークを示し、板厚3.2mmのパネル（限界周波数：f_c = 3736Hz）の場合には中心周波数4kHzの周波数バンドで振動加速度レベルはピークを示す。

Fig. 2.61に、パネル31の板厚を1.6mmおよび3.2mmに変化させたときのパネルの振動加速度レベルの計測結果を示す。この場合にも、板厚の小さい方のパネルの振動加速度レベルが大きくなっている。しかし、Fig. 2.60に示した直接音響加振されるパネルの場合とは異なり、限界周波数の存在する周波数バンドにおける振動加速度レベルのピークは現れていない。

Fig. 2.62に、パネルの板厚が変化したときの振動加速度レベルの変化量について、実験結果と計算結果を比較して示す。音響加振による限界周波数近傍のパネルの振動応答の変化および板厚変化による内部損失係数の変化の影響が無視できる場合、パネルに同一のパワーが供給されるときには、板厚が2倍になると振動加速度レベルは6dB減少することになる。Fig. 2.62より、中心周波数2.5kHz以下の周波数域では、板厚の変化に対応して振動加速度レベルが3～6dB変化している。実験結果と計算結果とは良く一致しており、SEA法の計算精度は、パネルの板厚変化に伴う振動加速度レベルの変化の計算についても、十分であると判断される。

2.6 固体伝搬音の解析・予測計算システム[30][33]

2.2節から2.5節の検討結果に基づいて、船舶および海洋構造物の実構造物を対象にした固体伝搬音の解析と予測計算を行うことができるSEA法による汎用計算プログラムを開発した。ここでは、本研究において開発した固体伝搬音の解析・予測計算システムの特徴と、これまでの解析・予測計算システムからの改良点について述べる。

2.6.1 システム構成

本解析・予測計算システムは、SEAモデル作成部、演算部、作図・結果出力部の3つのサブシステムで構成されている。各サブシステム間の結合は、データファイルのアクセスによって行われる。Fig. 2.63に全体システム構成を示す。

2.6.2 SEAモデル作成部

SEAモデル作成部では、モデルの構造データ（節点座標、要素定義、境界要素定義と境界条件定義）、材料特性データ、加振力データを読み込み、SEA計算モデルを作成する。本システムで取り扱える要素は、4節点で定義される四角形のパネル要素と8節点で定義される六面体の空間音場要素の2種類である。入力された構造データから、各要素間の結合形式

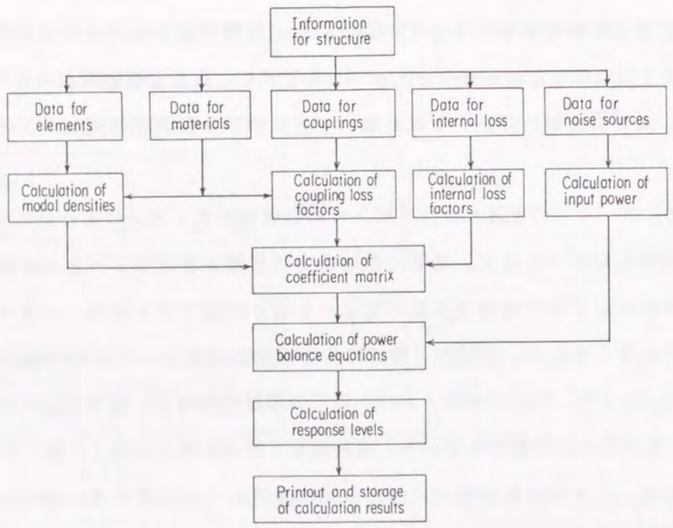


Fig.2.63 The principal data flow and computation chart of the SEA program

Table 2.4 Typical couplings between elements in the SEA program

Coupling between structual elements	
Panel → Panel	junction junction junction junction
Couplings between structual and acoustic elements	
Panel → Air space	
Air space → Panel	
Couplings between acoustic elements	
Air space → [Panel] → Air space	
Couplings of boundary elements	
Panel → [in the air, in the water]	
Air space → [Panel] → [in the air, in the water]	

と結合線長さまたは結合面積などの結合条件に関するデータを決定する。Table 2.4にSEAモデル作成部で決定される要素間の結合形式を示す。2.5節の模型実験の検討結果から、要素間の結合損失係数を実験結果を考慮して修正できるように、有効結合長さおよび有効結合面積を入力できるようにしている。また、2.2.3項、2.4節および2.5節の検討結果から、境界要素と境界条件を定義することによってモデル化構造から外部へ流出する損失パワーを境界要素の等価内部損失パワーで考慮できるようにしている。さらに、境界要素の定義において、海水と接するパネル要素を定義することによって、海中への音響放射および音響透過による損失パワーを境界要素の等価内部損失パワーとして考慮すると共に、水中放射音の計算も可能になっている。最終的には、SEA法による固体伝搬音計算に必要な5つのデータファイル、要素形状データ、材料特性データ、要素内部損失データ、要素間の結合損失データおよび起振力データを作成する。

2.6.3 演算部

演算部では、前述の5つのデータファイルから、SEAパラメータを算出して（2.1）式あ

るいは（2.21）式で定義されるパワーフロー平衡条件式の諸係数を求めた後、全要素についての連立方程式を解くことによって、各要素の振動加速度レベルまたは音圧レベルを求める。水中音に関しては、接水しているパネル要素の振動加速度レベルから水中放射音パワー、モデル内の音場要素の音圧レベルから水中透過音パワーを求める。水中音の計算法のについては、後の2.7.3項で詳細に述べる。

2.6.4 作図・結果出力部

作図・結果出力部では、モデルの節点座標と要素定義の構造データを用いてモデル形状をプロッターに作図出力してモデル化のチェックを行うことができる。この構造データは、構造解析用の汎用FEMポストプロッセサーの入力データに変換が可能であり、汎用FEMポストプロッセサーを用いてモデル形状をチェックすることができる。また、固体伝搬音の計算結果に対しては、各要素毎の振動加速度レベルまたは音圧レベルの1/1および1/3オクターブバンドスペクトル図、各周波数バンド別の振動加速度レベル分布または音圧レベル分布、振動加速度レベルおよび音圧レベルのコンター図を作成することができる。さらに、計算結果データファイルと実験結果データファイルとを結合することによって、暗振動、暗騒音、暗水中音の補正や計算結果と実験結果との比較を行うことができる。これらの作図結果や出力結果の具体例については、2.7節の船舶・海洋構造物の固体伝搬音解析において示す。

2.6.5 システムの制限

1つのSEA計算モデルで取り扱うことのできる要素数は計算機のメモリーの大きさによって制限される。現在の計算機の環境では、最大要素数は2000である。2000要素以上の大規模なモデルに対しては、複数の要素を1つの大きな要素に再定義することによって最大要素数を2000個以下に低減することができる。

固体伝搬音の解析における制限として、このモデルでは、曲げ波による振動エネルギの伝搬だけを取り扱っており、剪断変形などの縦波による振動エネルギの伝搬の影響を考慮することはできない。

2.7 船舶・海洋構造物への適用

これまでの検討結果をもとにして、船舶や海洋構造物の実構造物において、実験とSEA法を用いた固体伝搬音解析を行うことによって、固体伝搬音の伝達特性と計算精度を明らかにする。

2.7.1 ジャケット・ランチング・バージの固体伝搬音解析[27][29][33]

海洋構造物の1つである大型ジャケット・ランチング・バージを用いてデッキパネルの直接起振実験を行って、実構造物における固体伝搬音の伝達特性とSEA法による計算精度を明らかにする。

（1）ジャケット・ランチング・バージの概要[24]

実験対象構造物として、大型船舶とほぼ同一の大きさと構造を持ち、主機や補機などの機器類が少なく、また全体構造を1つの箱型鋼板構造物と見なすことができ、これまでの検討に用いた鋼構造モデルに比較的類似していることから、大型のジャケット・ランチング・バージを選んだ。

Fig. 2.64に、ランチング・バージの一般配置図を示す。主要目は、長さ198.12m、幅51.82m、深さ12.20m、載貨重量63,079tである。構造は、中央部に隔壁で区切られた通路があり、通路の両舷には34個のバラストタンクが配置されている。

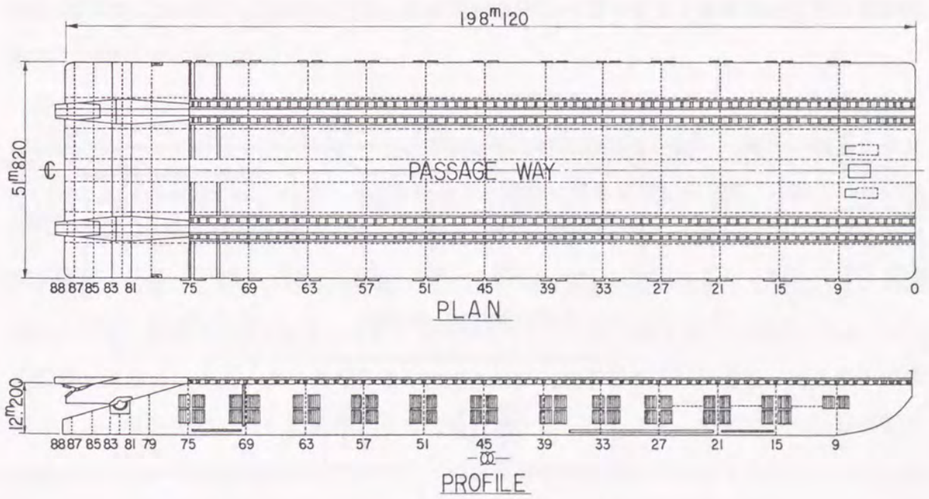


Fig.2.64 General arrangement of a Jacket Launching Barge

(2) 実験方法

岸壁に係船中のランチング・バージにおいて、タッピングマシン（B＆K3204）を起振源に用いて固体伝搬音の実験を行った。実験では、タッピングマシンをNo.13フレームの位置のUp Deck上に設置してデッキパネルを直接加振した。タッピングマシンは500gの重りが1秒間に10回落下することによって構造物を加振する機器であり、固体伝搬音の対象となる10kHzまでの周波数域の加振が可能である。

実験では、中央通路の壁面の振動加速度レベルと通路区画内の音圧レベルを計測した。振動加速度レベルの計測位置は、通路壁に沿って2フレーム毎の壁面パネル中央とし、音圧レベルの計測位置は隔壁で区切られた通路区画内の中央2か所とした。計測データをテープレコーダーに収録し、1/3オクターブバンドの周波数分析を行った。また、通路区画内でのスピーカー試験を実施して、区画内の平均吸音率を求めた。

(3) 計算モデル

計算では、Fig. 2.64に示したランチング・バージの中央通路区画だけを対象として、壁面で囲まれた1つの区画を1個の空間音場要素、この区画を構成する各隔壁を1個のパネル要素として取り扱い、全体を16個の空間音場要素と79個のパネル要素でモデル化した。要素総数は95個である。Fig. 2.65に、計算モデルを示す。モデル化において、通路の両舷にあるバラストタンクはモデル化の対象外の構造として取扱い、2.2.3項および2.4節の検討結果から、外部構造に流出するパワーを境界要素の等価内部損失パワーとして考慮した。

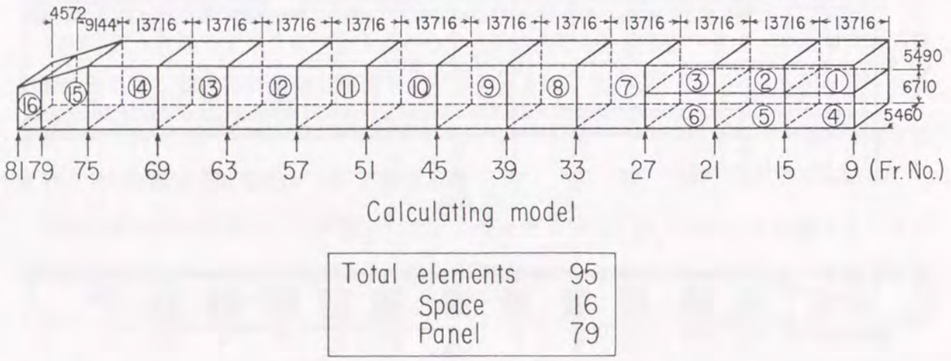


Fig.2.65 Calculating model for the passage way in the Jacket Launching Barge

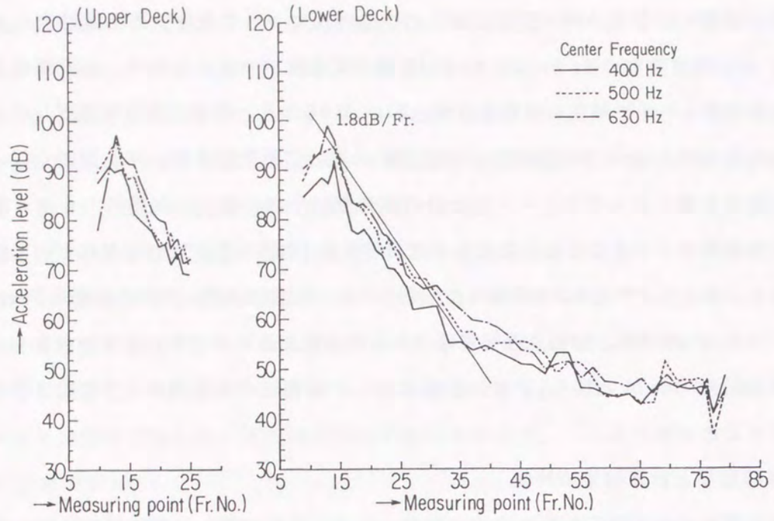
(4) 固体伝搬音の伝達特性

最初に、船体の船首尾方向の固体伝搬音の伝達特性について実験結果を検討する。Fig. 2.66に、中心周波数400Hzから5kHzの12個の周波数バンドについて、加振源からの壁面の振動加速度レベルの減衰の状態を示す。Fig. 2.66から、壁面の振動加速度レベルは加振源から約1.8dB/フレームで減衰し、加振源から離れて振動加速度レベルが低くなってくると暗振動の影響によってフレーム当たりの減衰量は小さくなり、加振源から遠く離れてしまうと暗振動のレベルになる。これらの減衰特性は12個の周波数バンドにおいて同じである。次に、タッピングマシンを設置した床面パネルの振動加速度レベルの分布をFig. 2.67に示す。Fig. 2.67より、加振点近傍ではパネルの振動加速度レベルの減衰が大きく、減衰量は約3.7dB/フレームとなり、Fig. 2.66に示した通路壁の減衰量に比べて約2倍の値になっていることがわかる。

(5) 実験結果と計算結果の比較

振動加速度レベルと音圧レベルの伝達特性に対する実験結果と計算結果を比較して計算精度を検討する。計算にはFig. 2.65に示したSEA計算モデルを用いて、加振源データとしてタッピングマシンを設置したデッキパネルの実測振動加速度レベルを用いた。また、パネル要素の内部損失係数には、Fig. 2.9に示した3.2mmのパネル単体実験結果からの推定値を用い、空間音場要素の内部損失係数は、実測した平均吸音率を用いて（2.35）式から計算によって求めた。さらに、Fig. 2.66の実験結果を参照して、計算結果に対して暗振動および暗騒音の補正を行った。

Fig. 2.68に中心周波数4kHzの周波数バンドでの振動加速度レベル、Fig. 2.69に同じ周波数バンドでの音圧レベルについて、実験結果と計算結果を比較して示す。振動加速度レベルと音圧レベルの両方について、実験結果と計算結果の減衰傾向は良く一致し、No.40フレーム位置までは（減衰量/フレーム）値は同じである。しかし、No.40フレーム位置より加振源から離れるに従って（減衰量/フレーム）値は実験結果の方が小さくなる。この原因としては、各通路区画の隔壁には出入り口があり、その開口部を通じて伝達されるパワーの影響、両舷のバラストタンクを伝達してくるパワーの影響および暗騒音、暗振動の影響が考えられる。すなわち、加振源からの伝達距離が長くなるに従ってパワーの伝達経路が複雑になり、モデル化されていないパワーの伝達経路の影響が現れてくるものと推定される。これらの結果より、Fig. 2.64に示した大型の海洋構造物のランチング・バージの中央通路区画だけを対象とした簡易モデルにおいて、バラストタンクに流出するパワーを境界



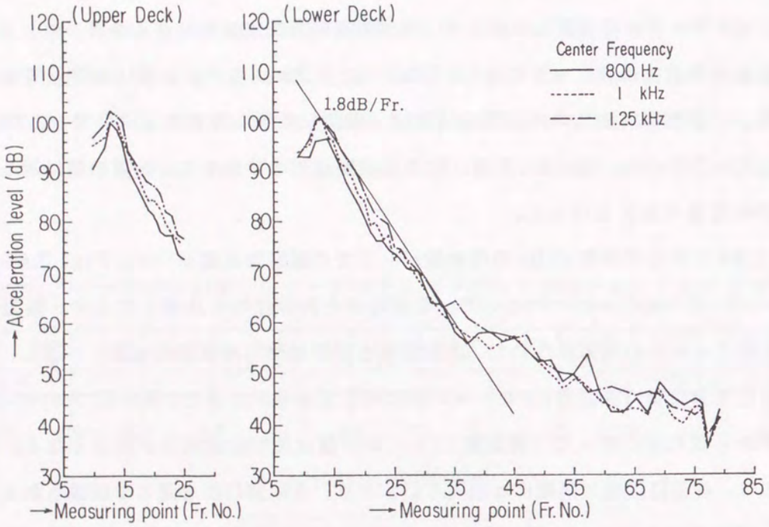
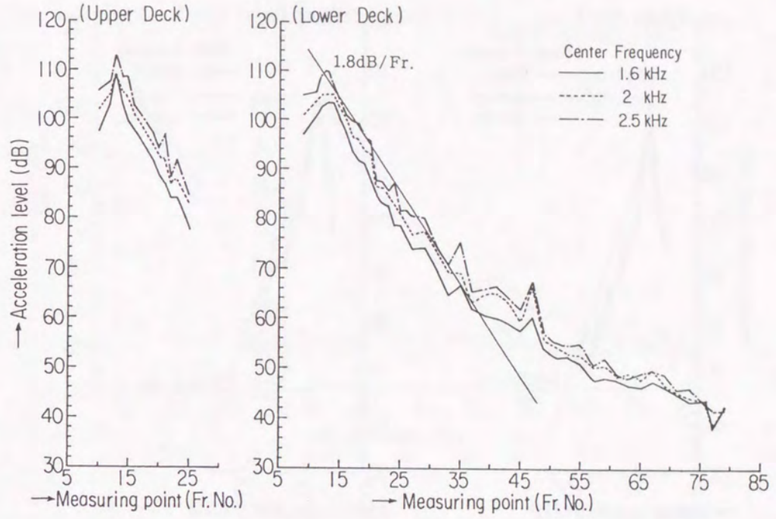


Fig.2.66 – 1 Measured acceleration levels at longitudinal bulkheads



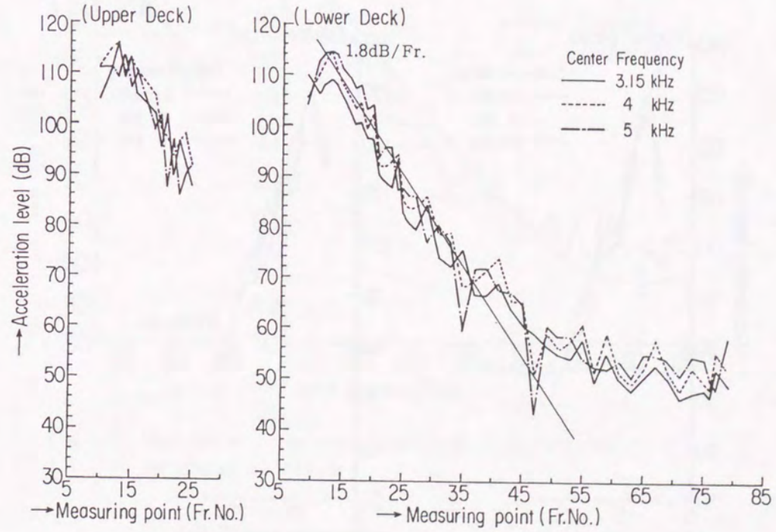
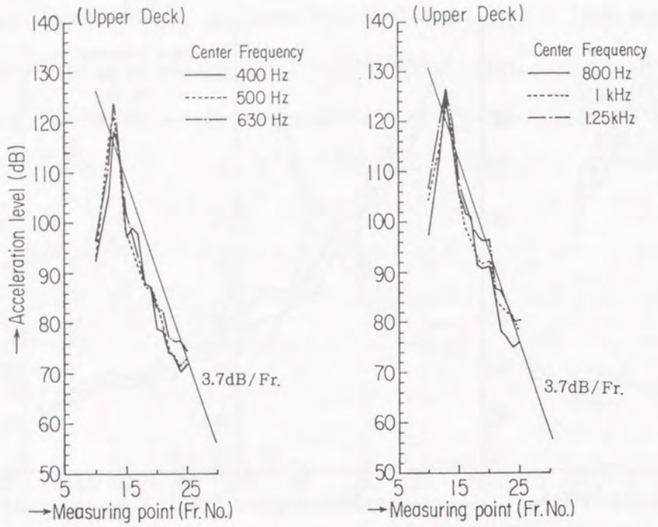


Fig.2.66 – 2 Measured acceleration levels at longitudinal bulkheads



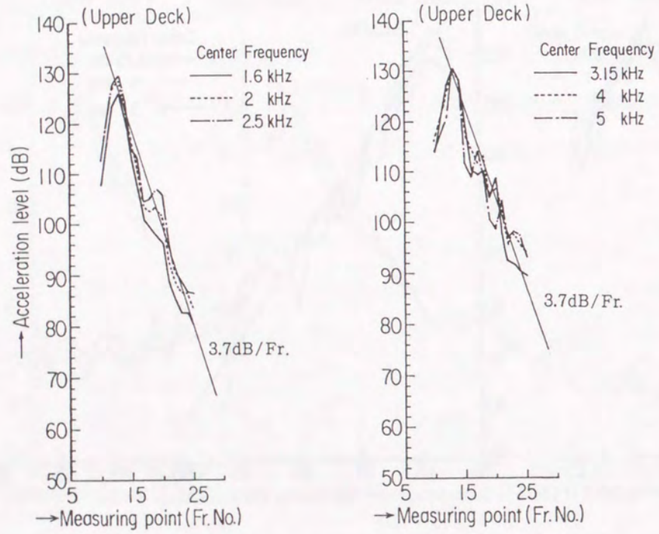
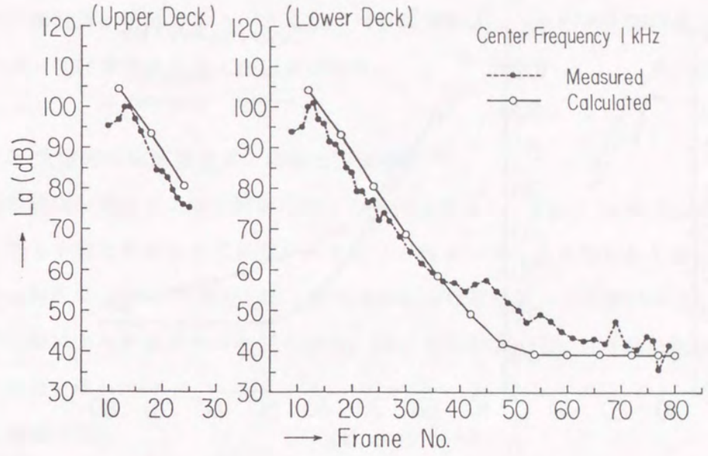


Fig.2.67 Measured acceleration levels at the floor on which the tapping machine is installed



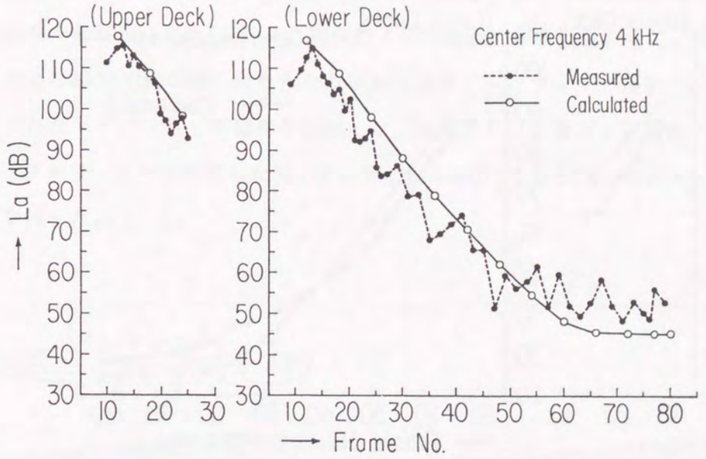


Fig.2.68 Comparison between measured and calculated acceleration levels

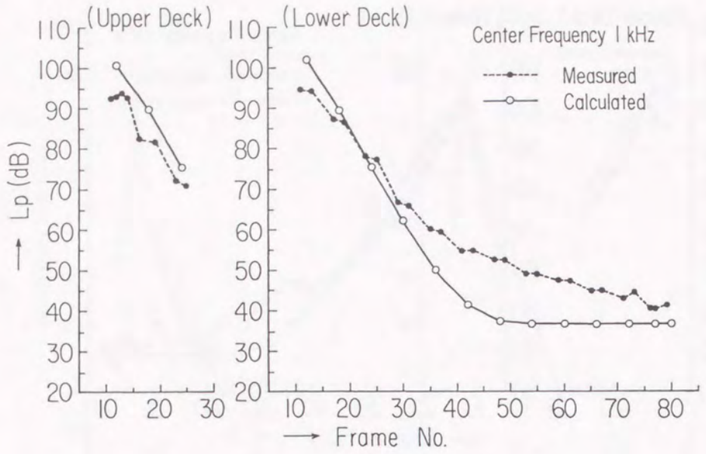


Fig.2.69 Comparison between measured and calculated sound pressure levels

要素の等価内部損失パワーとして考慮することによって実用的な精度で固体伝搬音の解析および予測計算が可能である。さらに、バラストタンクを含めた全体構造をモデル化することによって計算精度の向上が可能である。

2.7.2 大型船の船底構造部の固体伝搬音解析[33]

実船の固体伝搬音の実験や解析に関する報告は少なく、またSEA法による実用的な精度についても十分に検討されていない。そこで、長さ130mの大型船舶の船底構造部の固体伝搬音の解析にSEA法を適用して、実構造物におけるモデル化を検討すると共に、実験結果との比較により計算精度の検討を行う。SEA法の計算には、2.6節に紹介した計算プログラムを用いる。

(1) 実験方法

実験および解析対象構造物として、長さ130m、幅13.6m、深さ8.5m、排水量2,950tの大型船舶を選んだ。実験では、岸壁に係船中の船舶において、機関室内に設置されているディーゼル発電機（出力600kW、回転数1,200rpm）を単独運転して、機関室の二重底内底板および船体外板に取り付けられた振動加速度ピックアップで振動を計測、機関室内に設置されたマイクロホンで騒音を計測した。計測された振動および騒音データについては、テープレコーダーに収録した後、中心周波数250Hzから8kHzの1/1オクターブバンド分析を行った。

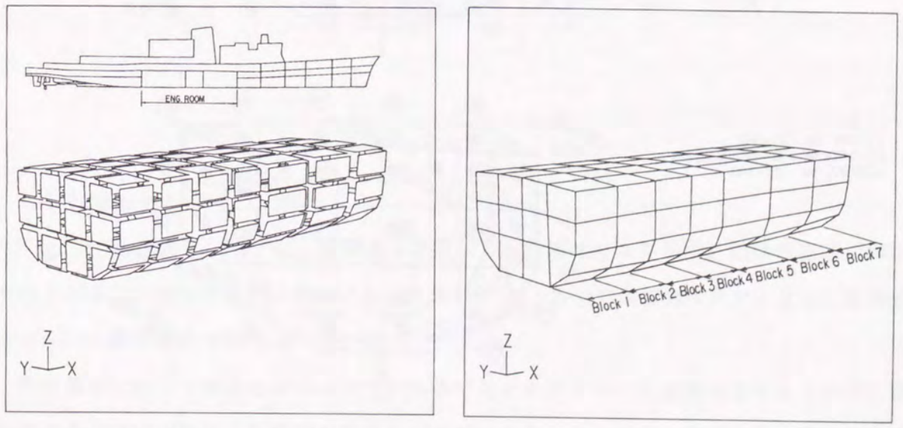


Fig.2.70 The SEA model for the engine room in an actual ship

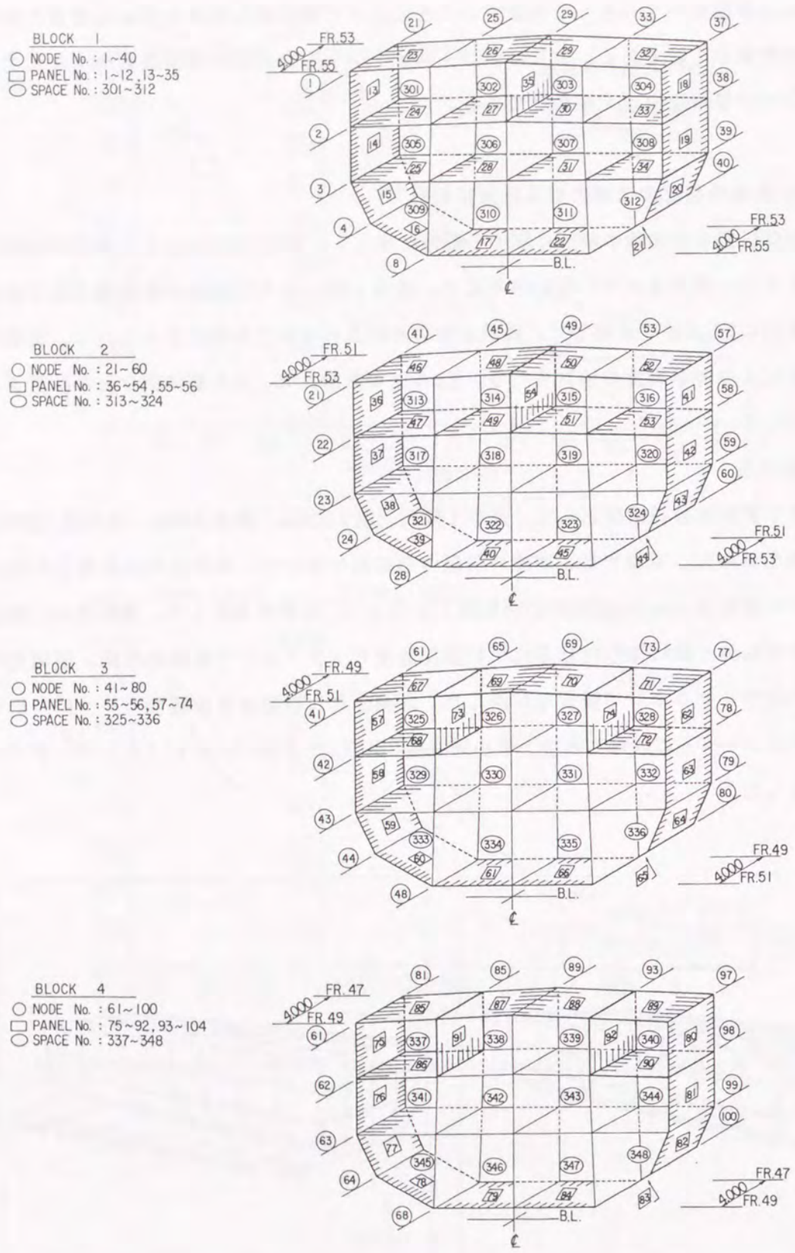


Fig.2.71－1 Details of the SEA model

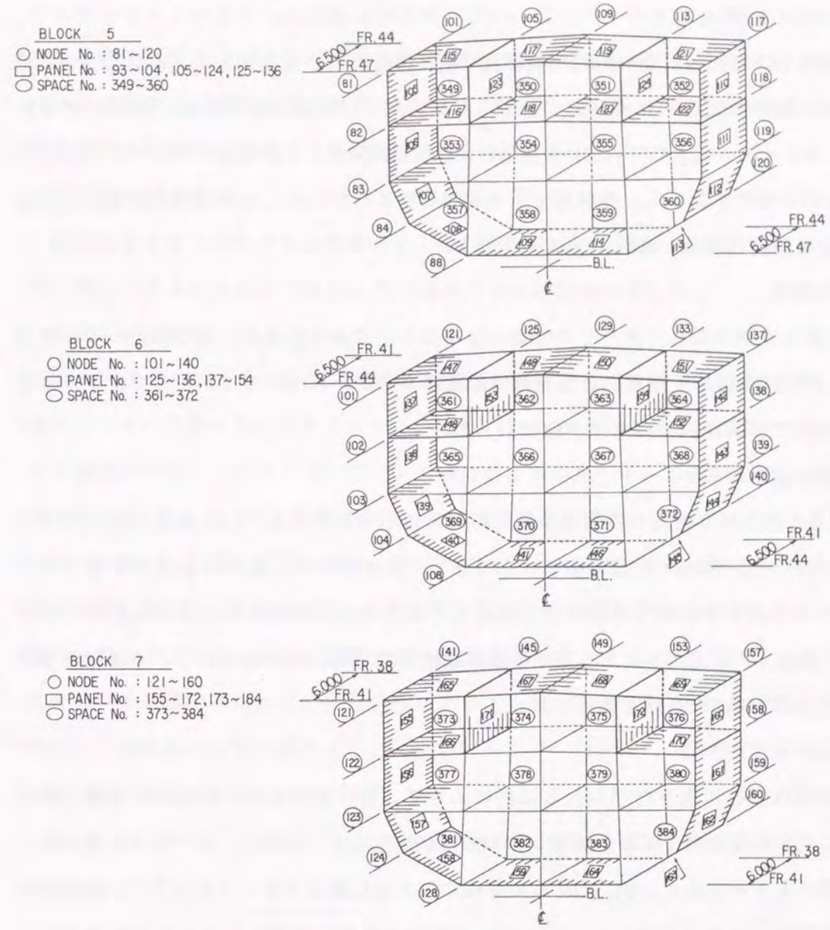


Fig.2.71－2 Details of the SEA model

(2) 計算モデル

Fig. 2.70 とFig. 2.71 に、機関室を対象にした計算モデルを示す。固体伝搬音の解析を行うために、機関室を184個のパネル要素と27個の空間音場要素でモデル化し、要素総数は211、節点総数160となった。

実船構造に対して構造部材および空間を全てモデル化することは不可能であるので、実験結果との対応が取れる範囲での簡易化が必要である。ここでは、モデル化に際して、以下の簡易化を行った。

①モデル化の範囲

振動加速度および騒音計測の範囲が機関室区画に限られていることから、Fig. 2.70に示したように、船首尾方向には機関室の範囲、甲板方向には船底から上甲板の範囲を対象にモデル化した。モデル化されていない船首側および船尾側構造と上部構造に対しては、2.2.3項および2.4節の検討結果から、機関室モデルの境界要素において、これらの外部構造に流出するパワーを等価内部損失パワーとして考慮した。

②要素の種類

2.6節で新しく開発したプログラムで取り扱うことができる要素は、四辺形のパネル要素と多面体（最大20面体）の空間音場要素の2種類である。したがって、ここではパネル要素と空間要素で機関室構造のモデル化を行った。

③要素間の結合形式

Table 2.4に示したパネル要素間の結合形式に対しては、Fig. 2.11からFig. 2.14に示した曲げ波のランダム入射透過率だけを考慮した。すなわち、固体伝搬音に影響するのは曲げ波のエネルギの伝搬だけであり、縦波などの他の波によるエネルギの伝搬は小さいと仮定して無視した。さらに、2.5節の模型実験結果から得られたように、パネル結合部の平均透過率を理論値の50％と仮定した。

④機械類の重量の影響

機械類が船体構造に取り付けられることによって、船体構造部材の局部的な重量や剛性が変化してパネル要素内の振動加速度レベル分布が変化する。しかし、各パネル要素が持っている振動エネルギ（$\omega_0^2 E_p = \rho_p'' S\langle\alpha^2\rangle$）の変化に対する影響は小さいと仮定して、機械類の重量および剛性の影響を無視した。そして、実船内の振動加速度レベルの計測位置については、できるだけ機械類の重量および剛性の影響の少ない場所を選定した。

⑤スチフナの影響

パネル要素がスチフナ付きパネルの場合には、要素内の剛性分布によって振動加速度レベル分布が変化すると共に音響放射効率も変化する。しかし、要素分割の基本位置をウェブフレーム位置（大骨位置）および甲板位置として、パネル要素間の結合部にある大型のスチフナは集中質量としてモデル化し、パネル要素内にある小型のスチフナを無視することによって、パネル要素を均一パネルでモデル化した。

⑥水中への音響放射の影響

船体外板から水中に放射される音響パワーの損失を考慮するために、接水しているパネル要素に対しては水中への音響放射損失パワー、このパネル要素を介して水中と結合している空間音場要素に対しては水中への透過損失パワーを等価内部損失パワーとして考慮した。この場合の音響放射率の計算には、(2.32) 式に示したG.Maidanikの式に海水の音響抵抗値を用いた。

⑦曲面の取り扱い

船体構造を全て平面パネルでモデル化し、結合線は全て直線とした。曲面の場合には、4個の節点で囲まれる平面で近似して四辺の寸法と面積を決定した。

⑧要素の分割法

SEA法を用いる場合、計算結果の信頼性は対象とする周波数帯域に存在するモード数に関係し、モード数が多いほど増大する。文献（12）によると、船舶のような板構造物における適用限界は、1/1オクターブバンド内のパネル要素のモード数N_pが$N_p \geq 15 \sim 20$である。(2.22) 式より、パネル要素のモード数は、パネル要素の面積に比例して板厚に反比例する。本モデルの場合には、パネル要素のモード数がSEA法の適用範囲になるように、船首尾方向は2フレーム幅（約4m）を基準とし、甲板方向は甲板高さ（約4m）を基準に要素の分割を決定した。また、要素分割を細かくせずにエネルギの主要な伝達経路をモデル化において考慮するために、実構造物において一部の不連続な壁については、その位置を要素の分割に合わせて移動させた。

⑨付加水質量の影響

接水しているパネル要素に対しては、(2.22) 式の代わりに (2.62) 式を用いてモード数N_pを求めた[34]。

$$N_p = \frac{S}{4\pi}\sqrt{\frac{\rho_p''(1+\varepsilon)}{B'}}\,\Delta\omega \tag{2.62}$$

ここで、

S：平板の面積（m^2）

$\rho_p'' = \rho_p h$：平板の面密度（kg/m^2）

ρ_p：平板の密度（kg/m^3）

h：平板の板厚（m）

$B' = \dfrac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$：平板の曲げ剛性（Nm）

E：ヤング率（N/m^2）

ν：ポアソン比

$\varepsilon = \frac{\rho_\omega}{\rho_p}\frac{a}{h}\frac{1}{\pi\sqrt{1+(a/b)^2}}$：付加水質量係数

a　：平板の幅(m)

b　：平板の長さ(m)

ρ_ω：水あるいは海水の密度(kg/m^3)

(3) 振動加速度レベルの計算結果と実験結果

機関室内のディーゼル発電機を単独運転した時の船底構造部材の振動加速度レベルについて、計算結果と実測結果を比較して計算精度を検討する。Fig. 2.72に実船の左舷側機関室の船底構造、内底板（Tank Top Plate)、船体外板（Hull Plate)、隔壁（Bulkhead)を示す。図中には、ディーゼル発電機の位置、計算モデルの要素分割と要素番号を示す。

固体伝搬音の入力音源として、ディーゼル発電機の機械台から船底構造に伝搬する振動とディーゼル発電機から直接に機関室内に放射される音圧の2つを取り扱う。振動に対する計算の入力には、ディーゼル発電機が設置されている近傍の内底板で実測した振動加速度レベル（10点）の平均値を音源位置に対応しているパネル要素（No.45）に与えた。Fig. 2.73に入力データに用いた振動加速度レベルを示す。また、音圧に対する計算の入力には、機関室内で実測した音圧レベル（7点）を各測定位置に対応している空間音場要素に与えた。Fig. 2.74に入力データに用いた音圧レベルを示す。

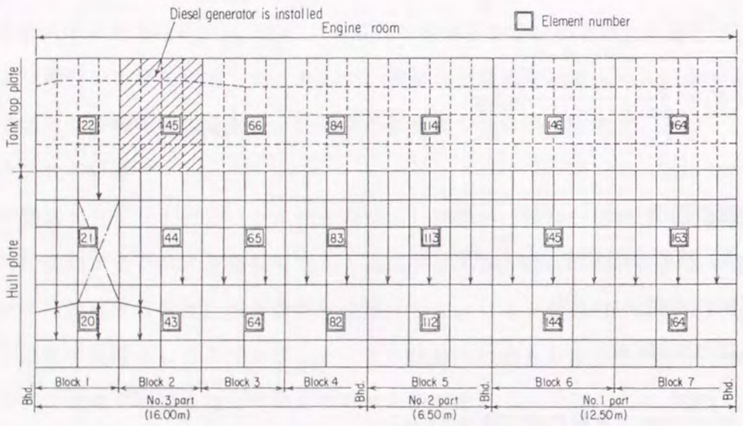


Fig.2.72 Engine room arrangement and corresponding elements

①船体外板および内底板の振動加速度レベル

Fig. 2.75からFig. 2.78に、船体外板の振動加速度レベルの計算結果と実験結果を比較して示す。周波数範囲は、250Hzから8kHzとした。また、Fig. 2.79からFig. 2.82に、二重底内底板の振動加速度レベルの計算結果と実験結果を比較して示す。

SEA法の計算結果は、Fig. 2.72に示した船底構造を21個のパネル要素でモデル化した各パネル要素内の平均振動加速度レベルである。一方、実験結果は、各パネル要素内の一か所の代表点で測定された振動加速度レベルある。また、文献（12）の実船の船体外板の振動加速度レベルの計測結果では、スチフナ位置とパネル中央位置の振動加速度レベル差

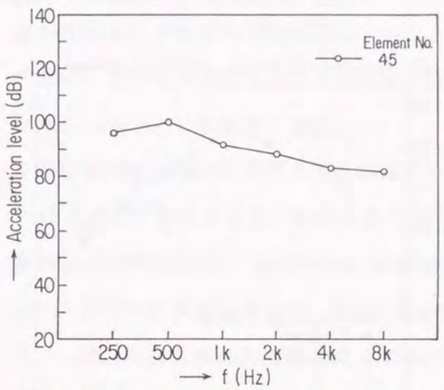


Fig.2.73 Input acceleration levels for the panel element

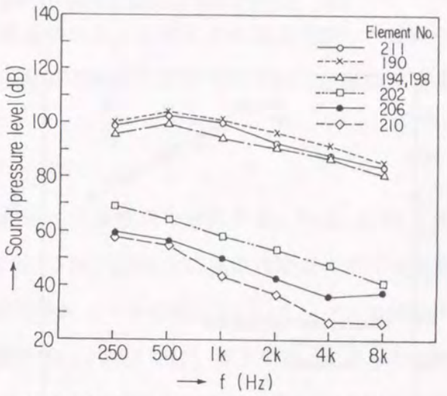


Fig.2.74 Input sound pressure levels for the acoustic elements

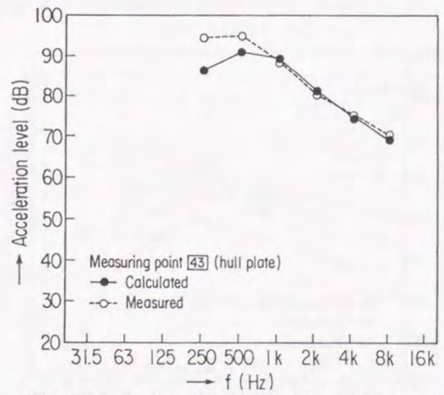


Fig.2.75 Comparison between measured and calculated acceleration levels in the actual ship

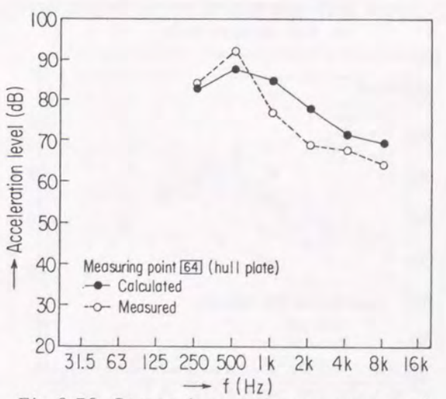


Fig.2.76 Comparison between measured and calculated acceleration levels in the actual ship

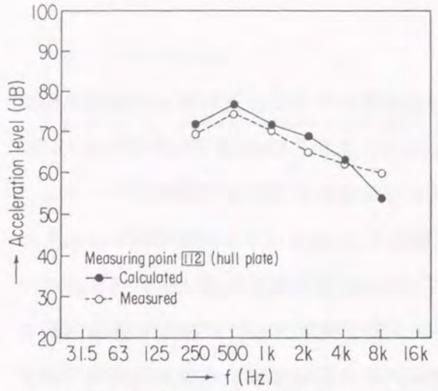


Fig.2.77 Comparison between measured and calculated acceleration levels in the actual ship

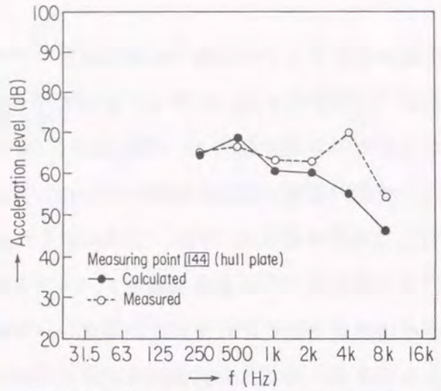


Fig.2.78 Comparison between measured and calculated acceleration levels in the actual ship

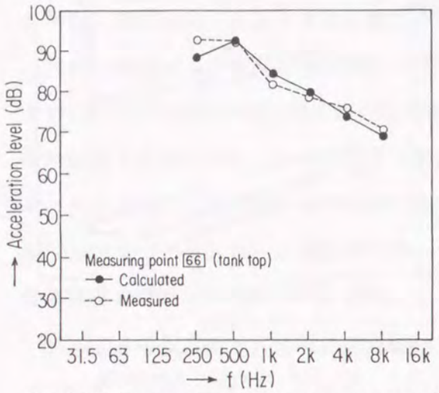


Fig.2.79 Comparison between measured and calculated acceleration levels in the actual ship

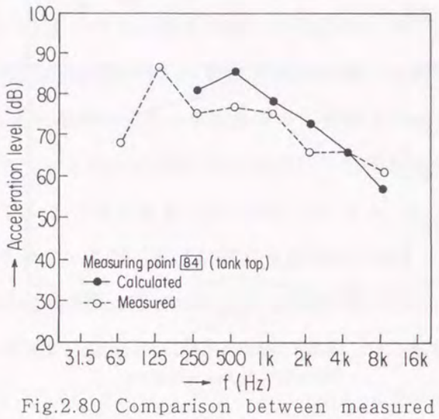


Fig.2.80 Comparison between measured and calculated acceleration levels in the actual ship

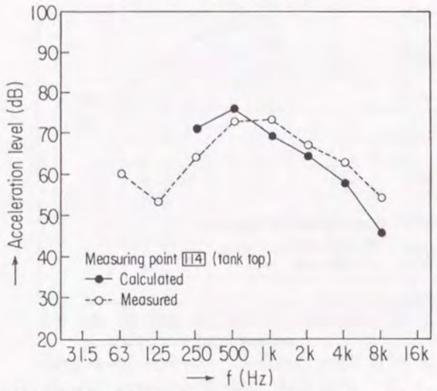


Fig.2.81 Comparison between measured and calculated acceleration levels in the actual ship

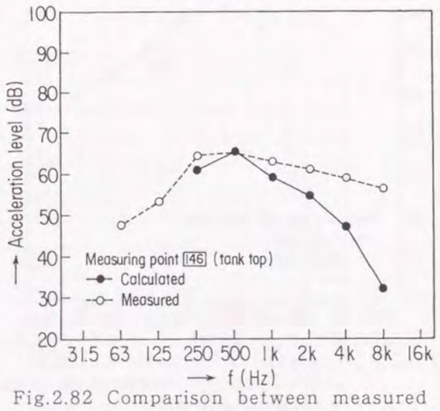


Fig.2.82 Comparison between measured and calculated acceleration levels in the actual ship

が±5dBである。これらから判断して、実船におけるSEA法の計算精度の目安を±5dBと考えると、船体外板および内底板の計算結果と実験結果は、前述した計算モデルの簡易化にもかかわらず、各周波数とも良く一致していると言える。

しかし、いくつかの計測位置あるい周波数において、計算結果と実験結果とのレベル差が±10dB以上の場合が存在する。実船実験では、ディーゼル発電機を運転することによって、これに付属するポンプなどの機器類の振動や配管の振動が二次的に発生する。したがって、計算結果と実験結果とのレベル差の主原因としては、船体外板および内底板に取り付けられている小型機器や配管の支持の振動であると考えられる。

これらの結果から、大型船舶の固体伝搬音の解析にSEA法が有効であり、特に複雑な構造を簡易化して計算モデルを構築することが重要であると言える。本論文で示した簡易化の方法とこのモデルによる計算結果は、固体伝搬音の解析において実用的な計算精度を得るための目安として有効である。

②船体外板および内底板の振動加速度レベル分布

SEA法の計算によって、船底構造の固体伝搬音の伝搬特性を解析する。Fig. 2.83に船体外板の振動加速度レベル分布の計算結果を示し、Fig. 2.84に二重底内底板の振動加速度レベル分布の計算結果を示す。船体外板の振動加速度レベルは約1.5dB/フレームで減衰する。一方、内底板の振動加速度レベルは、周波数8kHz以外では、約2.5dB/フレームで減衰する。音源であるディーゼル発電機が設置されている内底板の方が船体外板よりも振動加速度レベルの減衰が大きい。この結果は、2.7.1項のジャケット・ランチング・バージの結果と同じ傾向を示している。すなわち、加振源であるディーゼル発電機から直接的に振

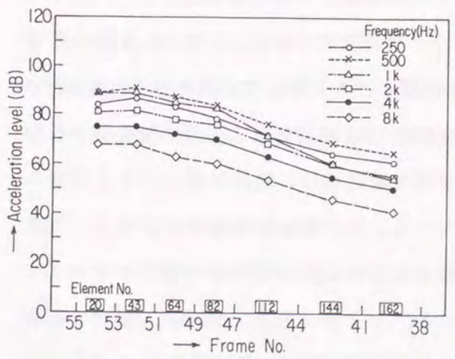


Fig.2.83 Acceleration level distribution on the hull plates

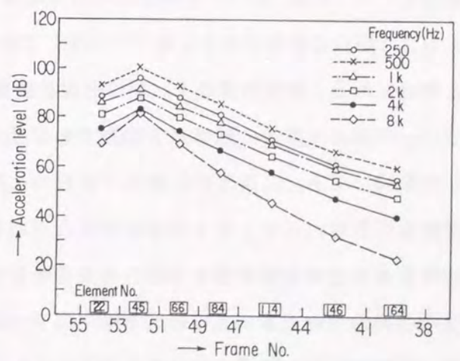


Fig.2.84 Acceleration level distribution on the tank top plates

動が伝達される内底板ではフレーム当たりの振動加速度レベルの減衰が大きく、加振源から離れることによって加振源からの振動の伝達経路が多様化している船体外板ではフレーム当たりの振動加速度レベルの減衰が小さい。

③二次固体伝搬音の影響

機関室内のように騒音発生源から直接に室内へ放射される音圧レベルが100dB以上となるような音圧レベルの非常に大きな場所では、騒音発生源から船体構造へ振動として直接に伝達される振動エネルギに比べて、室内に形成された音場の音圧によって船体構造に誘起される振動によって伝達される振動エネルギが無視できなくなると推定されている。騒音発生源からのエネルギ伝達過程において、前者は一次固体伝搬音、後者は二次固体伝搬音と定義されている。しかし、これまでの船舶の騒音の解析方法[6]では、一次固体伝搬音と二次固体伝搬音を同一手法によって解析することができず、船内騒音に対する二次固体伝搬音の影響についてはほとんど検討が行われていない。

2.2節で述べたように、SEA法は構造体間および構造体と音場間との振動エネルギの伝搬を定式化しており、構造体の振動と音場の音圧を同一に取り扱うことができる。本論文では、SEA法の計算によって、船底構造の固体伝搬音に対する二次固体伝搬音の影響を解析する。

固体伝搬音の入力音源として、ディーゼル発電機の機械台から船底構造に伝搬する振動とディーゼル発電機から直接に機関室内に放射される音圧の2つを取り扱うことによって、二次固体伝搬音の影響を解析する。

Fig. 2.85からFig. 2.88に、計算モデルに実測振動加速度レベル（Fig. 2.73）と実測音圧レベル（Fig. 2.74）を同時に入力した場合の計算結果と実測振動加速度レベルだけを入力した場合の計算結果を比較して示す。この2つの計算結果の差が二次固体伝搬音の影響と考えられる。計算結果から、船体外板の振動加速度レベルに対して、周波数500Hz以下では一次固体伝搬音の影響が支配的であるが、周波数1Hz以上では二次固体伝搬音の影響が支配的になる。二次固体伝搬音が支配的になる周波数帯域は、船体外板のパネル要素の音響放射効率が大きくなる周波数帯域と対応している。この周波数帯域では、パネル要素の振動から空間音場要素の音圧へのエネルギの変換および空間音場要素の音圧からパネル要素の振動へのエネルギの変換が効率良く行われる。したがって、二次固体伝搬音の影響は、騒音発生源の音圧レベルの大きさと船体構造の音響放射効率、言い替えると、(2.29)式より明らかなように、パネル要素の曲げ剛性および面密度によって決定される。二次固

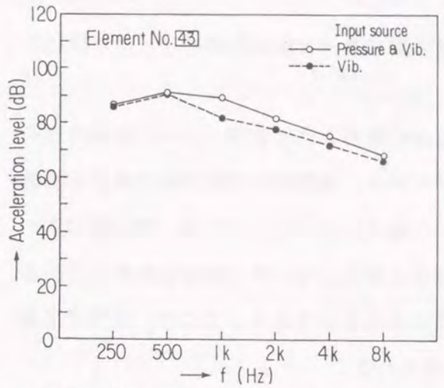


Fig.2.85 Comparison between input conditions for the SEA model

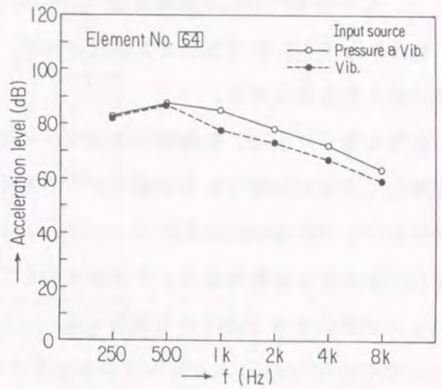


Fig.2.86 Comparison between input conditions for the SEA model

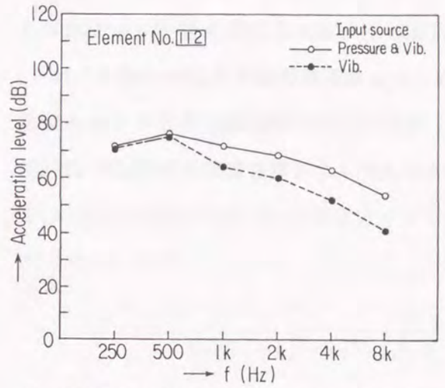


Fig.2.87 Comparison between input conditions for the SEA model

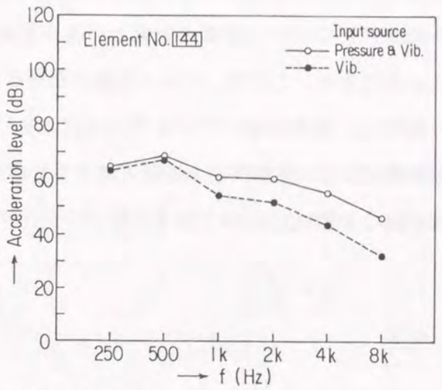


Fig.2.88 Comparison between input conditions for the SEA model

体伝搬音の影響を低減するためには、騒音発生源の音圧レベルを小さくするための遮音カバーの設置だけでなく、船体構造の特性も考慮しなければならない。

2.7.3 水中放射雑音の予測

これまでに検討してきたSEA法による固体伝搬音計算と放射音計算を組み合わせて、船体からの水中放射音を計算するプログラムを開発し、計算結果と実船実験結果とを比較することによって計算精度を検討する。さらに、この計算プログラムを用いて水中放射音の特性を解析する。

(1) 水中音響パワーの計算方法

船体から水中に伝達される音響パワーは、透過音響パワーと放射音響パワーとに分けて取り扱うことができる。

透過音響パワーは、主機関や発電機から機関室内に放射された音響パワーが船体外板を透過して水中に伝達される音響パワーである。すなわち、機関室の空間音場要素から船体外板のパネル要素の非共振モードによって水中に伝達されるパワーである。喫水線以下の船側外板および船底外板のパネル要素を介して水中と結合している空間音場要素の音圧とパネル要素の音響透過率から透過音響パワーを求めることができる。ここで、空間音場要素の音圧はSEA法による固体伝搬音計算から求められる。

一方、放射音響パワーは、主機関や発電機から船体構造に伝達された固体伝搬音による船体外板の振動によって水中に放射される音響パワーである。喫水線以下の船側外板および船底外板のパネル要素の振動とパネル要素の音響放射効率から放射音響パワーを求めることができる。ここで、パネル要素の振動はSEA法による固体伝搬音計算から求められる。

最初に、透過音響パワーを求める方法を示す。閉空間内を拡散音場と仮定すると、閉空間を構成している壁面パネルに入射する音響インテンシティI^iは閉空間内の音圧pで（2.63）式のように表すことができる[31]。

$$I^i = \frac{\langle p^2 \rangle}{4\rho c} \tag{2.63}$$

ここで、

I^i ：壁面への入射音響インテンシティ（W/m^2）

$\langle p^2 \rangle$：空間内の２乗平均音圧（Pa^2）

ρ ：空気の密度（kg/m^3）

c ：空中の音速（m/s）

ρc：空気の音響抵抗（Ns/m^3）

パネル要素の音響透過率をτとすると、透過音響インテンシティI^tおよび透過音響パワーP_Tは（2.64）式と（2.65）式で求められる。

$$I^t = \tau I^i \tag{2.64}$$

$$P_T = I^t A \tag{2.65}$$

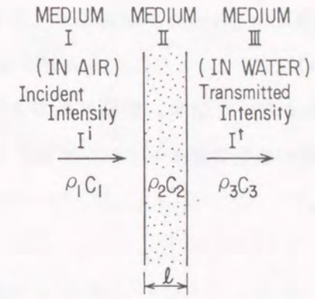


Fig.2.89 Sound transmission through 3 mediums

ここで、

I^t ：透過音響インテンシティ（W/m^2）

P_T：水中透過音響パワー（W）

τ ：パネル要素の音響透過率

A ：パネル要素の面積（m^2）

パネル要素の音響透過率τは、Fig. 2.89に示すように、媒質１を船体内の空気、媒質２を船体外板、媒質３を水または海水とする３つの媒質間の音響透過モデルを仮定すると、（2.66）式で求められる[32]。

$$\tau = \frac{4(R_3/R_1)}{(R_3/R_1+1)^2 - \left((R_2/R_1)^2-1\right)\left((R_3/R_2)^2-1\right)\sin^2 k_2 l} \tag{2.66}$$

ここで、

$R_1 = \rho_1 c_1$

$R_2 = \rho_2 c_2$

$R_3 = \rho_3 c_3$

k_2 ：波数$= 2\pi/\lambda_2$（1/m）

l ：パネル要素の板厚（m）

λ_2 ：媒質２内の音の波長（m）

ρ_1 ：媒質１の密度（kg/m^3）

c_1 ：媒質１内の音速（m/s）

ρ_2 ：媒質２の密度（kg/m^3）

c_2 ：媒質２内の音速（m/s）

ρ_3 ：媒質３の密度(kg/m^3)

c_3 ：媒質３内の音速(m/s)

次に、放射音響パワーを求める方法を示す。船側外板および船底外板のパネル要素の振動によって水中に放射される音圧の放射音響インテンシティI^rと放射音響パワーP_Rは（2.67）式と（2.68）式で求められる。

$$I^r = \sigma_r \rho_w c_w \langle v^2 \rangle \tag{2.67}$$

$$P_R = I^r A \tag{2.68}$$

ここで、

I^r ：放射音響インテンシティ(W/m^2)

P_R ：水中放射音響パワー（W）

σ_r ：パネル要素の音響放射効率

ρ_w ：水の密度(kg/m^3)

c_w ：水中の音速(m/s)

$\langle v^2 \rangle$: パネル要素の２乗平均速度((m/s)^2)

A ：パネル要素の面積(m^2)

最後に、船体から水中に伝達される水中音響パワーP_Wは、透過音響パワーP_Tと放射音響パワーP_Rの和で表わされ、（2.65）式と（2.68）式より（2.69）式で求められる。

$$P_W = P_T + P_R \tag{2.69}$$

(2) 水中音の計算方法

喫水線以下の船体外板の各パネル要素を音源と考えて、Fig. 2.90に示すように各パネル要素の中心に位相がランダムな点音源を仮定する。この点音源の音響パワーは、各パネル要素毎に（2.69）式で与えられるものとする。各点音源から水中の受音点までの水中音の

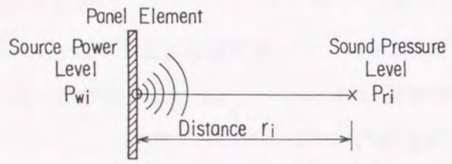


Fig.2.90 Sound radiation from the panel element

伝搬を半球面拡散と仮定すると、水中音響パワーP_{W_i}の点音源iから距離r_iの位置における水中音圧は（2.71）式で求められる。

$$I_{ri} = \frac{P_{W_i}}{2\pi r_i^2} \tag{2.70}$$

$$p_{ri}^2 = \rho_w c_w I_{ri} \tag{2.71}$$

ここで、

P_{W_i}: 点音源iの水中音響パワー(W)

I_{ri} ：点音源iから距離rの位置の水中音響インテンシティ(W/m^2)

p_{ri}: 点音源iから距離rの位置の水中音圧(Pa)

点音源が複数の場合には、受音点の位置(x,y,z)における水中音響インテンシティおよび水中音圧は（2.72）式と（2.73）式で求められる。

$$I_{xyz} = \sum_{i=1}^{n} I_{ri} = \sum_{i=1}^{n} \frac{P_{W_i}}{2\pi r_i^2} \tag{2.72}$$

$$P_{xyz}^2 = \rho_w c_w I_{xyz} \tag{2.73}$$

ここで、

(x,y,z) ：受音点の位置

(x_i,y_i,z_i)：点音源iの位置

r_i ：点音源iと受音点間の距離(m)

$r_i = \sqrt{(x-x_i)^2+(y-y_i)^2+(z-z_i)^2}$

P_{W_i} ：点音源iの水中音響パワー(W)

I_{xyz} ：受音点(x,y,z)の水中音響インテンシティ(W/m^2)

P_{xyz}: 受音点(x,y,z)の水中音圧(Pa)

船体外板の各パネル要素をパネル要素の中心位置にある１個の点音源と仮定して水中音の伝搬を計算する場合には、各パネル要素の近傍の位置では、音源よりも水中音圧が大きくなるような不合理が生ずる。この不合理をなくするために、各パネル要素の面積と等価な半球面の半径より小さい距離では音圧の減衰がない面音源と仮定し、半径より大きな距離では点音源からの拡散減衰と仮定する。

パネル要素の面積がA_iで水中音響パワーがP_{W_i}の点音源iの水中音響インテンシティI_iは、(2.74) 式で与えられる。

$$I_i = \frac{P_{W_i}}{A_i} \tag{2.74}$$

受音点(x,y,z)での水中音響インテンシティI_{xyz}は、(2.70) 式から (2.75) 式のように表すことができる。

$$I_{xyz} = \frac{P_{W_i}}{2\pi r_i^2} \tag{2.75}$$

ここで、$I_{xyz} \geq I_i$の場合には、$I_{xyz} = I_i$とする。すなわち、(2.74) 式と (2.75) 式から$r_i^2 \leq A_i / 2\pi$の距離以内ではパネル要素は面音源となり距離減衰がないものとする。

透過音響パワーおよび放射音響パワーによる水中音圧についても、(2.71) 式と (2.73) 式を用いることによって別々に計算することができる。

また、水中音の伝搬において拡散減衰の他に、水中での音の吸収などによる超過減衰を考慮する場合には、単位距離 (1m) 当たりの減衰$d(f)$を周波数の関数で与えることによって (2.76) 式で水中音響インテンシティを計算できる。水中音響インテンシティから、超過減衰を考慮した水中音圧を (2.77) 式のように求めることができる。

$$I_{r_i}^d = I_{r_i} \times 10^{-d r_i} \tag{2.76}$$

$$(p_{r_i}^d)^2 = \rho_w c_w I_{r_i}^d \tag{2.77}$$

ここで、

$I_{r_i}^d$ ：超過減衰を考慮した水中音響インテンシティ(W/m^2)

$d(f)$：減衰係数$(1/m)$

r_i ：点音源iからの距離(m)

$p_{r_i}^d$ ：超過減衰を考慮した水中音圧(Pa)

最後に、計算された水中音圧は、水中音圧の基準値を用いてデシベル表示され、(2.78) 式のように水中音圧レベルに変換される。

$$L_{pw} = 10 \log \frac{\langle p_w^2 \rangle}{\langle p_{w0}^2 \rangle} \tag{2.78}$$

ここで、

L_{pw}：水中音圧レベル(dB)

p_w ：水中音圧(Pa)

p_{w0}：水中音圧レベルの基準値(Pa)

$p_{w0} = 10^{-6}(Pa)$

(3) 実験方法

実験および解析対象構造物として、長さ55.0m、幅9.4m、深さ4.2mの小型船舶を選んだ。実験では、岸壁に係船中の船舶において、機関室内に設置されている主機関を1/2出力（回転数550rpm）でアイドル運転した状態で、主機関および船体外板の振動加速度レベル、機関室内の音圧レベルと船側の水中音レベルを計測した。振動加速度レベルは主機関および船体外板に振動加速度ピックアップを取り付けて計測し、水中音レベルは船側から海中にハイドロホンを船底位置の深さに吊り下げて計測した。計測した振動加速度、音圧および水中音データを、中心周波数125Hzから16kHzの1/1オクターブバンドレベルで分析した。また、実験時には、暗振動、暗騒音、暗水中音の計測も行った。

(4) 計算モデル

Fig. 2.91に船体構造のSEA計算モデルを示す。上甲板、船側外板、船底外板および隔壁は均一なパネル要素でモデル化し、機械室、発電機室およびポンプ室等の空間は空間音場要素としてモデル化した。トランス部材およびロンジ部材は、パネル要素の結合部に梁要素として付加した。また、モデル化の範囲は、船首尾方向の振動加速度レベル分布と水中音レベル分布が求められるように船体全体とし、4フレームまたは5フレーム間隔（約2m

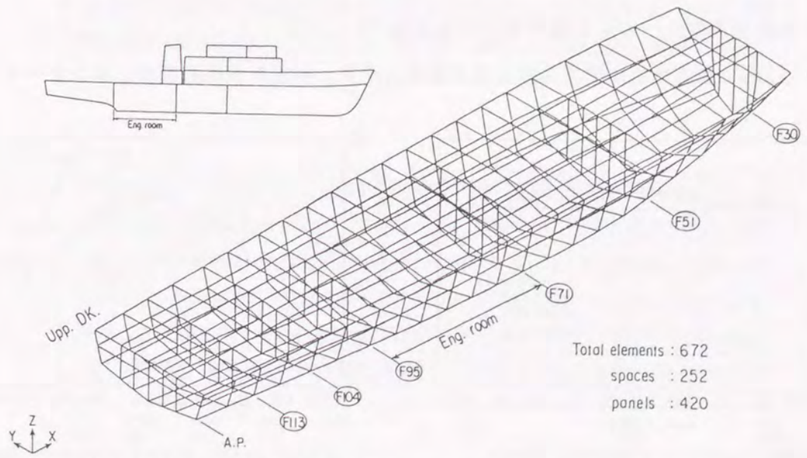


Fig.2.91 The SEA model for prediction of underwater sound

間隔）に要素分割した。船体左右舷方向の要素分割については、船底外板はセンターキールを中心にして左右舷ともロンジ位置を分割位置として各3分割し、船側外板は喫水線位置で2分割した。

この結果、船体構造部材を420個のパネル要素、機械室等の空間を252個の空間音場要素でモデル化し、要素総数はモデル全体で672個となった。計算実行時には、計算時間の短縮のために、詳細な振動加速度レベル分布の計算が必要でない上甲板のパネル要素に対して、複数個の要素をまとめて1個の要素に統合することによって、126個のパネル要素を33個のパネル要素に縮小した。この結果、総要素数は597個となった。

モデル化における機械類の重量の影響、水中への音響放射の影響、付加水質量の影響などについては、2.7.2項の大型船の船底構造部のモデル化と同様な取扱いを行った。

(5) 音源機器のモデル化

主機関から船体構造への一次固体伝搬音の入力として、主機関の機械台が取り付けられている船底外板位置で実測した振動加速度レベルをSEA法計算モデルの対応するパネル要素に与えた。また、主機関からの二次固体伝搬音の入力（主機関の放射音）として、主機関が設置されている機械室内の実測平均音圧レベルをSEA法計算モデルの対応する空間音場要素に与えた。

Fig. 2.92にSEA法計算モデルに入力したパネル要素の振動加速度レベル、Fig. 2.93に空間音場要素の音圧レベルを示し、Fig. 2.94にはSEA法計算モデルにおける入力要素の位置を示す。

(6) 振動加速度レベルの計算結果と実験結果[30]

Fig. 2.95に船底外板の要素分割と要素番号を示す。船底外板の分割は、センターキール

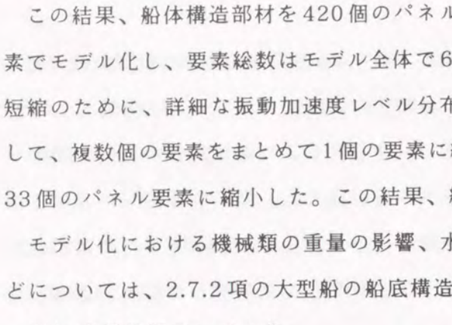


Fig.2.92 Input acceleration levels for the panel elements

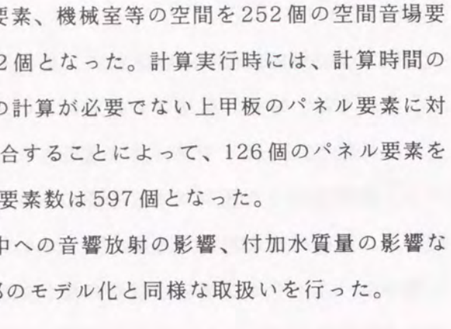


Fig.2.93 Input sound pressure levels for the acoustic element

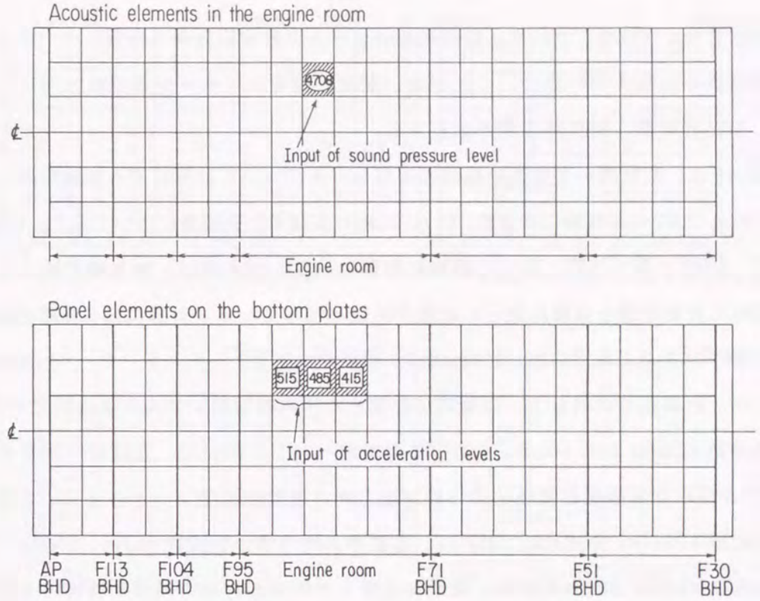


Fig.2.94 Input position of sound pressure and acceleration for noise source

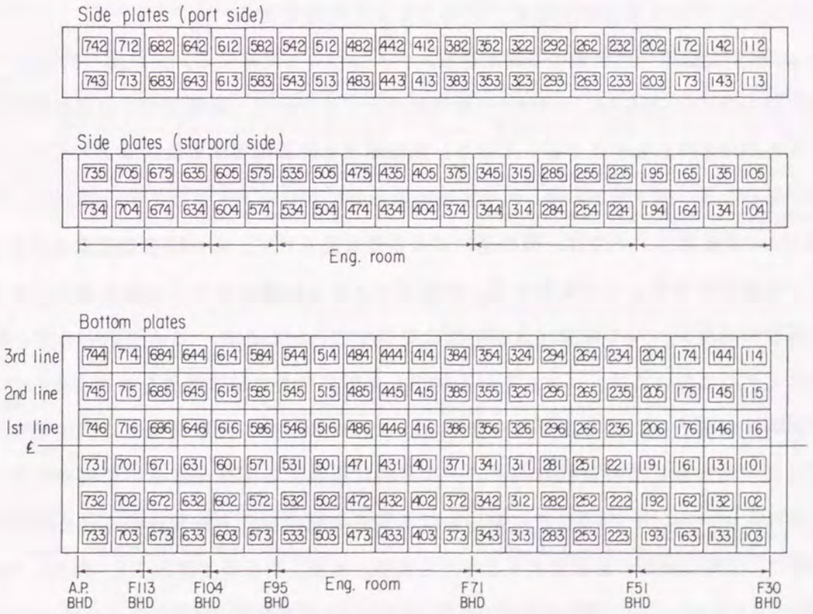


Fig.2.95 Elements of side plates and bottom plates

から左右舷方向に3分割している。振動加速度レベルの船首尾方向の分布についての計算結果と計測結果を比較するために、ここでは、要素分割をセンターから左舷方向に左舷第一列要素、第二列要素、第三列要素と記述する。

Fig. 2.96に、左舷第一列要素の振動加速度レベルについて計算結果と実験結果を比較して示す。Fig. 2.97に左舷第二列要素、Fig. 2.98に左舷第三列要素について示す。Fig. 2.96からFig. 2.98の全ての図において縦軸の振動加速度レベル値は、絶対値が統一されており、各図中の計算結果と実験結果との比較が可能になっている。計算には2.6節で開発したSEA法計算プログラムを用いた。また、2.7.1項のジャケット・ランチング・バージの実験結果をもとに、計算結果に対して、実験時に計測した平均暗振動レベルによる補正を行った。

中心周波数125Hzから16kHzまでの各周波数バンドにおいて、左舷第一列から第三列までのSEA法の計算結果と実験結果の船首尾方向の振動加速度レベル分布は、左舷第1列の中心周波数125Hz、250Hz、500Hz、左舷第2列の中心周波数4kHz、8kHz、および左舷第3列の4kHz、8kHzを除き、振動加速度レベルと船首尾方向分布特性とも良く一致している。特に、音源である主機関が設置されている機械室の区画内での計算結果と実験結果は良く一致している。すなわち、大型船舶の場合と同様に、船体構造内の固体伝搬音の分布およびレベルを実用的な精度で予測できると判断できる。

Fig. 2.96の左舷第一列要素の振動加速度レベルについて考察する。左舷第一列要素では、中心周波数125Hz、250Hz、500Hzの周波数バンドにおいて、船尾部での計算結果が実験結果よりも10dB以上も小さくなっており、船首部でも計算結果が実験結果よりも小さくなる傾向が見られる。第1列から第3列の実験結果を共にプロットすると、中心周波数125Hzから1kHzの周波数バンドでは、列の違いによる差は見られず、No.646要素位置を除き、ほぼ同じ分布傾向を示す。この結果から、実験結果よりも計算結果の方が起振源から船首尾方向の振動加速度レベルの減衰が大きい傾向を示すことがわかる。この原因として、SEA法の計算モデルにおいては、ロンジ部材を無視した平板要素で船体構造をモデル化して、二次元的な固体伝搬者の伝搬を取り扱っている。これに対して、実際構造では、主機関からエンジンガータを介して船首尾方向に、一次元的に伝搬する固体伝搬者の影響があるものと推定される。一方、No.646要素位置における差違の原因は、主機関運転に伴う補機あるいは配管の二次的な振動の影響であると考えられる。また、中心周波数2kHz、4kHz、8kHzの周波数バンドにおいて、主機関の位置の要素（No.446）の実験結果が計算結果よりも10dB以上も大きくなっている原因も、補機あるいは配管の二次的な振動の影響であると考えられる。

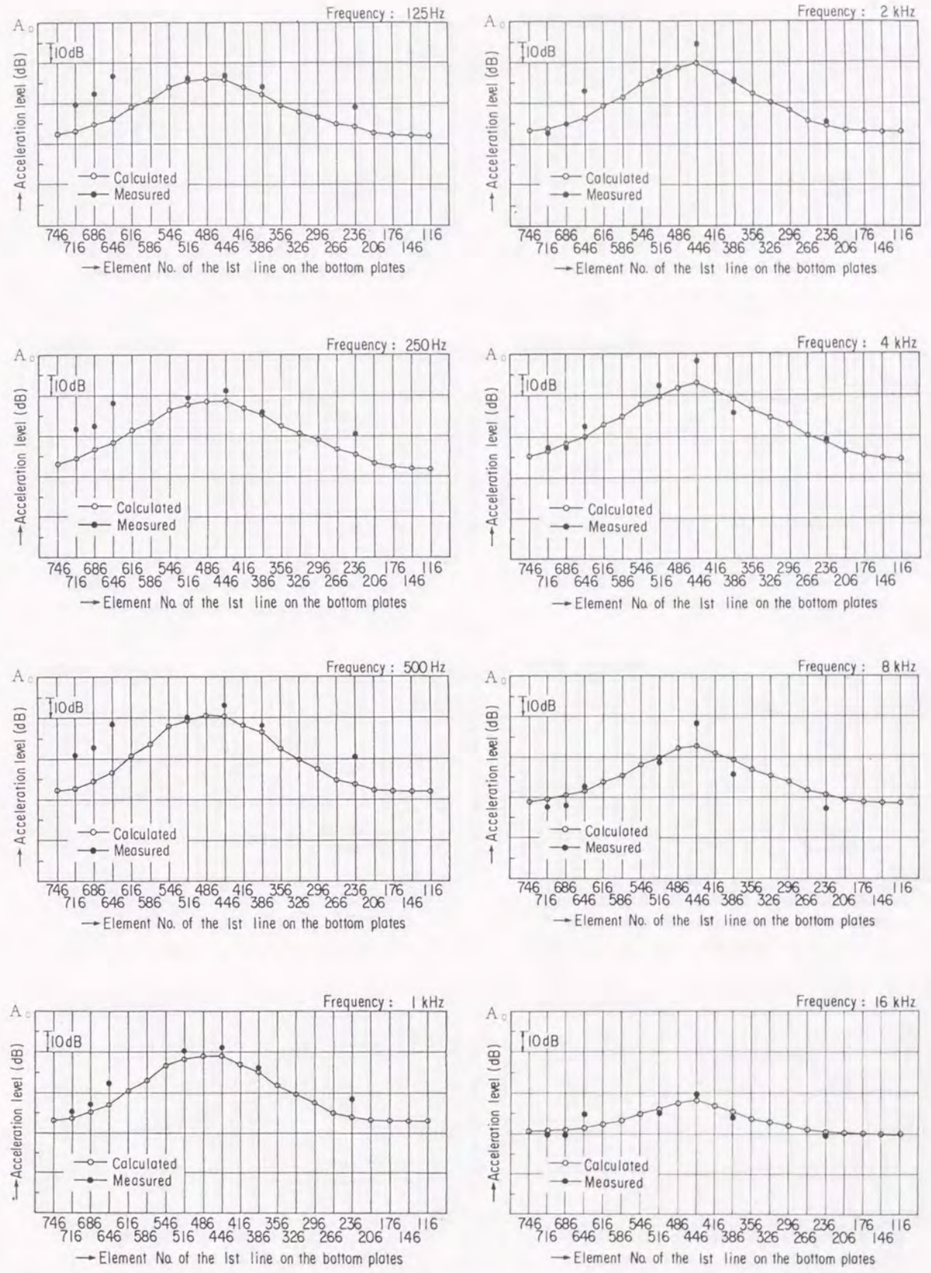


Fig.2.96 Comparison between measured and calculated acceleration levels

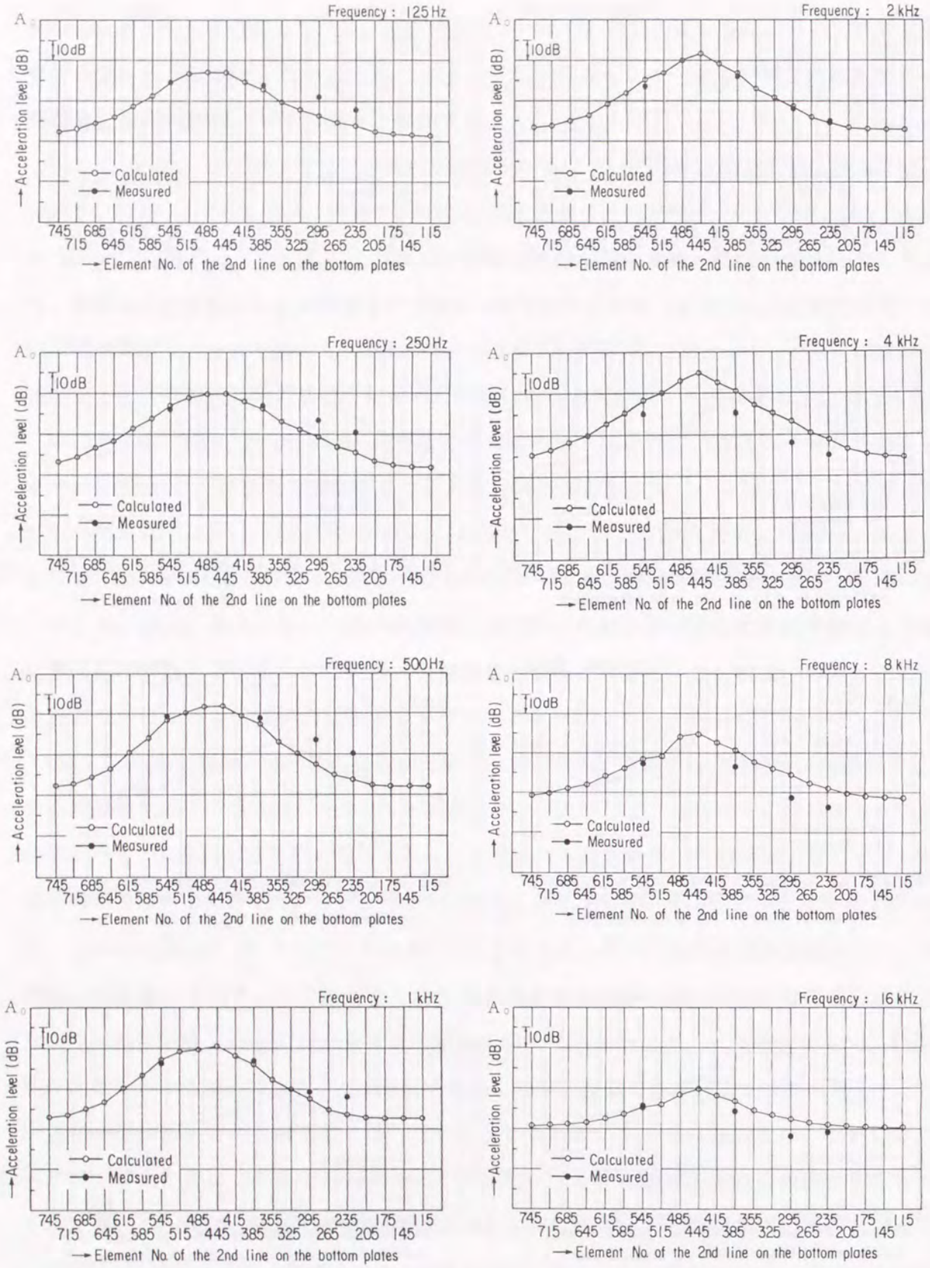


Fig.2.97 Comparison between measured and calculated acceleration levels

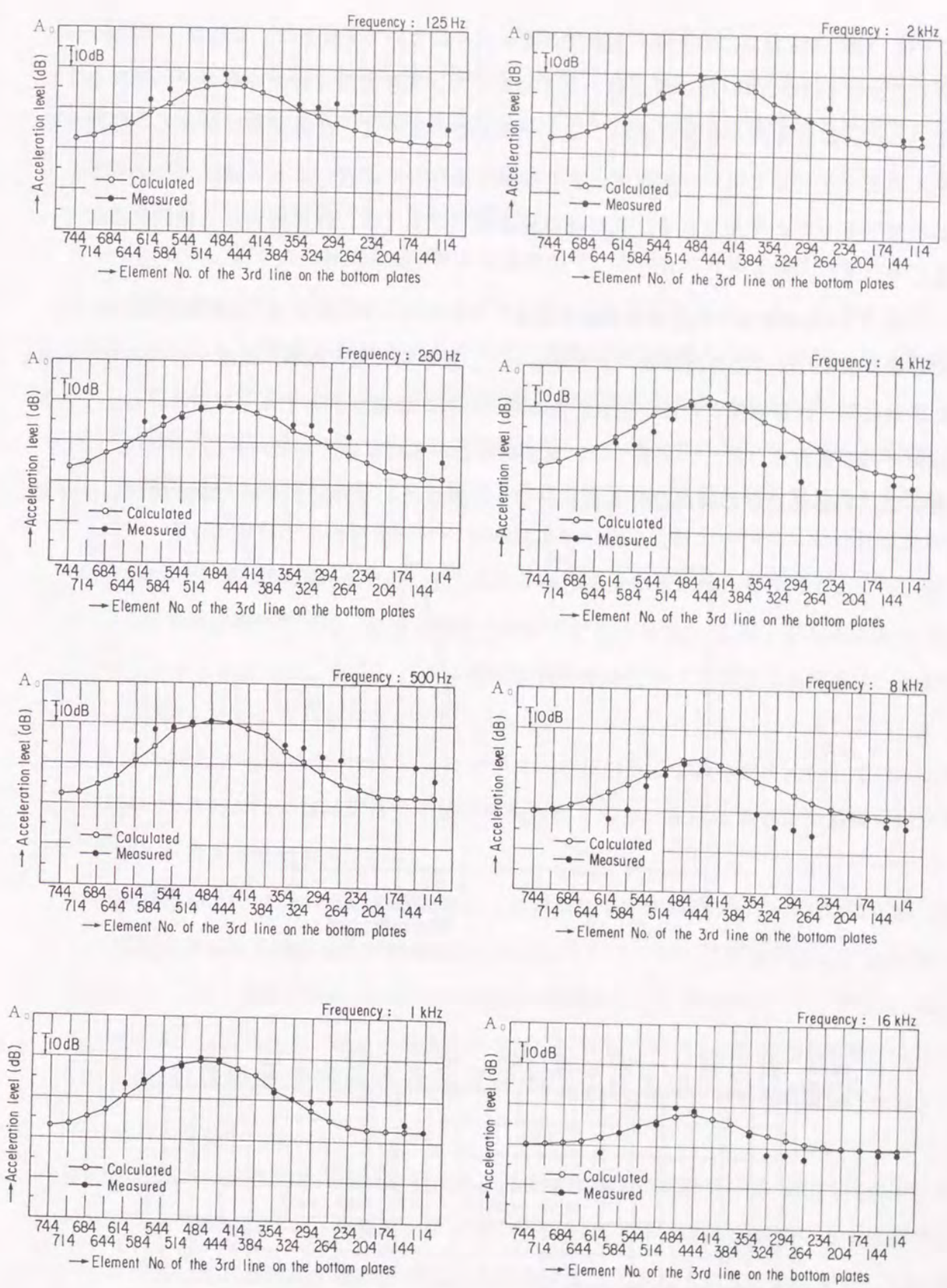
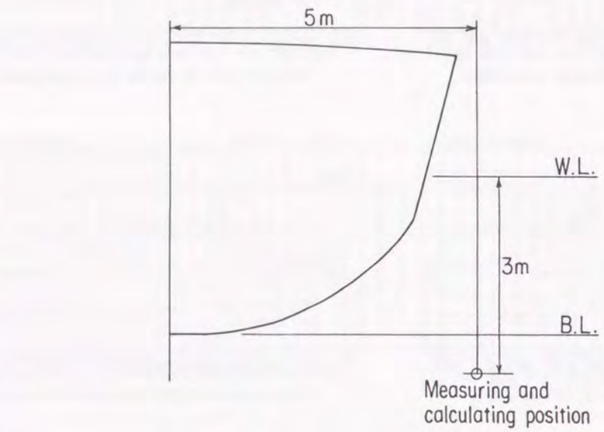


Fig.2.98 Comparison between measured and calculated acceleration levels

Fig. 2.97の左舷第二列要素の振動加速度レベルについて考察する。左舷第二列要素では、中心周波数4kHz、8kHzの周波数バンドにおいて、実験結果と計算結果のレベル差が現れているが、船首尾方向の減衰傾向は良く一致しているので、音源近傍における要分割方法や入力データとして用いる実測データの計測方法などの改善によって精度の向上を図ることができるものと考えられる。その他の周波数バンドでは、計算結果と実験結果は良く一致している。

Fig. 2.98の左舷第三列要素の振動加速度レベルについて考察する。左舷第三列要素では、中心周波数4kHz以上の周波数バンドにおいて、船首尾方向の振動加速度レベルの分布傾向に実験結果と計算結果との差が現れ、実験結果の方の減衰が大きくなっている。しかし、左舷第一列要素および第二列要素では、実験結果と計算結果の分布傾向は良く一致しており、左舷第三列要素だけの傾向と考えられ、第三列要素のモデル化を含めた構造的な検討が必要であると考えられる。



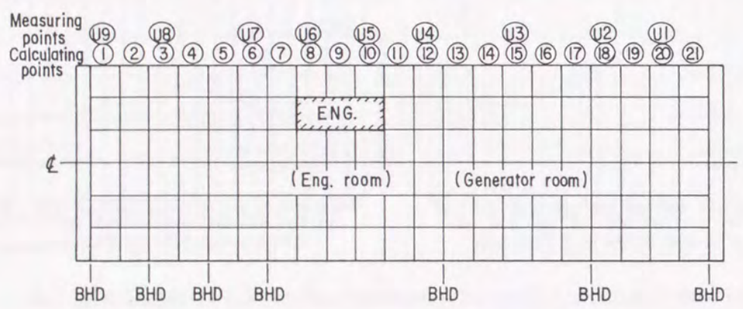


Fig.2.99 Position of measured and calculated underwater sound pressure

以上の結果より、大型船舶の場合と同様に、本論文で示したモデル化の方法とSEA法の計算により、船体構造内の固体伝搬音の分布およびレベルを実用的な精度で予測できるものと判断できる。

(7) 水中音レベルの計算結果と実験結果[30]

Fig. 2.99に、水中音の計測位置と計算位置を示す。水中音の計算位置は、センターラインから左舷方向に5m、ベースラインから下に0.6m（水面下約3m）とし、船首尾方向にはFig. 2.91に示したSEA法計算モデルのパネル要素の中心位置とした。計算結果と実験結果との比較では、計測位置に最も近い位置の計算結果を実験結果と比較した。

水中音の計算では、最初に、SEA法の計算結果から、喫水線以下にあるパネル要素に対して、各要素毎に（2.69）式で示した水中透過音響パワーと水中放射音響パワーを算出した。次に、これらの各パネル要素に対して各要素の中心に位相がランダムな点音源を仮定し、(2.70）式から（2.78）式を用いて、各計算位置の水中音レベルを求めた。また、海水中での水中音の伝搬計算では、船体外板近傍の計算であるので、(2.76）式に示した減衰係数を$d(f)=0$と仮定した。さらに、船体外板の振動加速度レベルの場合と同様に、計算結果を、実験時に計測した暗水中音で補正した。

Fig. 2.100に、船側の水中音レベルについて、計算結果と実験結果を比較して示す。図中の縦軸の水中音レベル値は、全ての図で統一されており、実験結果と計算結果の絶対値の差が求められるようになっている。

中心周波数125Hzから4kHzの周波数バンドにおいて、水中音レベルの絶対値と船首尾方向の減衰傾向の計算結果は実験結果と良く一致している。中心周波数8kHzと16kHzの周波数バンドでは、実験結果の水中音レベルが他の周波数バンドの水中音レベルよりも10dBから20dB低くなっており、かつ、船首尾方向の水中音レベルの変化がほとんどないことから船体外板からの音響パワーによる水中音レベルではなく、海水中の暗水中音レベルになっていると考えられる。

水中音レベルの船首尾方向の減衰傾向は、計算結果および実験結果とも船底外板の振動加速度レベルの減衰傾向よりも緩やかになっている。(2.72）式より、船側のある位置の水中音レベルは、船体外板の各音源要素から水中を伝搬してきた水中音の合成音として決定される。このために、海水中の水中音の減衰の方が船体構造内の固体伝搬音の減衰よりも緩やかになっているものと判断される。

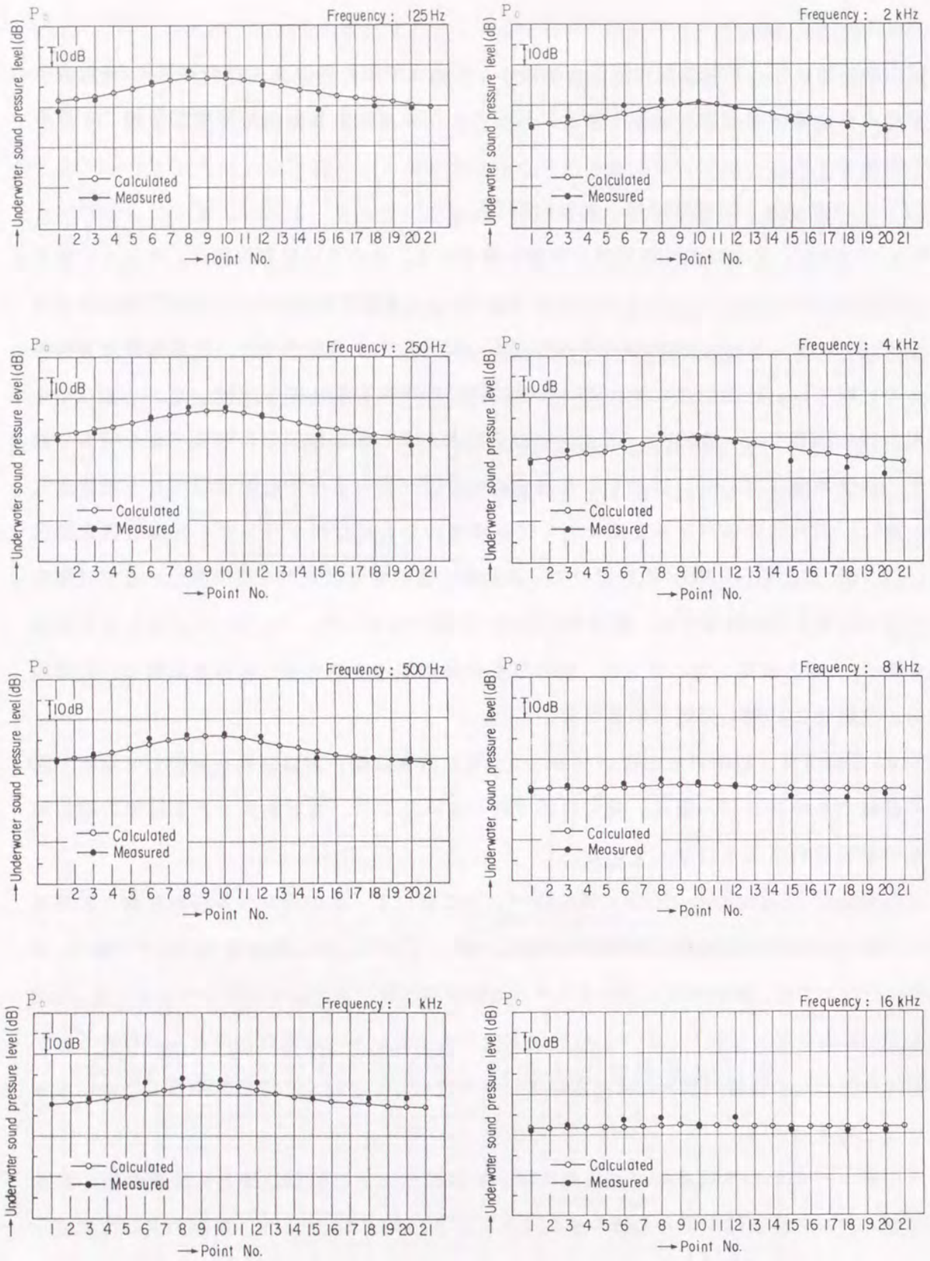


Fig.2.100 Comparison between measured and calculated underwater sound pressure levels

これらの結果から、本論文で示したSEA法の計算結果を用いた水中音の計算法が、実用的な水中音予測に有効であると判断できる。ただし、水中音の計算結果の精度は、SEA法で計算される船体構造の固体伝搬音の計算精度によって決定される。すなわち、Fig. 2.96からFig. 2.98に示した船体外板の振動加速度レベルの計算結果の精度が水中音の計算に対して十分であったと言える。

2.7.4 固体伝搬音低減対策の数値シミュレーション

船舶・海洋構造物等の鋼構造物の固体伝搬音の低減対策として、制振材を施工して構造物の減衰を増加することによって振動加速度レベルを低減する方法が用いられている。制振材料の制振性能の計測法や計測データ、制振材を梁や板部材に貼り付けた場合の制振性能の推定法に関しては、これまでに多くの文献 (18),(22),(35) に報告されている。しかし、実際の固体伝搬音の低減対策では、構造物に制振材を施工した場合の効果、すなわち振動加速度レベルの低減量や放射音の低減量、を定量的に推定することが重要であるにも関わらず、これらに関する解析や実験の報告は少ない[36]。この原因として、有限要素法 (FEM) などの解析法では、可聴域の周波数範囲 (20Hz～20kHz) を対象とした実用的な解析が困難であり、固体伝搬音に対する有効な解析方法が実用化されていなかったことがある。

一方、これまでに固体伝搬音の解析手法として検討を進めてきたSEA法では、パネル要素ごとに内部損失係数をパラメータとして取り扱うことができ、制振材の効果を振動加速度レベルあるいは音圧レベルの変化として定量的に取り扱うことができる。そこで、本論文では、長さ167mの大型船を対象にして、船側および船底外板に制振材を施工した場合の固体伝搬音の低減量を、2.6節に示したSEA計算プログラムを用いたシミュレーション計算を行うことによって、その効果を定量的に検討する。

(1) 制振材による構造部材の制振性能

鋼板の損失係数は 1×10^{-4}～1×10^{-3} である[21]。この鋼板に制振材（粘弾性材料）を貼り付けた場合には、損失係数は 1×10^{-2}～1×10^{-1} となり、100倍以上の損失係数を得ることができる。この時、損失係数の増加による鋼板の振動加速度レベルの低減量は (2.79) 式で推定できる[36]。

$$\Delta L_v = 5\log\frac{B_d'}{B_u'} + 15\log\frac{\rho_d''}{\rho_u''} + 10\log\frac{\eta_d}{\eta_u} \qquad (2.79)$$

ここで、

$B' = \dfrac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$：平板の曲げ剛性（Nm）

E：ヤング率（Pa）

ν：ポアソン比

$\rho'' = \rho h$：平板の面密度（kg/m^2）

ρ：平板の密度（kg/m^3）

h：平板の板厚（m）

η：平板の損失係数

添字uは制振材施工前、dは施工後を表す。

制振材の施工によって平板の曲げ剛性や面密度も変化するが、ここでは損失係数だけの変化に注目すると、損失係数が100倍に増加すると振動加速度レベルは20dB低減することになる。したがって、構造物全体に制振材を施工することによって、全構造物の振動加速度レベルを20dBも低減できると考えられる。しかし、構造物全体に制振材を施工することは、費用の増加および重量の増加を伴うために現実的な対策としては不可能である。また、(2.79) 式は構造部材単体の評価であるが、実構造物の減衰特性は、2.5節の模型実験による検討結果から、構造材料の減衰、構造部材の結合部での減衰および構造部材からの音響放射による減衰によって決定されるために、構造部材単体の減衰の増加量からだけでは構造物としての振動加速度レベルの低減量を評価することはできない。そこで、本論文では、実構造物に制振材を施工した場合について、振動加速度レベルの変化をSEA計算プログラムを用いてシミュレーション計算することによって、その効果を定量的に検討する。

(2) 計算モデル

解析対象構造物として、長さ167m、幅22.0m、深さ15.9m、排水量8,100tの大型船舶を選んだ。計算では、機関室内の第二甲板に設置された主発電機（出力600kW、回転数1200rpm）の固体伝搬音対策として、機関室の外板に制振材を施工した場合の外板の振動加速度レベルの変化をシミュレーションした。

Fig. 2.101に機関室と船倉部のSEA計算モデルを示し、Fig. 2.102に要素分割図を示す。要素分割では、船首尾方向には2フレーム幅（約6m）を基準とし、甲板方向には甲板高さを基準とした。計算モデルは船体片舷モデルとして、163個のパネル要素と72個の空間音場要素でモデル化し、総要素数は235とした。また、実構造物のモデル化に際しては、2.7.2項の大型船の船底構造部のモデル化と同様な簡易化を行った。

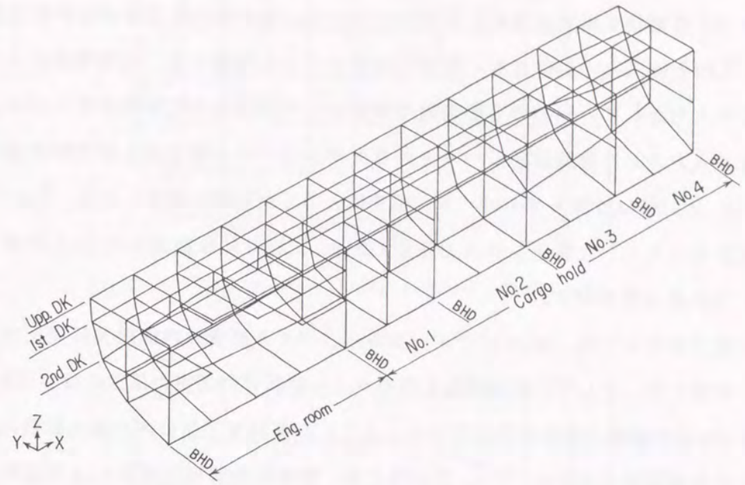


Fig.2.101 The SEA mode of engine room and cargo hold in a ship structure

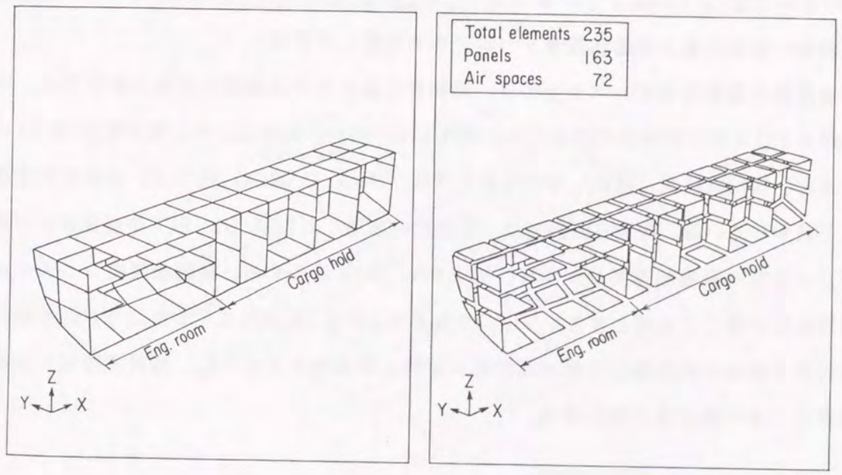


Fig.2.102 Illustration of the SEA model

(3) 計算方法

機関室内の主発電機を単独で運転した場合について、機関室の船側および船底外板への制振材の施工前と施工後の船体外板の振動加速度レベルを計算する。主発電機からの一次固体伝搬音の入力として、同型の主発電機で実測された機械台の振動加速度レベル、二次固体伝搬音の入力として実測音圧レベルを計算モデルのパネル要素および空間音場要素に与えた。Fig. 2.103に計算モデルのパネル要素に入力した振動加速度レベル、Fig. 2.104に空間音場要素に入力した音圧レベルを示す。Fig. 2.105には機関室のSEA計算モデルにおける入力要素位置を示す。

制振材の施工に対しては、SEAパラメータの内、パネル要素の内部損失係数だけが変化するものと仮定した。そして、制振材施工前のパネル要素の内部損失係数には、文献（35）から板厚3.2mmの鋼板の実験結果を用いた。また、制振材施工後の内部損失係数には、材料メーカーの実験結果を用いた。Fig. 2.106には、鋼板の内部損失係数η_oと制振材を貼り付けた鋼板の内部損失係数η_mを示す。

(4) 船体外板の振動加速度レベルの計算結果[30]

①船体外板の振動加速度レベル分布

Fig. 2.107に船体外板の要素番号を示し、制振材の施工範囲をハッチングで示す。Fig. 2.108からFig. 2.115に、1/1オクターブ中心周波数63Hzから8kHzについて制振材の施工前後の船体外板の振動加速度レベル分布を比較して示す。

船倉区画の振動加速度レベル分布は、機関室区画に対する制振材の施工前後では、中心周波数が1kHz以下の場合にはほとんど変化していない。ただし、中心周波数が2kHz以上になると、機関室区画に隣接している船倉区画（No.1 CARGO HOLD）の振動加速度レベルが減少している。機関室区画では、制振材を施工した2nd Dk. 以下の船側および船底のパネル要素の振動加速度レベルは、5dBから10dB減少する。振動加速度レベルの減少量は周波数が高くなるほど大きくなる。すなわち、Fig. 2.106に示したように、制振材を貼り付けた鋼板の内部損失係数が周波数に比例して増加するために、高周波数域では振動加速度レベルの減少量が増加する。

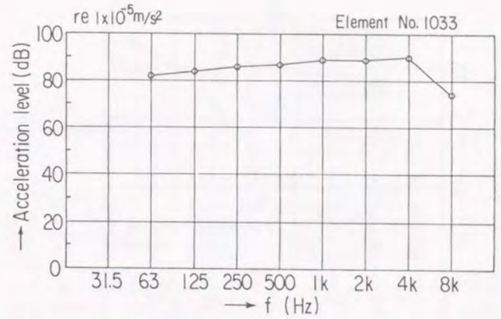


Fig.2.103 Acceleration level applied to the SEA model

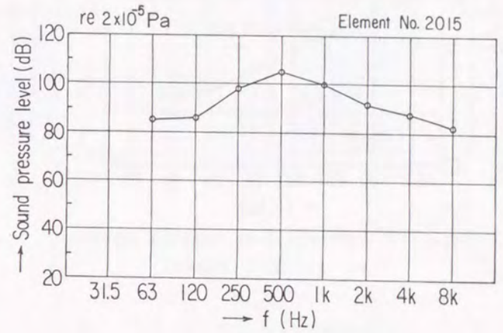


Fig.2.104 Sound pressure level applied to the SEA model

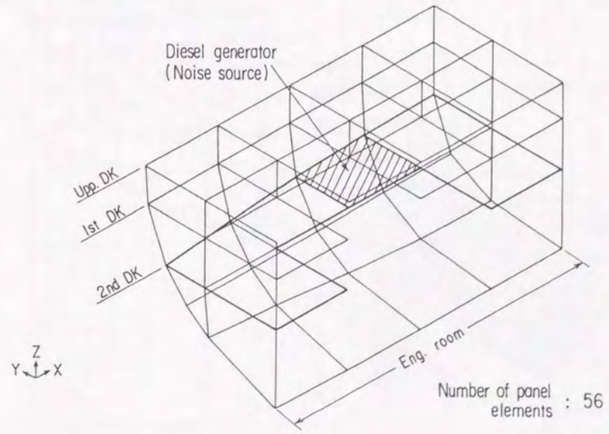


Fig.2.105 Detail of engine room part in the SEA model

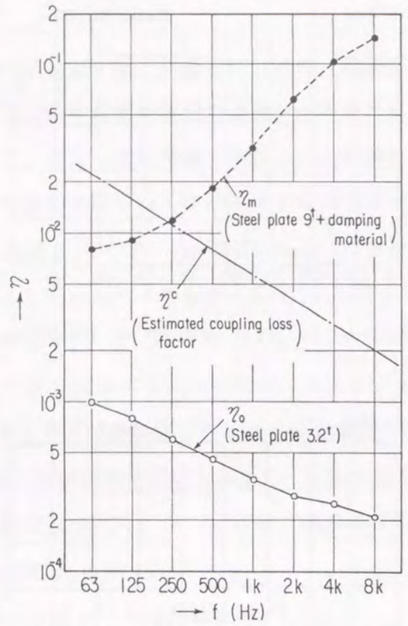


Fig.2.106 Internal loss factors applied to the SEA moldel

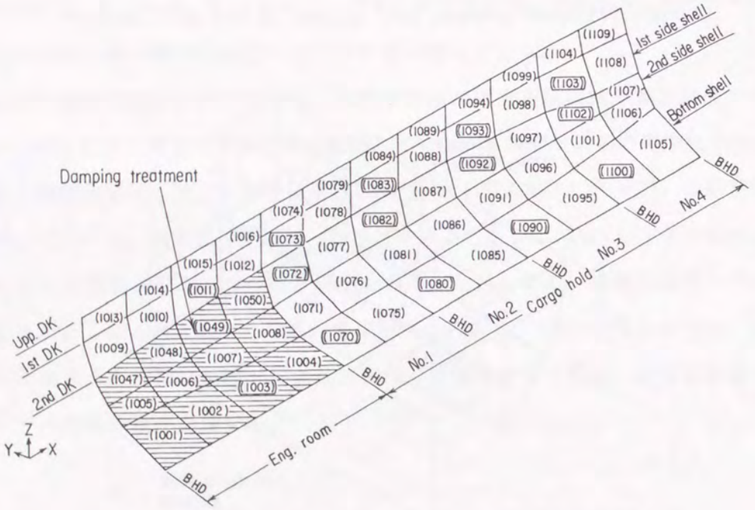


Fig.2.107 Side and bottom part of the SEA model

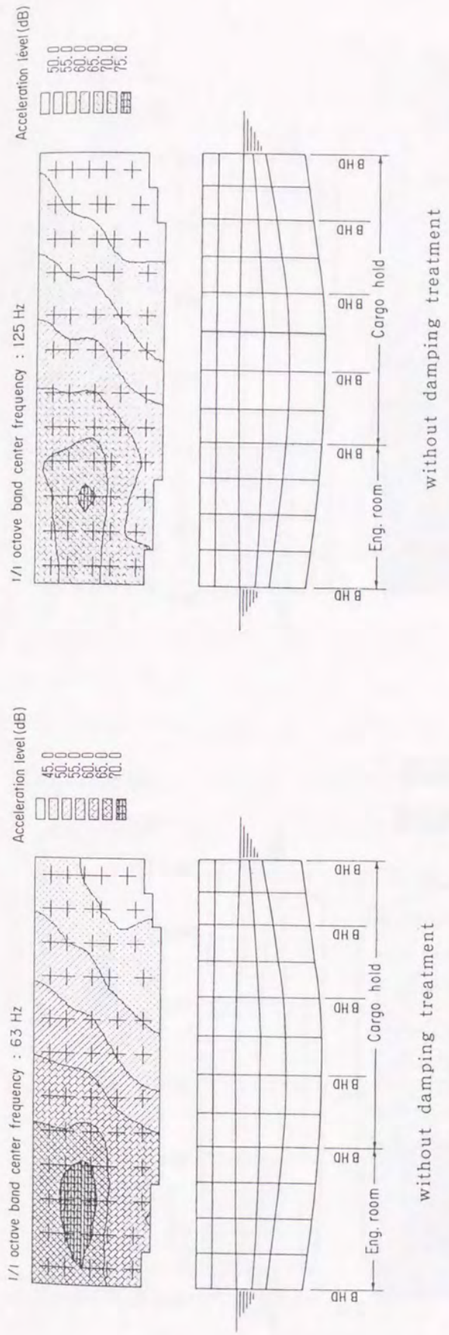
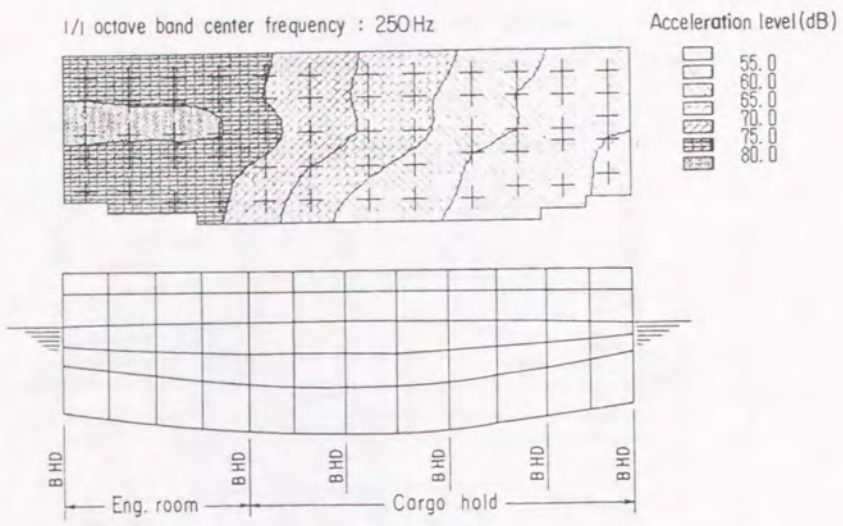
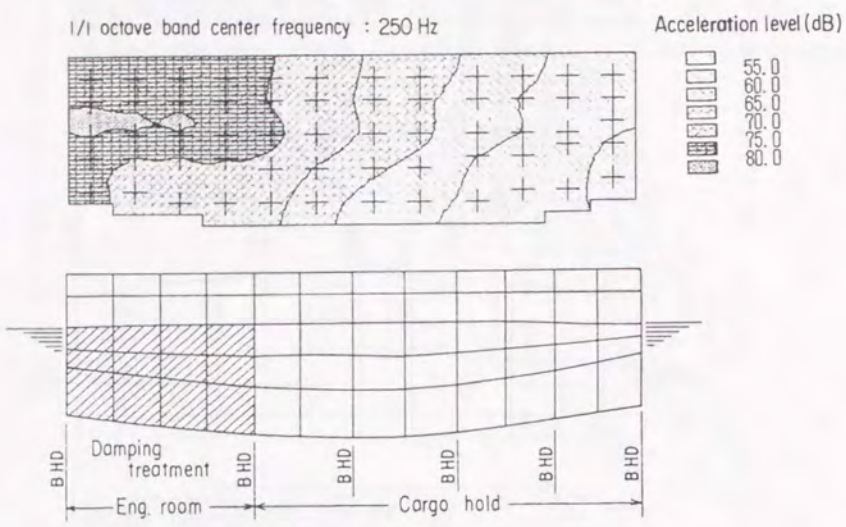


Fig.2.109 Distribution of acceleration levels at side and bottom plates

Fig.2.108 Distribution of acceleration levels at side and bottom plates

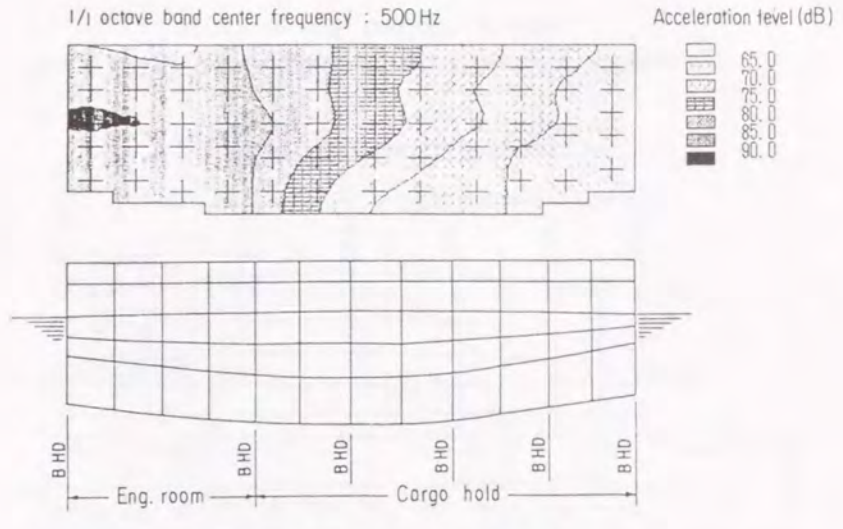


without damping treatment

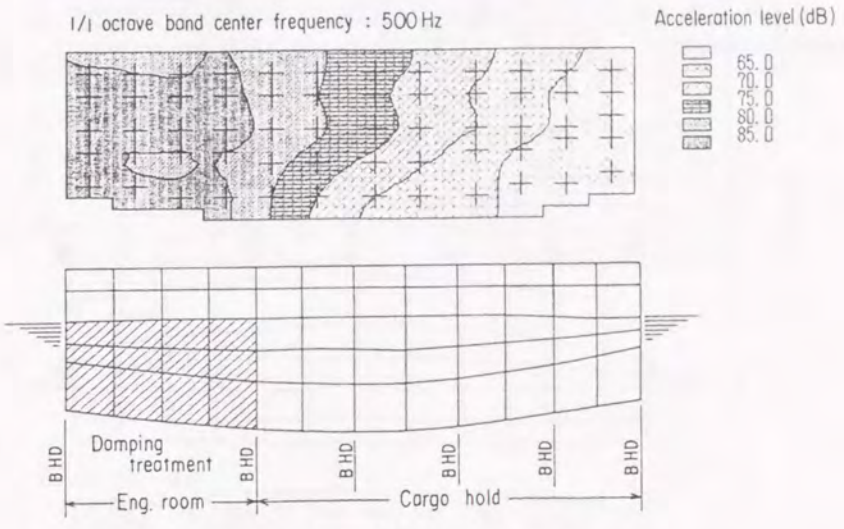


with damping treatment

Fig.2.110 Distribution of acceleration levels at side and bottom plates

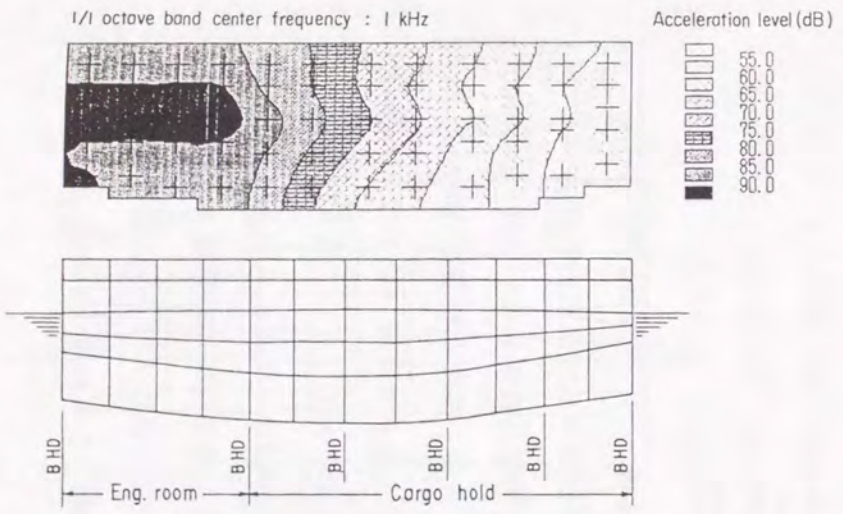


without damping treatment

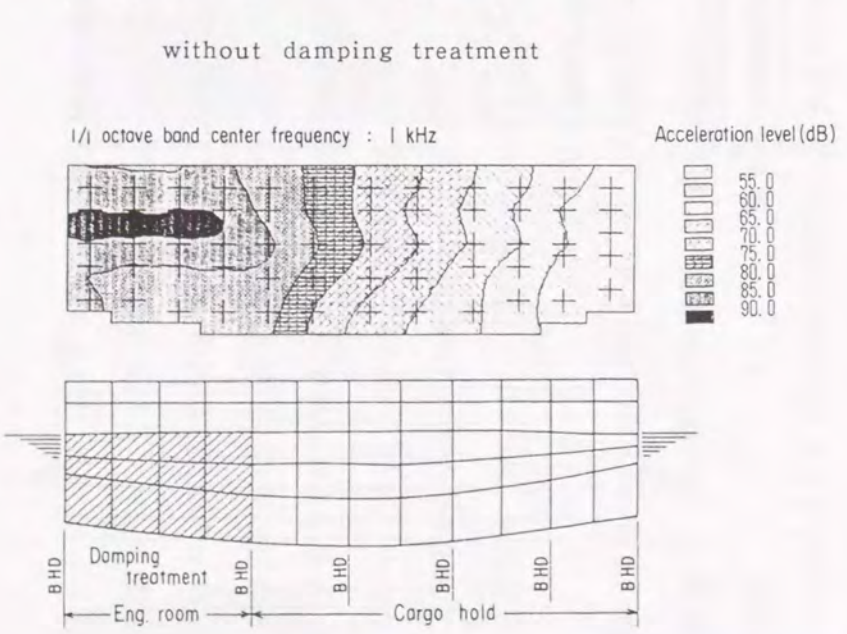


with damping treatment

Fig.2.111 Distribution of acceleration levels at side and bottom plates

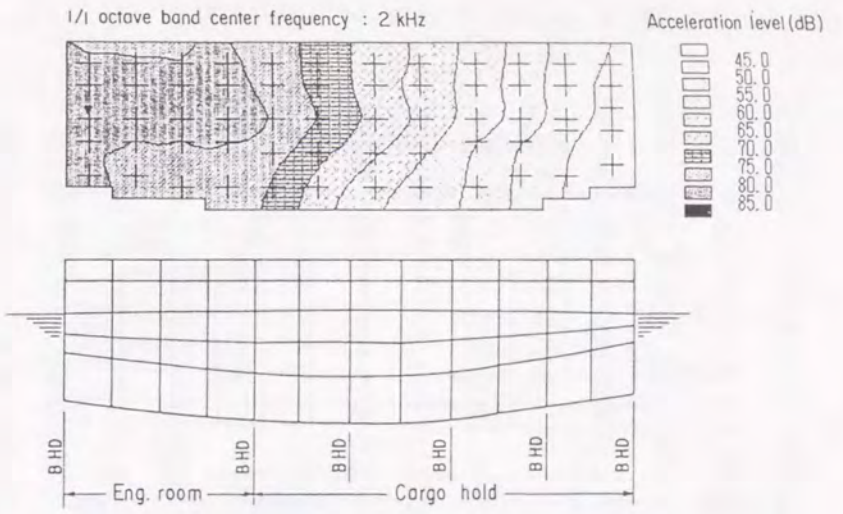


without damping treatment

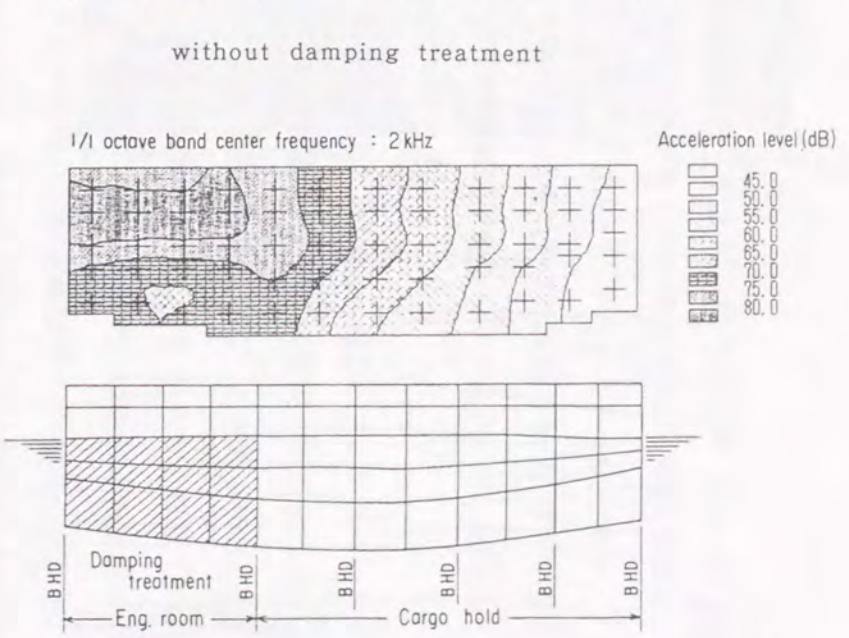


with damping treatment

Fig.2.112 Distribution of acceleration levels at side and bottom plates

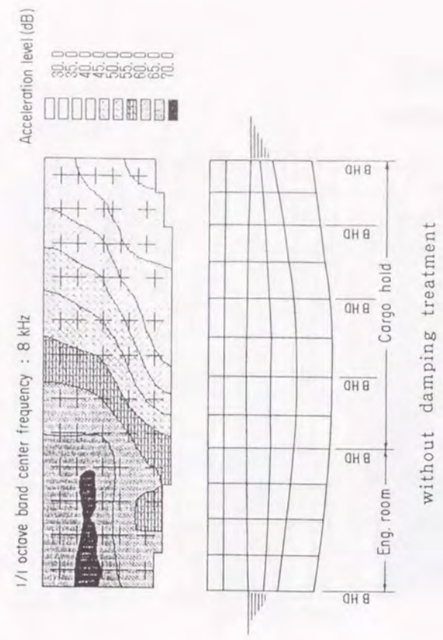


without damping treatment



with damping treatment

Fig.2.113 Distribution of acceleration levels at side and bottom plates



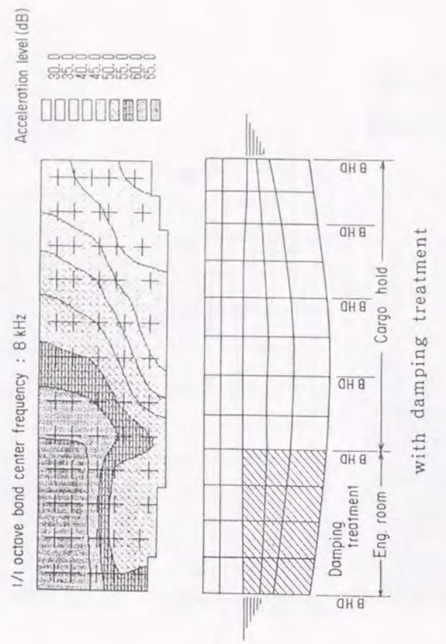
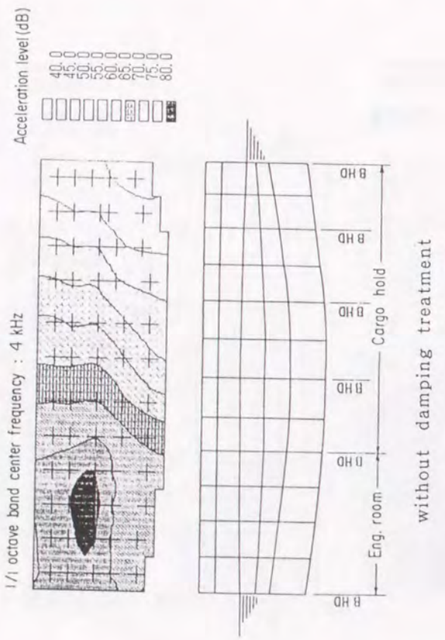


Fig.2.115 Distribution of acceleration levels at side and bottom plates without damping treatment



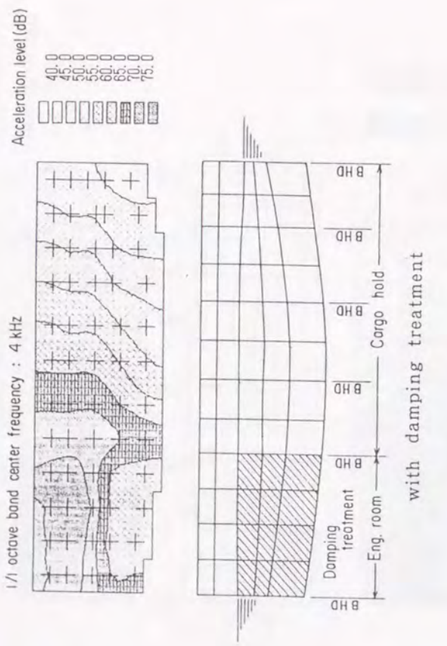


Fig.2.114 Distribution of acceleration levels at side and bottom plates without damping treatment

②船側および船底外板の振動加速度レベル

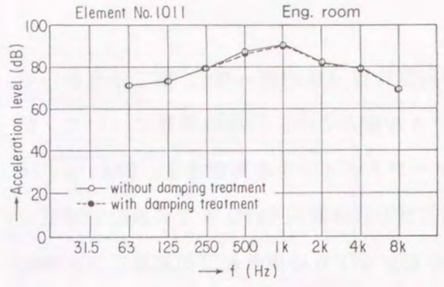
次に、Fig. 2.107に示した第二甲板から上の船側外板（船側第一列）、第二甲板から下の船側外板（船側第二列）および船底外板の各パネル要素の内、○印の要素について、制振材の施工前後の振動加速度レベルの1/1オクターブスペクトルを比較する。Fig. 2.116に第二甲板から上の船側外板（船側第一列）の周波数63Hzから8kHzまでの振動加速度レベルのスペクトル計算結果、Fig. 2.117に第二甲板から下の船側外板（船側第二列）の結果、Fig. 2.118に船底外板の結果を示す。

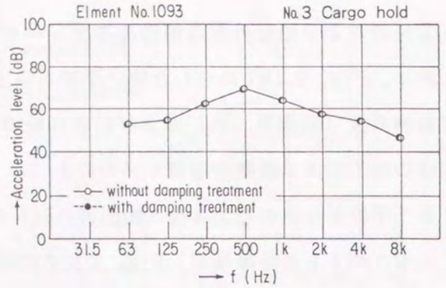
船側第一列のパネル要素の振動加速度レベル（Fig. 2.116）は、制振材の施工前後で変化せず、制振材の効果は現れていない。船側第二列のパネル要素の振動加速度レベル（Fig. 2.117）は、制振材を施工したパネル要素（No.1049）では、周波数250Hz以上で3dBから10dB減少し、制振材を施工したパネル要素に隣接しているパネル要素（No.1072）では2dBから3dB減少する。しかし、その他のパネル要素では制振材の施工前後での変化はほとんど見られない。船底外板のパネル要素の振動加速度レベル（Fig. 2.118）は、制振材を施工したパネル要素（No.1003）では、周波数125Hz以上で3dBから12dB減少し、制振材を施工したパネル要素に隣接しているパネル要素（No.1070）では約3dB減少する。その他のパネル要素では、制振材の施工前後での変化は3dB以下となり非常に小さい。

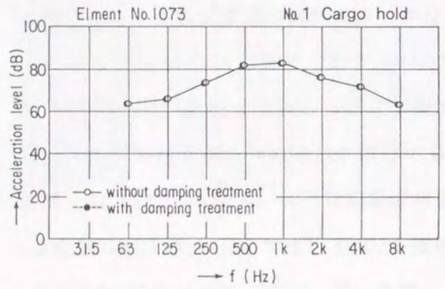
③船側および船底外板の振動加速度レベル分布

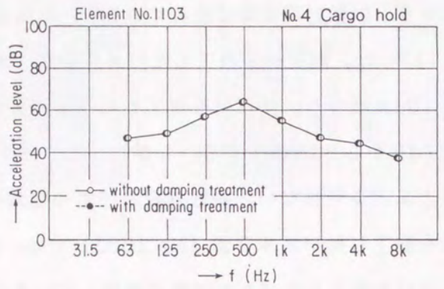
Fig. 2.119からFig. 2.121に、第二甲板から上の船側外板（船側第一列）、第二甲板から下の船側外板（船側第二列）、船底外板について、1/1オクターブ中心周波数500Hz、1kHz、2kHzの振動加速度レベルの船首尾方向の分布を示す。

船側第一列のパネル要素の振動加速度レベル分布（Fig. 2.119）は、制振材の施工前後で変化せず、制振材の効果は現れていない。船側第二列のパネル要素の振動加速度レベル（Fig. 2.120）は、制振材を施工したパネル要素（No.1047～No.1050）では一様に減少し、制振材を施工したパネル要素から離れるにしたがって減少量は小さくなる。制振材を施工しているパネル要素から約25m以上離れると、制振材の施工の効果は現れない。船底外板のパネル要素の振動加速度レベル（Fig. 2.121）は、船側第二列のパネル要素の場合と同様な変化を示し、制振材を施工したパネル要素から離れるにしたがって減少量は小さくなり、約25m以上離れると、制振材の施工の効果は現れていない。









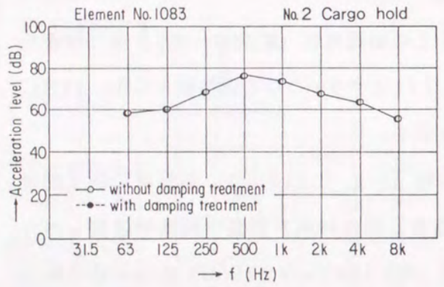
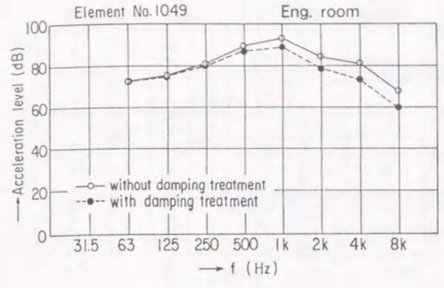
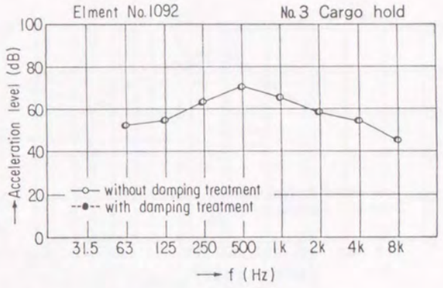
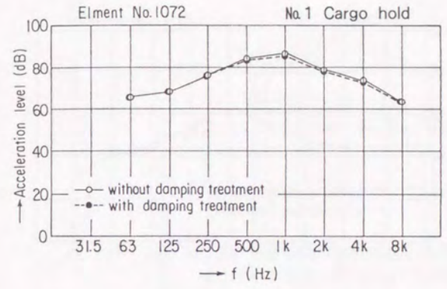
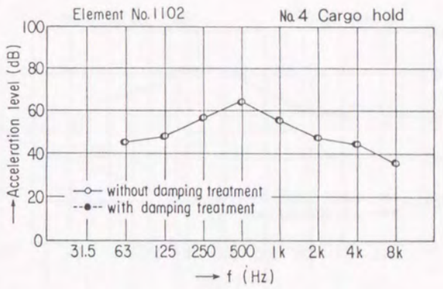


Fig.2.116 Comparison between acceleration levels of the 1st side shell plates









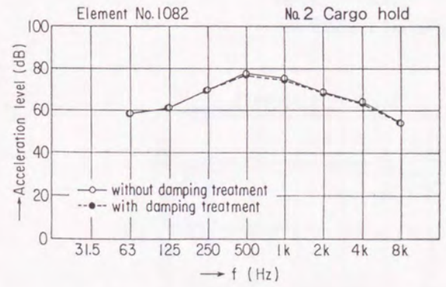
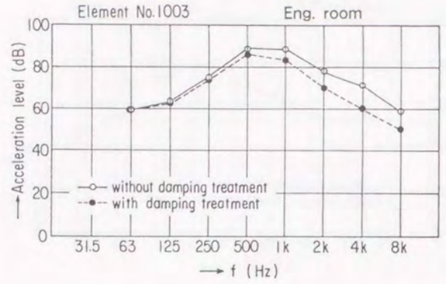
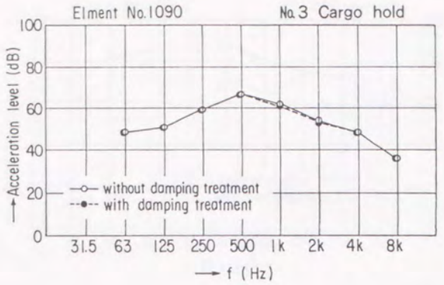
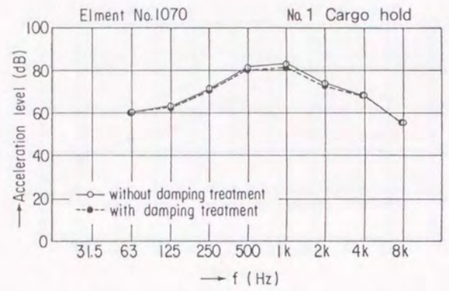
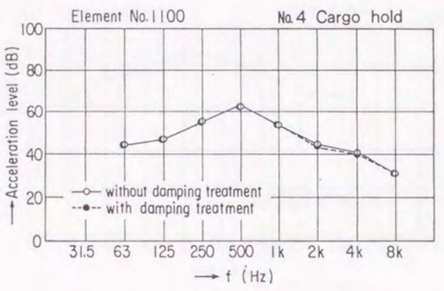


Fig.2.117 Comparison between acceleration levels of the 2nd side shell plates









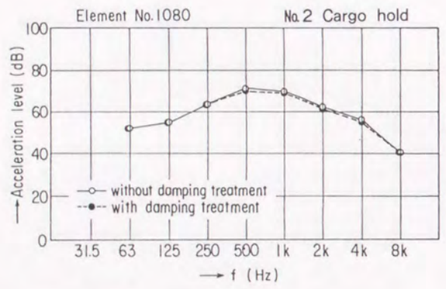
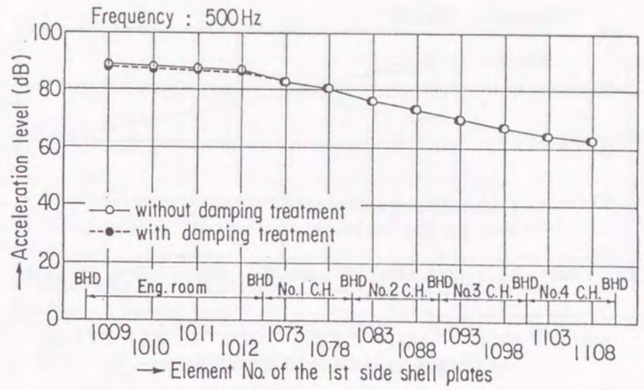
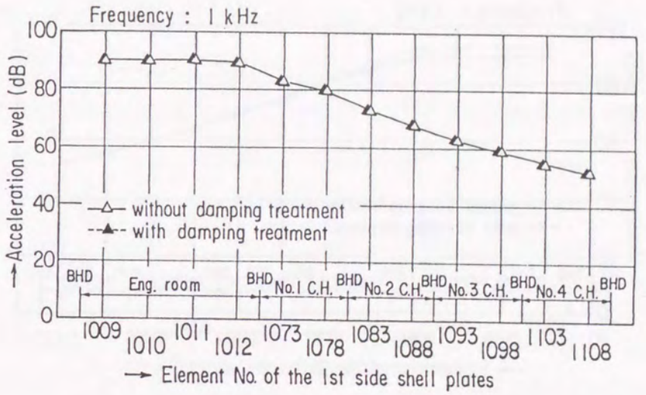


Fig.2.118 Comparison between acceleration levels of the bottom plates





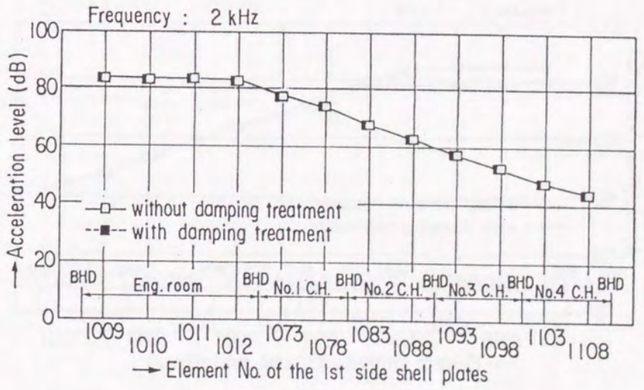
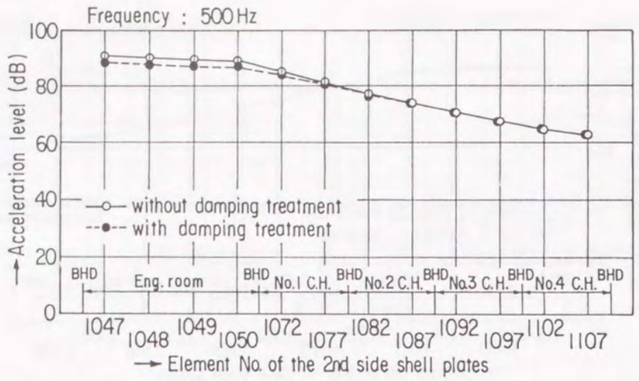
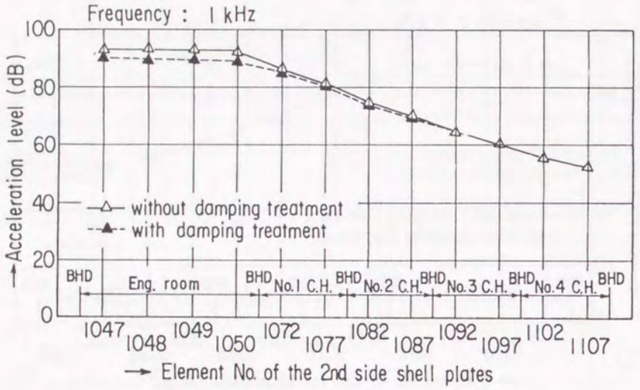


Fig.2.119 Distribution of acceleration levels of the 1st side shell plates





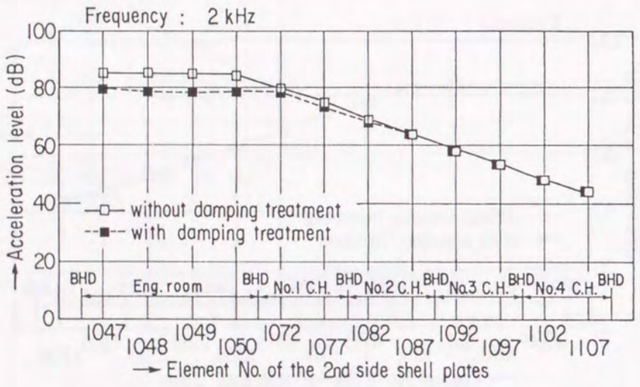
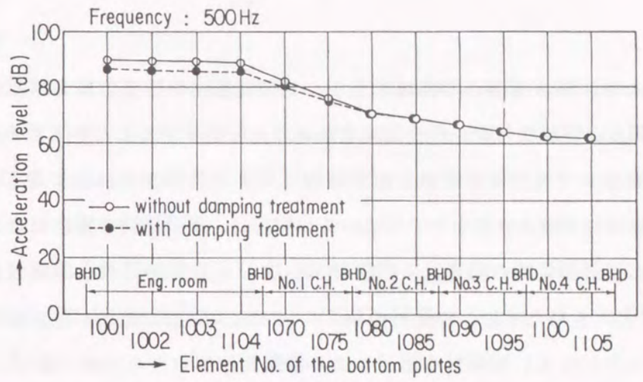
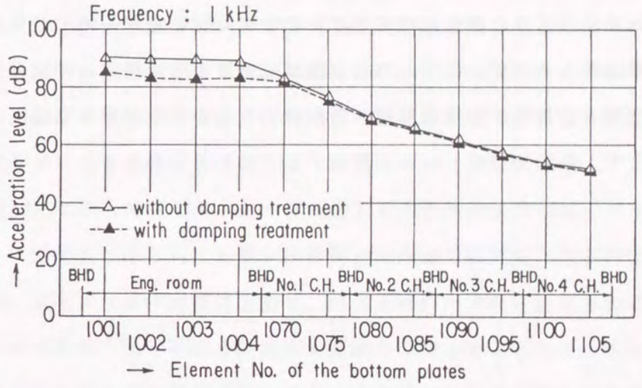


Fig.2.120 Distribution of acceleration levels of the 2nd side shell plates





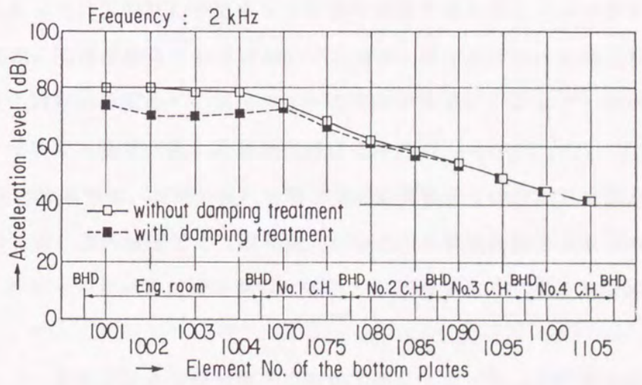


Fig.2.121 Distribution of acceleration levels of the bottom plates

(5) 考察

以上の結果より、固体伝搬音の低減対策としての制振材の施工では、制振材を施工した構造部材（船側および船底外板）の振動加速度レベルを低減することができる。しかし、得られた振動加速度レベルの低減量は、制振材施工による内部損失係数の増加から（2.79）式を用いて推定される値よりも小さくなる。この原因は、鋼構造物の場合には、Fig. 2.106に示したように構造部材間の結合損失係数が1×10^{-3}～1×10^{-2}で、鋼板の内部損失係数よりも10倍以上大きいために、制振材の施工による損失係数の増加が見かけ上小さくなるためである。したがって、制振材の施工による振動加速度レベルの減少量は、最大5dBから10dB程度であると考えて、固体伝搬音の対策を検討すべきである。また、制振材施工の効果は、制振材を貼り付けた構造部材だけに有効であり、制振材を施工していない構造部材ではその効果は得られない。このために、固体伝搬音の伝搬経路に制振材を施工しても効果はほとんど無く、最終的に構造部材の振動によって音が放射される場所の構造部材に制振材を施工して、振動加速度レベルを低減する方法が有効である。

2.8 結　言

船舶および海洋構造物のような鋼板構造物における高周波数域（100Hz～20kHz）の固体伝搬音に関する研究として、SEA法（Statistical Energy Analysis）を用いた解析法の精度の向上と実構造物への適用方法について理論的および実験的な検討を行った。さらに、大型の海洋構造物（ジャケット・ランチング・バージ）と大型船舶で実施された固体伝搬音の実験結果と解析結果についての比較検討、小型船の水中放射雑音の予測計算へのSEA法の適用、固体伝搬音低減対策のシミュレーション計算を行い、次のような結論を得た。

(1) SEA法のモデル化において、モデル化構造から外部へ流出する損失パワーを境界要素内の等価な損失パワーとしてSEAモデルに新しく導入することによって、実構造物のモデル化の精度を向上することができる。この場合、モデル化構造から外部へ流出する損失パワーとして、外部の構造物との結合損失パワーと外部空間への音響放射損失パワーおよび音響透過損失パワーを考慮する。

(2) 残響時間法によって実測されたパネル要素の内部損失係数には、パネルから放射される音響パワーの損失が含まれており、限界周波数付近では実測される内部損失係数が特に大きくなる。実測される内部損失係数は、パネル材料だけから決定される内部損失係数とパネルの音響放射から決定される放射損失係数との和と考えられる。放射損失係数を理論計算から得られる音響放射効率を用いて求め、実測内部損失係数から放射損失係数を差し引くことによってパネル材料の正確な内部損失係数を求めることができる。

(3) 実構造物の固体伝搬音の解析において、等価内部損失パワーを導入した境界条件を用いてモデル化対象外の構造への損失パワーを考慮することによって、モデル化の範囲が小さな場合においても精度の良い計算が可能になる。

(4) SEA法の計算では、従来の室内音響学での計算結果とほぼ同じ結果が得られる。さらに、SEA法では、室内音響学では取り扱えないような構造物間のエネルギーの伝搬や構造物と音場とのエネルギーの伝搬を解析することが可能であり、より汎用的な解析が可能である。

(5) スピーカー音源による音響加振と小型加振器によるパネルの直接加振の二種類の加振方法に対して行った模型実験結果と前述のモデル化を考慮したSEA法の計算結果の差は±3dB～±5dBであり、実用的な精度で固体伝搬音の解析が可能である。

(6) 実構造物の構造不連続部は完全剛体結合としてはモデル化できず、結合部での振動

エネルギの平均透過率は理論値よりも小さくなっていると推定される。SEA法では、要素結合部の振動エネルギ透過率をSEAパラメータの1つとして、任意の値に設定することができる。これによって、SEAパラメータの理論的な推定が難しい場合には、実験結果とSEA法の計算結果から、逆に、SEAパラメータを推定することができる。本論文での模型実験結果と計算結果から推定される構造結合部の平均透過率は、理論値の約50％程度であった。

(7) 大型海洋構造物のジャケット・ランチング・バージの中央通路区画だけを対象とした簡易モデル（要素総数：95）において、バラストタンクに流出するパワーを境界要素の等価内部損失パワーとして考慮することによって実用的な精度（±5dB）で固体伝搬音の解析および予測計算が可能である。

加振源としてタッピングマシンを用いた場合の振動加速度レベルの減衰量は、加振点近傍では約1.8dB/フレーム、加振点から遠方では約3.7dB/フレームである。

(8) 大型船舶の固体伝搬音の解析においてもSEA法が有効であり、特に複雑な構造を簡易化して計算モデルを構築することが重要である。

実船での固体伝搬音の伝搬特性は、加振源であるディーゼル発電機から直接的に振動が伝達される内底板では振動加速度レベルの減衰が大きく、加振源から離れることによって加振源からの振動の伝達経路が多様化して振動加速度レベルの減衰が小さくなる。

機関室のように騒音発生源から直接に室内に放射される音圧レベルが100dB以上となる区画では、室内に形成された音場の音圧によって船体構造に誘起される振動（二次固体伝搬音）が支配的になる。二次固体伝搬音が支配的になる周波数帯域は、船体外板のパネル要素の音響放射効率が大きくなる周波数（限界周波数）に対応する。

(9) SEA法による固体伝搬音計算結果と音響放射音計算を組み合わせることによって、船体外板の振動によって水中に放射される水中放射音の予測が可能である。

水中音レベルの船首尾方向の減衰は、船底外板の振動加速度レベルの減衰よりも緩やかである。すなわち、船側のある位置の水中音レベルは、船体外板の全ての音源要素から水中を伝搬してきた水中音の影響によって決定される。

(10) SEA法を用いることによって固体伝搬音の低減対策の効果をシミュレーションすることができる。固体伝搬音対策としての制振材の効果は、制振材を施工したパネル要素の内部損失係数を増加させることによって振動加速度レベルを低減することができる。この効果は、制振材を施工したパネル要素だけに有効であり、固体伝搬音の伝搬経路に施工しても効果はない。

3. 低周波数域の固体伝搬音解析

3.1 緒　言

船舶を始めとする鋼あるいはアルミ構造物内の低周波数域（20～200Hz）での固体伝搬音、すなわち振動エネルギの伝搬特性を有限要素法（FEM）を用いて解析する方法について検討を行う。振動エネルギの伝搬解析法としては、統計的エネルギ解析法（SEA）を用いた研究が精力的に行われており、船舶などの大型構造物へ適用されている[9][10][11][12][13][30]。前章で示したように、SEA法では、高周波数域、すなわち、SEAモデルを構成する各要素内に拡散振動場あるいは拡散音場として取り扱うのに十分なモードが存在する周波数域では、空間および周波数平均された構造物の応答を精度良く求めることができる。しかし、低周波数域における構造物内の振動エネルギの分布および伝搬経路を解析することや、SEAモデルの各要素内の振動エネルギ分布を求めることはできない。船舶では、騒音および振動源となる主機関や発電機から機械台を介して船体構造に伝達される固体伝搬音、すなわち、振動エネルギの伝達量や伝達経路を推定することは、固体伝搬音の低減を進めるために非常に重要な課題である。機械台構造およびこれに連続する船体構造に対してSEA法を適用するためには、要素内のモード数を考慮して、一般的に要素分割をガーダやスチフナなどの各部材寸法よりも大きく設定する。この場合には、機械台および船体構造の寸法などの設計変更を検討することは不可能になる。さらに、音響域周波数の比較的低周波数域（20～200Hz）では、個々の固有周波数での応答の推定が重要になってくる。そこで、従来の構造あるいは振動解析に用いられているモデルと同程度の要素分割モデルを用いた固体伝搬音の解析法の開発が必要となってくる。構造物を多自由度振動系としてFEMでモデル化して振動エネルギ伝搬を解析する方法については、Hambricによって、簡単な梁・板モデルの研究[37]が報告されている。しかし、船舶などの実構造物へ適用するために必要な基本的な精度の検証や解析結果の評価については十分ではない。

本研究は、FEMを用いて機械台および船体構造を多自由度振動系としてモデル化し、FEMの計算結果から周波数20Hz～200Hzの音響域周波数の比較的低周波数域での固体伝搬音、すなわち振動エネルギの伝搬を解析する方法に関するものである。FEM計算から、構造物モデルの各節点の振動速度と各要素に作用する力を求め、これらの結果を用いて構造物モデルの振動エネルギ伝搬（振動パワーフロー）を求める。

本論文では、3.2節で、構造物の構成要素である梁要素と板要素に対して、FEMの計算

結果から各要素の振動パワーフローを求める方法を示す。3.3節で、1自由度振動系の振動パワーフローについて詳細に解析することによって、振動パワーフローの特性を検討する。次の3.4節では、周辺固定の6種類のアルミ平板モデルを用いて、起振位置や振動モードと振動パワーフローの関係を詳細に検討し、振動パワーフロー形状と伝搬特性を明らかにする。さらに、制振処理やスチフナ施工などの構造変更による振動パワーフロー形状の変化や伝搬特性の変化、振動入力パワーの変化について解析を行う。最後に3.5節で、高速船の主機関から機械台を介して船体構造に伝達される振動パワーフローの解析を行うことによって、実構造物に対する制振対策や構造補強の効果の推定手法としての適用方法を検討する。

3.2 構造物の振動パワーフロー解析法

3.2.1 波動による振動パワーフロー

外部起振力によって構造物に発生した振動は、波動として構造物内を伝搬する。梁部材や板部材で構成される構造物内を伝搬する波動には、縦波、捩り波、曲げ波および剪断波がある。構造物の振動からの放射音、すなわち固体伝搬音に関しては、曲げ波のような面外波が最も重要である。しかし、縦波、捩り波および剪断波のような面内波も振動エネルギを伝達して、構造物の伝搬経路中の部材結合部では面外の振動成分の発生を伴い、音の放射に対しても寄与する。したがって、本論文では、梁部材と板部材を伝搬する4種類の全波動について、振動エネルギの伝搬を取り扱う。

ここで、単位時間当たりに単位断面（梁部材）あるいは単位長さ（板部材）を伝搬する振動エネルギは振動インテンシティと呼ばれる。そして、振動インテンシティに梁の断面積あるいは板の幅を考慮した量は、振動パワーフローと呼ばれ、各部材を伝搬する振動エネルギ量を表す。梁部材と板部材を伝搬する4種類の波動の振動パワーフローまたは振動インテンシティ（すなわち、単位長さ当たりの振動パワーフロー）は、波動方程式を構成する力と速度に関する変数（field variables）と以下に示すように関係づけられる[18][38]。したがって、設定された境界条件の下で、これらの変数を求めることによって、波動の振動パワーフローを解析することができる。

（1）縦波の振動パワーフロー

縦波の波動方程式は、縦波の伝搬に伴って部材内に発生する軸力と軸方向変位速度によって表され、振動パワーフローはこれらの力と変位速度によって求められる。

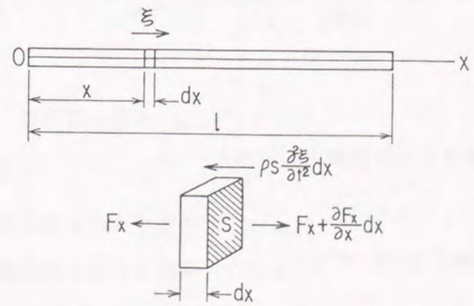


Fig.3.1 Displacements,deformations and stresses in longitudinal wave motion

Fig. 3.1 に示すように、縦波の伝搬に伴って部材内に変形と応力が発生し、梁部材の場合の縦波の波動方程式は、軸力あるいは軸方向変位速度を用いて（3.1）式で表される。

$$E\frac{\partial^2}{\partial x^2}(F_x, v_x)=\rho\frac{\partial^2}{\partial t^2}(F_x, v_x) \tag{3.1}$$

ここで、

E：ヤング率（N/m^2）

ρ：密度（kg/m^3）

$F_x=-S\sigma_x$：軸力（N）

S：断面積（m^2）

$\sigma_x=E\frac{\partial \xi}{\partial x}$：軸応力（引張応力の場合を正）（N/m^2）

$v_x=\frac{\partial \xi}{\partial t}$：軸方向変位速度（m/s）

ξ：軸方向変位（m）

x軸の正方向に伝搬する変位速度と、正方向に作用する軸力（すなわち、圧縮応力が作用する場合に軸力が正）の場合に、パワーフローが正になるように定義すると、x軸の正方向に伝搬する振動パワーP_x（W）は、（3.2）式で求められる。

$$P_x=F_x v_x \tag{3.2}$$

次に、板部材の場合の縦波の波動方程式は、応力と歪の関係を考慮すると、軸力あるいは軸方向変位速度を変数として（3.3）式で表される。

$$\frac{E}{1-\nu^2}\frac{\partial^2}{\partial x^2}(F_x', v_x)=\rho\frac{\partial^2}{\partial t^2}(F_x', v_x) \tag{3.3}$$

ここで、

ν：ポアソン比

$F_x'=-h\sigma_x$：単位長さ当たりの軸力（N/m）

h：板厚（m）

$\sigma_x=\frac{E}{1-\nu^2}\frac{\partial \xi}{\partial x}$：軸応力（N/m^2）

$v_x=\frac{\partial \xi}{\partial t}$：軸方向変位速度（m/s）

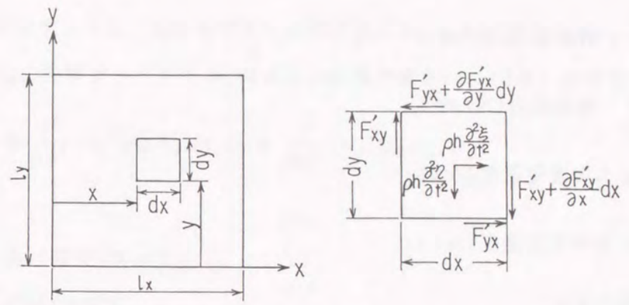


Fig.3.2 Displacements,deformations and stresses in transvers wave motion

平板の場合、x軸の正方向に伝搬する振動パワーP_x（W/m）は、単位長さ当たりの振動パワーフローで表され、軸力と軸方向変位速度によって（3.4）式で求められる。

$$P_x'=F_x' v_x \tag{3.4}$$

（2）面内剪断波（横波）の振動パワーフロー

板部材では、面内剪断力によって面内剪断波が発生する。面内剪断波は横波の一つであり、Fig. 3.2 に示すように、波動の伝搬方向（x方向またはy方向）が部材の変位方向（y方向またはx方向）と垂直になる。面内剪断波の動方程式は、面内剪断力あるいは面内変位速度を用いて（3.5）式で表される。

$$G\frac{\partial^2}{\partial x^2}(F_{xy}', v_y)=\rho\frac{\partial^2}{\partial t^2}(F_{xy}', v_y)$$

$$G\frac{\partial^2}{\partial y^2}(F_{yx}', v_x)=\rho\frac{\partial^2}{\partial t^2}(F_{yx}', v_x) \tag{3.5}$$

ここで、

$G=\frac{E}{2(1+\nu)}$：剪断弾性係数（N/m^2）

ρ：密度（kg/m^3）

$F_{xy}'=-h\tau_{xy}$：単位長さ当たり剪断力（N/m）

$F_{yx}'=-h\tau_{yx}$：単位長さ当たり剪断力（N/m）

$F_{yx}'=F_{xy}'$

h：板厚（m）

$\tau_{xy}=G\dfrac{\partial\eta}{\partial x}$ ：剪断応力（N/m^2）

$\tau_{yx}=G\dfrac{\partial\eta}{\partial y}$ ：剪断応力（N/m^2）

$v_y=\dfrac{\partial\eta}{\partial t}$：$y$方向変位速度（m/s）

$v_x=\dfrac{\partial\xi}{\partial t}$：$x$方向変位速度（m/s）

η：y方向変位（m）

ξ：x方向変位（m）

したがって、x軸の正方向に伝搬するパワー$P'_{F_{xy}}$（W/m）は、剪断力とy方向変位速度、によって、y軸の正方向に伝搬するパワー$P'_{F_{yx}}$（W/m）は、剪断力とx方向変位速度によって、それぞれ（3.6）式、（3.7）式で求められる。

$$P'_{F_{xy}}=F'_{xy}v_y \tag{3.6}$$

$$P'_{F_{yx}}=F'_{yx}v_x \tag{3.7}$$

（3）曲げ波の振動パワーフロー

曲げ波は、大きな面外変形を伴うために、振動からの放射音、すなわち固体伝搬音に関して最も重要な波動である。また、曲げ波の波動方程式は、他の波動と異なり、4階の変微分方程式となり、4つの変数によって表される。

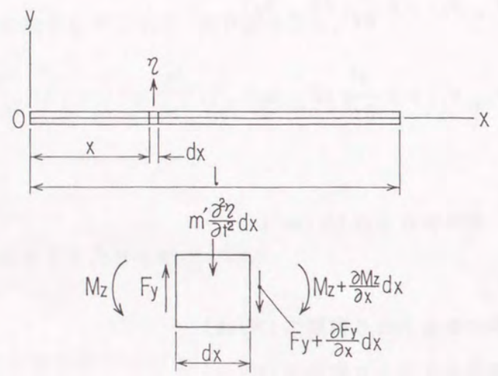


Fig.3.3 Displacements,deformations and stresses in bending wave motion

Fig. 3.3に示すように、梁の曲げ波の波動方程式は、y方向変位速度v_y、z軸回り角速度ω_z、剪断力F_y、曲げモーメントM_zの4つの変数で表され、（3.8）式で与えられる。

$$-B\frac{\partial^4}{\partial x^4}(v_y,\omega_z,F_y,M_z)=m'\frac{\partial^2}{\partial t^2}(v_y,\omega_z,F_y,M_z) \tag{3.8}$$

ここで、

$B=EI$：曲げ剛性（Nm^2）

E：ヤング率（Nm^2）

$I=\dfrac{bh^3}{12}$：断面二次モーメント（m^4）

h：厚さ（m）

b：幅（m）

$m'=\rho bh$：単位長さ当たり密度（kg/m）

$v_y=\dfrac{\partial\eta}{\partial t}$：$y$方向変位速度（m/s）

$\omega_z=\dfrac{\partial v_y}{\partial x}$：$z$軸回り角速度（反時計回りを正）（rad/s）

$F_y=-\dfrac{\partial M_z}{\partial x}$：剪断力（N）

$M_z=-B\dfrac{\partial^2\eta}{\partial x^2}$：曲げモーメント（Nm）

η：y方向変位（m）

したがって、曲げ波の場合には、x軸の正方向に伝搬する振動パワーは、曲げモーメントによる振動パワーP_{M_z}（W）と剪断力による振動パワーP_{F_y}（W）の2種類が存在し、（3.9）式と（3.10）式で求められる。

$$P_{M_z}=M_z\omega_z \tag{3.9}$$

$$P_{F_y}=F_yv_y \tag{3.10}$$

一方、板部材の曲げ波の波動方程式も、梁の場合と同様に4つの変数で表される。ただし、剪断力F'_yと曲げモーメントM'_zは単位長さ当たりの値となる。波動方程式は（3.11）式で表される。

$$-B'\frac{\partial^4}{\partial x^4}(v_y,\omega_z,F'_y,M'_z)=m''\frac{\partial^2}{\partial t^2}(v_y,\omega_z,F'_y,M'_z) \tag{3.11}$$

ここで、

$B' = EI'$：曲げ剛性（Nm）

E：ヤング率（N/m^2）

$I' = \dfrac{h^3}{12(1-\nu^2)}$：断面二次モーメント（$m^3$）

ν：ポアソン比

h：板厚（m）

$m'' = \rho h$：面密度（kg/m^2）

$v_y = \dfrac{\partial \eta}{\partial t}$：$y$方向変位速度（m/s）

$\omega_z = \dfrac{\partial v_y}{\partial x}$：$z$軸回り角速度（反時計回りを正）（rad/s）

$F_y' = -\dfrac{\partial M_z'}{\partial x}$：単位長さ当たり剪断力（N/m）

$M_z' = -B' \dfrac{\partial^2 \eta}{\partial x^2}$：単位長さ当たり曲げモーメント（Nm/m）

η：y方向変位（m）

したがって、板部材の曲げ波の場合にも、x軸の正方向に伝搬する振動パワーは、曲げモーメントによる振動パワーP_{M_z}'（W/m）と剪断力による振動パワーP_{F_y}'（W/m）の2種類が存在し、(3.12) 式と (3.13) 式で求められる。

$$P_{M_z}' = M_z' \omega_z \tag{3.12}$$

$$P_{F_y}' = F_y' v_y \tag{3.13}$$

(4) 捩り波の振動パワーフロー

捩り波は、横波の1つであり、Fig. 3.4に示すように、捩りモーメントによって梁および板部材に発生する。梁部材の捩り波の波動方程式は (3.14) 式で表される。

$$T \frac{\partial^2}{\partial x^2}(T_x, \omega_x) = \Theta' \frac{\partial^2}{\partial t^2}(T_x, \omega_x) \tag{3.14}$$

ここで、

T：捩り剛性（Nm^2/rad）

Θ'：単位長さ当たり質量慣性モーメント（kgm^2/m）

$T_x = T \dfrac{\partial \theta_x}{\partial x}$：捩りモーメント（Nm）

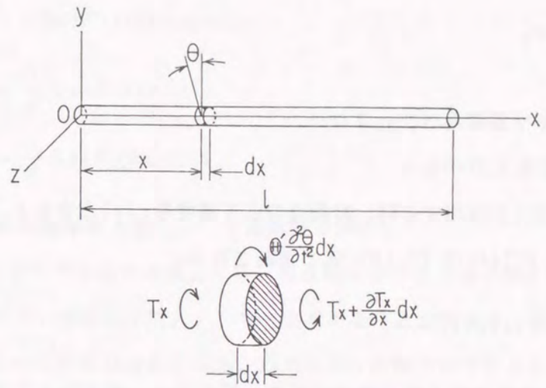


Fig.3.4 Displacements,deformations and stresses in torsional wave motion

ω_x：x軸回り角速度（rad/s）

θ_x：x軸回り回転角度（rad）

したがって、x軸の正方向に伝搬する振動パワーP_{T_x}（W）は (3.15) 式で求められる。

$$P_{T_x} = T_x \omega_x \tag{3.15}$$

板部材の捩り波の波動方程式も、梁部材と同様に捩りモーメントと角速度によって (3.17) 式で表される。ただし、捩りモーメントは単位長さ当たりの値となる。

$$T' \frac{\partial^2}{\partial x^2}(T_x', \omega_x) = \Theta'' \frac{\partial^2}{\partial t^2}(T_x', \omega_x) \tag{3.16}$$

ここで、

T'：単位長さ当たり捩り剛性（$Nm^2/rad/m$）

Θ''：単位面積当たり質量慣性モーメント（kgm^2/m^2）

$T_x' = T' \dfrac{\partial \theta_x}{\partial x}$：単位長さ当たり捩りモーメント（Nm/m）

ω_x：x軸回り角速度（rad/s）

θ_x：x軸回り回転角度（rad）

したがって、x軸の正方向に伝搬する単位長さ当たりの振動パワーP_{T_x}'（W/m）は (3.17)

式で求められる。

$$P'_{T_x} = T'_x \omega_x \tag{3.17}$$

3.2.2 構造物における振動パワーフロー

(1) 構造物への振動入力パワー

構造物に起振力$F(t)$が作用する時、起振点の応答速度を$v(t)$とすると、構造物に伝達される瞬時入力パワー$P^{in}(t)$は（3.18）式で定義される。

$$P^{in}(t) = F(t)v(t) \tag{3.18}$$

主機関や発電機などを音源とする固体伝搬音の解析では、構造物の定常振動状態の解析が重要であり、振動入力パワーについても、時間平均入力パワーがより重要となる。時間平均入力パワー$\bar{P}^{in}$は（3.19）式で表される[39]。

$$\bar{P}^{in} = <F(t)v(t)>_t \tag{3.19}$$

ここで、$<>_t$および$\bar{}$は時間平均を表す。起振力を角周波数ωの調和外力とした定常振動状態について考え、起振力および応答速度を（3.20）式および（3.21）式のように複素数で取り扱う。

$$\begin{aligned} \tilde{F}(t) &= Fe^{j\alpha}e^{jwt} \\ &= \hat{F}e^{jwt} \end{aligned} \tag{3.20}$$

$$\begin{aligned} \tilde{v}(t) &= Ve^{j\beta}e^{jwt} \\ &= \hat{V}e^{jwt} \end{aligned} \tag{3.21}$$

ここで、

F：外力振幅（N）

α：外力の位相（rad）

V：速度振幅（m/s）

β：速度の位相（rad）

ω：角周波数（rad/s）

複素起振力$\tilde{F}(t)$と複素応答速度$\tilde{v}(t)$を用いると、時間平均入力パワーは（3.22）式および（3.23）式で求められる。

$$\begin{aligned} \bar{P}^{in} &= <F(t)v(t)>_t \\ &= <Re\{\tilde{F}(t)\}Re\{\tilde{v}(t)\}>_t \\ &= \frac{1}{2}Re\{\tilde{F}(t)\tilde{v}^*(t)\} \end{aligned} \tag{3.22}$$

$$= \frac{1}{2}Re\{\tilde{F}^*(t)\tilde{v}(t)\} \tag{3.23}$$

ここで、＊は共役複素数を表し、~は複素数を表す。

構造物をFEMでモデル化する場合には、節点に作用する外力と周波数応答計算から求められた節点速度を用いて時間平均入力パワーを求めることができる。各節点変位速度は3つの並進自由度と3つの回転自由度を持ち、外力は3つの軸方向ベクトルと3つのモーメントで定義される。したがって、外力による時間平均入力パワーは6つの成分で構成され、(3.24)式から求められる。

$$\bar{P}^{in} = \bar{P}^{in}_{Fx} + \bar{P}^{in}_{Fy} + \bar{P}^{in}_{Fz} + \bar{P}^{in}_{Mx} + \bar{P}^{in}_{My} + \bar{P}^{in}_{Mz} \tag{3.24}$$

ここで、

$\bar{P}^{in}_{Fx} = \frac{1}{2}Re\{\tilde{F}_x\tilde{v}^*_x\}$ ：x 方向起振力による振動入力パワー（W）

$\bar{P}^{in}_{Fy} = \frac{1}{2}Re\{\tilde{F}_y\tilde{v}^*_y\}$ ：y 方向起振力による振動入力パワー（W）

$\bar{P}^{in}_{Fz} = \frac{1}{2}Re\{\tilde{F}_z\tilde{v}^*_z\}$ ：z 方向起振力による振動入力パワー（W）

$\bar{P}^{in}_{Mx} = \frac{1}{2}Re\{\tilde{M}_x\tilde{\theta}^*_x\}$ ：x 軸回り起振モーメントによる振動入力パワー（W）

$\bar{P}^{in}_{My} = \frac{1}{2}Re\{\tilde{M}_y\tilde{\theta}^*_y\}$ ：y 軸回り起振モーメントによる振動入力パワー（W）

$\bar{P}^{in}_{Mz} = \frac{1}{2}Re\{\tilde{M}_z\tilde{\theta}^*_z\}$ ：z 軸回り起振モーメントによる振動入力パワー（W）

$\tilde{F}_x$：x 方向節点力（N）

$\tilde{F}_y$：y 方向節点力（N）

$\tilde{F}_z$：z 方向節点力（N）

$\tilde{v}_x$：x 方向節点速度（m/s）

$\tilde{v}_y$：y 方向節点速度（m/s）

$\tilde{v}_z$：z 方向節点速度（m/s）

$\tilde{M}_x$: x 軸回り節点モーメント(Nm)

$\tilde{M}_y$: y 軸回り節点モーメント(Nm)

$\tilde{M}_z$: z 軸回り節点モーメント(Nm)

$\tilde{\theta}_x$: x 軸回り回転角速度(rad/s)

$\tilde{\theta}_y$: y 軸回り回転角速度(rad/s)

$\tilde{\theta}_z$: z 軸回り回転角速度(rad/s)

(2) 構造物内の振動パワーフロー

構造物内の振動エネルギの伝搬、すなわち振動パワーフローは、外部起振力によって構造物内に発生する力と速度から、振動入力パワーと同様に求めることができる。構造物内の振動パワーフローの種類は、力の種類と変形の種類（伝搬波の種類）によって異なる。構造物を、梁要素と板要素でモデル化する場合には、3.2.1項で述べたように、縦波、剪断波、曲げ波および捩り波によって振動エネルギが伝達される。縦波では軸力と軸方向変位速度、捩り波では面内剪断力と剪断変位速度、曲げ波では曲げモーメンと回転角速度および面外剪断力と剪断変形速度、捩り波では捩りモーメンと回転角速度から振動パワーフローが求められる。

振動パワーフローの計算においては、構造物を梁要素および板要素でモデル化し、FEM汎用構造解析プログラムMSC/NASTRANを用いて節点変位速度と要素力を求める。計算では、起振力を調和起振力とした周波数応答計算によって定常振動状態における複素要素力と複素節点変位速度を求める。これらの計算結果から、(3.22) 式あるいは (3.23) 式と同様な計算により、時間平均振動パワーフローを求めることができる。

波動の伝搬方向が一次元である梁要素の場合の振動インテンシティは、単位時間当たりに構造物の単位断面を伝搬する振動エネルギで定義される。波動の伝搬方向が二次元となる板要素の場合の振動インテンシティは、単位時間当たりに構造物の単位長さを伝搬する振動エネルギで定義される。振動インテンシティに対して断面積あるいは板幅を考慮した量が構造物の振動パワーフローとなる。したがって、一次元梁要素の振動パワーフローおよび二次元板要素の振動インテンシティ（単位長さ当たりの振動パワーフロー）は、以下のように表される。

①一次元梁要素

Fig. 3.5に示すように、梁の中立面を$x-y$面および$x-z$面とし、長さ方向をxとする。MSC/NASTRANの梁要素（CBAR ELEMENT）では、要素両端での6自由度の節点変

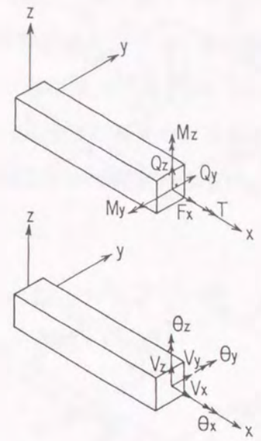


Fig.3.5 Element forces and displacements in CBAR element

位速度と6つの要素力が算出される。これらの要素力と節点変位速度からx方向の時間平均の振動パワーフロー$\bar{P}_x$は (3.25) 式で求められる。

$$\bar{P}_x=\bar{P}_{Fx}+\bar{P}_{Qy}+\bar{P}_{My}+\bar{P}_{Qz}+\bar{P}_{Mz}+\bar{P}_{Tx} \tag{3.25}$$

ここで、

$\bar{P}_{Fx}=\frac{1}{2}Re\{\tilde{F}_x\tilde{v}_x^*\}$: 軸力パワーフロー(W)

$\bar{P}_{Qy}=\frac{1}{2}Re\{\tilde{Q}_y\tilde{v}_y^*\}$: y 方向剪断力パワーフロー(W)

$\bar{P}_{My}=\frac{1}{2}Re\{-\tilde{M}_y\tilde{\theta}_y^*\}$: y 方向曲げモーメントパワーフロー(W)

$\bar{P}_{Qz}=\frac{1}{2}Re\{\tilde{Q}_z\tilde{v}_z^*\}$: z 方向剪断力パワーフロー(W)

$\bar{P}_{Mz}=\frac{1}{2}Re\{\tilde{M}_z\tilde{\theta}_z^*\}$: z 方向曲げモーメントパワーフロー(W)

$\bar{P}_{Tx}=\frac{1}{2}Re\{\tilde{T}_x\tilde{\theta}_x^*\}$: 捩りモーメントパワーフロー(W)

$\tilde{F}_x$: x 方向軸力(N)

$\tilde{Q}_x$: y 方向剪断力(N)

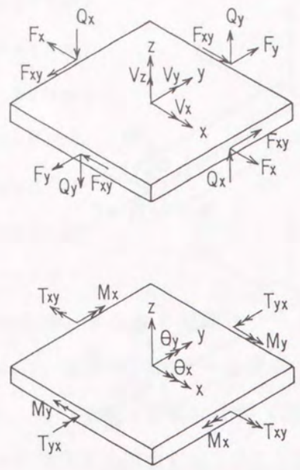


Fig.3.6 Element forces and displacements in CQUAD4 element

$\tilde{M}_y$: y 軸回り曲げモーメント(Nm)

$\tilde{Q}_y$: z 方向剪断力(N)

$\tilde{M}_z$: z 軸回り曲げモーメント(Nm)

$\tilde{T}_x$: 捩りモーメント(Nm)

$\tilde{v}_x$: x 方向変位速度(m/s)

$\tilde{v}_y$: y 方向変位速度(m/s)

$\tilde{v}_z$: z 方向変位速度(m/s)

$\tilde{\theta}_x$: x 軸回り回転角速度(rad/s)

$\tilde{\theta}_y$: y 軸回り回転角速度(rad/s)

$\tilde{\theta}_z$: z 軸回り回転角速度(rad/s)

右辺第一項が縦波によるパワーフロー、第二項と第三項が$x-z$面の曲げ波によるパワーフロー、第四項と第五項が$x-y$面の曲げ波によるパワーフロー、第六項が捩り波によるパワーフローである。

②二次元板要素

Fig. 3.6に示すように、$x-y$面で定義される平板要素を考える。このとき、平板要素の振動インテンシティは、x方向の振動インテンシティW_xとy方向の振動インテンシティW_y

の2つのベクトルで表される。本論文で取り扱う平板要素については、振動インテンシティ(すなわち、単位長さ当たりの振動パワーフロー)を平板要素の振動パワーフローと呼ぶものとする。MSC/NASTRANの板要素(CQUAD4 ELEMENT)では、要素端での6自由度の節点変位速度と要素中心での6つの要素力が算出される。これらの要素力と節点変位速度からx方向およびy方向の時間平均の振動パワーフロー$\bar{P}_x$、$\bar{P}_y$は(3.26)式、(3.27)式で求められる。

$$\bar{P}_x = \bar{P}_{Fx} + \bar{P}_{Qx} + \bar{P}_{Mx} + \bar{P}_{Fxy} + \bar{P}_{Txy} \tag{3.26}$$

$$\bar{P}_y = \bar{P}_{Fy} + \bar{P}_{Qy} + \bar{P}_{My} + \bar{P}_{Fyx} + \bar{P}_{Tyx} \tag{3.27}$$

ここで、

$\bar{P}_{Fx} = \frac{1}{2} Re\{\tilde{F}_x \tilde{v}_x^*\}$: 軸力パワーフロー(W/m)

$\bar{P}_{Fy} = \frac{1}{2} Re\{\tilde{F}_y \tilde{v}_y^*\}$: 軸力パワーフロー(W/m)

$\bar{P}_{Qx} = \frac{1}{2} Re\{\tilde{Q}_x \tilde{v}_z^*\}$: 剪断力(面外)パワーフロー(W/m)

$\bar{P}_{Qy} = \frac{1}{2} Re\{\tilde{Q}_y \tilde{v}_z^*\}$: 剪断力(面外)パワーフロー(W/m)

$\bar{P}_{Mx} = \frac{1}{2} Re\{-\tilde{M}_x \tilde{\theta}_y^*\}$: 曲げモーメントパワーフロー(W/m)

$\bar{P}_{My} = \frac{1}{2} Re\{\tilde{M}_y \tilde{\theta}_x^*\}$: 曲げモーメントパワーフロー(W/m)

$\bar{P}_{Fxy} = \frac{1}{2} Re\{\tilde{F}_{xy} \tilde{v}_y^*\}$: 剪断力(面内)パワーフロー(W/m)

$\bar{P}_{Fyx} = \frac{1}{2} Re\{\tilde{F}_{yx} \tilde{v}_x^*\}$: 剪断力(面内)パワーフロー(W/m)

$\bar{P}_{Txy} = \frac{1}{2} Re\{\tilde{T}_{xy} \tilde{\theta}_x^*\}$: 捩りモーメントパワー(W/m)

$\bar{P}_{Tyx} = \frac{1}{2} Re\{-\tilde{T}_{yx} \tilde{\theta}_y^*\}$: 捩りモーメントパワー(W/m)

$\tilde{F}_x$: x 方向軸力(N/m)

$\tilde{F}_y$: y 方向軸力(N/m)

$\tilde{Q}_x$: x 方向面外剪断力(N/m)

$\tilde{Q}_y$: y 方向面外剪断力(N/m)

$\tilde{F}_{xy}$: x 方向面内剪断力(N/m)

$\tilde{F}_{yx}=\tilde{F}_{xy}$: y 方向面内剪断力(N/m)

$\tilde{M}_x$: y 軸回り曲げモーメント(Nm/m)

$\tilde{M}_y$: x 軸回り曲げモーメント(Nm/m)

$\tilde{T}_{xy}$: x 軸回り捩りモーメント(Nm/m)

$\tilde{T}_{yx}=T_{xy}$: y 軸回り捩りモーメント(Nm/m)

$\tilde{v}_x$: x 方向変位速度(m/s)

$\tilde{v}_y$: y 方向変位速度(m/s)

$\tilde{v}_z$: z 方向変位速度(m/s)

$\tilde{\theta}_x$: x 軸回り回転角速度(rad/s)

$\tilde{\theta}_y$: y 軸回り回転角速度(rad/s)

各式の右辺第一項が縦波による振動パワーフロー、第二項と第三項が曲げ波による振動パワーフロー、第四項が面内剪断波による振動パワーフロー、第五項が捩り波による振動パワーフローである。

3.3 1自由度振動系の振動パワーフロー解析

多自由度（MDOF：Multiple-Degree-of-Freedom）振動系である一般構造物の振動パワーフローの解析の前に、1自由度（SDOF：Single Degree-of-Freedom）振動系の振動パワーフローについて詳細に解析を行うことによって、振動パワーフローの特性を明らかにする。

N自由度の粘性減衰振動系の運動方程式は、(3.28) 式で表される[40]。

$$[M]\{\ddot{x}(t)\}+[C]\{\dot{x}(t)\}+[K]\{x(t)\}=\{F(t)\} \tag{3.28}$$

ここで、

$[M]$: 質量行列(kg)

$[C]$: 粘性減衰行列(Ns/m)

$[K]$: 剛性行列(N/m)

$\{x(t)\}$: 変位ベクトル(m)

$\{F(t)\}$: 外力ベクトル(N)

$\dot{}$, $\ddot{}$ は時間tでの微分を表す。ここで、減衰を比例粘性減衰と仮定すると、(3.28) 式の運動方程式は、不減衰固有モードによるモード座標を用いて、(3.29) 式のような互いに独立なN個の1自由度運動方程式に変換することができる。

$$\lceil m\rfloor\{\ddot{\xi}(t)\}+\lceil c\rfloor\{\dot{\xi}(t)\}+\lceil k\rfloor\{\xi(t)\}=\{f(t)\} \tag{3.29}$$

ここで、

$\lceil m\rfloor=[\phi]^T[M][\phi]$: モード質量行列(kg)

$\lceil c\rfloor=[\phi]^T[C][\phi]$: モード粘性減衰行列(Ns/m)

$\lceil k\rfloor=[\phi]^T[K][\phi]$: モード剛性行列(N/m)

$[\phi]$: 固有モード行列

$\{f(t)\}=[\phi]^T\{F(t)\}$: モード外力ベクトル(N)

$\{\xi(t)\}=[\phi]^{-1}\{x(t)\}$: モード座標ベクトル(m)

(3.29) 式の運動方程式は、それぞれ独立な1自由度振動系として個別に解くことができる。そして、その応答は1自由度振動系の応答の重ね合わせで表される。したがって、1自由度振動系の振動パワーフローを解析することによって、多自由度振動系の固有振動数近傍における振動パワーフローの特性についても明らかにすることができる。

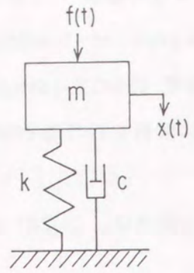


Fig.3.7 SDOF system with viscous damping coefficient c

Fig. 3.7に示すような1自由度（SDOF）の粘性減衰振動系の振動パワーフローを解析する。この振動系の質量mに周期外力$f(t)$が作用する場合、運動方程式は（3.30）式で表される。

$$m\ddot{x}(t)+c\dot{x}(t)+kx=f(t) \tag{3.30}$$

ここで、

m：質量(kg)

c：粘性減衰係数(Ns/m)

k：ばね定数(N/m)

$x(t)$：変位(m)

$f(t)=F\cos(\omega t+\alpha)$：周期外力(N)

$\omega=2\pi f$：角周波数(rad/s)

f：周波数(Hz)

α：外力の位相(rad)

F：外力振幅(N)

周期外力$f(t)$と変位速度$\dot{x}(t)$をそれぞれ（3.31）式と（3.32）式のように複素数$\tilde{f}(t)$, $\tilde{v}(t)$で表す。

$$\begin{aligned} f(t) &= Re\{\tilde{f}(t)\} \\ &= Re\{Fe^{j\alpha}e^{j\omega t}\} \\ &= Re\{\hat{F}e^{j\omega t}\} \end{aligned} \tag{3.31}$$

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= v(t) \\ &= Re\{\tilde{v}(t)\} \\ &= Re\{Ve^{j\beta}e^{j\omega t}\} \\ &= Re\{\hat{V}e^{j\omega t}\} \end{aligned} \tag{3.32}$$

ここで、

F：外力振幅(N)

V：変位速度振幅(m/s)

α：外力の位相(rad)

β：変位速度の位相(rad)

複素外力と複素変位速度を用いると（3.30）式の運動方程式は（3.33）式のように変形することができる。

$$\left(j\omega m+c+\frac{k}{j\omega}\right)\tilde{v}(t)=\tilde{f}(t) \tag{3.33}$$

このとき、複素インピーダンス$\hat{Z}(\omega)$と複素モビリティ$\hat{Y}(\omega)$は、それぞれ（3.34）式と（3.35）式で表される。

$$\begin{aligned} \hat{Z}(\omega) &= \frac{\tilde{f}(t)}{\tilde{v}(t)} \\ &= \frac{\hat{F}}{\hat{V}} \\ &= c+j\left(\omega m-\frac{k}{\omega}\right) \end{aligned} \tag{3.34}$$

$$\begin{aligned} \hat{Y}(\omega) &= \frac{1}{\hat{Z}(\omega)} \\ &= \frac{1}{c+j\left(\omega m-\frac{k}{\omega}\right)} \end{aligned} \tag{3.35}$$

次に、定常振動状態における外力$f(t)$と変位速度$v(t)$を定量的に取扱うための変数として、2乗時間平均外力$<f^2(t)>_t$および2乗時間平均速度$<v^2(t)>_t$を、それぞれ（3.36）式と（3.37）式で定義する。

$$<f^2(t)>_t=\frac{1}{T}\int_0^T f^2(t)\,dt \tag{3.36}$$

$$<v^2(t)>_t = \frac{1}{T}\int_0^T v^2(t)\,dt \tag{3.37}$$

ここで、$<>_t$は時間平均を表す。前述した複素外力と複素変位速度を用いて2乗時間平均外力と2乗時間平均速度を表すと、それぞれ（3.38）式と（3.39）式のようになる。

$$\begin{aligned} <f^2(t)>_t &= <Re\{\tilde{f}^2(t)\}>_t \\ &= \frac{1}{2}Re\{\hat{F}\hat{F}^*\} \\ &= \frac{1}{2}|\hat{F}| \end{aligned} \tag{3.38}$$

$$\begin{aligned} <v^2(t)>_t &= <Re\{\tilde{v}^2(t)\}>_t \\ &= \frac{1}{2}Re\{\hat{V}\hat{V}^*\} \\ &= \frac{1}{2}|\hat{V}| \end{aligned} \tag{3.39}$$

ここで、＊は共役複素数を表す。

複素インピーダンスと2乗時間平均速度を用いると、外力によってこの振動系に伝達される複素入力パワー$\tilde{J}(\omega)$は、（3.40）式および（3.41）式で表される[39]。

$$\tilde{J}(\omega) = \hat{Z}(\omega)<v^2(t)>_t \tag{3.40}$$

$$= <\Pi>_t + j2\omega<L>_t \tag{3.41}$$

複素入力パワーの実数部 $<\Pi>_t$は、Fig. 3.7に示した1自由度粘性減衰振動系の時間平均損失パワーを表し、実パワー（real power）と呼ばれる。定常振動状態では、外力によって振動系に入力される時間平均入力パワー$\bar{P}^{in}$と振動系から損失される時間平均損失パワー$<\Pi>_t$は等しくなる。振動系から損失されるパワーには、振動エネルギから熱エネルギなどの他のエネルギに変換されて損失されるものと、別の振動系に振動エネルギとして伝達されるものがある。Fig. 3.7に示す1自由度の粘性減衰振動系の場合には、時間平均入力パワー$\bar{P}^{in}$は、(3.42) 式に示すように、粘性減衰によって損失される時間平均パワー$c<v^2(t)>_t$に等しくなる。

$$\begin{aligned} <\Pi>_t &= Re\{\tilde{J}(\omega)\} \\ &= Re\{\hat{Z}(\omega)\}<v^2(t)>_t \\ &= c<v^2(t)>_t \\ &= \bar{P}^{in} \end{aligned} \tag{3.42}$$

時間平均損失パワー$<\Pi>_t$は、(3.43) 式に示すように、2乗時間平均外力と複素モビリティからも求めることができる。

$$\begin{aligned} <\Pi>_t &= Re\{\hat{Y}(\omega)\}<f^2(t)>_t \\ &= \bar{P}^{in} \end{aligned} \tag{3.43}$$

したがって、定常振動状態において、外力によって振動系に入力される時間平均入力パワーは、外力と変位速度の時間平均、2乗時間平均外力と複素モビリティあるいは2乗時間平均変位速度と複素インピーダンスから求めることができる。

また、複素パワーの虚数部$Im\{\tilde{J}(\omega)\}$は、ラグランジュ関数の時間平均$<L>_t$に比例し、リアクティブパワー（reactive power）と呼ばれている。(3.44) 式に示すように、リアクティブパワーは、時間平均運動エネルギと時間平均ポテンシャルエネルギの差に比例し、共振周波数でゼロとなる。

$$\begin{aligned} Im\{\tilde{J}(\omega)\}/2\omega &= <L>_t \\ &= <T-U>_t \\ &= \frac{1}{2}m<v^2(t)>_t - \frac{1}{2}k<x^2(t)>_t \\ &= \frac{1}{2}m<v^2(t)>_t\left(1-\left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2\right) \end{aligned} \tag{3.44}$$

ここで、

$<T>_t = \frac{1}{2}m<v^2(t)>_t$ ：時間平均運動エネルギ(Nm)

$<U>_t = \frac{1}{2}k<x^2(t)>_t$ ：時間平均ポテンシャルエネルギ(Nm)

ω：角周波数(rad/s)

$\omega_0 = \sqrt{k/m}$ ：固有角振動数(rad/s)

したがって、共振周波数においては、リアクティブパワーがゼロとなるので、複素入力

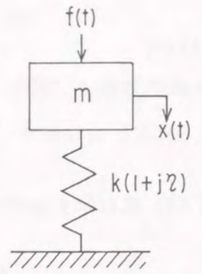


Fig.3.8 SDOF system with loss factor η

パワーは時間平均入力パワーに等しく($\tilde{J}(\omega)=<\Pi>_t$)なる。

次に、振動系の時間平均振動エネルギ$<E>_t$は、2乗時間平均速度を用いて（3.45）式で表される。

$$<E>_t = <T>_t + <U>_t$$

$$= \frac{1}{2} m <v^2(t)>_t + \frac{1}{2} k <x^2(t)>_t$$

$$= \frac{1}{2} m \left(1 + \left(\frac{\omega_0}{\omega}\right)^2\right) <v^2(t)>_t \qquad (3.45)$$

（3.45）式は、共振周波数では（3.46）式のようになり、起振外力が一定の場合には、時間平均振動エネルギーは減衰の大きさの2乗に反比例して小さくなる。

$$<E>_t = m <x^2(t)>_t$$

$$= \frac{m}{c^2} <f^2(t)>_t \qquad (3.46)$$

一方、Fig. 3.8に示すように、減衰を複素ばねで表した構造減衰振動系の場合の運動方程式は（3.47）式で表される。

$$m\ddot{x}(t) + k(1+j\eta)x(t) = f(t) \qquad (3.47)$$

粘性減衰係数cと損失係数ηは（3.48）式で関係づけられるので、構造減衰は粘性減衰の特別な場合として取り扱うことができる。

$$c = \frac{\eta k}{\omega} \qquad (3.48)$$

次に、構造減衰振動系の時間平均入力パワーについて、共振周波数ω_0で規準化された周波数比$\Omega = \omega_0/\omega$および損失係数ηとの関係を調べる。

外力$f(t)$が作用している時の時間平均入力パワーは、周波数比および損失係数を用いて、（3.49）式で表される。

$$\bar{P}^{in} = Re\{\hat{Y}(\omega)\} <f^2(t)>_t$$

$$= \frac{k\eta}{\omega} |\hat{Y}(\omega)| <f^2(t)>_t$$

$$= \frac{1}{\omega m} \frac{1}{\Omega^2} \frac{\eta}{\eta^2 + (\frac{1}{\Omega^2} - 1)^2} <f^2(t)>_t$$

$$= \frac{\Omega}{\sqrt{mk}} \frac{\eta}{\eta^2\Omega^2 + (\frac{1}{\Omega} - \Omega)^2} <f^2(t)>t \qquad (3.49)$$

（3.49）式を用いて共振周波数を中心にした周波数範囲において、時間平均入力パワーと損失係数との関係について考察する。

（1）$\Omega = 1 (\omega = \omega_0)$のとき

共振周波数において、時間平均入力パワーは最大となり、このときの値は（3.50）式で求められる。この周波数では、振動系の損失係数が大きいほど、すなわち減衰が大きいほど時間平均入力パワーは少なくなる。したがって、振動系に減衰を付加することによって、共振周波数での時間平均入力パワーを少なくすることができることがわかる。

$$\bar{P}^{in} = \frac{1}{\sqrt{mk}} \frac{1}{\eta} <f^2(t)>_t \qquad (3.50)$$

また、このときの時間平均変位速度と時間平均振動エネルギは、それぞれ（3.51）式と（3.52）式で求められる。この場合も、振動系の損失係数が大きいほど時間平均変位速度および時間平均振動エネルギは小さくなることがわかる。

$$<v^2(t)>_t = \frac{1}{mk} \frac{1}{\eta^2} <f^2(t)>_t \qquad (3.51)$$

$$<E>_t = \frac{1}{k} \frac{1}{\eta^2} <f^2(t)>_t \qquad (3.52)$$

（2）$\Omega \ll 1 (\omega \gg \omega_0)$のとき

共振周波数よりも高い周波数範囲では、（3.53）式に示すように、時間平均入力パワーは

損失係数が大きいほど多くなり、周波数の増加に伴って少なくなる。

$$\overline{P}^{in} \approx \frac{k}{\omega^3 m^2} \eta < f^2(t) >_t \tag{3.53}$$

(3) $\Omega \gg 1 (\omega \ll \omega_0)$のとき

共振周波数よりも低い周波数範囲では、(3.54) 式に示すように、$\eta < 1$であるので、時間平均入力パワーは損失係数が大きいほど多くなる。また、周波数の増加に比例して多くなる。

$$\overline{P}^{in} \approx \frac{\omega}{k} \frac{\eta}{1+\eta^2} < f^2(t) >_t \tag{3.54}$$

これらの結果から、共振周波数近傍と共振周波数以外の範囲では、時間平均入力パワーと損失係数の関係が異なることがわかる。共振周波数近傍では、時間平均入力パワーは損失係数の増加に反比例して減少する。一方、共振周波数から離れた周波数範囲では、損失係数の増加に比例して増加する。

次に、共振周波数において時間平均入力パワーが最大となることから、共振周波数近傍に注目して検討を行う。複素インピーダンス$\hat{Z}(\omega)$あるいは複素モビリティ$\hat{Y}(\omega)$の実数部と虚数部の大きさが等しいと置いた時に求められる周波数比$\Omega_{1/2}$は、半値パワーポイント周波数比と呼ばれ、周波数$\omega_{1/2}$は半値パワーポイント周波数と呼ばれる。(3.57) 式に示すように、この周波数においては、時間平均入力パワーが (3.50) 式で求められる共振周波数の時の時間平均入力パワーの約1/2になることがわかる。

$$\begin{aligned} \Omega_{1/2} &= (1 \pm \eta)^{-1/2} \\ &\approx (1 \mp \frac{1}{2}\eta) \end{aligned} \tag{3.55}$$

$$\omega_{1/2} = \omega_0 (1 \pm \eta)^{1/2} \tag{3.56}$$

$$\overline{P}^{in}_{\omega_{1/2}} = \frac{1}{2} \frac{1}{\sqrt{mk}} \frac{\sqrt{1 \pm \eta}}{\eta} < f^2(t) >_t \tag{3.57}$$

また、(3.58) 式で示す周波数幅$\Delta\omega$は半値幅と呼ばれる。

$$\Delta\omega \approx \omega_0 \eta \tag{3.58}$$

共振周波数を含むこの周波数範囲では、時間平均入力パワーの大きさは、(3.50) 式でしたように損失係数の大きさによってコントロールされ、損失係数が大きいほど時間平均入

力パワーは少なくなる。共振周波数$f = 100$Hz、損失係数$\eta = 0.001$の時、半値幅は$\Delta f = 0.1$Hzとなり、損失係数が小さい時には、半値幅は非常に小さくなることがわかる。したがって、損失係数の増加によって時間平均入力パワーが減少する周波数範囲は、共振周波数の極近傍であり、共振時の振動パワーフロー解析では共振周波数を正確に把握する必要があると言える。

3.4 平板モデルの振動パワーフロー解析[41]

多自由度振動系モデルとして周辺固定の長方形平板を対象にして、有限要素法（FEM）を用いた振動パワーフロー解析法よって、平板モデルの振動インテンシティ、すなわち単位長さ当たりの振動パワーフローの数値シミュレーションを行う。これによって、振動パワーフロー形状やパワーの大きさなどの基本的な特性を明らかにすると共に、振動パワーフロー解析法の有効性を検証する。

最初に、一様な減衰を持つ平板モデルを周期外力で起振した場合に、平板モデルに発生する波動による振動パワーフロー成分の種類とその伝搬特性を解析する。次に、同じ平板モデルに対して、部分的に制振処理を施工したり、スチフナ施工による補強などの固体伝搬音低減対策を行った場合について、振動パワーフロー成分の変化や伝搬特性の変化を解析する。

3.4.1 平板モデルの概要と計算条件

Fig. 3.9に数値シミュレーションに用いた平板モデルを示す。

平板モデルの寸法は1410mm×910mm×5mmの長方形、材質はアルミとし、材料減衰は損失係数$\eta = 0.0006$を設定した。境界条件は周辺固定とし、起振位置は平板中央のA点と平板端部のB点の2箇所、起振力は100Nの周期力とした。平板モデルのFEM要素分割では、平板モデルをx方向に24分割、y方向に16に分割し、要素寸法58.75mm×56.875mmの384個の4節点アイソパラメトリック要素（CQUAD4）でモデル化した。

各要素の節点変位速度と要素力は、FEMによる汎用構造解析プログラムMSC/NASTRAN

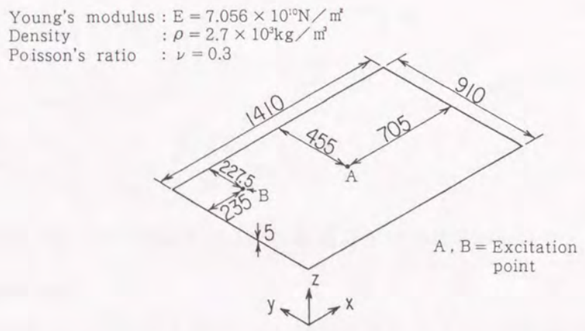


Fig.3.9 Dimensions of the plate model

を用いた周波数応答計算によって求めた。要素の節点変位速度については、要素座標系のx,y,z軸方向の3つの並進速度成分とx,y軸回りの2つの回転角速度成分が4つの節点で求められるので、これらの結果から要素中心位置での各速度成分の平均値を求めた。また、要素の要素力では、要素中心位置で要素座標系のx,y方向の2つの軸力、2つの面外剪断力、2つの面内剪断力と、x,y軸回りの2つの曲げモーメント、2つの捩りモーメントが求められる。これらの変位速度と要素力は全て複素数で求められ、要素は単位長さ当たりの値となっている。振動パワーフローの計算では、これらの計算結果から、3.2.2項に示した振動パワーフローの計算式（3.26）式および（3.27）式を用いて各要素座標系での要素中心位置におけるx方向とy方向の振動パワーフローを求めた。各要素座標系に対して求められた要素の振動パワーフローを、座標変換によって平板モデルの全体座標系の値に変換して、各要素中心位置での単位長さ当たりの振動パワーフローを求めた。

3.4.2 計算結果

節点変位速度と要素力の算出では、最初に1次から50次（周波数39.4Hzから769.5Hz）までの固有振動数と固有振動モードの計算を行い、これらの計算結果を用いて周波数応答

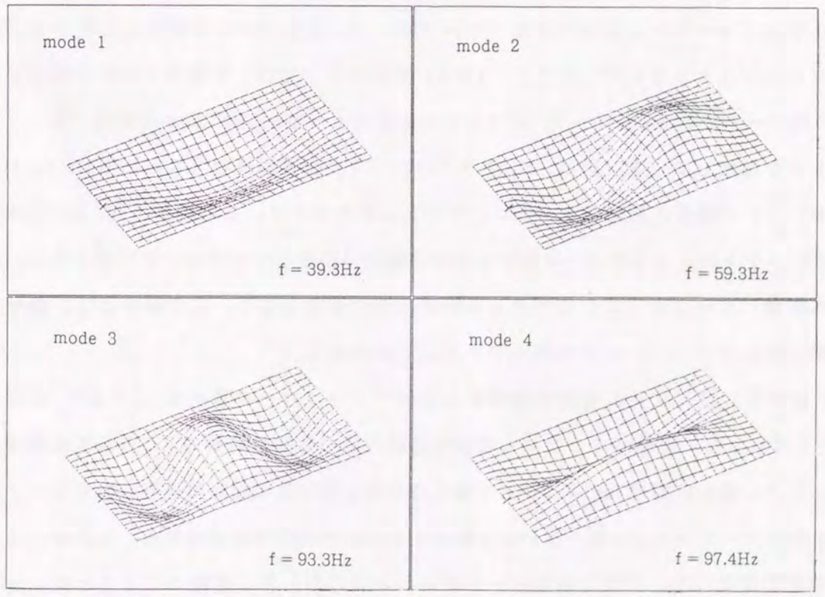


Fig.3.10 Natural vibration modes of a plate model

計算を行った。Fig. 3.10に、1次から4次までの実固有振動モードを示す。2次と4次振動モードでは、平板中央の起振点Aの位置で振動モードが節となるために、外力の作用時の応答変位速度がゼロとなる。この結果、振動入力パワーは、(3.19) 式に示したように、外力と応答変位速度から求められるので、平板に伝達される振動入力パワーはゼロとなる。したがって、以下の検討では、平板モデルの1次と3次固有振動数を対象にして行う。

(1) 振動パワーフロー形状

Fig. 3.11とFig. 3.12に、1次固有振動数 (f = 39.4Hz) と3次固有振動数 (f = 93.3Hz) において、起振点Aのz方向を大きさ100Nで起振した場合の平板モデル1の振動パワーフローベクトルの形状を示す。ここで、Fig. 3.9に示した基本の平板モデルを平板モデル1と呼ぶことにする。

これらの2つの振動数の場合、平板モデル1には、面外剪断力、曲げモーメントおよび捩りモーメントによる振動パワーフローが形成される。

1次固有振動数 ((1,1) 振動モード) では、面外剪断力および曲げモーメント成分の振動パワーフローは、起振点Aから平板周辺に向かって一様に流れている。しかし、捩りモーメント成分の振動パワーフローは複雑な形状を示し、起振点Aからの振動パワーの流れは明確になっていない。一方、3次固有振動数 ((3,1) 振動モード) でも同様に、面外剪断力および曲げモーメント成分の振動パワーフローは、起振点から平板周辺に向かう振動パワーフローベクトルを示す。ただし、(3,1) 振動モードでは、平板のx方向の振動モードが3つのピークを持つ振動モードになり、この影響によってx方向へ向かう振動パワーフローベクトルが増加している。次に、Fig. 3.13に、10次固有振動数 (f = 200.4Hz : (5,1) 振動モード) の場合の振動パワーフローベクトル形状を示す。この場合にも、面外剪断力、曲げモーメントおよび捩りモーメント成分の3種類の振動パワーフローが形成される。しかし、各振動パワーフロー成分のベクトル形状は更に複雑になり、この場合には、渦巻き状の振動パワーフローベクトルが現れてくることがわかる。

3.2節で示した二次元板要素の時間平均振動パワーフローの算出式 ((3.26) 式および (3.27) 式) より、振動パワーフローの面外剪断力成分は面外剪断力とz方向変位速度、曲げモーメント成分は曲げモーメントとx軸あるいはy軸回りの回転角速度、捩りモーメント成分は捩りモーメントとx軸あるいはy軸回りの回転角速度で決定される。したがって、周波数の増加に伴って、平板の振動モード形状および応力分布が複雑になることによって振動パワーフローベクトル形状は複雑になることがわかる。

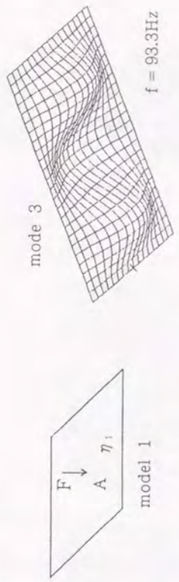


Fig.3.12 Vibration power flow vectors of the model 1 at the 3rd natural frequency

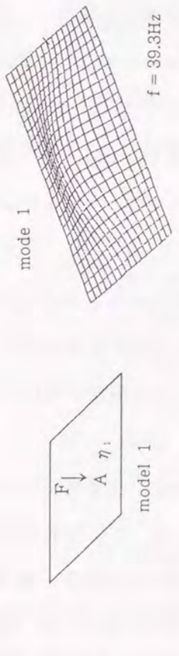
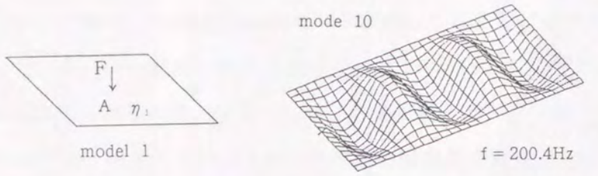


Fig.3.11 Vibration power flow vectors of the model 1 at the 1st natural frequency



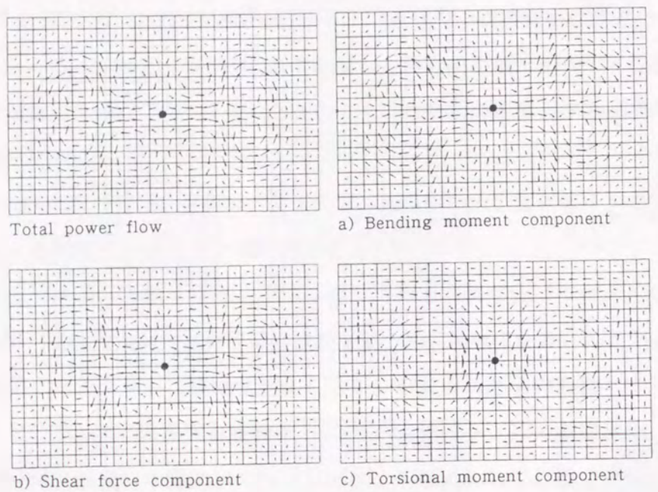


Fig.3.13 Vibration power flow vectors of the model 1 at the 10th natural frequency

本論文では、振動パワーフローを定量的に取り扱うために、平板モデルを1つの平板要素と考え、平板モデル内に発生する振動パワーフローを、x,y方向成分に分解すると共に、軸力、面外剪断力、曲げモーメント、面内剪断力および捩りモーメントの5種類の振動パワーフロー成分の大きさを求める。

Fig. 3.14に示すように、平板モデルの振動パワーフローベクトルは、各要素の中心位置におけるx方向とy方向の単位長さ当たりの時間平均振動パワー$\bar{p}_{x_{ij}}, \bar{p}_{y_{ij}}$として求められている。平板モデルを$x$方向と$y$方向に、それぞれ$n$分割と$m$分割した場合、要素$A_{ij}$ ($i = 1 \sim n, j = 1 \sim m$) の断面を通過する時間平均振動パワーは、(3.59) 式と (3.60) 式で表される。

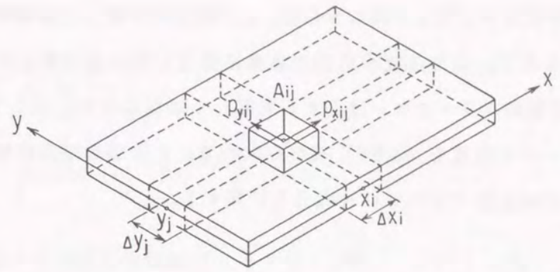


Fig.3.14 Power flow on a plate model

$$\bar{P}_{x_{ij}} = \bar{p}_{x_{ij}} \Delta y_j \tag{3.59}$$

$$\bar{P}_{y_{ij}} = \bar{p}_{y_{ij}} \Delta x_i \tag{3.60}$$

ここで、

$\bar{P}_{x_{ij}}$：要素A_{ij}のx方向振動パワーフロー(W)

$\bar{P}_{y_{ij}}$：要素A_{ij}のy方向振動パワーフロー(W)

$\bar{p}_{x_{ij}}$：要素A_{ij}の単位長さ当たりのx方向振動パワーフロー(W/m)

$\bar{p}_{y_{ij}}$：要素A_{ij}の単位長さ当たりのy方向振動パワーフロー(W/m)

Δx_i：要素A_{ij}のx方向長さ(m)

Δy_j：要素A_{ij}のy方向長さ(m)

Fig. 3.14より、平板モデルの$x=x_i$断面および$y=y_j$断面を通過する時間平均振動パワー$\bar{P}_{x_i}, \bar{P}_{y_j}$は、それぞれ (3.61) 式と (3.62) 式で求められることがわかる。

$$\bar{P}_{x_i} = \sum_{j=1}^{m} \bar{P}_{x_{ij}} = \sum_{j=1}^{m} \bar{p}_{x_{ij}} \Delta y_j \tag{3.61}$$

$$\bar{P}_{y_j} = \sum_{i=1}^{n} \bar{P}_{y_{ij}} = \sum_{i=1}^{n} \bar{p}_{y_{ij}} \Delta x_i \tag{3.62}$$

平板モデルを1つの板要素と見なすと、定常状態では$x=x_1$から$x=x_n$の各断面を通過してx方向に伝搬する時間平均振動パワーは全て等しくなるものと考えられる。ただし、振動

パワーフローは、平板モデルをx方向にn分割、y方向にm分割した各要素内での平均値として求められているので、変位速度や応力が急激に変化している位置が存在している場合には、各x断面での振動パワーフローは必ずしも等しくはならない。ここでは、各x断面での振動パワーフローの平均値を（3.63）式から求めて、この値を定常状態において平板モデルに発生するx方向振動パワーフロー成分と定義する。

$$\bar{P}_x = \bar{P}_{x+} + \bar{P}_{x-} \tag{3.63}$$

①$\bar{p}_{x_{ij}} \geq 0$の場合

$$\bar{P}_{x+} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\bar{P}_{x_i} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\left(\sum_{j=1}^{m}\bar{p}_{x_{ij}}\Delta y_j\right) \tag{3.64}$$

②$\bar{p}_{x_{ij}} < 0$の場合

$$\bar{P}_{x-} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\bar{P}_{x_i} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\left(\sum_{j=1}^{m}|\bar{p}_{x_{ij}}|\Delta y_j\right) \tag{3.65}$$

ここで、

$\bar{P}_x$ ：平板モデルのx方向振動パワーフロー（W）

$\bar{P}_{x+}$：平板モデルの$x+$方向振動パワーフロー（W）

$\bar{P}_{x-}$：平板モデルの$x-$方向振動パワーフロー（W）

同様に、各y断面での振動パワーフローの平均値を（3.66）式から求めて、この値を平板モデルに発生するy方向振動パワーフロー成分と定義する。

$$\bar{P}_y = \bar{P}_{y+} + \bar{P}_{y-} \tag{3.66}$$

③$\bar{p}_{y_{ij}} \geq 0$の場合

$$\bar{P}_{y+} = \frac{1}{m}\sum_{j=1}^{m}\bar{P}_{y_j} = \frac{1}{m}\sum_{j=1}^{m}\left(\sum_{i=1}^{n}\bar{p}_{y_{ij}}\Delta x_i\right) \tag{3.67}$$

④$\bar{p}_{y_{ij}} < 0$の場合

$$\bar{P}_{y-} = \frac{1}{m}\sum_{j=1}^{m}\bar{P}_{y_j} = \frac{1}{m}\sum_{j=1}^{m}\left(\sum_{i=1}^{n}|\bar{p}_{y_{ij}}|\Delta x_i\right) \tag{3.68}$$

ここで、

$\bar{P}_y$ ：平板モデルのy方向振動パワーフロー（W）

$\bar{P}_{y+}$：平板モデルの$y+$方向振動パワーフロー（W）

$\bar{P}_{y-}$：平板モデルの$y-$方向振動パワーフロー（W）

最後に、平板モデルの振動パワーフローは（3.69）式となる。

$$\bar{P} = \bar{P}_x + \bar{P}_y \tag{3.69}$$

（3.69）式は、5種類の力成分に分類した振動パワーフローに対しても用いることができ、5種類の振動パワーフロー成分は、それぞれ（3.70）式から（3.74）式で表される。

$$\bar{P}_F = \bar{P}_{Fx} + \bar{P}_{Fy} \tag{3.70}$$

$$\bar{P}_Q = \bar{P}_{Qx} + \bar{P}_{Qy} \tag{3.71}$$

$$\bar{P}_M = \bar{P}_{Mx} + \bar{P}_{My} \tag{3.72}$$

$$\bar{P}_{FI} = \bar{P}_{FIx} + \bar{P}_{FIy} \tag{3.73}$$

$$\bar{P}_T = \bar{P}_{Tx} + \bar{P}_{Ty} \tag{3.74}$$

$$\bar{P} = \bar{P}_F + \bar{P}_Q + \bar{P}_M + \bar{P}_{FI} + \bar{P}_T \tag{3.75}$$

ここで、

$\bar{P}$ ：平板モデルの振動パワーフロー（W）

$\bar{P}_F$：軸力振動パワーフロー成分（W）

$\bar{P}_Q$：面外剪断力振動パワーフロー成分（W）

$\bar{P}_M$：曲げモーメント振動パワーフロー成分（W）

$\bar{P}_{FI}$：面内剪断力振動パワーフロー成分（W）

$\bar{P}_T$：捩りモーメント振動パワーフロー成分（W）

これらの計算式を用いて、平板モデル1の振動パワーフローを、5種類の力成分に分類して求めた結果をTable 3.1に示す。また、x,y方向成分に分類して求めた結果をTable 3.2に示す。

Table 3.1 Vibration power flow component on the plate model 1

power flow component	1st frequency 39.3 Hz	3rd frequency 93.3 Hz	10th frequency 200.4 Hz
a) Bending moment : $\bar{P}_M$	19.7 %	25.8 %	29.3 %
b) Shear force (out-of-plane) : $\bar{P}_Q$	74.5 %	65.5 %	59.9 %
c) Torsional moment : $\bar{P}_T$	5.8 %	8.7 %	10.8 %
d) Shear force (in-plane) : $\bar{P}_{FI}$	0	0	0
e) Longitudinal force : $\bar{P}_F$	0	0	0
Total : $\bar{P}$	100 %	100 %	100 %

Table 3.2 Vibration power flow of directional component on the plate model 1

power flow component	1st frequency 39.3 Hz	3rd frequency 93.3 Hz	10th frequency 200.4 Hz
$\bar{P}_{x+}$	23.4 %	32.4 %	21.7 %
$\bar{P}_{x-}$	23.4 %	32.4 %	21.7 %
$\bar{P}_x = \bar{P}_{x+} + \bar{P}_{x-}$	46.8 %	64.8 %	43.4 %
$\bar{P}_{y+}$	26.6 %	17.6 %	28.3 %
$\bar{P}_{y-}$	26.6 %	17.6 %	28.3 %
$\bar{P}_y = \bar{P}_{y+} + \bar{P}_{y-}$	53.2 %	35.2 %	56.6 %
$\bar{P} = \bar{P}_x + \bar{P}_y$	100 %	100 %	100 %

Table 3.1から、1次固有振動数および3次固有振動数では、面外剪断力の振動パワーフロー成分が全振動パワーフローの約65％～75％を占め、曲げモーメントの振動パワーフロー成分が約20％～25％を占めていることがわかる。面外剪断力と曲げモーメンの振動パワーフロー成分は曲げ波の伝搬に伴って発生する振動パワーフローである。したがって、この場合には、曲げ波による振動パワーフロー成分が全振動パワーフローの約90％以上となっており、曲げ波が支配的であることがわかる。また、10次固有振動数においても、同様に曲げ波が支配的であることがわかる。また、Fig. 3.11からFig. 3.13に示した各力成分別の振動パワーフローベクトルでは、面外剪断力の振動パワーフロー成分が主体であるために、全振動パワーフローベクトルは面外剪断力の振動パワーフローベクトルと同じ形状になっていることがわかる。

Table 3.2からx方向とy方向の振動パワーフローの割合を比較すると、1次固有振動数では、xとy方向の振動パワーフローはほぼ同程度であり、Fig. 3.11の起振点Aから板周

辺に向かって一様に流れている振動パワーフローベクトルに対応している。一方、3次固有振動数では、x方向に3つのピークを持つ振動モードの影響によって、x方向の振動パワーフローはy方向の1.8倍に増加していることがわかり、これもFig. 3.12の振動パワーフローベクトル図に対応している。

これらの結果から、平板モデルの振動パワーフローは、その振動状態において支配的な波動成分と振動モードによって複雑に変化することがわかる。この場合、平板モデルを1つの要素と見なして求めた振動パワーフロー成分を用いることによって、振動パワーフローベクトル形状の変化を定量的に評価することができる。

(2) 高次振動モードによる振動パワーフローの変化

節点変位速度と要素力の算出に用いたモード法による周波数応答計算では、計算に用いる固有振動モードの数によって、その計算精度が問題となる場合がある。3.3節に示したように、比例粘性減衰のN自由度振動系の運動方程式は、(3.28) 式および (3.29) 式で表される。この場合の周波数応答変位は、固有振動数と固有振動モードを用いて (3.76) 式で求められる。

$$\{\hat{X}(\omega)\} = \sum_{r=1}^{N} \frac{\{\phi_r\}^T\{\hat{F}(\omega)\}\{\phi_r\}}{k_r(1-\beta_r^2+2j\zeta_r\beta_r)} \tag{3.76}$$

ここで、

$\{\hat{X}(\omega)\}$：応答変位振幅ベクトル(m)

$\{\hat{F}(\omega)\}$：外力ベクトル(N)

$\{\phi_r\}$：固有モードベクトル

k_r ：r次のモード剛性(N/m)

ζ_r ：r次のモード減衰比

$\beta_r = \omega / \omega_{0r}$

ω ：角周波数(rad/s)

ω_{0r}：r次の固有角周波数(rad/s)

起振点iの起振力を$\hat{F}_i(\omega)$とし、応答点lの変位振幅を$\hat{X}_l(\omega)$とする。このときのコンプライアンス$G_{li}(\omega) = \hat{X}_l(\omega)/\hat{F}_i(\omega)$は (3.77) 式で表され、$N$個の固有振動モードの伝達関数の重ね合わせになる。

$$G_{lt}(\omega) = \tilde{X}_l(\omega)/\tilde{F}_t(\omega)$$

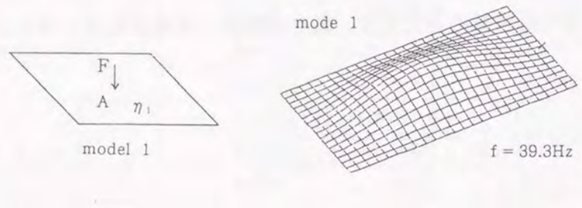
$$= \sum_{r=1}^{m} \frac{\phi_{rt}\phi_{rl}}{k_r(1-\beta_r^2+2j\zeta_r\beta_r)} + \sum_{r=m+1}^{N} \frac{\phi_{rt}\phi_{rl}}{k_r(1-\beta_r^2+2j\zeta_r\beta_r)} \qquad (3.77)$$

ここで、

ϕ_{rt}：i点のr次固有モード成分

ϕ_{rl}：l点のr次固有モード成分

したがって、周波数応答計算に用いる固有振動モード数が振動系の自由度数に比べて非常に少ない場合（$m \ll N$）には、高次モードの影響が無視されることによって、その計算精度が低下することになる。今回の周波数応答計算では、平板モデルの自由度数1540（$N=1540$）に対して、1次から50次までの50個の固有振動モード（$m=50$）を用いて、1次および3次の固有振動数における応答計算を行っている。



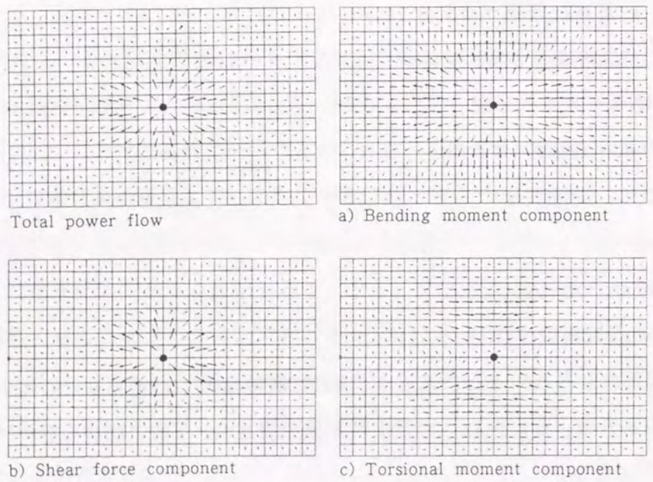


Fig.3.15 Vibration power flow vectors calculated by 100 natural modes of the model 1 at the 1st natural frequency

高次モードの影響を検討するために、Fig. 3.15に1次（周波数39.4Hz）から100次（周波数1421.4Hz）までの100個の固有振動モードを採用して求めた節点変位速度と要素力から計算した振動パワーフローベクトル形状の結果を示す。Fig. 3.11に示した50次までの固有振動モードを採用した場合と同じベクトル形状が得られている。また、これらの結果から求めた力成分別の振動パワーフローおよびx方向とy方向の振動パワーフロー成分についても、Table 3.1およびTable 3.2と同じ結果が得られている。さらに、(3.19)式から求められる振動入力パワーについても、50個の固有振動モードの場合$\overline{P}_{50}^{in}$ = 11,645.3W、100個の固有振動モードの場合$\overline{P}_{100}^{in}$ = 11,639.2Wとなり、同じ結果が得られている。これらの結果から、今回の周波数応答計算に用いた固有振動モード数は、1次および3次の固有振動数での振動パワーフローの計算精度に対して十分であると判断できる。

(3) 制振処理による振動パワーフローの変化

一般の鋼構造物では構造部材自体の減衰が非常に小さいので、構造部材に制振材の貼り付けなどの制振処理を行い、構造部材の減衰を増加することによって、固体伝搬音の低減を図っている。ここでは、Fig. 3.9示した平板モデル1の減衰を変化させることによって、振動パワーフローがどの様に変化するのかを検討する。

Fig. 3.16とFig. 3.17に、1次固有振動数と3次固有振動数において、平板モデル1の減衰を変化させた場合の振動パワーフローベクトル形状を比較して示す。また、Table 3.3とTable 3.4に、1次固有振動数と3次固有振動数において、平板モデル1,2,3の全振動パワーフローに対するxとy方向成分の割合を比較して示す。

平板モデル1は、一様な減衰を持つ平板であり、材料減衰として全要素に損失係数$\eta_1 = 0.0006$を設定した。平板モデル2は、平板周辺に制振処理を追加したモデルであり、平板モデル1の境界周辺の要素に対して10倍の損失係数$\eta_2 = 0.006$を設定した。平板モデル3は、平板の一部に集中的に制振処理を追加したモデルであり、平板モデル2の一部分に対して100倍の損失係数$\eta_3 = 0.06$の要素を設定した。

①1次固有振動数（(1,1) 振動モード）の場合

最初に、Fig. 3.16とTable 3.3の結果から、平板モデルの1次固有振動数（(1,1) 振動モード）での振動パワーフローについて考察する。平板モデル1では、振動パワーは起振点Aから平板周辺に向かって一様に流れ出している。このときのx,y方向の振動パワーフロー$\overline{P}_x, \overline{P}_y$の割合はほぼ同じである。平板モデル2では、平板周辺に制振処理を付加して減衰を増加することによって、起振点Aから平板周辺に向かって流れる振動パワーフローベ

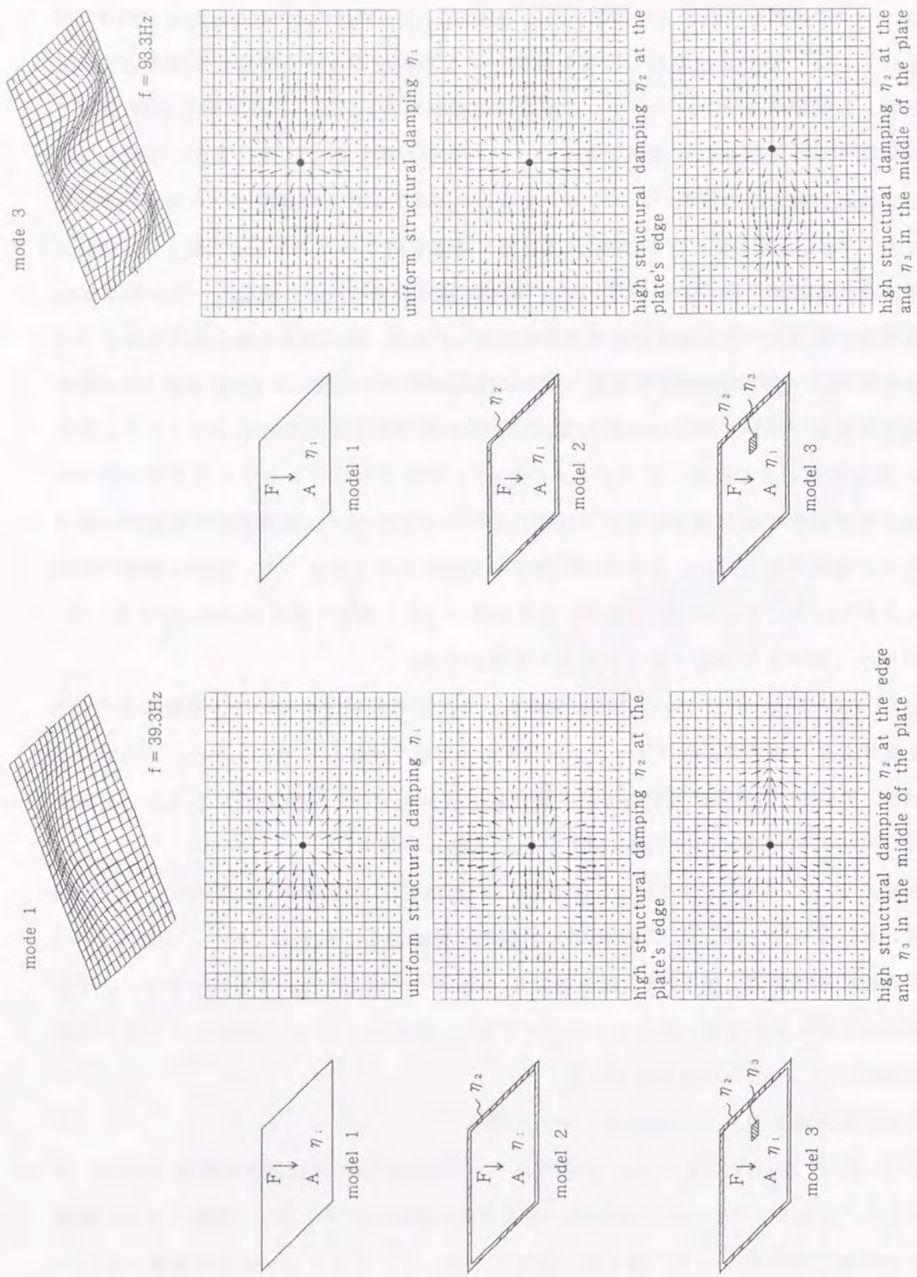


Fig.3.17 Comparison of vibration power flow vectors in various damping conditions at the 3rd natural frequency

Fig.3.16 Comparison of vibration power flow vectors in various damping conditions at the 1st natural frequency

Table 3.3 Vibration power flow of directional component on the plate model 1,2,3 at the 1st natural frequency

power flow component	plate model 1	plate model 2	plate model 3
$\bar{P}_{x+}$	23.4 %	16.2 %	20.0 %
$\bar{P}_{x-}$	23.4 %	16.2 %	11.0 %
$\bar{P}_x = \bar{P}_{x+} + \bar{P}_{x-}$	46.8 %	32.4 %	31.0 %
$\bar{P}_{y+}$	26.6 %	33.8 %	34.5 %
$\bar{P}_{y-}$	26.6 %	33.8 %	34.5 %
$\bar{P}_y = \bar{P}_{y+} + \bar{P}_{y-}$	53.2 %	67.6 %	69.0 %
$\bar{P} = \bar{P}_x + \bar{P}_y$	100 %	100 %	100 %

Table 3.4 Vibration power flow of directional component on the plate model 1,2,3 at the 3rd natural frequency

power flow component	plate model 1	plate model 2	plate model 3
$\bar{P}_{x+}$	32.4 %	32.8 %	37.2 %
$\bar{P}_{x-}$	32.4 %	32.8 %	20.8 %
$\bar{P}_x = \bar{P}_{x+} + \bar{P}_{x-}$	64.8 %	65.6 %	58.0 %
$\bar{P}_{y+}$	17.6 %	17.2 %	21.0 %
$\bar{P}_{y-}$	17.6 %	17.2 %	21.0 %
$\bar{P}_y = \bar{P}_{y+} + \bar{P}_{y-}$	35.2%	34.4 %	42.0 %
$\bar{P} = \bar{P}_x + \bar{P}_y$	100 %	100 %	100 %

クトルの形状がより鮮明になっている。平板モデルのy方向の寸法がx方向の寸法に比べて小さいために、起振点Aから板端辺への距離が小さくなっているy方向への振動パワーフロー$\bar{P}_y$の割合が増加しており、y方向への振動パワーフロー$\bar{P}_y$はx方向$\bar{P}_x$の約2倍になっている。さらに、平板モデル2の一部分に集中的に制振処理を施工した平板モデル3の場合には、起振点Aからの振動パワーフローベクトルは制振処理された要素の方向に向かって流れている。そして、起振点Aで入力された振動パワーが、制振処理された要素へ伝達、吸収される伝搬経路が振動パワーフローベクトルから理解できる。xとy方向の振動パワーフロー$\bar{P}_x, \bar{P}_y$の割合は、平板モデル2と同じで、$\bar{P}_y$が$\bar{P}_x$の約2倍になっている。しかし、$x+$と$x-$方向の振動パワーフロー$\bar{P}_{x+}, \bar{P}_{y-}$を比較すると、起振点Aに対して$x+$側に減衰を集中的に付加したために、$x+$方向への振動パワーフロー$\bar{P}_{x+}$は$x-$方向への振動パワーフロー$\bar{P}_{x-}$の約2倍になっている。

これらの結果から、平板モデルの振動モードが（1,1）モードの様に単純で、かつ減衰が

均一な場合には、振動パワーは起振点を中心として板周辺に一様に広がっていく。減衰が付加された場合には、振動パワーは起振点から減衰のより大きい場所に向かって流れて行くことがわかる。また、振動パワーフローをx,yの方向成分に分解して求めることによって、振動パワーフローと減衰との関係が定量的に求められる。

②3次固有振動数（(3,1) 振動モード）の場合

次に、Fig. 3.17とTable 3.4の結果から、平板モデルの3次固有振動数（(3,1) 振動モード）での振動パワーフローについて考察する。平板モデル1では、x方向の振動モードの影響を受けて、起振点Aからの振動パワーは、x方向にy方向の約1.8倍の割合で平板端辺に向かって流れる。平板モデル2では、平板周辺に制振処理を施工して減衰を増加させているが、起振点Aからの振動パワーフローベクトルの形状は平板モデル1の場合とほとんど同じである。また、x方向とy方向の振動パワーフロー$\overline{P}_x, \overline{P}_y$の割合も平板モデル1の場合とほとんど同じである。この場合の振動パワーフローは、減衰の付加よりも振動モードによって決定されていると考えられる。平板モデル3の場合には、1次固有振動数の場合と同様に、起振点Aからの振動パワーフローベクトルは制振処理された要素の方向に向かって流れている。また、$x+$と$x-$方向の振動パワーフロー$\overline{P}_{x+}, \overline{P}_{x-}$を比較すると、起振点Aに対して$x+$側に減衰を集中的に付加したために$x+$方向への振動パワーフロー$\overline{P}_{x+}$は、$x-$方向$\overline{P}_{x-}$の約1.8倍になっている。

これらの結果から、振動モードがより複雑な（3,1）モードの場合には、振動パワーフローベクトルは、振動モードと減衰付加の2つの影響を受けて変化する。振動モードの影響が大きい場合には、減衰を付加しても振動パワーフローベクトルには変化しないことがわかる。付加する減衰が大きくなってくると、振動パワーフローベクトルは減衰が付加された位置に向かって流れることがわかる。

（4）制振処理による振動入力パワーの変化

制振材の施工などの制振処理によって構造物の減衰が変化する場合に、構造物に伝達される振動入力パワーの変化について検討を行う。前述と同様に平板モデル1とこのモデルに制振処理を行った平板モデル2,3を用いて、外部起振力によって平板モデルに伝達される振動入力パワーの変化を、平板モデル1の場合の振動入力パワーを基準にして、平板モデル2,3の場合の振動入力パワーと比較することによって検討する。

最初に、1自由度の構造減衰振動系の場合の振動入力パワーフローと減衰の検討結果を用いて、平板モデル1,2,3の振動入力パワーについて検討する。周期外力$f(t)$によって振動

系に伝達される時間平均入力パワー$\overline{P}^{in}$は、共振周波数において最大となり、このときの時間平均入力パワーは3.3節に示した（3.50）式で求められる。

$$\overline{P}^{in} = \frac{1}{\sqrt{mk}} \frac{1}{\eta} <f^2(t)>_t$$

ここで、

m：質量(kg)

η：損失係数

k：ばね定数(N/m)

$f(t)$：外力(N)

（3.50）式より、共振周波数では、振動系の損失係数が大きいほど、すなわち減衰が大きいほど時間平均入力パワーは少なくなることがわかる。したがって、振動系に減衰を付加することによって、共振周波数での時間平均入力パワーを少なくすることができる。

また、このときの時間平均変位速度$<v^2(t)>_t$と時間平均振動エネルギ$<E>_t$も、それぞれ3.3節に示した（3.51）式、（3.52）式で求められる。この場合も、振動系の損失係数が大きいほど、すなわち減衰が大きいほど時間平均変位速度および時間平均振動エネルギは小さくなることがわかる。

$$<v^2(t)>_t = \frac{1}{mk} \frac{1}{\eta^2} <f^2(t)>_t$$

$$<E>_t = \frac{1}{k} \frac{1}{\eta^2} <f^2(t)>_t$$

平板モデル1の全要素の損失係数は$\eta_1 = 0.0006$、平板モデル2の全要素の平均損失係数は$\overline{\eta}_2 = 0.0017$、平板モデル3の全要素の平均損失係数は$\overline{\eta}_3 = 0.0023$である。平板モデル1の場合の損失係数を基準にすると、平板モデル2の場合の平均損失係数は約2.8倍、平板モデル3の場合の平均損失係数は約3.8倍となっている。これらの損失係数の変化に対して、（3.50）式を用いた1自由度振動モデルの場合の計算から、平板モデル2および平板モデル3の場合の振動入力パワーは、平板モデル1に比較して、それぞれ約36％と約26％に減少すると推定される。

一方、Fig. 3.16とFig. 3.17に示した平板モデル1,2,3の起振点Aに作用する起振力$F(t)$と振動応答速度$v(t)$の結果から、3.2節に示した（3.19）式を用いて平板モデル1,2,3の振動入力パワーを求めることができる。

$$\overline{P}^{in} = \langle F(t)v(t) \rangle_t$$

これらの結果から、平板モデル1の振動入力パワーを基準にすると、平板モデル2の場合の振動入力パワーは、1次固有振動数では約25％、3次固有振動数では約34％となる。また、平板モデル3の場合、1次固有振動数では約20％、3次固有振動数では約18％となる。

1自由度振動モデルの計算結果と平板モデル1,2,3での計算結果を整理して、Fig. 3.18に減衰の増加と振動入力パワーの変化を比較して示す。これらの結果から、平板モデル1,2,3の結果は、1自由度振動モデルの計算結果と良く対応していることがわかる。制振処理によって構造物の減衰を増加させることによって、構造物へ伝達される振動入力パワーは少なくなり、その量は減衰の増加に反比例する。また、このときに構造物に伝達される振動入力パワーの比率は、1自由度振動モデルを用いて、平板モデルの平均損失係数の変化量から概略推定することができることがわかる。

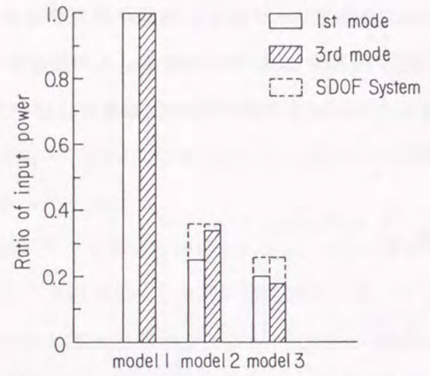
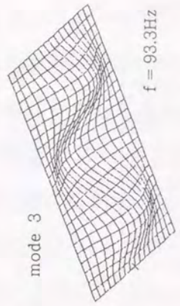
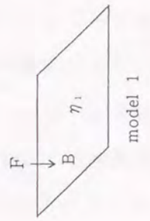


Fig.3.18 Comparison of vibration input power in various damping conditions

(5) 起振位置による振動パワーフローの変化

平板モデル1を用いて、起振位置の変化に伴う振動パワーフローの変化について検討を行う。Fig. 3.19とFig. 3.20に、1次固有振動数と3次固有振動数において、一様な減衰を持つ平板モデル1の端部の起振点Bを起振力100Nで起振した場合の振動パワーフロー形状を示す。また、平板モデル1に発生する振動パワーフローの成分を、力の種類で分類して全振動パワーフローに対する比率で表した結果をTable 3.5、振動パワーフローベクトルを$\overline{P}_{x+}, \overline{P}_{x-}, \overline{P}_{y+}, \overline{P}_{y-}$の4方向成分で分類した結果をTable 3.6に示す。





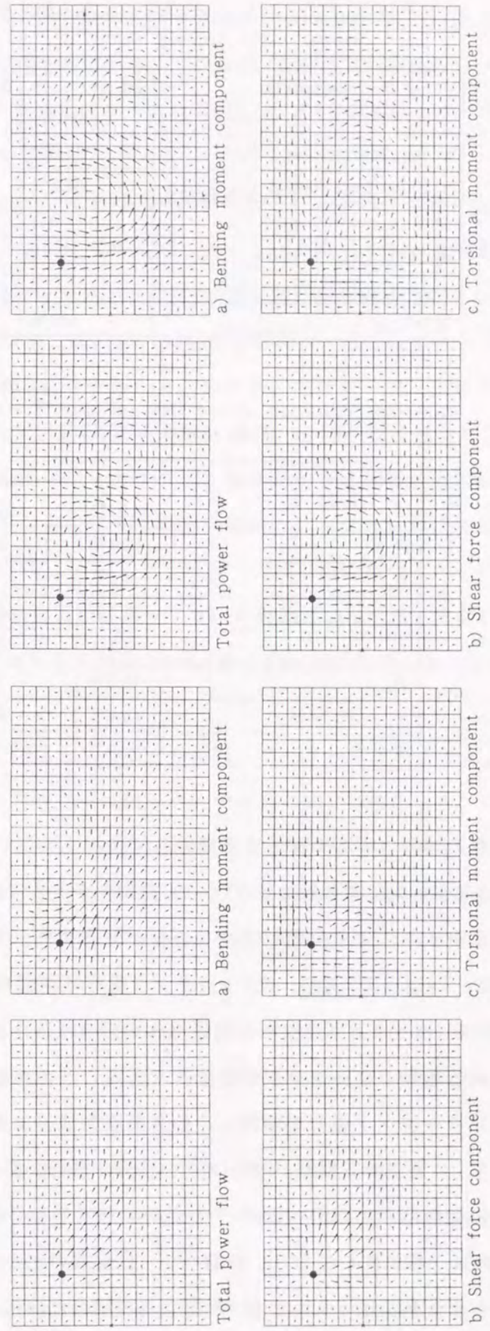
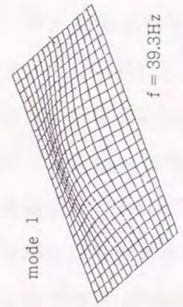


Fig.3.20 Vibration power flow vectoes of the model 1 at the 3rd natural frequency



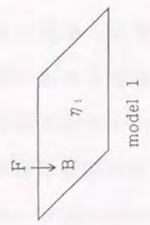


Fig.3.19 Vibration power flow vectors of the model 1 at the lst natural frequency

Table 3.5 Vibration power flow component on the plate model 1 for driving point B

power flow component	1st frequency 39.3 Hz	3rd frequency 93.3 Hz
a) Bending moment : $\bar{P}_M$	34.3 %	36.1 %
b) Shear force (out-of-plane) : $\bar{P}_Q$	54.2 %	53.5 %
c) Torsional moment : $\bar{P}_T$	11.5 %	10.4 %
d) Shear force (in-plane) : $\bar{P}_{FI}$	0	0
e) Longitudinal force : $\bar{P}_F$	0	0
Total : $\bar{P}$	100 %	100 %

Table 3.6 Vibration power flow of directional component on the plate model 1 for driving point B

power flow component	1st frequency 39.3 Hz	3rd frequency 93.3 Hz
$\bar{P}_{x+}$	44.9 %	27.7 %
$\bar{P}_{x-}$	5.5 %	6.9 %
$\bar{P}_x = \bar{P}_{x+} + \bar{P}_{x-}$	50.4 %	34.6 %
$\bar{P}_{y+}$	3.1 %	26.4 %
$\bar{P}_{y-}$	46.5 %	39.0 %
$\bar{P}_y = \bar{P}_{y+} + \bar{P}_{y-}$	49.6 %	65.4 %
$\bar{P} = \bar{P}_x + \bar{P}_y$	100 %	100 %

①均一な減衰の場合（平板モデル1の場合）

平板モデル1には、1次固有振動数（(1,1) 振動モード）で、曲げモーメント、面外剪断力および捩りモーメンによる振動パワーフローが発生する。全振動パワーフローに対する各成分の割合は、Table 3.5より、曲げモーメント成分が34.3％、面外剪断力成分が54.2％、捩りモーメント成分が11.5％となり、起振点Aの場合（Table 3.1）と同様に、曲げ波によって伝達される振動パワーフローが支配的であることがわかる。ただし、起振点Aの場合よりも、曲げモーメント成分が増加し、面外剪断力成分は減少し、起振点の違いによって、平板モデル1に発生する振動パワーフロー成分の割合が異なることがわかる。また、曲げモーメントと面外剪断力成分の振動パワーフローベクトルは、それぞれ起振点Bから平板の対角の方向に一様に向いており、振動パワーは起振点から一様に拡散伝達している。ただし、捩りモーメント成分については、起振点Aの場合と同様に、起振点からの振動パワーフローは明確になっていない。全振動パワーフローについて、$x+, x-, y+, y-$方向の振

動パワーフロー成分$\bar{P}_{x+}, \bar{P}_{x-}, \bar{P}_{y+}, \bar{P}_{y-}$を比較すると、起振点Bから、$x+$と$y-$方向にそれぞれ約45％の振動パワーが伝達されている。すなわち、起振点Bの振動入力パワーの約90％は起振点Bから平板の対角の方向に向かって流れ、Fig. 3.19の振動パワーフローベクトル図と対応していることがわかる。

3次固有振動数（(3,1)）についても同様に検討を行う。この場合にも、曲げモーメント、面外剪断力および捩りモーメンによる振動パワーフローが発生する。全振動パワーフローに対する各成分の割合は、曲げモーメント成分が36.1％、面外剪断力成分が53.5％、捩りモーメント成分が10.4％となり、起振点Aの場合と同様に、曲げ波によって伝達される振動パワーフローが支配的であることがわかる。ただし、曲げモーメント成分と面外剪断力成分の振動パワーフロー形状は、起振点Aの場合（Fig. 3.12）とは異なり、渦巻状の振動パワーフローが発生する。振動パワーフローは、振動モードと起振位置によって異なる形状を示し、高次振動モードになるに伴って複雑な振動パワーフロー形状になることがわかる。全振動パワーフローについて、$x+, x-, y+, y-$方向の振動パワーフロー成分$\bar{P}_{x+}, \bar{P}_{x-}, \bar{P}_{y+}, \bar{P}_{y-}$を比較すると、渦巻状の振動パワーフローの発生に伴って$y+$方向にも振動パワーが伝達され、起振点Bから、$x+$方向に約28％、$y-$方向に約39％、$y+$方向に約26％の振動パワーが伝達されている。

次に、同じ起振力100Nを作用させた場合の振動入力パワーを比較すると、1次固有振動数の場合、起振点Bの振動入力パワーは起振点Aの場合の約3.2％となる。この結果は、起振点Aが1次固有振動モードの最も振動振幅の大きな位置であり、振動入力パワーが伝達され易い位置であることから当然の結果であると判断される。3次固有振動数の場合、起振点Bの場合の振動入力パワーは起振点Aの場合の約32.6％となる。高次振動モードの場合には、振動モードの腹と節の間隔が小さくなるために、起振位置の違いによる振動入力パワーの差は小さくなると考えられる。だだし、起振点が振動モードの節の位置の場合には、振動入力パワーはゼロとなるために、起振点を設定する場合には高次振動モードにおいても振動モードの検討は重要であると言える。

②減衰が付加された場合（平板モデル1,4,5の比較）

次に、平板モデル1の減衰を変化させた平板モデル4,5を用いて、起振点Bの場合の振動パワーフローの変化について検討を行う。

Fig. 3.21とFig. 3.22に、起振点をBとし、平板モデル1の起振点Bと対角の位置の要素に構造減衰（損失係数$\eta_3 = 0.06$）を付加した平板モデル4と対角の位置の節点にポイ

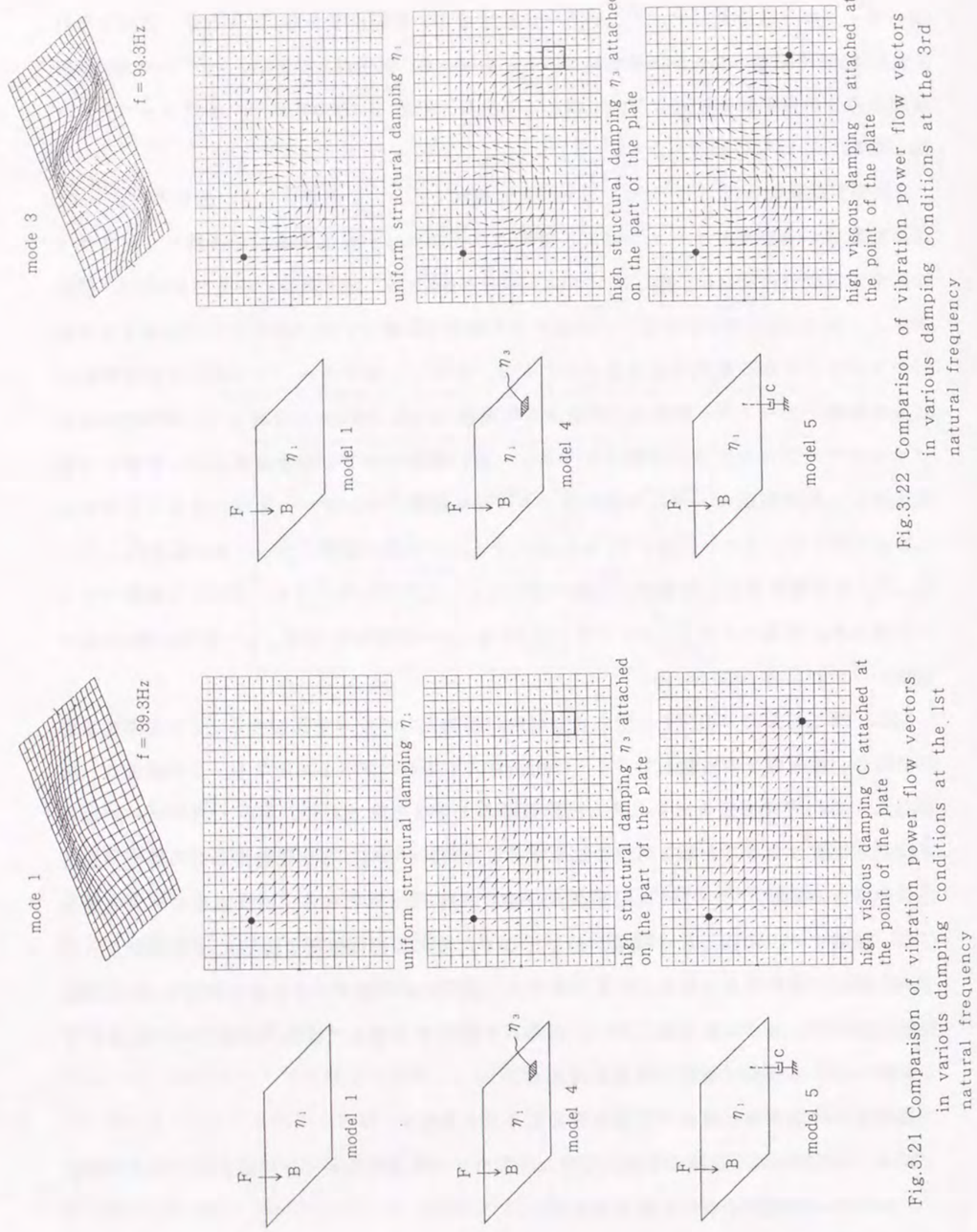


Fig.3.22 Comparison of vibration power flow vectors in various damping conditions at the 3rd natural frequency

Fig.3.21 Comparison of vibration power flow vectors in various damping conditions at the 1st natural frequency

Table 3.7 Vibration power flow of directional component on the plate model 1,2,3 at the 1st natural frequency for driving point B

power flow component	plate model 1	plate model 4	plate model 5
$\bar{P}_{x+}$	44.9 %	42.0 %	45.9 %
$\bar{P}_{x-}$	5.5 %	6.8 %	5.1 %
$\bar{P}_x = \bar{P}_{x+} + \bar{P}_{x-}$	50.4 %	48.8 %	51.0 %
$\bar{P}_{y+}$	3.1 %	7.1 %	2.0 %
$\bar{P}_{y-}$	46.5 %	44.1 %	47.0 %
$\bar{P}_y = \bar{P}_{y+} + \bar{P}_{y-}$	49.6 %	51.2 %	49.0 %
$\bar{P} = \bar{P}_x + \bar{P}_y$	100 %	100 %	100 %

Table 3.8 Vibration power flow of directional component on the plate model 1,2,3 at the 3rd natural frequency for driving point B

power flow component	plate model 1	plate model 2	plate model 3
$\bar{P}_{x+}$	27.7 %	29.5 %	27.7 %
$\bar{P}_{x-}$	6.9 %	4.9 %	6.5 %
$\bar{P}_x = \bar{P}_{x+} + \bar{P}_{x-}$	34.6 %	34.4 %	34.2 %
$\bar{P}_{y+}$	26.4 %	25.5 %	26.5 %
$\bar{P}_{y-}$	39.0 %	40.1 %	39.3 %
$\bar{P}_y = \bar{P}_{y+} + \bar{P}_{y-}$	65.4 %	65.6 %	65.8 %
$\bar{P} = \bar{P}_x + \bar{P}_y$	100 %	100 %	100 %

ント粘性減衰（減衰係数c = 100Ns/m）を付加した平板モデル5の振動パワーフローの形状を比較して示す。

また、平板モデル1,4,5に発生する振動パワーフローベクトルを$\bar{P}_{x+}, \bar{P}_{x-}, \bar{P}_{y+}, \bar{P}_{y-}$の4方向成分で分類して、Table 3.7に1次固有振動数（(1,1) 振動モード）での結果、Table 3.8に3次固有振動数（(3,1) 振動モード）での結果示す。

振動パワーフローベクトルの結果から、減衰を付加することによって、起振点から減衰を付加した位置あるいは節点の方向への振動パワーの流れが明確に現れることがわかる。平板モデル1,4,5について、Table 3.7とTable 3.8に示した振動パワーフローベクトル成分を比較すると、1次固有振動数と3次固有振動数とも、減衰を付加しても4方向の振動パワーフローベクトル成分の比率はほとんど変化していない。また、振動パワーフローベクトル形状についてもほとんど変化していないことがわかる。これは、平板モデル4と5において減衰を付加した位置が、一様な減衰を持つ平板モデル1の振動パワーフローベクトル

の方向と一致しているために、減衰の付加による新たな振動パワーフローが形成されなかったものと判断される。構造減衰の場合（平板モデル4）とポイント粘性減衰の場合（平板モデル5）を比較すると、ポイント粘性減衰の場合の方が、起振点Bから減衰ポイントへの振動パワーフローが明確になっているが、Table 3.7とTable 3.8の振動パワーフローベクトル成分から判断すると、減衰タイプの違いによる振動パワーフロー形状の差は小さいものと推定できる。

次に、平板モデル1,4,5に対して同じ起振力100Nを作用させた場合の振動入力パワーを比較すると、1次固有振動数の場合には、平板モデル4の振動入力パワーは平板モデル1の場合の約70.7％、平板モデル5の振動入力パワーは約11.9％となる。3次固有振動数の場合には、平板モデル4の振動入力パワーは平板モデル1の場合の約53.8％、平板モデル5の振動入力パワーは約3.7％となる。平板モデル4の平均損失係数は、平板モデル1の損失係数の約2.0倍になっており、1自由度振動モデルから推定される振動入力パワーは平板モデル1の約50％となる。平板モデル4の1次固有振動数での振動入力パワーの結果は、この推定結果より大きくなっているが、3次固有振動数での振動入力パワーの結果は、この推定結果に良く対応している。これらの結果より、減衰の付加によって振動入力パワーは減少し、この場合の振動入力パワーは損失係数の変化から概略推定することができる。ただし、起振点が異なると振動入力パワーも異なるので、起振点を固定した場合の比較に限定される。また、この場合の構造減衰とポイント粘性減衰の効果を比較すると、ポイント粘性減衰の平板モデル5の場合の方がより減衰が大きいことがわかる。

（6）補強部材による振動パワーフロー形状の変化

船舶や海洋構造物では、デッキパネルの中央などのように比較的剛性の低い位置に騒音

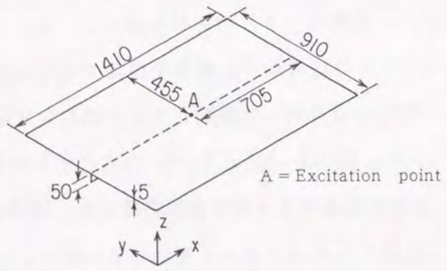


Fig.3.23 Dimensions of the stiffened plate model (model 6)

源機器を設置する場合には、スチフナなどを用いた補強によって剛性を増加させている。Fig. 3.23に示すように、平板モデルのx軸方向に板厚5mm、高さ50mmのスチフナを取り付けた平板モデル6の振動パワーフローについて数値シミュレーションを行うことによって、固体伝搬音に対する補強の効果を考察する。

スチフナを取り付けることによって、平板モデル6の固有振動数は、平板モデル1よりも上昇する。1次固有振動数は39.4Hzから55.9Hz、2 次固有振動数は59.3Hzから97.4Hz、3次固有振動数は93.3Hzから116.3Hz、4次固有振動数は93.3Hzから125.9Hzに、それぞれ上昇する。ただし、平板とスチフナとの連成振動となるために、1次固有振動数以外では、平板モデル1と平板モデル6の固有振動モード形状は一致していない。前述の検討結果から、振動パワーフローは振動モードによって変化することが明らかになっているので、ここでは、固有振動モード形状が一致している1次固有振動数（(1,1）振動モード）における振動パワーフローについて検討を行うものとする。

Fig. 3.24に、スチフナ付き平板モデル6の1次固有振動モードを示す。Fig. 3.25には、平板モデル1と同様に平板中心位置（起振点A）を外力100Nで起振したときの1次振動モードにおける振動パワーフローベクトル形状を示す。また、Table 3.9には、平板部とスチ

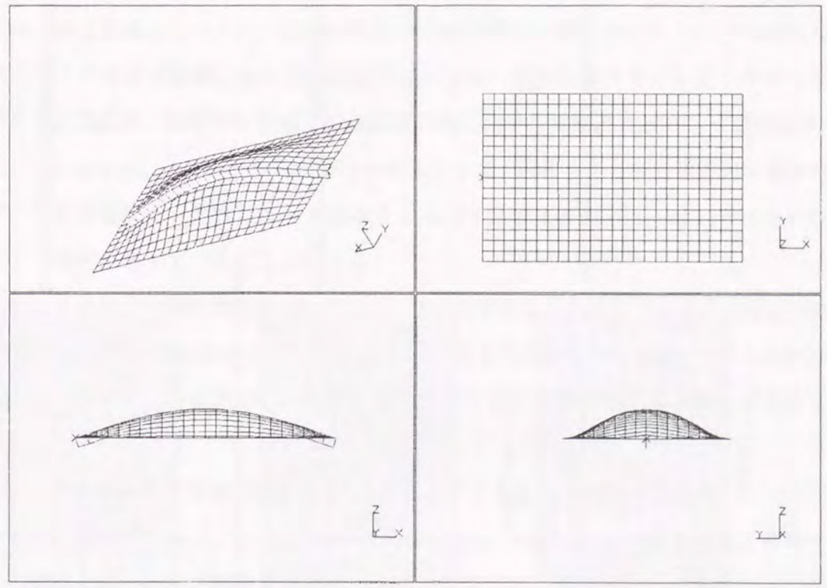


Fig.3.24 lst natural vibration mode of a stiffened plate model (model 6)

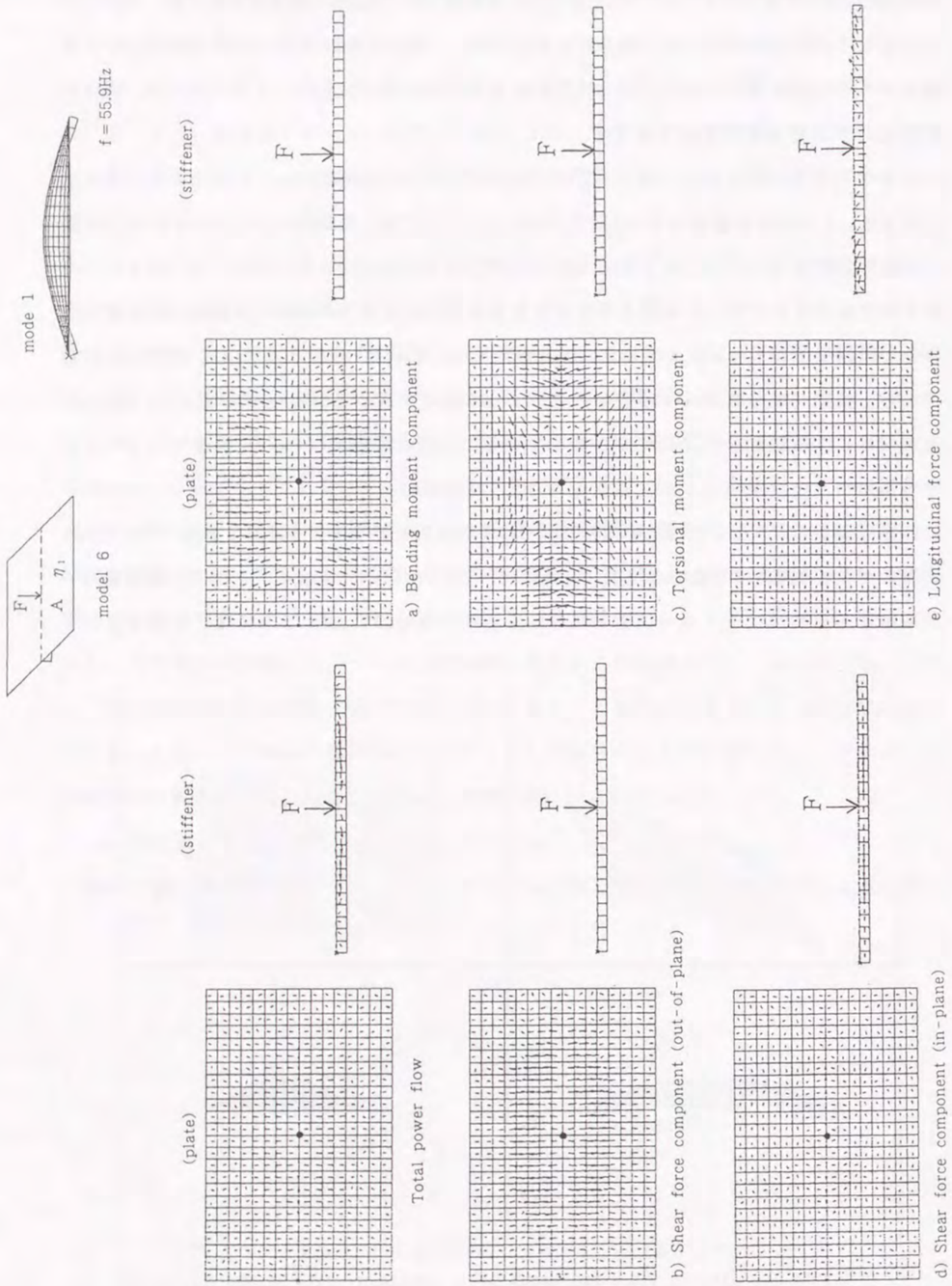


Fig.3.25 Vibration power flow vectors of model 6 at the 1st natural frequency

Table 3.9 Vibration power flow component on the plate model 6 at the 1st natural frequency

power flow component	plate part	stiffener part	stiffened plate
a) Bending moment : $\bar{P}_M$	14.5 %	0	14.5 %
b) Shear force (out-of-plane) : $\bar{P}_Q$	55.1 %	0	55.1 %
c) Torsional moment : $\bar{P}_T$	1.6 %	0	1.6 %
d) Shear force (in-plane) : $\bar{P}_{FI}$	0.1 %	20.8 %	20.2 %
e) Longitudinal force : $\bar{P}_F$	0.1 %	7.8 %	7.9 %
Total : $\bar{P}$	71.4 %	28.6 %	100 %

フナ部の振動パワーフロー成分の割合を比較して示す。

この場合の振動パワーフロー成分には、面外剪断力、曲げモーメントおよび捩りモーメントの成分の他に、面内剪断力と軸力の成分が現れる。これらの成分の内、最も大きな振動パワーフロー成分は平板部の面外剪断力成分であり、全振動パワーフローの約55％となる。次が、スチフナ部に現れる面内剪断力成分であり、約21％となる。また、最も小さな振動パワーフローは捩りモーメント成分である。

スチフナ部には、面内剪断力成分および軸力成分の振動パワーフローが発生し、その量は全振動パワーフローの約30％となる。一方、平板部には、面外剪断力成分、曲げモーメント成分および捩りモーメント成分が発生し、その量は全振動パワーフローの約70％となる。スチフナ部と平板部にそれぞれ振動パワーフローが分担されていることがわかる。

スチフナ部では、起振点Aから平板の周辺方向に向かう振動パワーフローが形成される。また、平板部では、スチフナ取付位置を対象面として、起振点から板周辺方向に振動パワーフローが形成される。外力によって起振点Aに加えられる振動パワーは、スチフナ部を伝達して平板に広がっていることがわかる。

また、同じ外力100Nで起振したときに、平板モデル1と平板モデル6にそれぞれ伝達される振動入力パワーを比較すると、平板モデル6の振動入力パワーは平板モデル1の約48.2％に減少している。この結果は、スチフナ取り付けによる平板の剛性増加によるものと考えられる。

平板モデルのような多自由度振動系のi次のモード質量m_iとモード剛性k_iは、(3.78) 式と (3.79) 式で表される。また、i次の固有振動数は、(3.80) 式で表される。振動モードが同じ場合には、モード質量およびモード剛性の変化は、平板モデルの質量および剛性変化に対応することがわかる。スチフナの取り付けによる重量増加は約5.5％であることから、

モード質量の変化は小さいものと考えられる。そこで、(3.81) 式に示すように、固有振動数の変化を、近似的に、モード剛性の変化、すなわち剛性の変化と考えることができる。

$$m_i = \{\phi_i\}^T [M] \{\phi_i\} \tag{3.78}$$

$$k_i = \{\phi_i\}^T [K] \{\phi_i\} \tag{3.79}$$

$$f_i = 2\pi \sqrt{\frac{k_i}{m_i}} \tag{3.80}$$

ここで、

m_i : i 次のモード質量 (kg)

k_i : i 次のモード剛性 (N/m)

$\{\phi_i\}$: i 次の固有モードベクトル

f_i : i 次の固有振動数 (Hz)

$$\left(\frac{f_i'}{f_i}\right)^2 \approx \frac{k_i'}{k_i} \tag{3.81}$$

ここで、

k_i' : スチフナ取り付け後の i 次のモード剛性 (N/m)

f_i' : スチフナ取り付け後の i 次の固有振動数 (Hz)

スチフナ取り付けによって、1次の固有振動数は約1.4倍になる。このとき、(3.81) 式から、剛性は約2.0倍になるものと推定される。また、(3.50) 式で表される1自由度振動モデルにおける振動入力パワーの検討結果から明らかなように、振動入力パワーは剛性の平方根に反比例する。したがって、スチフナの取り付けによる平板モデルの剛性増加によって、振動パワーは約70％に減少することが推定される。この結果は、平板モデル1と平板モデル6の振動入力パワーの比較結果 (48％) よりも、大きな値になっている。この原因としては、スチフナが起振点位置に取り付けられているために、起振点近傍の局部的な剛性が固有振動数の変化から推定した剛性の変化よりも大きくなっていること、起振点近傍の振動モードが若干異なっていることなどが考えられる。

これらの結果から、一般の構造物においても、スチフナの取り付けなどによって剛性を増加させて、振動入力パワーを低減させることが可能であると考えられる。ただし、振動モードの変化を伴うために、減衰付加の場合のように振動入力パワーの変化を定量的に推定することは難しい。また、簡単な平板モデルでの数値シミュレーションから、起振点近

傍の局部的な剛性や振動モードの変化によって振動入力パワーが変化すると推定される。したがって、構造補強による固体伝搬音低減対策は、構造強度の改善に伴う付加的な効果として期待すべきものであると言える。

最後に、これらの検討結果から、スチフナなどの補強部材の取付によって、振動パワーフローは複雑に変化し、この複雑な現象を解析するにはFEMによる振動パワーフロー解析法が有効であると言える。

3.5 高速船への適用[41]

FEMを用いた振動パワーフロー解析は、第2章で検討したSEA法と比較して解析のための計算量が非常に多く、かつ得られる情報も多いために、これまでに、大規模な実構造物の解析に関する報告は見当たらない。そこで、本論文では、前節の3.3節と3.4節での1自由度振動系モデルおよび平板モデルの検討結果をもとに、実構造物である高速船の固体伝搬音低減対策の検討に振動パワーフロー解析を適用して、実構造物への適用課題と実用的な適用方法を明らかにする。

最近の高速船では、主機関の高出力化と船体の軽量化に伴って、騒音対策、特に固体伝搬音低減対策が重要な課題となっている。固体伝搬音低減対策としては、客室甲板への制振材の施工が有効であり[36]、実船にも多数適用されてきている。しかし、制振対策の実施においては、重量増加を最小限に抑え、かつ十分な固体伝搬音の低減が得られるように、施工位置および施工範囲を決定する必要がある。ここでは、客室甲板に制振対策を施工して客室の固体伝搬音を低減する場合について、機関室と客室甲板部のFEMモデルを用いて、振動パワーフローの数値シミュレーションを行う。また、エンジンガーダの補強による固体伝搬音の低減効果についても、振動パワーフローの数値シミュレーションを行う。これらによって、振動パワーフロー解析の実構造物への適用課題と実用的な適用方法を明らかにする。

3.5.1 機関室・上甲板モデルおよび計算条件

Fig. 3.26に数値シミュレーションに用いた高速船の外観と機関室・上甲板モデルを示す。解析対象の高速船の主要目は、全長31.5m、型幅9.8m、型深さ3.5m、総トン数約190トンである。船体構造はアルミ合金製、推進システムには最大出力2500馬力の高速ディーゼル主機関2基とウオータージェット推進装置2基を搭載し、30ノットを越える高速で運行される。このために、主機関からの固体伝搬音によって生じる客室の騒音を低減することが重要な課題となっている。

解析目的を主機関および減速機から上甲板の客室への固体伝搬音の伝搬解析と対策効果の予測とし、モデル化の範囲は船体片舷の機関室と客室上甲板構造部とした。そして、船体片舷の機関室と客室上甲板構造を、板要素と梁要素を用いて、要素数約6300、節点数約4300でモデル化した。要素の材料特性として、材質はアルミ、材料減衰は損失係数$\eta = 0.001$を設定した。制振材の施工は客室の床面に対応する上甲板全面とし、上甲板の要素に対し

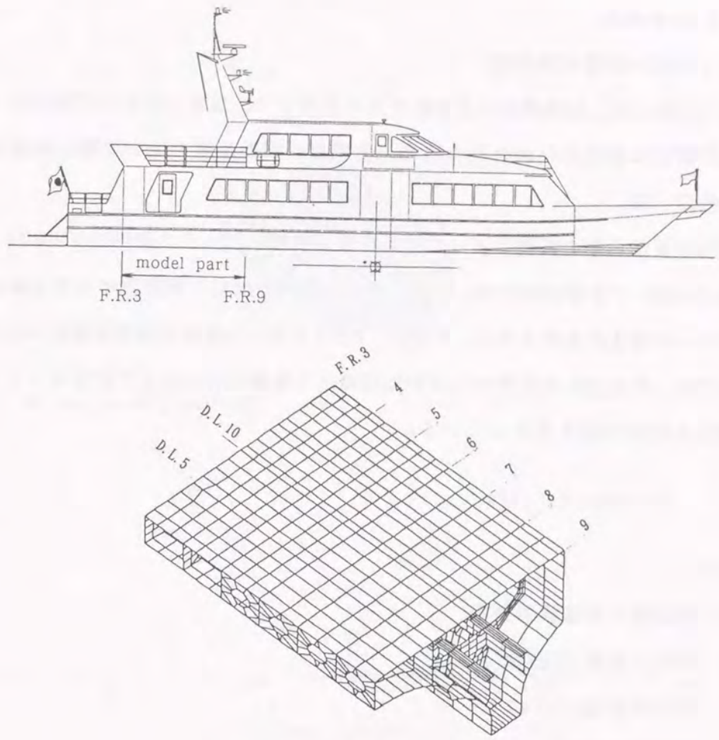


Fig.3.26 Engine room and upper deck model of a high-speed ship

ては、制振材施工による減衰と重量密度の増加を考慮した。ただし、制振材の剛性はアルミ材に比べて小さいので、制振材施工による上甲板部材の剛性の変化を無視した。そして、制振材の施工範囲の要素の損失係数を$\eta' = 0.1$に設定し、制振材による重量増加を要素の密度増加として取り扱った。

起振位置は主機関および減速機の設置されているエンジンガーダーのF.R.3－4間とした。起振力は、エンジンガーダーの左右舷の4か所にそれぞれ周波数に対して一様に250kgfの鉛直方向外力を同時に与え、総起振力は1tfとした。節点変位速度および要素力は、MSC/NASTRANを用いて、周波数範囲1Hz～250Hzで同一起振力を与えた周波数応答計算によって算出した。この結果を用いて、3.2節の（3.19）式を用いてエンジンガーダーから機関室・上甲板モデルに伝達される時間平均入力パワー$\overline{P}^{in}$、（3.26）式と（3.27）式を用いて各要素における振動パワーフロー$\overline{P}_x, \overline{P}_y$を求めた。

3.5.2 計算結果

(1) 上甲板の振動応答速度

Fig. 3.26に示した機関室・上甲板モデルを用いて、客室上甲板の制振対策として、制振材を上甲板面に施工した場合について、上甲板の振動速度を用いて固体伝搬音低減対策の効果を推定する。

構造物の振動とその振動によって放射される音響パワーPの関係は（3.82）式で表され、構造物の面積sや音響放射効率σの変化が小さな場合には、構造物の振動速度によって音響放射パワーの変化が決定される。そこで、FEMを用いた従来の固体伝搬音の数値シミュレーションでは、周波数応答計算から求めた各節点の振動応答速度を比較することによって、固体伝搬音の低減効果を評価している。

$$P=\sigma\rho cs<v^2(t)> \tag{3.82}$$

ここで、

σ：構造物の音響放射効率

ρ：空気の密度(kg/m^3)

c：空中の音速(m/s)

s：構造物の面積(m^2)

$<v^2(t)>$：構造物の２乗時間・空間平均速度((m/s)^2)

Fig. 3.27とFig. 3.28に、制振対策前後の上甲板上の代表点の振動応答速度を示す。Fig. 3.27は上甲板上のスチフナ位置、Fig. 3.28はスチフナ間のデッキパネル位置の振動応答速度である。各図において、上側に制振対策前、下側に制振対策後の振動応答速度を周波数1Hz～250Hzの範囲で示す。だだし、上側の制振対策前の振動応答速度の縦軸スケールは、制振対策後のスケールの２倍の値になっている。

これらの結果より、上甲板に制振対策を施工することによって、上甲板の代表点の振動応答速度の各ピーク値は小さくなり、最大振動応答速度は約30％から50％に減少することがわかる。

制振材施工による要素の密度増加に伴って、FEMモデルの固有振動数が変化するために、個々の周波数について振動応答速度の変化を比較することは難しい。また、固体伝搬音の評価では、騒音の評価と同様に、1/3オクターブバンドあるいは1/1オクターブバンドで表した振動速度レベルが用いられる。そこで、Fig. 3.29とFig. 3.30には、Fig. 3.27と

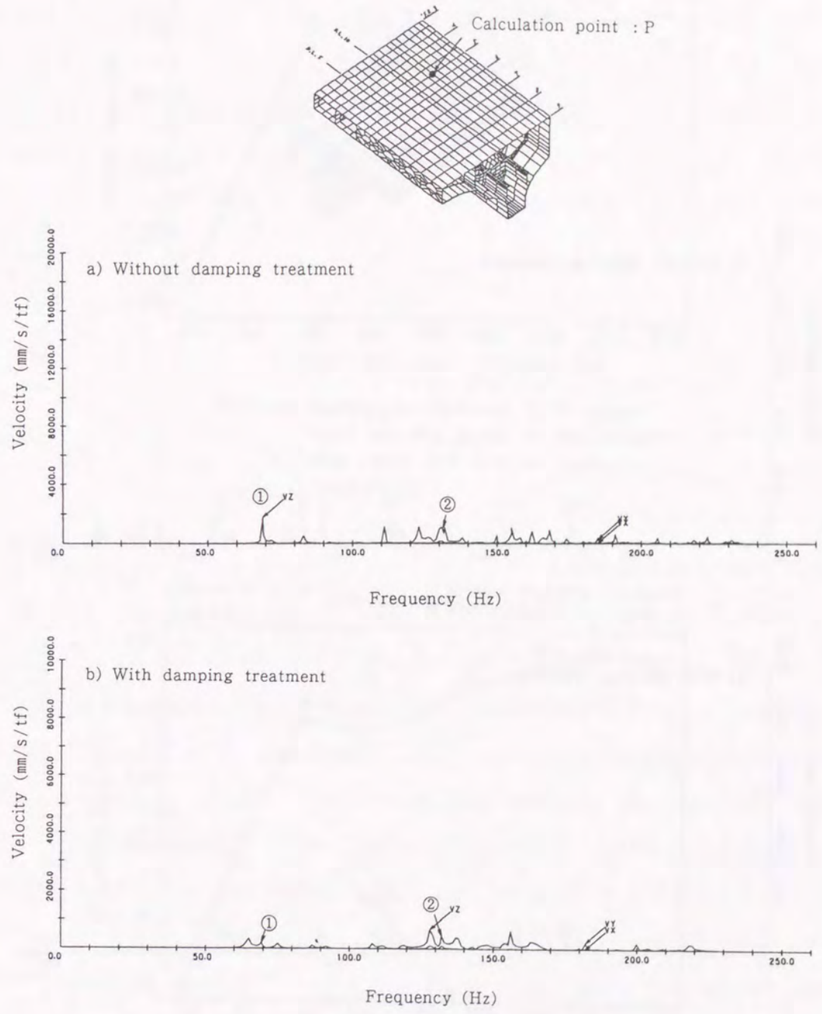
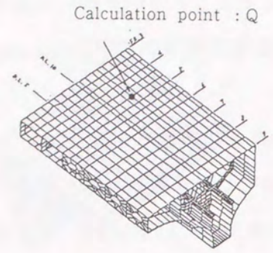
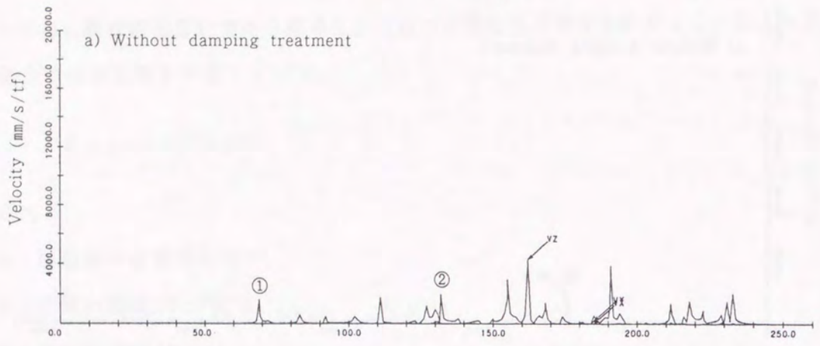


Fig.3.27 Comparison between velocities on the upper deck with and without damping treatment





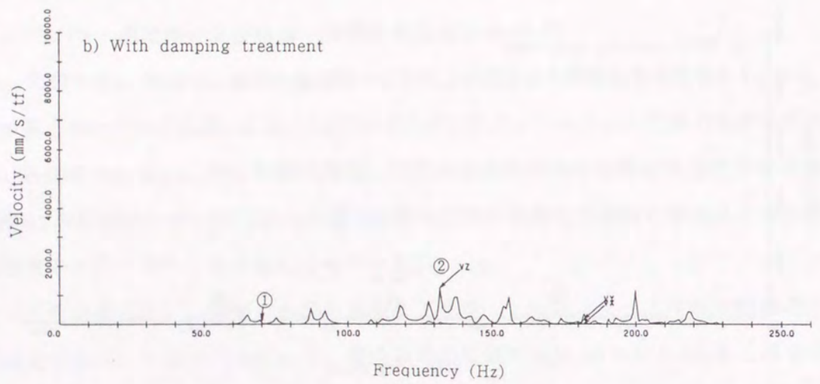


Fig.3.28 Comparison between velocities on the upper deck with and without damping treatment

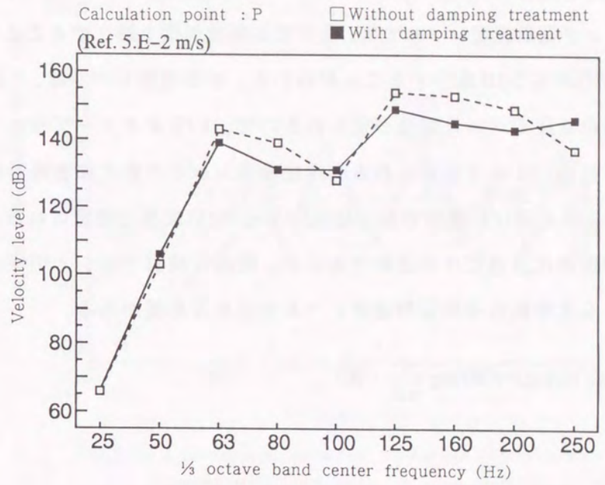


Fig.3.29 Comparison between 1/3 octave band velocity levels on the upper deck with and without damping treatment

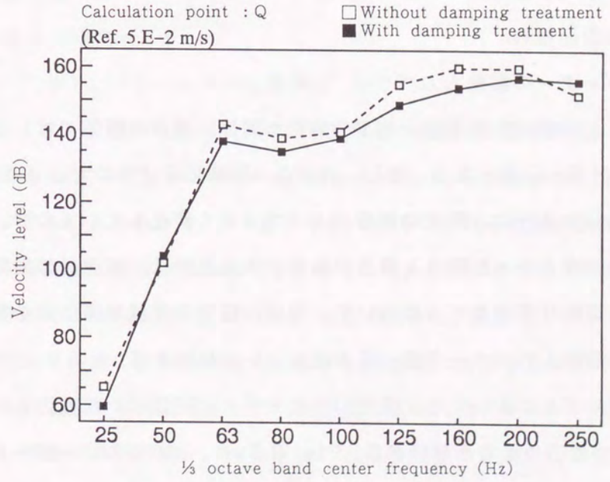


Fig.3.30 Comparison between 1/3 octave band valocity levels on the upper deck with and without damping treatment

Fig. 3.28の振動応答速度を1/3オクターブバンドの振動速度レベルで表した結果を示す。1/3オクターブバンド振動速度レベルでは、上甲板に制振対策を施工することによって、振動応答速度は約3dBから5dB減少することがわかる。振動速度レベルは、(3.83) 式に示すように、客室内の音圧レベルと関係づけられるので、1/3オクターブバンドの振動速度レベルの変化は、振動によって放射される固体伝搬音レベルの変化に概略対応する。したがって、制振対策による固体伝搬音の減少は3dBから5dB程度と推定される。ただし、この場合には、上甲板の代表点だけの比較であるが、詳細な検討では、上甲板の全点の振動応答速度の結果から上甲板の平均振動速度レベルを求める必要がある。

$$L_p = L_v + 10\log\sigma + 10\log\frac{s}{\bar{\alpha}S} + 6 \qquad (3.83)$$

ここで、

L_p ：上甲板の振動による客室内の音圧レベル(dB)

L_v ：上甲板の振動速度レベル(dB)

σ ：上甲板の音響放射効率

s ：上甲板の面積(m^2)

$\bar{\alpha}$ ：客室内の平均吸音率

S ：客室内の表面積(m^2)

(2) エンジンガーダーの振動入力パワー

前述のように、上甲板の振動速度レベルを用いた固体伝搬音の評価では、上甲板の全点の振動応答速度の計算が必要となる。また、各節点の振動応答速度の大きさは、Fig. 3.27とFig. 3.28に示したように、節点の場所によって大きく変化しているので、平均処理の方法によって振動速度レベルが異なる場合がある。本論文では、高速船の機関室・上甲板モデルのような大規模な構造モデルにおいて、固体伝搬音の低減対策効果を評価する方法として、起振点の振動入力パワーを用いる方法について検討する。

機関室・上甲板モデルにおいても、前述の平板モデルと同様に、起振力と応答振動速度から振動入力パワーを求めることができる。Fig. 3.31に、エンジンガーダーに作用する起振力によって機関室・上甲板モデルに伝達される振動入力パワーの計算結果を示す。ここでは、3.2節の (3.19) 式から求められる振動入力パワーを$\bar{P}^{in}$を (3.84) 式で定義される振動入力パワーレベルで表し、上甲板の制振対策前後の固有振動数に対応する周波数での計算結果を比較して示している。

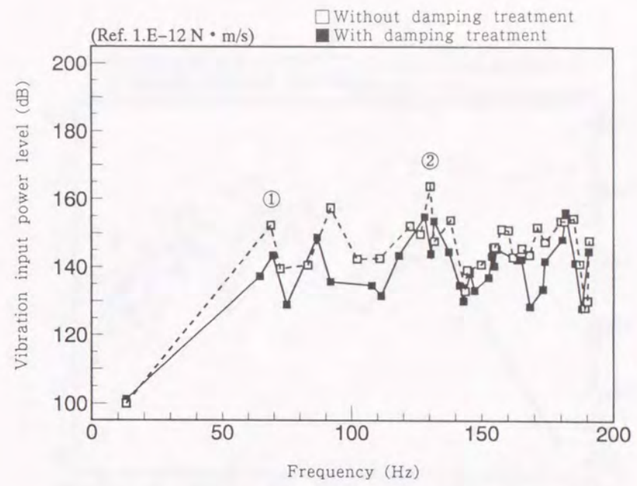


Fig.3.31 Comparison between vibration input power levels with and without damping treatment

$$L_p = 10\log\frac{\bar{P}^{in}}{P_0} \qquad (3.84)$$

ここで、

L_p ：振動入力パワーレベル(dB)

$\bar{P}^{in}$: 振動入力パワー(W)

$P_0 = 10^{-12}$(W)：パワーレベルの基準値

Fig. 3.31より、制振材の施工により固有振動数が変化し、振動入力パワーレベルのピーク周波数も変化する。また、平板モデルの場合と同様に、制振対策後には、振動入力パワーレベルが減少することがわかる。3.4節の平板モデルにおける検討結果から、この振動入力パワーレベルの減少は減衰の増加に対応すると共に、振動系の時間平均速度$<v(t)^2>_t$にも対応するものと考えられる。Fig. 3.32とFig. 3.33に、振動入力パワーレベルと同様に、上甲板の制振対策前後の固有振動数に対応する周波数における上甲板の振動速度レベルを示す。これらの上甲板の振動速度レベルの変化と振動入力パワーレベルの変化とは良く対応しており、従来の振動速度レベルを用いた固体伝搬音の評価と同様な評価を振動入力パワーレベルで行うことが可能であると考えられる。

次に、客室上甲板に制振材を施工後、さらに、主機関および減速機が設置されるエンジンガーダーを補強した場合について、上甲板の振動速度レベルとエンジンガーダーへの振動入力パワーのシミュレーション計算を行った。Fig. 3.34とFig. 3.35に上甲板の1/3

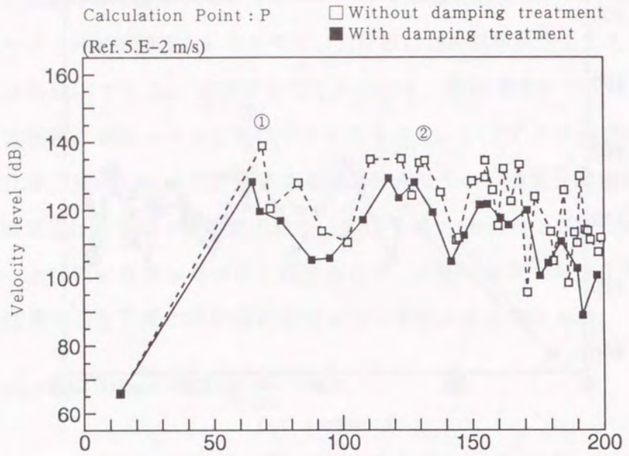


Fig.3.32 Comparison between velocity levels on the upper deck with and without damping treatment

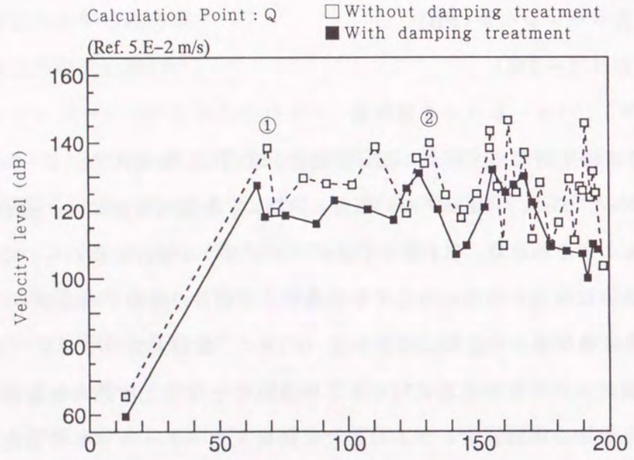


Fig.3.33 Comparison between velocity levels on the upper deck with and without damping treatment

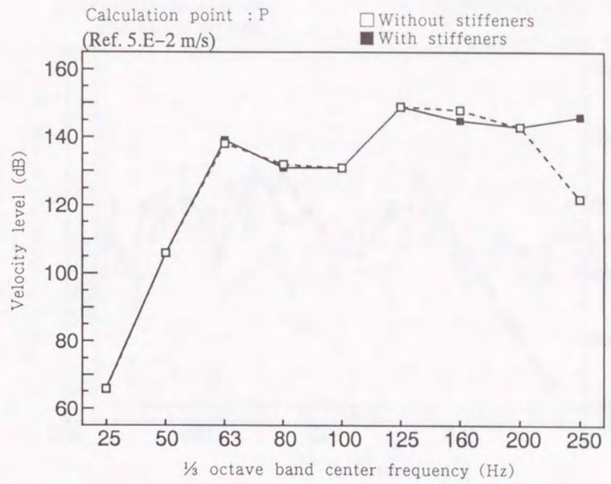


Fig.3.34 Comparison between 1/3 octave band velocity levels on the upper deck with and without stiffeners

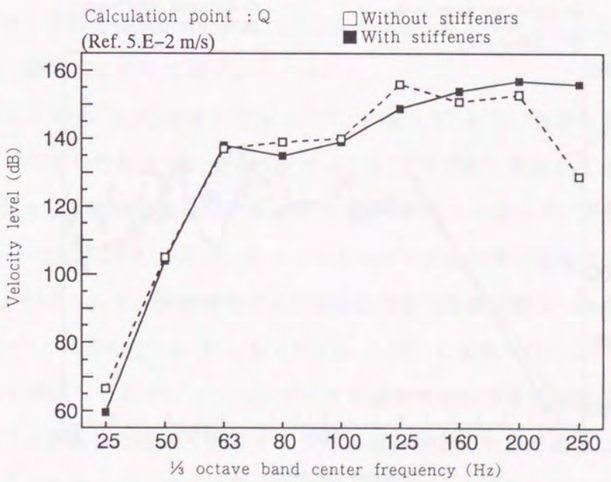


Fig.3.35 Comparison between 1/3 octave band velocity levels on the upper deck with and without stiffeners

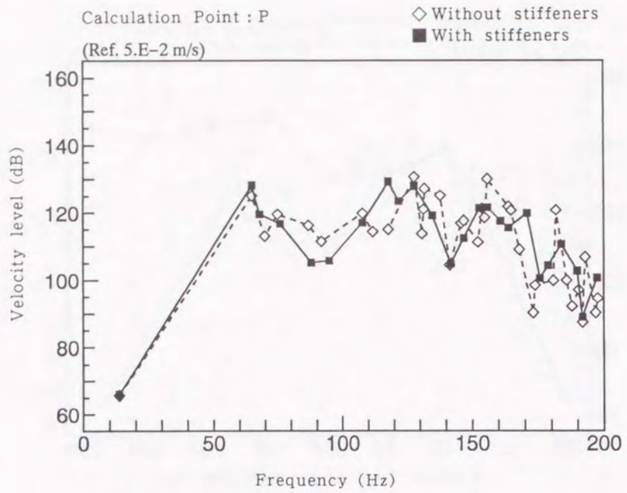


Fig.3.36 Comparison between velocity levels on the upper deck with and without stiffenens

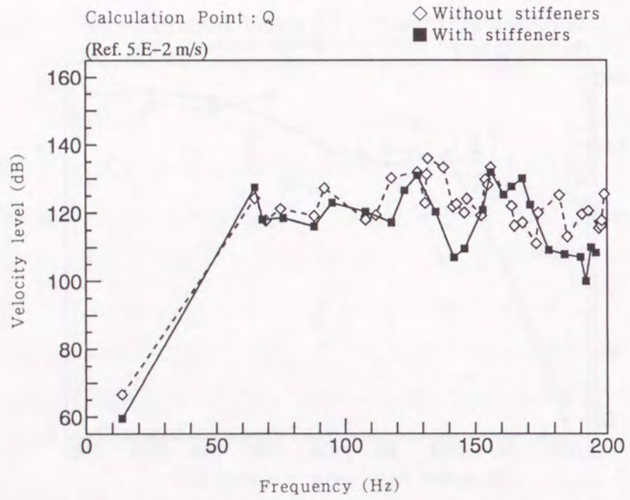


Fig.3.37 Comparison between velocity levels on the upper deck with and without stiffeners

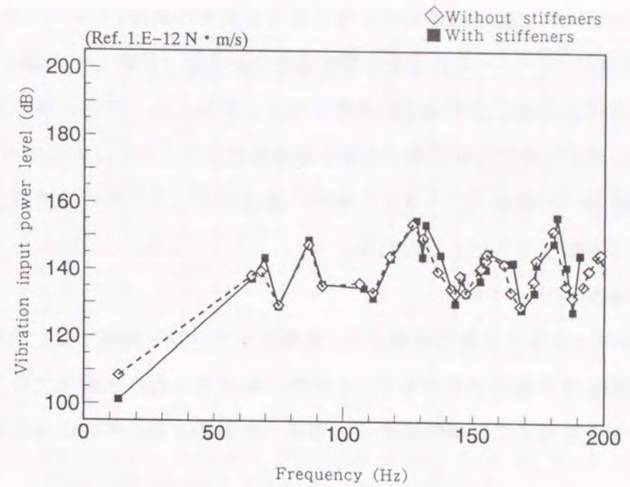


Fig.3.38 Comparison between vibration input power levels with and without stiffeners

オクターブバンドの振動速度レベル、Fig. 3.36とFig. 3.37に、固有振動数に対応する周波数における振動速度レベル、Fig. 3.38にエンジンガーダーの振動入力パワーについて、補強対策施工前後を比較して示す。

Fig. 3.34とFig. 3.35およびFig.3.36とFig.3.37から、補強対策施工前後の上甲板の振動速度レベルの比較では、エンジンガーダに補強対策を実施しても上甲板の振動速度レベルは減少せず、固体伝搬音の低減は期待できないことがわかる。また、Fig. 3.38の振動入力パワーレベルの比較からも、エンジンガーダの補強対策の実施による振動入力パワーレベルの減少が見られず、補強対策による固体伝搬音の効果が期待できないとがわかる。上甲板の振動レベルの変化（Fig. 3.36およびFig. 3.37）と振動入力パワーレベルの変化（Fig. 3.38）が良く対応しており、エンジンガーダの補強対策に対する固体伝搬音の低減効果の評価は一致する。固体伝搬音を低減するための補強対策の効果の推定についても、振動入力パワーレベルを用いて、従来の振動速度レベルを用いた場合と同様な評価を行うことができるものと考えられる。

一方、これらの結果から、今回のエンジンガーダに対する補強は、スチフナの追加による一時的な対策であり、この程度の補強では固体伝搬音を低減することはできないと判断できる。エンジンガーダの補強によって固体伝搬音を低減するためには、エンジンガーダ

の構造変更を含む根本的な剛性の増加が必要であると考えられる。

したがって、振動入力パワーの計算量は振動速度の計算量に比較して大幅に少ないので、詳細な振動応答解析が困難な大型構造物に対しては、振動入力パワーの解析は、制振対策や補強対策などの固体伝搬音低減対策の効果を概略推定できる有効な方法であると言える。今後、種々の構造物への振動パワーフロー解析の適用によって、その精度および有効範囲などがさらに明らかになるものと思われる。

(3) 上甲板の振動パワーフロー

3.4節の平板モデルにおける検討結果から、振動パワーフロー解析では、起振源からの振動エネルギの伝搬経路を概略推定できることが明らかになった。本論文では、高速船の機関室・上甲板モデルを用いて、機関室から上甲板への振動エネルギの伝達経路について考察する。

上甲板の要素について、節点変位速度と要素力から振動パワーフローを求め、Fig. 3.39とFig. 3.40に制振対策前後の上甲板の振動パワーフローを比較して示す。ここでは、Fig. 3.31において振動入力パワーレベルがピークを示している2つの周波数①と②について、制振対策前後の上甲板の振動パワーフローをコンター図で比較する。Fig. 3.39には周波数① (60Hz付近)、Fig. 3.40には周波数② (130Hz付近) の振動パワーフローコンター図を示す。これらの図中には、●で機関室のPILLARの位置を示している。

Fig. 3.39の結果では、周波数①近傍においては、上甲板の振動パワーフローは、起振位置に近いPILLARの位置から上甲板に広がって行く状況が現れている。振動パワーフローの広がりは、制振対策後の方が小さくなっている。制振材の施工により上甲板の減衰が増加するために、機関室から伝達された振動エネルギは上甲板上の伝搬経路において減衰され、この結果、上甲板上での振動パワーフローの広がりが小さくなっているものと推定される。

Fig. 3.40の結果では、周波数②近傍においては、上甲板の振動パワーフローは、起振位置に近いスチフナ付近の位置から上甲板に広がって行く状況が現れている。この場合にも、振動パワーフローの広がりは、制振対策後の方が小さくなっており、機関室から上甲板に伝達された振動エネルギが上甲板上の伝達経路で減衰されるものと推定される。

これらの結果から、大型構造モデルにおいても、振動パワーフローの解析から、振動エネルギの伝搬経路あるいは分布を概略推定することができることがわかる。振動パワーフロー解析法は、従来のFEMの振動応答解析だけでは不可能な振動エネルギの伝搬経路を推

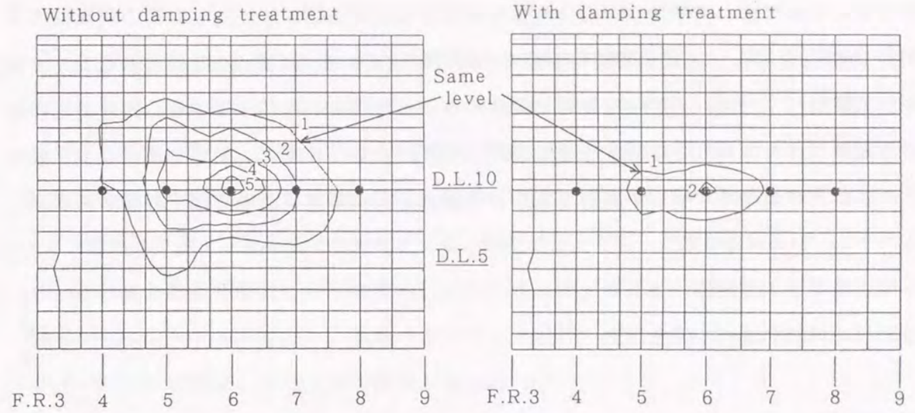


Fig.3.39 Comparison between vibration power flow at No.1 frequency with and without damping treatment

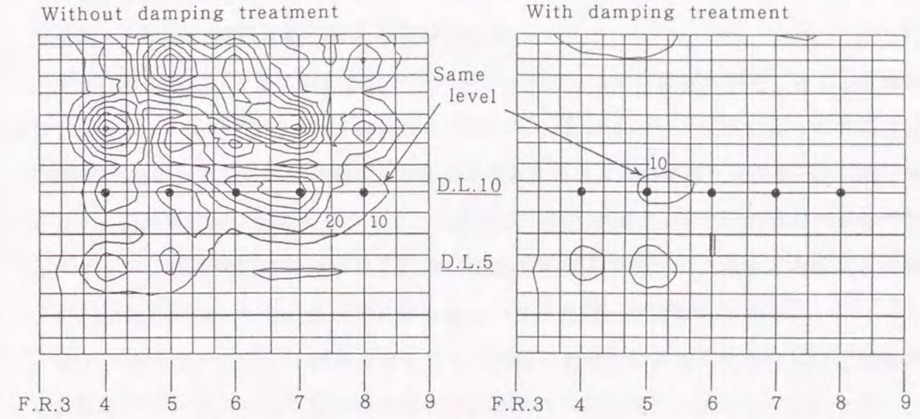


Fig.3.40 Comparison between vibration power flow at No.2 frequency with and without damping treatment

定することができ、実構造物の低周波数域における固体伝搬音解析法としての利用拡大が期待できる。一方、3.4節の単純な平板モデルにおいてさえ、起振点の位置や振動モードによって振動パワーフロー形状は複雑に変化することが明らかになっており、実構造物における振動パワーフローの結果を定量的に正しく評価するためには、前述したような平板モデルにおける基礎的な解析が重要であり、今後、さらに研究を進めて行く必要がある。

3.6 結　言

本論文では、船舶や海洋構造物などの鋼あるいはアルミ構造物における低周波数域（20Hz～200Hz）の固体伝搬音を、有限要素法（FEM）を用いて解析する方法について検討した。一次元梁要素と二次元板要素でモデル化された構造物を対象に、FEMによる周波数応答計算結果を用いて振動エネルギの伝搬（振動パワーフロー）を解析する方法を示した。そして、6種類のアルミ平板モデルを対象として、振動パワーフローの数値解析を行うことによって、その基本的な特性について考察を行った。さらに、高速船の機関室・上甲板モデルの数値シミュレーションを行い、振動パワーフロー解析の実構造物への適用性について検討を行った。その結果、次のような結果が得られた。

（1）振動パワーフロー解析によって、起振点から、波動によって伝達される振動エネルギの伝搬経路および振動エネルギ分布を明らかにすることができる。

振動パワーフローベクトル形状からは振動エネルギの伝搬経路を推定することができる。ただし、振動パワーフローベクトル形状は振動モードや起振位置によって変化し、特に、高次振動モードでは渦巻き型の複雑な形状を示す。

また、各要素中心で得られた振動パワーフローベクトルを平板面内設定したx,y座標に対して、$x+,x-,y+,y-$の4方向成分に分解することによって、振動エネルギの伝達特性（方向と大きさ）を定量的に評価することができる。さらに、振動パワーフローを、曲げモーメント、面外剪断力、捩りモーメント、面内剪断力および軸力の5つの力成分に分類することによって、構造物内に発生する支配的な波動を推定することができる。本論文の平板モデルの数値計算結果では、曲げ波による振動パワーフローが支配的である。

（2）平板モデルに対して制振処理を行って減衰を局部的に付加した場合には、起振点からの振動パワーフローは、減衰の付加された要素の方向に向かうようになる。ただし、振動パワーフローベクトルは、付加される減衰の大きさと振動モードによって支配されるために、振動モードの影響が大きい場合には、減衰が付加されても振動パワーフローベクトル成分は変化しない。

（3）制振処理によって減衰を付加することによって、平板モデルに伝達される振動入力パワーは減少する。この時、振動入力パワー量は、減衰の増加に反比例して小さくなり、その減少量は1自由度振動系モデルから概略推定できる。

（4）スチフナの取り付けによって平板モデルを補強した場合には、平板モデルに伝達される振動入力パワーは小さくなると共に、振動パワーフローは平板部とスチフナ部に発生

し、振動パワーフローベクトル形状およびベクトル成分も複雑に変化する。振動パワーフロー解析によって、これらの複雑な現象を解明することができる。

また、スチフナの取り付けによる平板モデルの剛性増加によって、平板モデルに伝達される振動入力パワーは減少する。スチフナの取り付け前後で振動モードが同じ場合には、1自由度振動系モデルから振動入力パワーの減少量は概略推定できる。

(5) 従来のFEM振動応答解析では実用的な固体伝搬音の解析が困難な高速船の機関室・上甲板モデルのような大型構造モデルに対しても、振動パワーフロー解析を適用することによって固体伝搬音の解析が可能になる。

FEMの振動応答解析だけで制振対策の効果を推定するためには、対象となる上甲板上の全点の振動応答速度の計算が必要となり、大型構造モデルでは実用的な検討を行うことは困難である。しかし、振動パワーフロー解析では、制振対策前後あるいは補強対策前後における起振点での振動入力パワーの変化が制振対策あるいは補強対策の効果に対応するので、計算量が大幅に少ない振動入力パワーの計算によって実用的な固体伝搬音の解析が可能である。また、FEMの振動応答解析だけでは振動エネルギの伝達経路の推定は困難であるが、振動パワーフロー解析では、振動パワーフロー形状を求めることによって、振動エネルギの伝達経路を推定することができる。

(6) 最後に、振動パワーフロー解析を船舶や海洋構造物におけるさらに実用的な固体伝搬音解析法として確立するためには、振動パワーフローの計算から得られる結果を定量的に評価する方法の検討が必要であり、このためには、さらに計算結果と固体伝搬音の現象とを対応させる基礎的な研究が必要であると言える。

4. 結　　論

船舶や海洋構造物において、構造物内の騒音低減は、乗組員の生活環境の改善と乗客に対する快適さを確保するために必要な技術課題の1つとなっている。船舶や海洋構造物の騒音は、その主要な構造部材が鋼板やアルミ板で構成されているために、固体伝搬音が支配的であると言う特徴がある。このため、騒音低減を有効に達成するためには、設計段階において、固体伝搬音をできるだけ精度良く予測し、必要な対策を実施すると共に、その効果を評価しなければならない。

本論文では、船舶および海洋構造物に対して、実用的な精度で適用可能な固体伝搬音解析法に関する研究を行った。固体伝搬音の解析周波数範囲（20Hz～20kHz）を低周波数域（20Hz～200Hz）と高周波数域（100Hz～20kHz）に分けて、各周波数域における固体伝搬音解析法の研究を進めた。

第1章では、船舶・海洋構造物の騒音規制に関する経緯と現状、騒音予測、特に固体伝搬音の予測に関する研究の現状と課題についてまとめることにより、本論文の意義と目的を明らかにした。

第2章では、高周波数域の固体伝搬音解析において、統計的エネルギ解析法（SEA法）を用いた解析法の精度の向上を図ると共に、3種類の鋼板構造模型を用いた音響・振動実験を実施して、基本的な解析精度の検証を行った。構造物をSEA法を用いてモデル化する場合に、モデル化した構造から外部へ流出する損失パワーを境界要素内の等価損失パワーとして考慮する方法を提案した。また、実験で求められるパネル材料の内部損失係数を、材料内部での損失と音響放射による損失に分けて取り扱う方法を提案した。これらの方法を考慮して得られたSEA法の計算結果と模型実験結果との差は、±3dB～±5dBであり、固体伝搬音の予測精度としては十分満足できる結果を得た。また、模型実験において、構造物の構造不連続部の振動エネルギの透過率は、完全剛体結合の場合の理論計算値よりも小さくなることが明らかとなった。SEA法の計算においては、結合部の平均透過率をSEAパラメータの1つとして、任意の値に設定することができる。模型実験結果と計算結果から推定される構造結合部の平均透過率は、理論値の約50％程度であった。

次に、SEA法を用いて実構造物の固体伝搬音解析を行うために、前述の結果を考慮した汎用計算プログラムを開発した。大型海洋構造物のジャケット・ランチング・バージ（長さ198m）、大型船舶（長さ130m）の固体伝搬音解析を実施し、実験結果と計算結果の比

較検討を行った。複雑な実際構造を簡易化した板要素でモデル化した場合にも、実用的な計算精度（±5dB）で固体伝搬音の解析が可能であることが明らかとなった。

さらに、海洋観測船などの水中音響機器を搭載した船舶で問題となる船体外板からの水中放射音の解析法の精度を検証した。SEA法による固体伝搬音計算結果と音響放射音計算を組み合わせた水中放射音解析法を示し、計算結果と実船実験結果との比較検討を行った。そして、実用的な計算精度（±5dB）で水中放射音の計算が可能であることを明らかにした。

最後に、長さ167mの大型船舶の機関室の外板部分に制振材を施工した場合について、外板の振動加速度レベルの変化をSEA法を用いて数値シミュレーションした。この結果、SEA法を用いることによって、設計段階において、固体伝搬音の低減効果を効率よくシミュレーションすることができることを示した。

第3章では、低周波数域の固体伝搬音解析において、有限要素法（FEM）を用いて構造物の固有振動数における振動エネルギの伝搬（振動パワーフロー）を解析する方法を示し、船舶などの実構造物へ適用するために、振動パワーフローの基本的な特性とその評価方法について考察した。

低周波数域の固体伝搬音の低減対策においては、構造物の各固有振動数における固体伝搬音の特性を求めることが重要である。構造物をFEMでモデル化し、MASC/NASTRANなどの汎用有限要素法プログラムを用いた周波数応答計算から得られる各節点の振動応答速度と要素力によって振動パワーフローを求める方法を示した。そして、構造物の振動パワーフローの基本的な特性やその評価方法に関して検討を行った。

最初に、6種類の周辺固定のアルミ平板モデルを対象にして、振動パワーフローの数値解析を行い、その基本的な特性を明らかにした。計算結果から得られる振動パワーフローベクトルからは、起振点からの振動エネルギの伝搬経路を明らかにすることができる。振動パワーフローは、振動モードおよび起振点によって変化し、高次振動モードほど複雑な形状を示すことが明らかとなった。次に、振動パワーフローベクトルを平板面内に設定したx,y座標に対して$x+,x-,y+,y-$の4方向成分に分解することによって、振動エネルギの伝達特性（大きさと方向）を定量的に評価する方法を提案した。この振動パワーフローの方向成分を用いることによって、減衰付加による振動エネルギの伝搬特性の変化を定量的に評価することができる。さらに、曲げモーメント、面外剪断力、捩りモーメント、面内剪断力および軸力の5つの力成分に分類することによって、構造物内に発生する支配的な

波動を推定することができることが明らかとなった。

次に、一様な減衰を持つアルミ平板モデルを基準にして、制振処理による減衰の付加、スチフナ施工による補強などの変化に対する振動パワーフローベクトルの変化や振動入力パワーの変化を明らかにした。制振処理によって平板モデルに減衰が付加されると、外力によって平板モデルに伝達される振動入力パワーは減少し、振動入力パワーは減衰の大きさに反比例して小さくなる。この時の振動入力パワーの減少量は、1自由度振動系モデルから概略推定できる。振動パワーフローベクトルは起振点から減衰の大きな場所に向かって流れる。ただし、振動パワーフローベクトルは振動モードによっても変化するので、振動モードの影響が大きい場合には、減衰を付加しても振動パワーフローベクトル成分は変化しない。

また、平板モデルにスチフナを取り付け剛性を増加することによって、平板モデルに伝達される振動入力パワーは減少し、平板部分とスチフナ部に発生する振動パワー成分も変化する。スチフナを取り付けることによって、固有振動数と固有振動モードが変化し、振動パワーフローは振動モードによって変化する。スチフナ取り付け前後で振動モードが同じ場合には、1自由度振動系モデルから振動入力パワーの減少量は概略推定できる。

最後に、従来のFEM振動応答解析では実用的な固体伝搬音の解析が困難な高速船の機関室・上甲板モデルのような大型構造モデルを対象として、振動パワーフロー解析を実施することによって、この解析法が実構造物の固体伝搬音解析にも適用できることを示した。上甲板を制振対策した場合について、従来の固体伝搬音解析に用いられているFEMの振動応答計算から求めた上甲板上の振動応答速度の変化と、振動パワーフロー解析による起振点の振動入力パワーの変化を比較した。両者の結果は良く対応しており、振動入力パワーの解析により制振対策効果を概略推定することができることが明らかになった。さらに、エンジンガーダの補強対策についても、上甲板の振動応答速度の変化と振動入力パワーの変化は対応する。上甲板全点の振動応答計算量に比べて、振動入力パワーの計算量は大幅に少なく、大型構造モデルに対して実用的な固体伝搬音の解析が可能である。また、振動パワーフロー解析では、振動パワーフロー形状を求めることによって、従来のFEM振動応答解析だけでは不可能な振動エネルギの伝達経路を概略推定することができる。これらの高速船の機関室・上甲板モデルの解析によって、低周波数域の固体伝搬音解析において振動パワーフロー解析が有効であることが明らかになった。今後の課題としては、振動パワーフロー解析を船舶や海洋構造物に対するさらに実用的な固体伝搬音解析法として確立する

ためには、実構造物での計算結果を定量的に評価する方法の検討が必要であり、計算結果と現象を対応させる基礎的な研究が必要と言える。

謝　　辞

本論文をまとめるにあたり、終始ご指導頂くと共にご助言を頂きました大阪大学工学部船木俊彦教授に心からお礼を申しあげます。また、有益なご助言を頂いた大阪大学工学部鈴木敏夫教授ならびに冨田康光教授に厚くお礼を申しあげます。

本研究は、日立造船㈱技術・開発本部技術研究所において、著者が実務を通じて行ったものであり、故栗原至道博士には同社に入社以来ご指導を賜り、松本亙平博士には、論文の執筆の機会を賜りました。また、本研究の実施においては、吉儀肇研究員には実験実施で多大な協力を頂き、北野智子研究員には数値計算実施で多大な協力を頂きました。さらに、日立造船㈱船舶・防衛事業本部船舶基本設計部およびマリン開発部、舞鶴工場、神奈川工場の関係者各位には、実船実験について多大なご助力を頂きました。ここに厚くお礼を申しあげます。

参　考　文　献

（1）柴田　清、船舶における騒音について、船舶の振動および騒音に関するシンポジウム、日本造船学会、1975.10、p95.

（2）柴田　清、栗原　至道、船内騒音と対策、船舶の振動・騒音とその対策に関するシンポジウム、日本造船学会、1980.10、p114.

（3）Offshore installations : Guidance on design and construction, Second Edition 1977, p86.

（4）船舶振動設計指針、日本海事協会、1981、p1.

（5）原野　勝博、船舶における固体音対策の現状、騒音制御、Vol.3、No.5、1979、p11.

（6）J. H. Janssen, J. Buiten, On Acoustical Designing in Naval Architecture, Proceedings of Inter Noise '73, 1973, p349.

（7）J. Plunt, T. Kihlman, Prediction of Noise Levels in Ships, Proc. of Int. Sympo. on Shipboard Acoustics, 1976, p297.

（8）R. H. Lyon, Statistical Energy Analysis in Dynamical Systems : Theory and applications, MIT Press, Cambridge, 1975

（9）R. J. Sawley, The Evaluation of a Shipboard Noise and Vibration Problem Using the Statistical Energy Analysis, Cont. to Stochastic Processes in Dynamical Problems, A. S. M. E., 1969, p469.

(10) J. Ø. Jensen, Calculation of Structure Borne Noise Transmission in Ships Using the Statistical Energy Analysis Approach, Proc. of Int. Sympo. on Shipboard Acoustics, 1976, p281.

(11) 日本造船研究協会、第156研究部会、船内騒音に関する調査研究報告書、研究資料 No.252、1976.

(12) 日本造船研究協会、第156研究部会、船内騒音に関する調査研究報告書、研究資料 No.270、1977.

(13) 日本造船研究協会、第156研究部会、船内騒音に関する調査研究報告書、研究資料 No.286－1,2、1978

(14) R. H. Lyon, G. Maidanik, Power Flow Between Linearly Coupled Oscillators, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.34, No.5, 1962, p623.

(15) P. W. Smith, Jr., Response and Radiation of Structural Modes Excited by Sound, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.34, No.5, 1962, p640.

(16) A. J. Price, M. J. Crocker, Sound Transmission Using Statistical Energy Analysis, Journal of Sound and Vibration, Vol.9, No.3, 1969, p469.

(17) A. J. Price, M. J. Crocker, Sound Transmission through Double Panels Using Statistical Energy Analysis, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.47, No.3, 1970, p683.

(18) L. Cremer, M. Heckle, E. E. Ungar, Structure Borne Sound, Springer Verlag, Berlin, 1973

(19) 五十嵐寿一、音響と振動、共立出版、昭和43.10

(20) G. Maidanik, Response of Ribbed Panels to Reverberant Acoustic Fields, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.34, No.6, 1962, p809.

(21) 日本造船研究協会、第156研究部会、船内騒音に関する調査研究報告書、研究資料 No.252、1976、p.58、p102.

(22) (社) 日本音響材料協会、騒音・振動対策ハンドブック、技法堂出版、1985.

(23) E. Eichler, Thermal Circuit Approach to Vibrations in Coupled Systems and the Noise Reduction of a Rectangular Box, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.37, No.6, 1965, p995.

(24) 日立造船（株）、ランチングバージ、関西造船協会誌、第182号、昭56.9、p137.

(25) 修理　英幸、栗原　至道、騒音伝搬に関するSEA法の応用と実験、関西造船協会誌、第173号、昭54.6、p133.

(26) 修理　英幸、栗原　至道、鋼構造モデルの騒音伝搬に関する実験的研究（第1報）、関西造船協会誌、第181号、昭56.6、p99.

(27) 修理　英幸、栗原　至道、鋼構造モデルの騒音伝搬に関する実験的研究（第2報）、関西造船協会誌、第185号、昭57.6、p167.

(28) H. Shuri, T. Kurihara, A Study on the Application of Statistical Energy Analysis to Sound and Vibration Transmission, Hitachi Zosen Technical Review, Vol.41, No.1, March 1980, p13.

(29) H. Shuri, T. Kurihara, Evaluation of Noise and Vibration Transmission Ploblem in Steel Structure using Statistical Energy Analysis, Hitachi Zosen Technical Review, Vol.43, No.4, December 1982, p44.

(30) 修理　英幸、船舶における固体伝搬音の解析技術、日本舶用機関学会誌、第25巻、第9号、平2.9、p42.

(31) 小橋　豊、音と音波、裳華房、昭和49.2、p138.

(32) (社) 日本音響材料協会、騒音・振動対策ハンドブック、技法堂出版、1985、p310.

(33) H. Shuri, A Study on the Application of Statistical Energy Analysis to Sound and Vibration Transmission, Hitachi Zosen Technical Report, 1986, p54.

(34) 船舶振動設計指針、日本海事協会、1981、p101.

(35) 船舶騒音防止指針、日本海事協会、1982.

(36) 白木　万博ほか、騒音防止設計とシミュレーション、応用技術出版、1987.

(37) S. A. Hambic, Power Flow and Mechanical Intensity Calculations in Structual Finite Element Analysis, Transactions of the ASME, Vol.112, 1990, p542.

(38) S. P. Timoshenko, D. H. Young, W. Weaver, Jr., Vibration Problems in Engineering : 4th Edition, JOHN WILEY & SONS, 1974
(谷口　修、田村　章義　共訳、「工業振動学」、コロナ社、1977)

(39) P. W. Smith, R. H. Lyon, Sound and Structural Vibration, BOLT BERANEK AND NEWMAN, INC., NASA CR－160.

(40) 長松　昭男、モード解析、培風館、1985.7、p53.

(41) 修理　英幸、北野　智子、構造物の振動エネルギ伝搬解析、関西造船協会講演論文集、第3号、1994、p87.