

## 練習船“大成丸”の振動・騒音に関する長期実船実験

原野 勝博\*、藤井 忍\*、半間 俊士\*\*、  
辻本 英璽\*\*、矢野吉治\*\*、古荘雅生\*\*

### On board experiments concerning noise and vibration in a training ship “TAISEIMARU” for ten years by

Katsuhiro HARANO\*, Sinobu FUJII\*, Toshiro HANMA\*\*,  
Eiji TSUJIMOTO\*\*, Kouji YANO\*\* and Masao FURUSHO\*\*

#### Abstract

The vibration isolation effect of rockwool type floating floor set up in a training ship was measured for ten years to know the Vibration durability of rockwool.

The floating floor could maintain the vibration isolation ability not less than the value at the construction time after ten years.

The life of rockwool used in a floating floor in a ship might be estimated more than 100 years, considering the on board experiments and a fatigue acceleration test of rockwool by a vibration testing machine.

#### 目次

- |                        |                        |
|------------------------|------------------------|
| 1. まえがき                | 3.3 浮き床の防振効果           |
| 2. 実験方法                | 3.4 防振効果の経年変化          |
| 2.1 防振効果の経年変化調査の基本方針   | 3.5 R.Wの動バネ定数の非線形性の検討  |
| 2.2 その他の実船実験           | 3.6 振動疲労促進試験との対応       |
| 2.3 浮き床の概要と計測・解析方法     | 3.7 低振動型プロペラの振動・騒音低減効果 |
| 2.4 R.Wの振動疲労促進試験とその評価法 | 4. 結論                  |
| 2.4.1 試験法              | 5. 結び                  |
| 2.4.2 評価法              |                        |
| 3. 調査結果と考察             |                        |
| 3.1 船尾振動と船体運動の関連       |                        |
| 3.2 防振効果の解析に際しての予備的検討  |                        |

#### 1. まえがき

ロックウール(R.W)やグラスウールは、高級な集合住宅やホテル等の床で、主に階下に発生する歩行騒音を減少させるための振動緩衝材として使用されており、その施工法も確立されている。しかし船舶に用いられた例は少なく、荷重は小さいが長期間かなりのレベルの振動を常時受けるという、陸上建築物と異なる船舶特有の使用環境においての、R.Wの耐久特性に関するデータは、ほとんど公表されていない。

\* 装備部

\*\* 運輸省航海訓練所

原稿受付 平成4年9月8日

当部では、船舶に用いられる浮床の今後の設計資料に資するため、航海訓練所の練習船「大成丸」が建造された昭和56年より、同船の第一教室に施工されたR.W式浮床の防振効果を測定し、その耐久性に関する調査を航海訓練所との共同研究として実施してきた。

本論文は、10年間の浮き床の防振効果に関する測定データを整理し、その経年変化の傾向を調べるとともに、振動試験機による2,500時間の振動疲労促進実験を行ってR.Wの純粋な振動耐久性能を調べ、ロックウール中に熱として消費されたエネルギーの比較により、実船の浮き床の耐久年数を推定してみたものである。

また10年間に亘る音響域振動に関する実船実験中に得られた知見も併せて報告する。

## 2. 実験方法

### 2.1 防振効果の経年変化調査の基本方針

船舶に施工されたR.W式浮き床の耐用年数がどれくらいかを知ることが主目的として、浮床の基本性能として最も重要である防振効果が使用年数(経年)によりいかに変化するかを、1年位の間隔で追跡調査した。

ここで言う防振効果とは鋼板面とそれに対応する内装面との振動振幅の比のことで前者と後者との振動加速度レベルの差( $\Delta L$ :dB)で表わした量で、 $\Delta L$ は内装面の振幅が鋼板面より小さい場合にプラスの値になり、その逆の場合はマイナスの値になように定義している。またR.Wの主構成材は無機質であり時間による化学的变化は小さいと考えられるから、ここで述べた経年とは振動負荷時間(年)の意味である。床面の振動レベルは、場所により大幅に異なるから、正確な平均値を求めるため測定点を多くとることを重視し、測定の同時性は多少犠牲にした。

つまり鋼板面、内装面多数点の振動計測に必要な数時間は定常状態が持続することを前提に、なるべく一定速度で直進できる航海条件下で振動計測を行なった。

### 2.2 その他の実船実験

旋回による船尾振動の変動は第1回の公試運転時に、海象状態と船尾振動の関連は、筆者の一人が太平洋周航の外航時に便乗する機会に恵まれた第2回におこなったものである。うねりの波高、出会い角等は船橋における航海士の目視観測値によるものである。

プロペラの変更による船尾振動の低減効果は、建造10年目の低振動型プロペラへの取り換え前後に行なった第10回と第11回の実験データの比較によるものである。

### 2.3 浮き床の概要と計測・解析方法

実験船は表-1に示す様に、全長124m、総トン数5,800トン、最大常用出力6,300馬力のタービン機関船で、図-1に示すように第二甲板の船尾近くに実習生講義用の教室があり、その内装が浮き床を柱とする防振内装になっている。内装床の縁部には横ずれを防ぎかつ内装壁の重量の一部を受けるために、防振ゴムを用いてある。図-2に教室の防振内装の概略を、図-3に計測点が最終的に決定した第3回以降の計測位置を示す。計測方法は、1回に6点ずつ振動ピックアップからの加速度信号をデータレコーダに約90秒間記録し、実験室でFFTアナライザーにより12.5Hz~6.3kHzの1/3オクターブバンドで周波数分析した後、デスクトップコンピューターで各グループ毎の平均値と標準偏差(S.D)を計算した。

本文で示した防振効果に関する測定値は、総て振動加速度レベルのパワー平均値であり、加速度レベルの基準値は $0\text{dB}=10^{-5}(\text{m}/\text{s}^2)$ である。

内装面の計測点数は50、鋼板面は内装が行われていたため計測できない箇所があり、計測点数は内装面より少なく33点である。

### 2.4 R.Wの振動疲労促進試験とその評価法

#### 2.4.1 試験法

R.Wの振動疲労促進試験はJISにも規定がないので、実船の状態に近似した以下の方法で行った。

振動試験機(不平衡質量回転式)の台の上にR.W板(大成丸で用いられたのとほぼ同一仕様のもの)を載せ、30

表-1 実験船の主要目

主 要 目	
全 長	124.0m
垂 線 間 長	115.0m
幅	17.0m
深 さ	10.0m
計画満載喫水	5.8m
総 ト ン 数	5,875ton
主 機 形 式	タービン
主 機 常 用 出 力	6,300PS
推 進 器 翼 数	5

cm平方の鋼板<sup>1)</sup>をその上にセットし、上下方向に30Hzの一定振幅で加振する。促進のパラメータは鋼板の荷重(面密度で実船の内装床の約4倍)と振動台の加速度振幅(約1Gで実船の20倍程度)である。

供試R.W板は振動負荷200~300時間毎に、JISの減衰波形法<sup>1)</sup>に拠り、動バネ定数と損失係数を測定した。

2.4.2 評価法

R.Wの振動疲労促進試験の評価量として、荷重板の面密度や振動の繰り返し回数等が考えられるが、それらのパラメータを包括するものとして、強制振動を受

けたR.Wの粘性抵抗によりR.W内で熱に変換される仕事量を評価量と考えてみた。

振動試験は、図-4に示すように床面が強制変位するときのマス・スプリング系の振動モデルで表せるから、このときR.Wの粘性抵抗により消費されるエネルギーは(1)式で計算される<sup>2)</sup>。

$$Wc = A_1 A_2 m T \cdot \sin \phi / (2\omega) \quad \text{----- (1)}$$

ただし  $A_1$ 、 $A_2$ は振動台および上板の振動加速度振幅、 $m$ :上板のマス、 $\omega$ :角周波数、 $\phi$ :振動台と上板の位相差  $T$ :振動負荷時間(秒)。

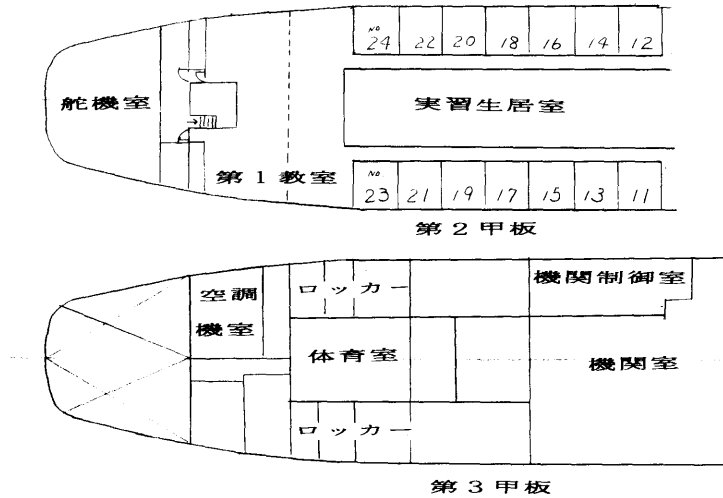


図-1 船尾区画の室の配置

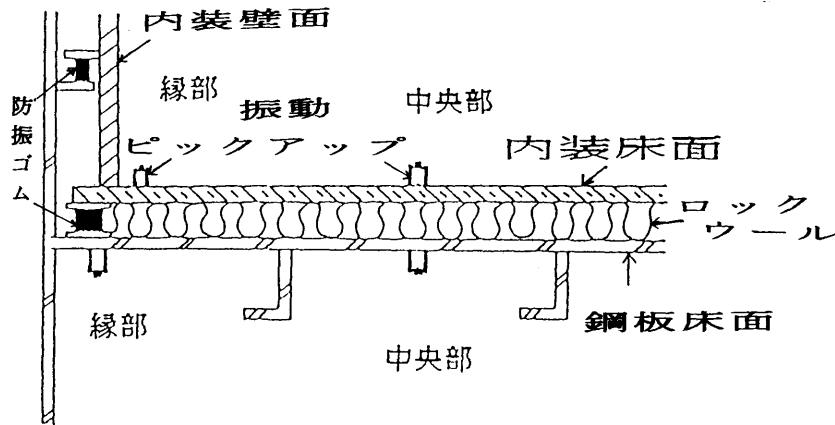


図-2 教室の浮床の概略と計測位置の分類

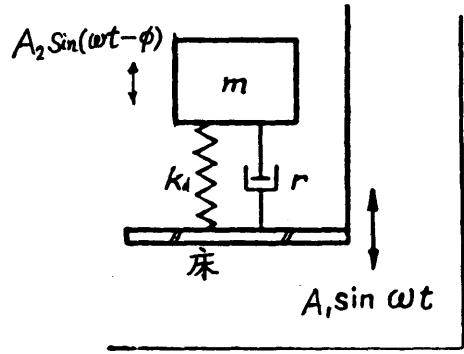
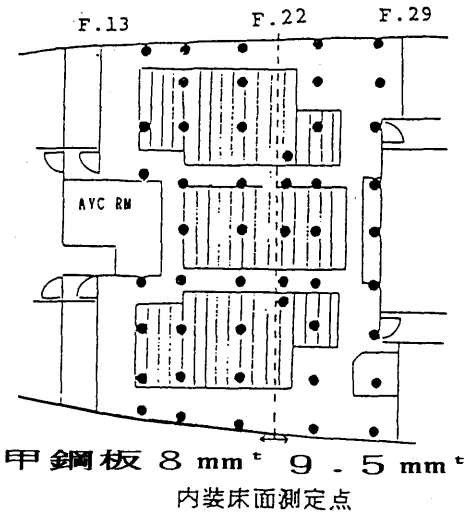


図-4 床が強制変位する振動系

動加速度、 $\eta$ はR.Wの損失係数、 $\omega_n$ は浮き床面の減衰固有角振動数、添字  $i$  は周波数バンドナンバーを表す。ただし $\omega_d$ を求めるための $K_d, \eta$ は、変化が小さいとして凡てR.W試験片で計測した初期値を用いた。

### 3. 調査結果と考察

#### 3.1 船尾振動と船体運動の関連

表-2に実験年月日と船尾の振動レベルに関すると思われる船の運航条件や気象状態を示す。

定性的に言えることは、機関出力が大になれば、船尾振動のレベルは上がり、プロペラの深度が浅くなれば振動は大となる傾向がある。

図-5に各計測年における機関出力と教室床鋼板の振動レベルとの関連を示す。図中の直線は最小二乗法で求めた実験式で、1000PSの出力増加に対し振動レベルの増加量は、場所により異なるが、1~2dBであった。

風が強く波浪、うねりにより船体の動揺が大になれば、プロペラ深度の変動が大となり、振動レベルの変動も大となる。振動の変動が大になればその上限値が上がり、パワー平均値は下限値より上限値の影響が大きいため、平均レベルも大となる傾向がある。

第2回の外航時に行った、教室の内装面の振動レベル変動量と目視観測によるうねりの波高・出会い角の関連を図-6に示す。ここでいう出会い角は、図-6に示すように、向かい波の場合がゼロ、追い波の場合が180度になるように測った角度である。出会い角により多少異なるので余り明瞭ではないが、波高が大きい時の方が変動・平均レベル共大きくする傾向は認められる。波高が小さい場合の振動のパラツキが大きくなる

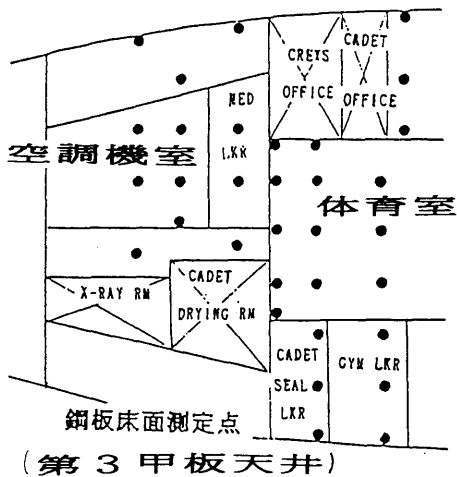


図-3 第一教室床鋼板面、内装床面の計測点

実船の鋼板面の加速度は多くのスペクトルを有するため浮き床のR・W中の消費エネルギーは(2)式に示すように1/3オクターブバンド毎の和とし、位相差は計測していないので(3)式により求めた値を用いた。

$$Wc = \sum_i (A_{s_i} A_{f_i} m T \cdot \sin \phi_i / (2\omega_i)) \quad (2)$$

$$\phi_i = \tan^{-1}(\eta \beta_i / (1 - \beta_i^2)) \quad (3)$$

$$\beta_i = \omega_i / \omega_d$$

$$\omega_d = (K_d (1 - \eta^2 / 4) / m)^{1/2}$$

ここで $A_s, A_f$ はそれぞれ鋼板面、浮き床面の平均振

表-2 実験日の運航・気象状態

実験回数	実験年月日	耐水速度 (knot)	中央喫水 (m)	トリム (m)	主 機			風力	海象
					回転数 (rpm)	翼周波数 (Hz)	軸出力 (ps)		
1	1981/4/11	17.0~17.8	5.53	1.40	175~177	14.6~14.8	5030~5730	4	slight
2	1982/4/14~5/27	14.7~18.8	4.6~5.4	0.2~1.6	167.9~180	14.0~15.0	6200~6500	3	smooth-rough
3	1983/12/12	16.8~17.3	5.09	0.74	174.1~174.7	14.5~14.6	6440~6635	5~6	mod.~rough
4	1984/11/15	16.3~16.5	4.92	1.44	160.2~160.5	13.3~13.4	4250~4460	3~4	slight
5	1986/5/19	14.5~16.0	4.95	0.90	154.6~160.5	12.9~13.4	4200~4550	4~6	very rough-smooth
6	1987/8/17	16.5~17.5	4.80	0.56	156.5~157	13.0~13.1	4330~4410	4	mod.
7	1988/8/17	18.4~18.5	4.99	0.48	169.3~169.5	14.1	5520~5570	4	slight
8	1989/2/13~14	16.3~16.8	4.61	0.78	153.3~158.2	12.8~13.2	3870~4290	2~5	slight
9	1990/8/4~25	17.2~18.1	4.54	0.87	157.8~169.9	13.2~14.2	4030~5350	3~5	mod.~slight
10	1991/5/14	16.8~17.5	4.99	0.51	158.3~158.4	13.2	4030~4190	4	smooth~slight
11	1991/12/21~22	15.1~17.8	4.70	0.26	155.8~162.4	13.0~14.9	4135~4158	3~5	mod.~slight

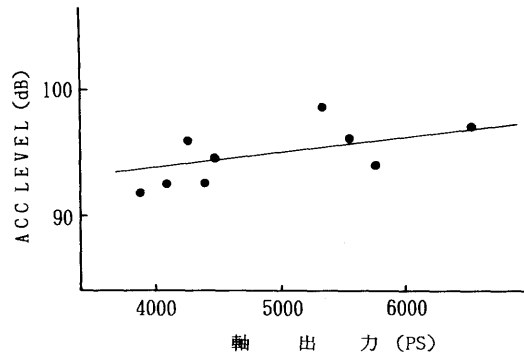


図-5 軸出力と教室床鋼板面の振動レベル(O.A値)との関連

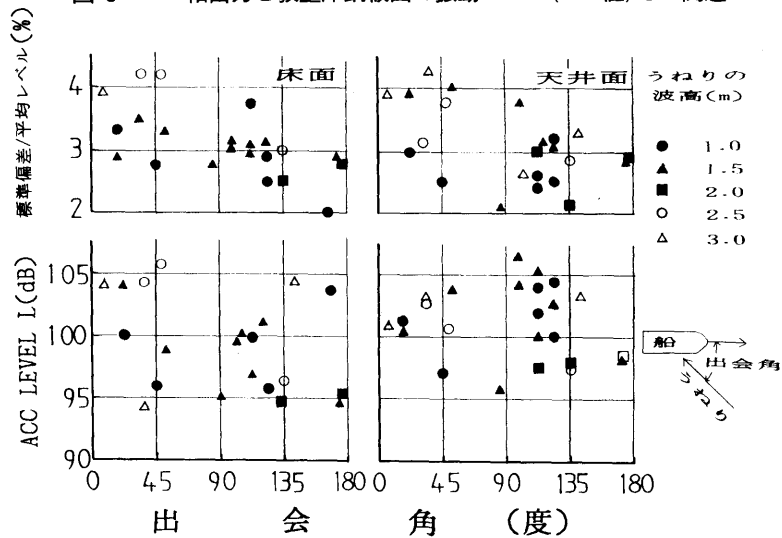


図-6 第一教室内装面の振動レベルとうねりの波高・出合い角との関連

傾向は、波高以外の要素の影響が大きくなるためと思われる。変動量は向かい波の時が、追い波の時より、

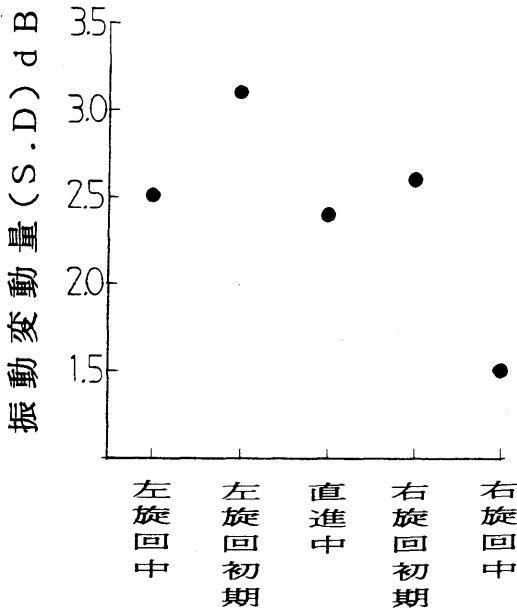
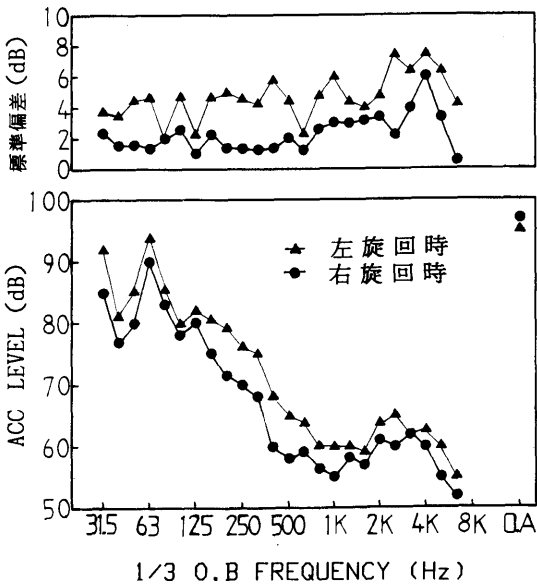


図-7 (a)直進時と旋回時の振動変動量



(b)右旋回時と左旋回時による振動の変動量、平均レベルの違い

大きくなる傾向がある。

転舵による旋回の影響は、図-7(a)に示すように、旋回開始直後が振動レベルの変動が大きく、舵角が一定で旋回中は、図-7(b)に示すように、左旋回時が右旋回時に比べ振動の変動量も平均レベルも大であった。これは、プロペラ回転方向の関係で左旋回時の方が同じ舵角で、右旋回時より旋回半径が約2割小さくなり、プロペラに流入する流速の不均一性が大きくなるためと考えられる。

### 3.2 防振効果の解析に際しての予備的検討

防振効果は鋼板面と浮き床面との振動レベルの差であるから、両者の計測時の条件が同一であれば、実験年による機関出力の違い等は余り影響しないと考えられる。初年度の測定結果<sup>3)</sup>を参考に全測定点を図-3に示すフレームNo.22を境に、船首側と船尾側の前後2つに分け、さらに防振ゴムの影響のある縁部と、縁部を除いた中央部の4つのグループに分けた。これにより平均値のバラツキをなるべく小さくして、測定値の信頼性を高めた。図-8に10年間の振動加速度レベルの測定値(中央部のオーバオール値(O.A))を軸出力と共に示す。鋼板面は教室の前部と後部とでかなりの差があることが認められる。

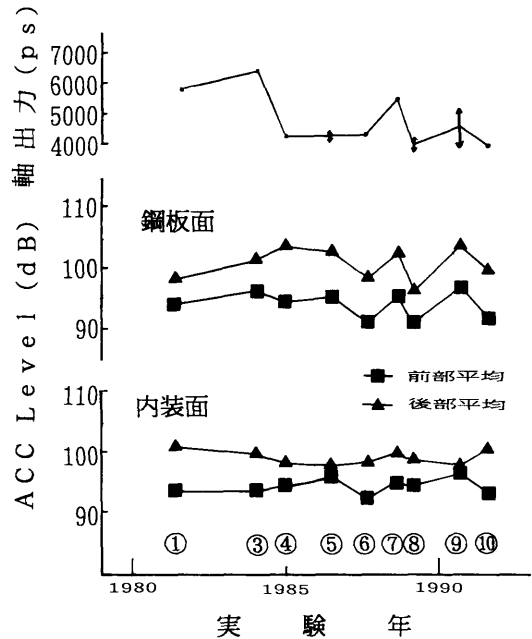
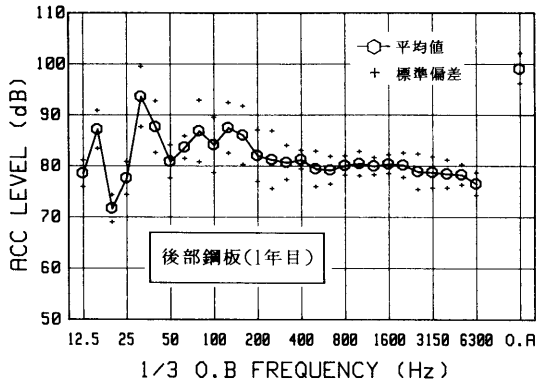
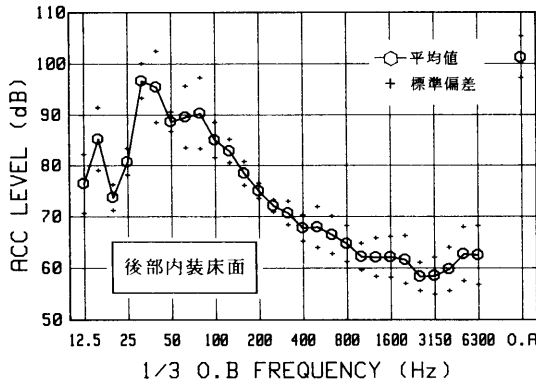


図-8 各実験年の振動レベル(O.A)と軸出力



(a)後部鋼板床面 (1年目)



(b)後部内装床面 (1年目)

図-9 振動平均レベルと標準偏差の例

前後でこれだけのレベルの差がある理由は、本船がタービン船のため主機の起振力はディーゼル機関に比べ小さくて、船尾区画の主振動源は推進器のみであり、振動は教室の後部から前部へと伝搬すること、前部のほうが板厚が厚いこと、1デッキ下の第三甲板のフレームNo.22の位置に隔壁が設けられている等の理由による。内装面も前部と後部とでレベルにかなりの差異が認められるものの、内装面の前後の差の大きさは、鋼板面の前後の差の大きさには必ずしも対応していない。

図-9(a),(b)に後部の鋼板、内装床面の振動レベルの平均値とそのまわりの標準偏差の計測例を示す。鋼板面の加速度スペクトルの特色は、プロペラの翼周波数(16Hzバンド)の2倍の周波数バンドでピーク値をとり、200Hz以上6kHzまでの帯域はほぼ、一定のレベルのフラットな形をとることである。S.Dは低周波域で大きく、高周波域では小さい。内装床面の振動レベルは鋼板面が極大値をとる翼周波数とその2倍波で極大値をとったのち80Hz以上の帯域では、R.Wの振動絶縁効果のため、ほぼ単調に減少する。4kHz以上の高周波域でレベルがやや上昇し、S.Dも増大している。これは内装床の表面はウレタン仕上げのため、振動ピックアップを取り付ける際に使用する特殊ワックスや両面粘着テープとの接着力が弱く、特に高周波域では接着力の強弱による違いがでて、計測値バラツいたためと考えられる。またデータレコーダーのダイナミック

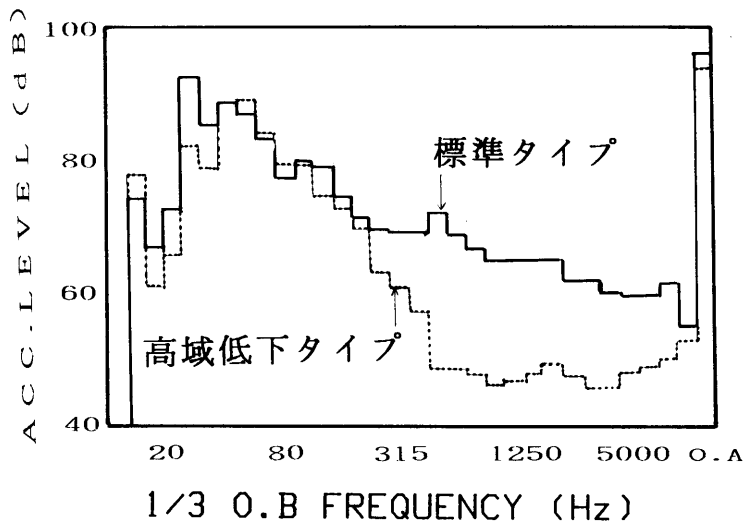
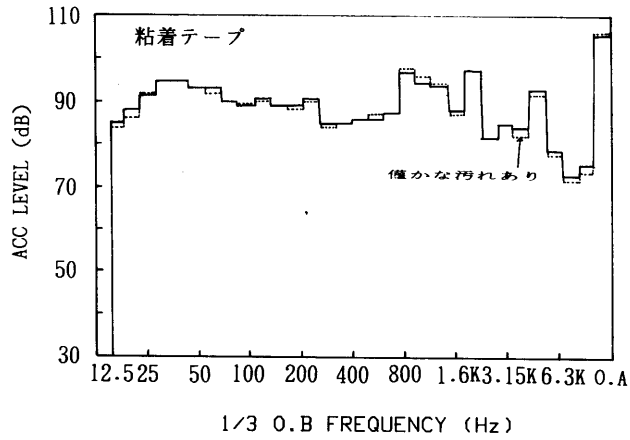
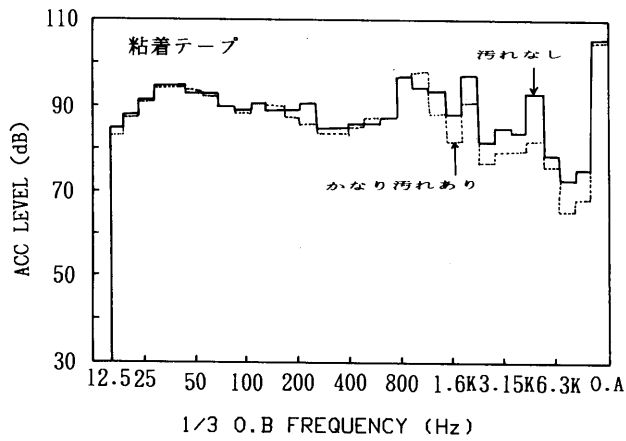


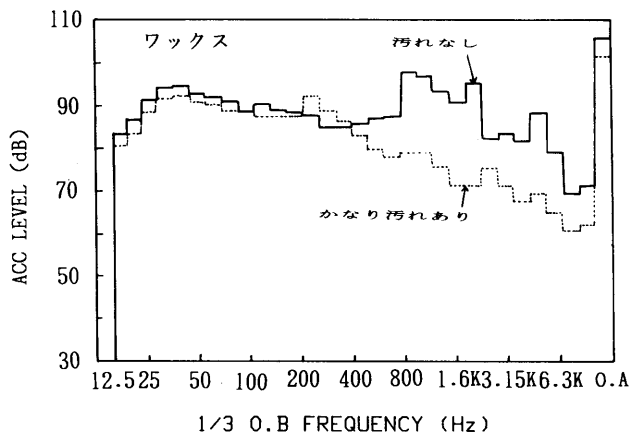
図-10 スペクトルに大きな差異のあるデータの比較例



(a) 汚れが僅かな場合



(b) 汚れがかなりな粘着テープの場合



(c) 汚れがかなりなワックスの場合

図-11 ピックアップの接着力による振動スペクトルの差異



レンジが約45dBであることや、チャージアンプの内部ノイズ等を考えるとこの帯域は計測系の測定限界に近く、4kHz以上のデータは信頼性が落ちると言えよう。計測点が最終的に決まった第3回以降は、内装面は十分な数の計測データがあるはずであったが、周波数分析をしてみると図-10に示すように、標準タイプとだいぶ異なるスペクトルをもつデータがかなり現れてきた。オーバーオール値は余り変わらないのに中高域のレベルが大きく食い違う原因としては、ピックアップの接着力不足が考えられたので、ウレタン仕上げの試験片を用いてワックスや両面粘着テープの表面を故意に汚して実験してみた。少しの汚れならば図-11(a)に示すように、高周波域で若干の差異がでる程度であるが、汚れの程度がひどくなると、図-11(b)、(c)に示すようにかなりの影響がでてくるのが分かった。接着剤がワックスの場合は、その影響が大きく(c)に示すように特に顕著になる。実船での計測時に、接着面をひどく汚すことは通常考えられないが、船酔い状態で計測せざるを得なかった場合もあって、いまのところピックアップの接着性以外に原因は考えられないので、平均値をとるデータからこれらのデータは除外した。そのため実験年によりデータ数にバラツキがでている。図-12に後部鋼板面の周縁部と中央部との比較を示す。50Hz以下の帯域では両者のスペクトルはほぼ同じであるが、周縁部は50Hz～500Hzで低く、1600Hz付近で極大値をとり、中央部のスペクトルとはかなり形状が異なっている。これは剛性の差異に因るものであろう。図-13に3室の床面デッキカバリングの違いに因る振動スペクトルの比較を鋼板面のそれと共に示す。堅い

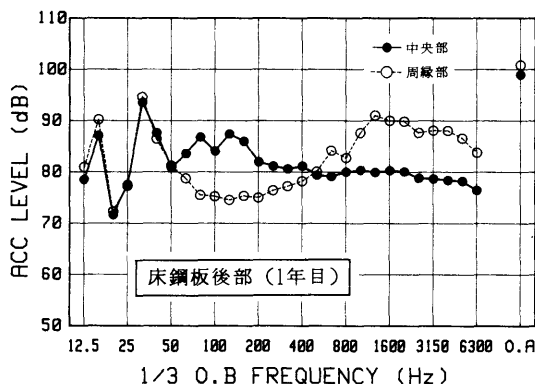


図-12 鋼板面の中央部と周縁部との振動特性の違い

デッキカバリングの理髪室床は鋼板面のスペクトルのパターンに近く、教室の床面はR.Wの振動絶縁効果で80Hz以上では振動レベルは単調に減少する。浮き床ではないが表面材がウレタンを使った体育室の床は1000Hzでピーク値をとり、それ以上では急激にレベルが減少するという、それぞれ特徴のあるパターンを示している。同図よりウレタン層の共振点は1000Hzバンドにあると思われる。

図-14は後部鋼板面の振動スペクトルの実験年による変化を示したものである。(a)の加速度のスペクトルでは、1年目では1600Hz以上で、1オクターブ当たり1.5dB、6年目では、400Hz以上で2dB/オクターブ、10年目では200Hz以上で2.8dB/オクターブと、建造後の時間経過につれて、振動加速度レベルがより低い周波数からより大きな傾斜で低下している。10年目では、その量は高周波域で約10dBと注目に値する大きさになっている。後述するようにR.W自体の特性の変化はほとんどないことから、このような振動低減効果の経年による増加現象は、鋼板とR.Wの密着性が増すにつれて、鋼板に制振材を張り付けたと同様の効果が現れてきたためと考えられる。

ピーク値をとる周波数バンドが1年目は31.5Hz、6年目と10年目は80Hzと高い方に移動していることから、経年による変化はないと考えられていた鋼板面の振動特性が変化しているのではないかと疑問から、100Hz以下の帯域の振幅を変位レベルで表示したものが、図-14(b)である。(b)図でみると変位が最大になる周波数は1、6、10年とも加振力の翼周波数においてであり、鋼板面の共振周波数が変化したのではないこと

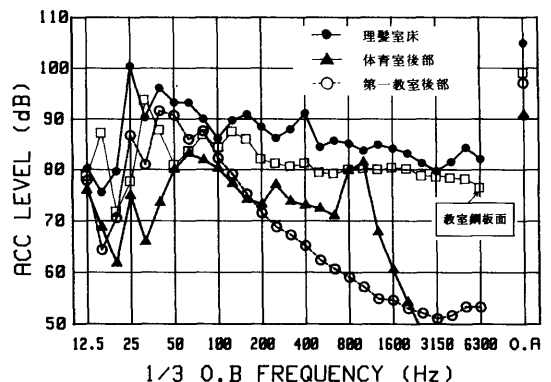


図-13 デッキカバリングの違いによる振動スペクトルの差異

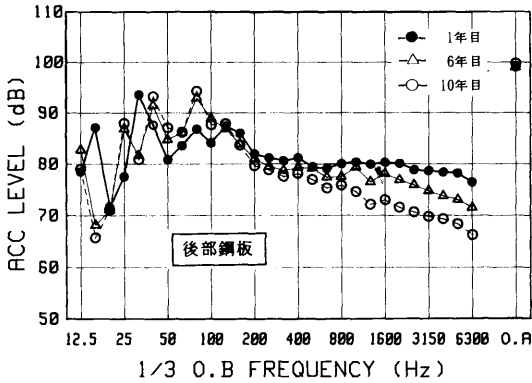
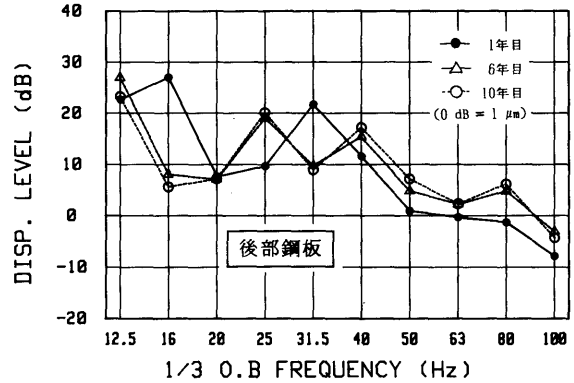


図-14 (a)床鋼板面(後部)の実験年によるスペクトルの変化(加速度の場合)



(b)床鋼板面(後部)の低周波域の実験年による変化(変位の場合)

が分かった。

### 3.3 浮き床の防振効果

以前行った居室モデル等を使った実験による検討<sup>5)</sup>では、浮床の防振効果の測定値は、図-4に示すマス・スプリングモデルの振動系の振動伝達率の計算式(4)と、R.Wで柔に結合した鋼板、内装の振動を一次元的に解析したNilsson<sup>4)</sup>による近似式(5)式による計算値の中間の値であった。その例を図-15に示す。(4)式の振動伝達率による $\Delta L$ の計算値は、共振点 $\omega_d$ に於いて極小値をとり、その後は周波数の増大とともに、単調増加

するカーブを描く。ただしこの実験に使ったコンクリート板の寸法は、30cm×40cmの小さいものである。

$$\tau^2 = (1 + (\eta\beta)^2) / ((1 - \beta^2)^2 + (\eta\beta)^2) \quad (4)$$

$$\Delta L = -10 \log \tau^2 \quad \beta = \omega / \omega_d$$

$$\Delta L = 10 \log (2 l \eta \pi f^{2.5} (f_1 - f_2)^2 / c f^3 f_2^{0.5})^{0.5} \quad (5)$$

- $l$ : 浮き床の等価長
- $c$ : 空中の音速
- $f_0$ : 浮き床の共振周波数
- $f_1$ : 内装面のコインシデンス周波数
- $f_2$ : 鋼板面のコインシデンス周波数
- $\eta$ : ロックウールの損失係数

図-16に実船に用いられた浮き床の仕様を示す。

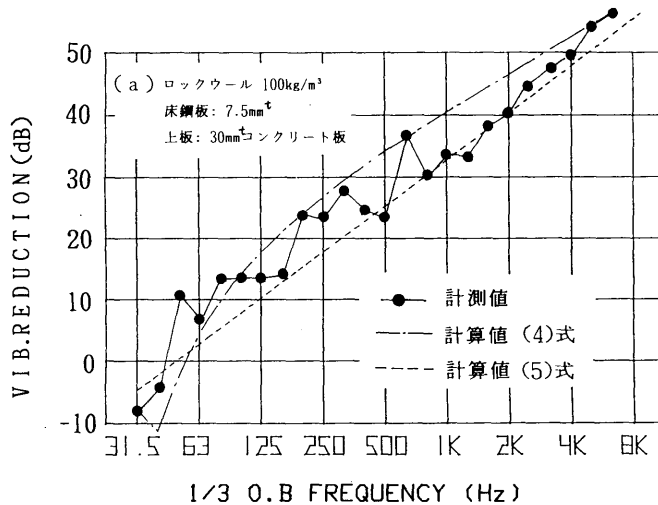


図-15 モデル実験による浮床の防振効果と計算値の比較

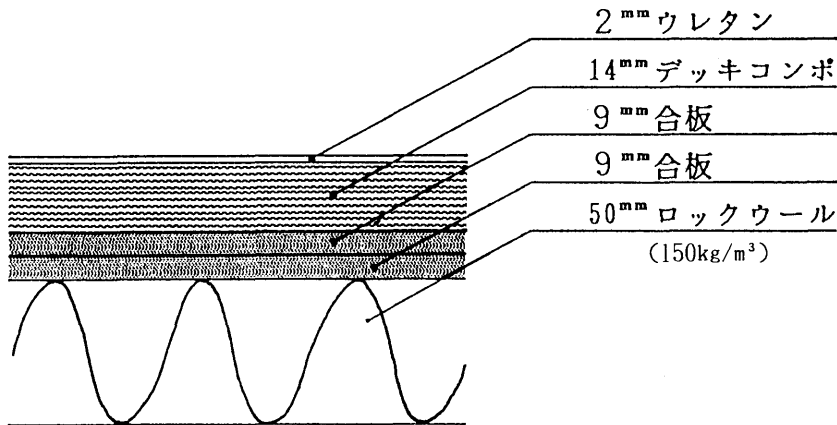


図-16 浮床の仕様

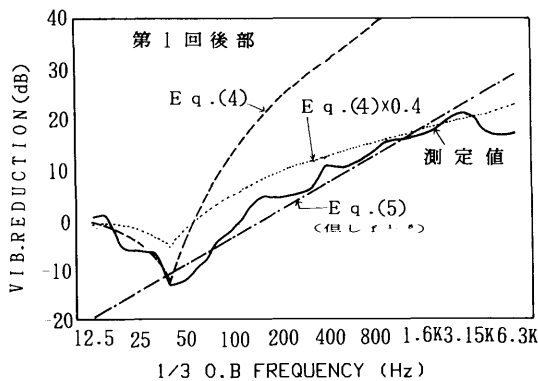


図-17 実船の浮床の防振効果と計算値の比較例

本船の場合は重量の制約から内装床の面密度が $38 \text{ kg/m}^2$  (机、椅子等を入れて $52 \text{ kg/m}^2$ )と小さい。

実船における防振効果は、図-17に示すように、測定値のほうが大幅に小さく、(4)式による計算値の40%以下であった。モデル実験での測定値下限に近かった(5)式の計算値も、周波数( $f$ )に対する勾配が大き過ぎて傾向的にも測定値と合わず、 $f$ のべき乗の係数を小さくして1.8とした場合に、図に示すように測定値と大略一致したことを参考までに示す。

防振効果が、モデル実験時に比べ大幅に小さい原因は、一部には施工の難しさ(教室の出入口で防振内装面と教室外部の通常施工の内装面とが剛結合している)による振動のショートサーキットにも因ると考えられる。図-18に内装床面の振動レベル(加速度のオー

バーオール値)を高さ方向にとり、床面の振動の大きさを三次元的に表示した例を示す。教室外部の振動レベルが高い後部のドア付近で振動が大きくなっていることが認められる。しかし本質的な原因は、実船では、鋼板面と内装面が十分大きくて、曲げ波がそれぞれの層を伝搬し、しかもそれらの波長が異なるため、R.W中の空気層が水平方向に複雑な動きをして、マス・スプリングモデルの挙動から外れるためではないかと考えられる。

上記以外の原因としては、浮き床層の面密度が比較的小さいために、鋼板の振動により発生した放射音による音響加振の影響<sup>5)</sup>もあるかも知れない。

浮き床の共振周波数等をもう少し細かく調べるため、鋼板面とその直上の内装床面の加速度信号を同時に3組ずつ測定して、そのパワースペクトル等を計測した例を図-19に示す。(a)は後部内装床面のある点の加速度のパワースペクトル、(b)はその直下の鋼板面の加速度のパワースペクトルである。40Hzの振幅は内装面の方が大きく、この周波数が浮き床の共振周波数と考えられるが、それらの伝達関数(鋼板面の加速度/内装面の加速度)をとれば40Hzではカーブは谷になる筈であるが図(c)では逆に小さなピークとなっていて図(c)からは共振点を見いだすことはできない。図(d)のコヒーレンス関数から、40Hz以下の帯域では、内装面の振動はその直下の鋼板面の運動にほぼ100%支配されているが、100Hz以上では、両者の運動にほとんど関連のないことがわかる。しかし関連の高いはずの40Hzで図(c)から共振点が読み取れないことには疑問が残る。

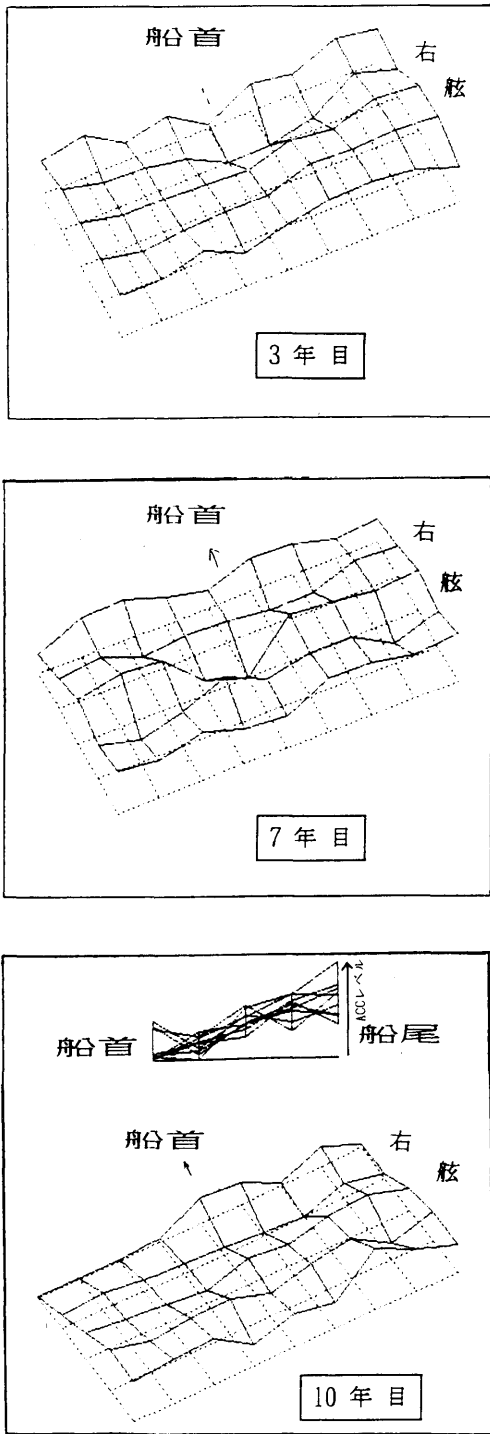
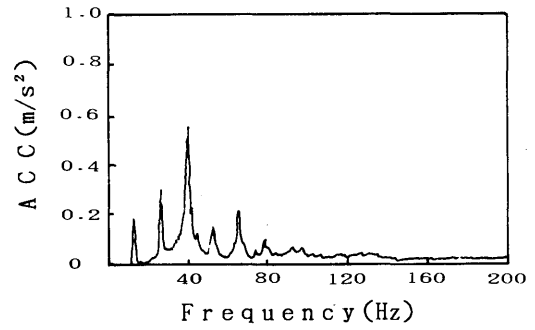
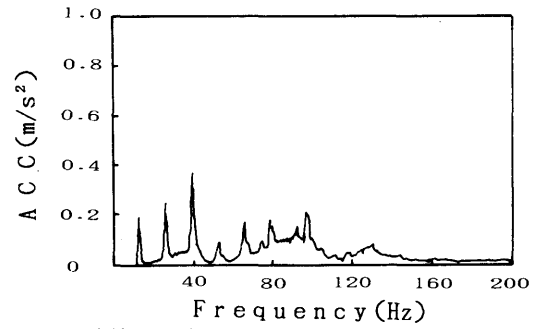


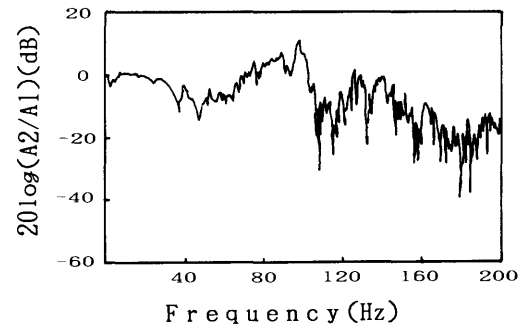
図-18 内装床面の振動レベルの三次元表示



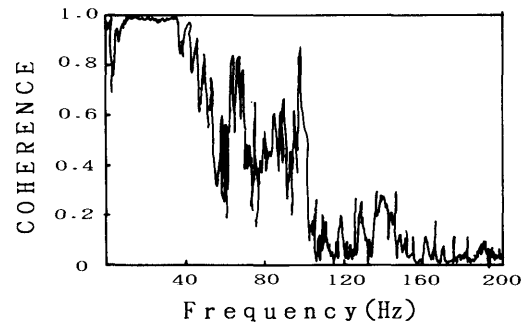
(a)内装面の加速度のパワースペクトル



(b)鋼板面加速度のパワースペクトル



(c)伝達関数 (鋼板面の加速度/内装面の加速度)



(d) (a)と(b)とのコヒーレンス

図-19 鋼板と対応する内装面の同時計測例

パワースペクトルは測定箇所によってかなり異なった形状をしており、鋼板面と内装面の振幅の比も、場所によって異なっていて、この方法では浮き床全体としての共振周波数は特定できなかった。

### 3.4 防振効果の経年変化

3.2で述べた理由により、ロックウール式浮床の防振効果の経年変化は周縁部を除いた中央部を前、後部の2グループに分けて検討するのが適切と考えた。図-20(a),(b)に教室の前、後部毎に1、3、7、11回目の防振効果( $\Delta L$ )の比較を示す。 $\Delta L$ は、前部・後部とも浮き床の共振周波数と考えられる40Hzバンド付近で最小となり、周波数の増加に伴って漸増し、1600Hz付近で最大値約20dB(振幅比で1/10)に達する。 $\Delta L$ は後部では共振点付近を除いて実験年による大きな差異はないが、前部では初年度が極端に小さく、3年目が最大で、初年度より約10dBも大きくなっている。11回は前部・後部とも2000Hz以上の高域での落ち込みが大きく、初年度の値と変わらなくなっているが、それ以外の帯域では、3回とほぼ同じ高い効果を有している。前部・後部とも、共振周波数は時間の経過により、多少バラツクものの、明確なシフトは認められなかった。共振点における $\Delta L$ の落ち込みは初年度がきわだって急峻で、3年目以降は大幅に緩やかになっている。

これは経年により、浮き床構造体のダンピングが大きく増加したことを示しているが、後述するようにR・W自体の損失係数は振動によりほとんど変化しないことから、その理由は材質の異なる多層構造の内装床層の変化か、R・W接触面の癒着に因るものと思われる。

防振効果は周波数に拠り異なるから、図-20では一目では使用年数による変化が分かりづらい。そこで、R・Wの防振効果を表わす一つの尺度として、 $\Delta L$ の周波数平均 $\overline{\Delta L}$ を求めた。 $\overline{\Delta L}$ の算出に当たり各年の測定値に対し、以下の補正を行った。

(1)3.15kHz以上の高周波域において、防振効果が低下することがあったが、このような現象は防振の理論上考えられず、3.2で述べたように、その時の計測方法に原因があると思われるので、4kHz以上の帯域の防振効果は3.15kHzでの値と同じとした。

(2)軸出力が内装面と鋼板面の計測時でかなり異なる場合は、その補正を行った。

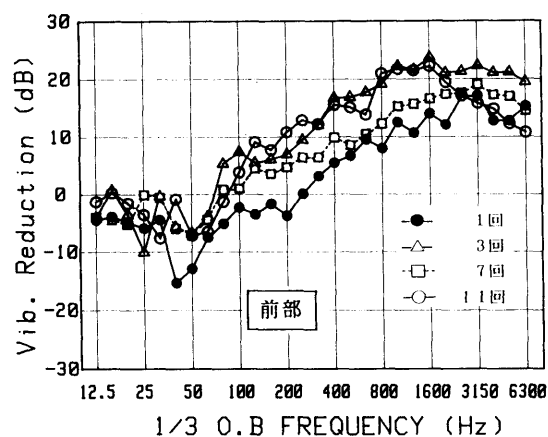
補正量は、図-6に示したように、軸出力と振動のO.Aレベルから最小2乗法により求めた。1000PSの増

減に対し前部、後部で異なるが、1~2dBの増減である。

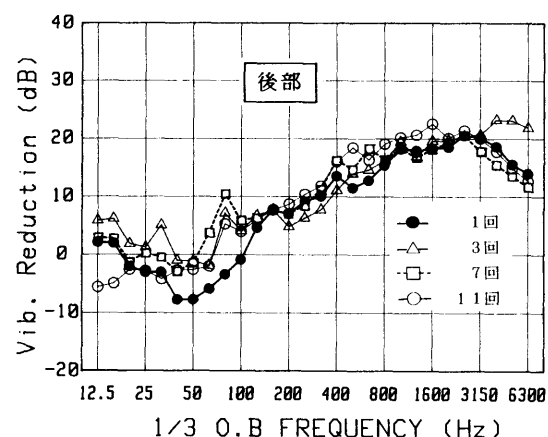
なお計測点数の少ない2年目は除外し、計測日時が数日に亙りその間の運行条件の変化の大きくて補正の困難な9回目のデータは補正を行わなかった。

バンド平均 $\overline{\Delta L}$ は、解析した全帯域(12.5Hz~6.3kHzの28バンド)と、防振特性の安定している100Hz~3.15kHzの16バンド平均の2種類について求めた。それらを図-21に示す。

図(a)からわかるように前部の5回目は2つの平均値とも不自然に小さい。このケースは、有効な測定データが少なかったことと、標準偏差が大きかったため除外すると、 $\overline{\Delta L}$ の経時変化の傾向は、前部、後部とも似



(a)教室前部



(b)教室後部

図-20 防振効果の実験年(回)による比較

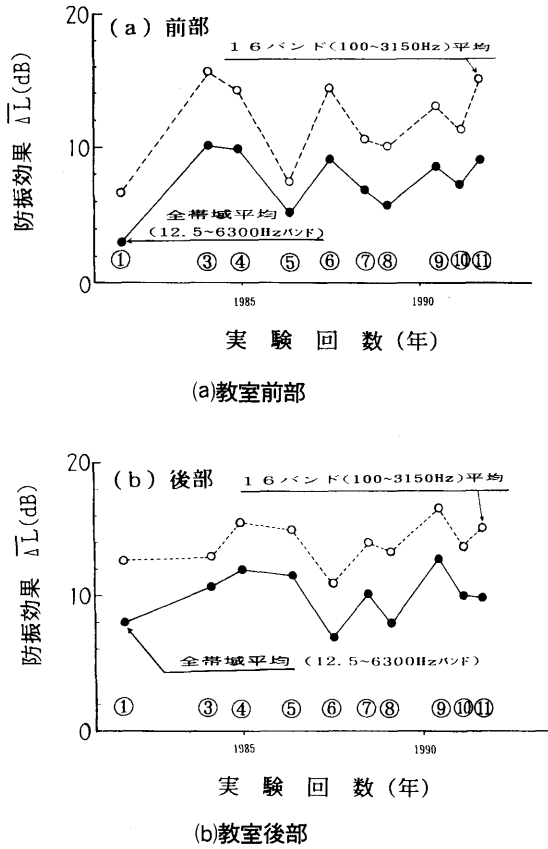


図-21 バンド平均防振効果の実験年による推移

通った傾向を示している。前、後部で若干の差異はあるが、建造後3~4年でピークに達し、その後増減するが、11回目では平均以上の水準に戻っている。建造後、3~4年目まで $\Delta L$ が増大することは、木片などの夾雑物による鋼板面と内装面との振動伝達経路の一時的なショートサーキットが、振動により解消されたり、ロックウールと鋼板面、内装面との馴染みが良くなり、防振特性が均一化したためではないかと思われる。

前部では初年度の平均防振効果が極端に小さいが、その理由は建造当初、内装床面には内装面の後部からも振動エネルギーの流入が多かったためであり、それが3回までに急激に改善されたのは異種材料の積層で構成される内装面内の特性が経年や振動により変化して振動エネルギーの伝搬ロスが増えたためと考えればこの変化を説明できる。 $\Delta L$ は実験年度によりかなり変動しているが、物理的な理由は考えられないから、

(82)

原因は3.2で述べたように、振動ピックアップの接着力不十分による不良データの取捨選択の基準に、バラツキがあったためと推察される。

全バンド平均値も、16バンド平均値も11回目の値が初期値を上回っていることから、まだR.Wの防振性能の劣化は始まっていないと考えられる。

3.5 R.Wの動バネ定数の非線形性の検討

R.Wの動バネ定数等のJISによる測定法<sup>1)</sup>は、R.W板上においた鋼板に打撃などで自由振動を与え、その減衰波形より固有振動数、損失係数を求める方法で、鋼板の寸法と重量は規定されているが、打撃力の規定はない。しかしゴムハンマーによる打撃力を変えて減衰波形の初期の加速度振幅を変化させたところ図-22に示すように振幅により、動バネ定数、損失係数とも、かなり変化することがわかった。測定値は、3~5回(18~30波形)の平均値で、加速度振幅は測定値の近傍±10%程度の幅がある。動バネ定数は、振幅が小さい領域で大きく、かつ変化率も大きい。振幅が0.1G位になると変化率も小さくなっている。損失係数は動バネ定数とは逆に、振幅が増大すると増加する傾向が見られる。このため振動疲労によるR.Wの特性の変化を調べるためには、加速度振幅をできるだけ一定に保つことが必要である。実船のR.Wにかかる加速度は、

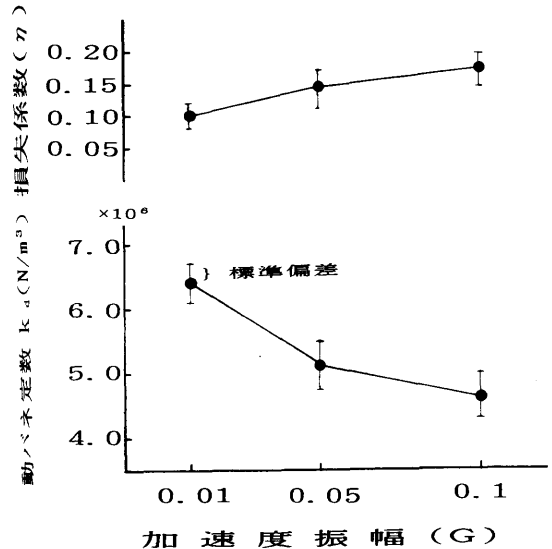


図-22 加速度振幅によるR.Wの動バネ定数等の変化

図-8から90~105dB(0.03G~0.18G)の範囲にあるが、歪みの少ない安定した減衰波形を得易いことや打撃力の安定性等を考慮して、初期振幅が0.08G~0.09Gの範囲のデータで、振動負荷時間毎の動バネ定数と損失係数を計算した。

教室鋼板面の前、後部の加速度振幅の差異による防振効果の違いを検討する。前、後部の加速度の差は最大でも8dB位であるから、動バネ定数の差異は20%位になり浮き床の固有振動数のシフトによる、マス・スプリングモデルでの防振効果の差異は、100Hz~3.15kHzの16バンド平均で損失係数が同じ場合で0.7dB前部の方が小さくなるが、損失係数が図-22のように変化する場合は固有値のシフトと損失係数の減少とが相殺されて、その差は0.01dBと極めて微小になる。したがって、鋼板面の振動加速度振幅の差異による防振効果の相違は無視しても差し支えないと考えられる。

3.6 振動疲労促進試験との対応

振動試験機によるR.W(供試体A)の2500時間の振動疲労実験結果は、(1)式により、R.W 1 m<sup>2</sup>当たりの消費エネルギーを各負荷時間毎に計算してそれを横軸に、縦軸に動バネ定数の初期値との比と、損失係数をプロットしたものを、測定データの標準偏差(S.D)とともに図-23に示す。黒丸は、同じ密度で供試体Aとやや

仕様の異なるR.W(供試体B)で行った予備実験(試験法にやや問題があった)結果<sup>6)</sup>で参考までに併記する。

供試体Aでは消費エネルギーが13,000kcal(振動台を約1Gの加速度で1200時間加振)当たりから動バネ定数が10%程度、また損失係数もやや低下することが認められる。しかしその後は、消費エネルギーで約26,000kcal(振動負荷2500時間)まで、動バネ定数、損失係数とも、ほとんど変化しなかった。

実船の浮床のR.Wの消費エネルギーを、船の年間の航海時間を2,000時間と仮定して(2)、(3)式より計算し、横軸に消費エネルギー、縦軸に全バンドと16バンド平均防振効果をとってプロットしたものを、図-24に示す。

消費エネルギーで比較すると、浮床前部は後部の消費エネルギーの約30%と少なく、後部でも10年間の消費エネルギーは1 m<sup>2</sup>当り600kcalに満たない。これを図-23の振動疲労試験データと比較すると、後部の10年間の消費エネルギーは、振動試験により動バネ定数や損失係数が僅か10%変化するのに要した供試体Aの消費エネルギー12,000kcalの5%、供試体Bの場合の10%以下である。単純に比較すると100年か200年間は、振動では、浮き床の防振効果は変化しないことになる。

(1)~(3)式による消費エネルギーの計算は、図-4に示す台および上板がともに剛体として上下運動をして

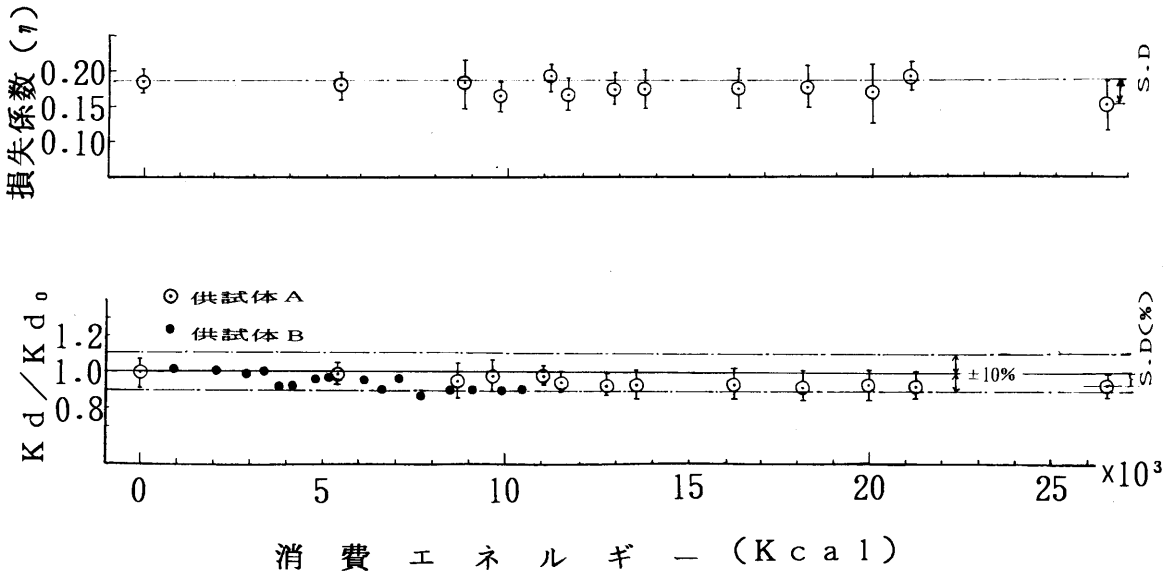


図-23 振動試験によるR.W内での消費エネルギーとバネ定数、損失係数の変化

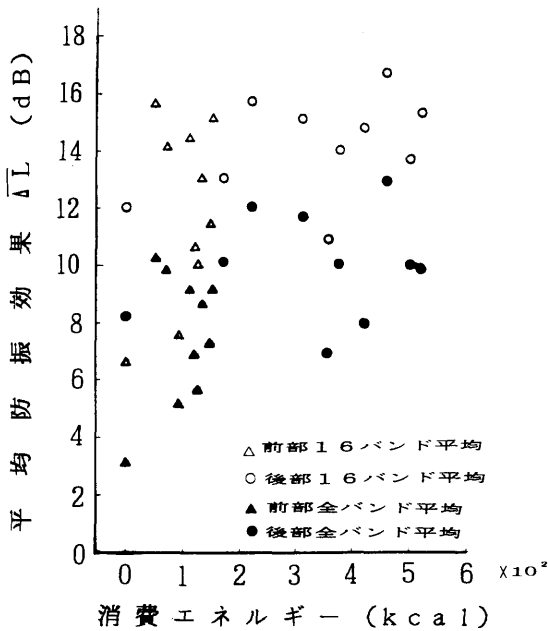


図-24 実船の浮床のR.W内での消費エネルギーの推定値とバンド平均防振効果の変化

る場合に成り立つ関係であり、実船の浮床ではこの仮定が成立していないことは明らかである。

しかし、①実船で加わる加速度が小さいこと、②振動試験によるとR.Wの特性は消費エネルギーが非常に大きな値まで変化せず振動に対する耐久性が非常に大きいこと、③実船での平均防振効果は建造後10経過しても劣化する傾向が見られないこと等を考えると、耐振動性からみた浮き床の寿命は10年よりかなり長く、おそらく船の寿命以上はあると考えられる。

歩行時の安定性から内装面の面密度は100kg/m<sup>2</sup>程度あることが望ましいが、それ位の面密度の場合でも振動疲労による浮き床の防振効果の低下は考慮しなくても良いといえよう。R.W式浮き床の防振効果が大幅に低下する場合は、振動疲労以外の原因(例えば浸水等による変質)を検討すべきであろう。

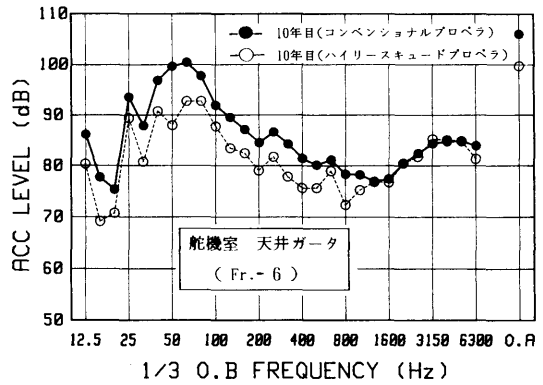
### 3.7 低振動型プロペラの振動・騒音低減効果

大成丸の建造後10年目の平成3年9月に推進器が低振動型のハイリースキュードプロペラ(H.S.P)に交換された。当部では以前より船舶の振動・騒音対策に関する調査を行っており、H.S.Pの振動低減効果の詳しい資料を得る機会を待っていたので、11回目の経年

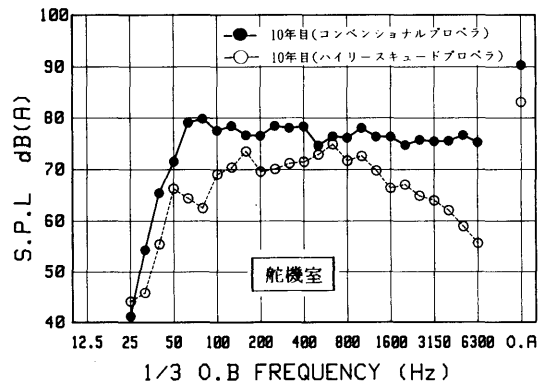
変化の調査を兼ねて実験を行った。機関出力、回転数、海象まで前回の10回とほぼ等しい状態で計測できたので、同じ計測位置における10回と11回の比較で、H.S.Pの効果を判断できる。図-25の(1a)~(4c)に図-1で表示した位置における10回と11回の振動、騒音の比較例を示す。

低減効果はO.A値で、図-25(1a,1b)に示すように推進器に最も近い舵機室で、振動で6.4dB、騒音で7.2dB(A)であり、一層下の体育室の床の振動では、図-25(2a,2b)に示すように、振動で5.5dB、騒音で12dBの低減効果が、また舵の回転軸より60フレーム離れたNo.11実習生室(図-25(3a,3b))の床振動で5.5dB、騒音で6.4dB(A)もの低減効果がある。

図-25(4a,4b,4c)に示すように第一教室では、床の鋼板面に比べ内装面の振動低減量が小さいが、騒音レ



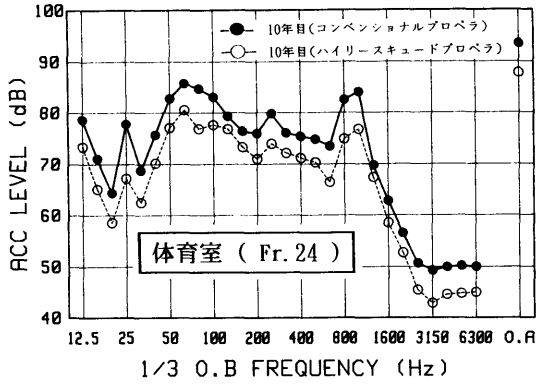
(1a)舵機室の振動



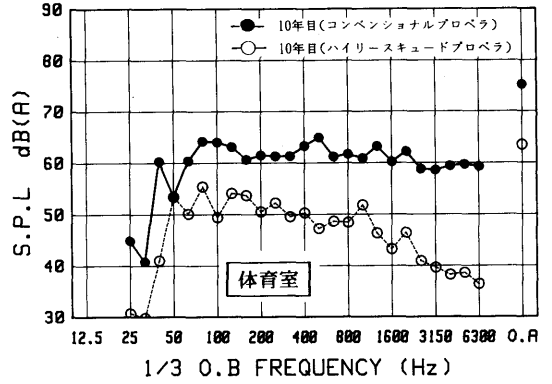
(1b)舵機室の騒音

図-25 ハイリースキュードプロペラによる振動・騒音の低減効果

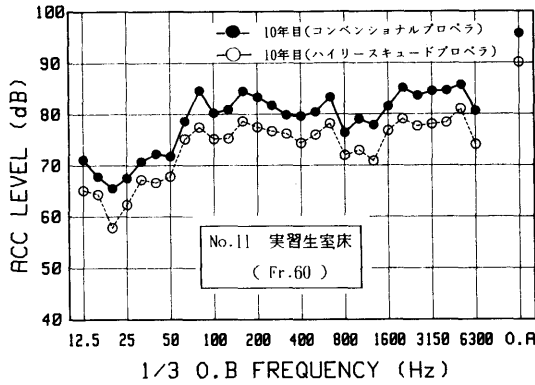




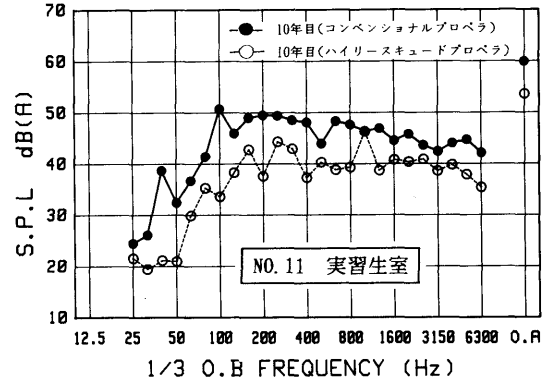
(2a) 体育室床の振動



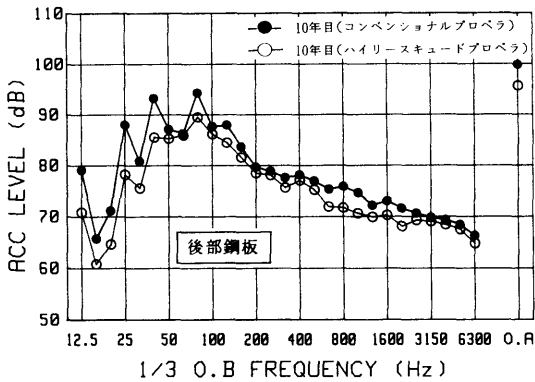
(2b) 体育室床の騒音



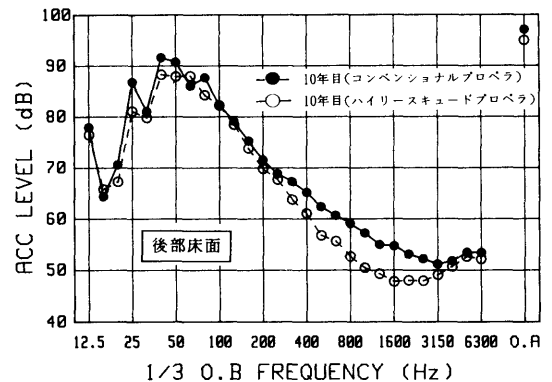
(3a) No. 11 実習生室床の振動



(3b) No. 11 実習生室の騒音

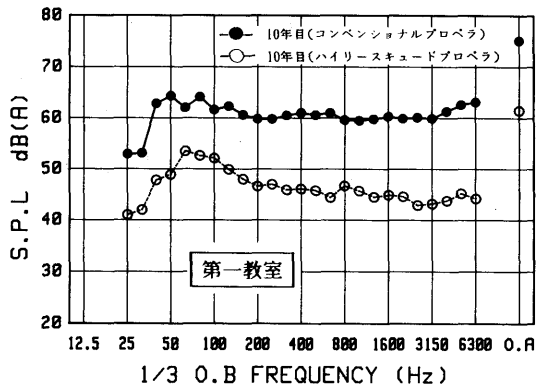


(4a) 第一教室後部床鋼板面の振動



(4b) 第一教室後部床内装面の振動

図-25 ハイリースキュードプロペラによる振動・騒音の低減効果



(2c) 第一教室の騒音

図-25 ハイリースキュードプロペラによる振動・騒音の低減効果

ベルで見るとO.A値で13.6dBと非常に大きな効果が出ています。これは教室の騒音レベルが、床面以外の内装面の振動で決定されており、H.S.Pはそれらの振動も大きく低減していることを意味しています。スペクトルで見ると、ほとんど全ての位置で、周波数の全帯域で低減効果があった。

以上のことから、H.S.Pは船尾区画の振動・騒音対策として極めて有効で、特にタービン機関の船ではよく設計されたH.S.Pを採用することで、騒音問題の90%は解決できそうである。

#### 4. 結論

10年間にわたる浮床の振動計測データに補正を加え、整理して得られた結果およびロックウールの振動疲労促進試験を行って得られた結果は以下の通りである。

- (1) ロックウール式浮床の防振効果は4年目(建造後3年半)までは漸増し、10年を過ぎても低下する傾向は認められなかった。
- (2) ロックウールの振動疲労試験を行ない、ロックウールは非常に大きい耐振動性能をもつことが分かった。
- (3) 強制振動を受けて、ロックウールの減衰力により、ロックウール内部で消費されるエネルギーがある値を越えると動バネ定数、損失係数が10%程度低下するが、さらに長時間振動をかけ続けてもそれ以上の特性の変化は認められなかった。
- (4) 剛体モードと仮定して求めた実船の浮き床内の消費エネルギーと比較すると、振動により、浮き床の特性

(86)

が10%変化するのに、100~200年を要すると考えられる。

(5) 浮き床が施工されている鋼板面は、ロックウールの制振作用により、高周波域で振動レベルが経年につれ低減し、その低下量は、10年目で約10dBであった。

(6) ハイリースキュードプロペラの振動・騒音の低減効果は非常に大きく、その影響する範囲も大きくて、タービン機関船には特に有効である。

#### 5. 結び

本研究は、船に施工された浮き床の寿命をリアルタイムで調査することを目標に始めたテーマであったが、実験研究の礎である計測データに問題があって、信頼性のあるデータの選別に多大の労力を費やし、突っ込んだ解析は余り行えなかった。

10年目の実験で、ハイリースキュードプロペラの振動・騒音は低減に非常に効果が高いことを確認したが、船の振動・騒音対策は、多くのバリエーションが必要で、浮き床を基本にした防振内装の技術もしっかり確立しておくことは意味のあることと考える。

実船に施工された浮き床の防振効果の実用性の高い予測法や、実験パラメータを増やしたロックウールの振動疲労促進試験法等の残された課題に機会をみて取り組みたい。

終わりに、本調査研究を遂行するに当たり御協力頂いた航海訓練所、日本鋼管(株)、特に本研究を始める機会を与えて下さった大成丸の初代橋本船長、山口チーフオフィサー、実験中お世話になった乗組員や関係各位の方々、ロックウールに関する資料を提供して頂いた日東紡(株)、アスク(株)に深く感謝致します。

#### 参考文献

- 1) JIS A6321
- 2) 谷口修 振動工学 コロナ社
- 3) 原野、藤井、橋本、山口 第38回船研発表会講演集 p.118~121, 1981
- 4) A.C.Nilsson J.A.S.A Vol.61, No.6, p.1533~1539, 1977
- 5) 原野、藤井 船研報告 第23巻4号 p.233~245, 1986
- 6) 原野、藤井、半間、辻本、矢野 第59回船研発表会講演集 p.160~163, 1992