

(昭和 63 年 11 月 日本造船学会秋季講演会において講演)

波浪衝撃荷重と船体の応答に関する実船計測

(第 2 報)

正員 竹 本 博 安*	正員 橋 爪 豊*
正員 岡 修 二*	正員 井 上 肇*
正員 有 川 彰 一**	渡 辺 勝 世**

Full-scale Measurements of Wave Impact Forces and Hull Response of a Ship in waves.

(2nd Report)

by Hiroyasu Takemoto, <i>Member</i>	Yutaka Hasizume, <i>Member</i>
Shuji Oka, <i>Member</i>	Hajime Inoue, <i>Member</i>
Shouichi Arikawa, <i>Member</i>	Katuyo Watanabe

Summary

Sea trials were conducted featuring measurement of wave impact loads and hull response for a patrol boat with displacement about 1,300 ton, while the boat ran in severe waves with angle of wave encounters and speeds changed.

Some results of the analysis of the trial data were reported in the first¹⁵⁾ paper, in which bow flare slamming, impact pressure on the bow flare and very high logarithmic decrement of whipping vibration were discussed.

This paper presents some results of the further analysis of the data, as follows :

1. Bow flare slamming induced very high bending stresses on the deck, whose distribution on it was given, and relation between local stress and deck stress are also discussed.
2. Bow flare slamming induced whipping vibration. Careful observation of measured data led to understanding how whipping vibration was initiated by bow flare slamming, which also implied the mechanism of high decay of whipping vibration at its initial stage.
3. Whipping stresses have so high peak values and high frequencies compared with ordinary wave bending stresses that they may cause severe fatigue problems. Based on the measured data, fatigue strength of the hull was discussed.

1 緒 言

波浪中を航行する船舶にとってスラミングによる衝撃荷重は、船首船底部や船首フレア部の局部的損傷^{1),2)}の原因となるばかりでなく、場合によっては船体そのものを危うくする³⁾ことすらあり重要な問題である。

スラミングに関する研究は従来から非常に多く行われているが^{4)~8)}、最近では船体運動と外力の非線形性を考慮し船体を弾性体として取扱い、外力と船体の応答の推定をより現実になぞけようとする試みがなされ成果をあげている^{9)~11)}。また、波浪衝撃に関連した実船計測の解析結果の報告もみられる^{12)~14)}。

著者等は前報¹⁵⁾においては巡視船の実船計測につい

て、その概要および衝撃水圧やホイッピング応力等の波浪衝撃現象に関する解析結果を報告しているが、さらにスラミング発生時の船体の応力分布、ホイッピングの減衰特性のメカニズム、ホイッピング応力による疲労被害の推定等について検討を行った。

スラミングによる船体縦曲げ応力はそれがフレアスラミングの場合でも非常に高いピークを持つことが知られているが、船体の構造応答の面からはその分布と時間的变化が問題になる。また、本船のように船体中央部に比較的に大きい上部構造を持つ場合には通常その端部付近の応力集中が心配されるが、スラミングによって生じるホイッピングはそのピーク値の大きさと振動数の高さから疲労の面で無視できない。ここではホイッピング応力の計測データに基づいて応力集中部のホイッピングによる疲労被害について検討を行う。

* 運輸省船舶技術研究所

** 運輸省海上保安庁

著者等は前報にて計測データの解析からホッピング応力の減衰率が大きくかつ変動することを示した。同様の結果は他の実船計測結果でも報告されている^{13),14)}が、まだそのメカニズムは明らかにされていない。スラミング及びこれに対する構造応答のシミュレーションにおいて減衰係数の設定は結果に直接影響するため、検討が必要と思われる。

著者等はスラミングの計測データを検討してホッピングの発生過程を推定し、船首部の流体力による減衰のメカニズムを仮定して、簡単なモデルによりシミュレーションを行いほぼ合理的な結果を得た。本稿においては以上の検討結果についてその概要を報告する。

2 実船計測の概要

野島崎沖での「尾道丸」の遭難が発端となって、運輸省では「異常海難防止システムの総合研究開発」¹⁶⁾を実施した。その一環として各種船舶による実船計測が実施されたが、巡視船「しきね」の実船計測はその1つである。その内容については前報¹⁵⁾に詳しく述べているが、ここでは特に関連する部分について紹介する。

2.1 供試船、計測海域等

波浪中の実船計測は海上保安庁、第三管区海上保安本部所属の巡視船「しきね」により昭和59年2月26、27日伊豆諸島三宅島西方海上で実施された。「しきね」の主要目をTable 1に示す。Fig. 1は巡視船「しきね」の正面図を示したものである。本船は非常にファインな船型をしているが、船首フレアが比較的に大きい。このため船首フレアスラミングが顕著に発生する傾向にある。船首部分はV字型で船底は非常に幅が狭くなっており、船首船底スラミングの発生は稀である。

Table 1 Principal Dimension of Shikine

Length, Width, Depth	: 77.8m, 9.6m, 5.3 m
Displacement	: 1344 ton
Speed	: 19.8 kt (max.)
Main Engine	: Diesel Engine, 3800 ps x 2
Position	: 3rd Regional Maritime Safety Headquarter

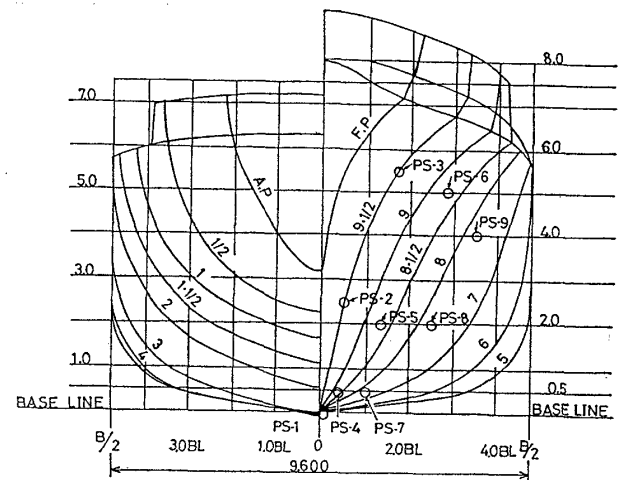


Fig. 1 Body Plan of Patrol Vessel "Shikine"

Table 2 に計測時の海象等を示しているが、実船計測を実施した当時の海象は目視観測で波高 4~7m、波長 40~60mであった。

2.2 計測項目等

計測項目は船体運動（縦揺れ、横揺れ、船体各部上下加速度）、船体応力（上甲板縦曲げ応力、縦せん断応力、外板パネル応力）、船側、船底水圧、である。波浪につ

Table 2 Summary of Sea Trial

DATE	TIME	ANGLE OF ENCOUNTER	SHIP SPEED	OBSERVED WAVE HEIGHT	RELATIVE WIND SPEED	WAVE LENGTH OF SWELL	BEAUFORT SCALE	WIND DIRECTION	LOCATION OF SHIP	DATA NAME
26. FEB.	15:53 ~ 16:04	225°	9 kt	7 m	18 m/s	50 m	7	S		DT1-1
"	16:06 ~ 16:16	225	14	7	18	50	7	S		DT1-2
"	16:19 ~ 16:29	225	15	5	18	50	7	S		DT1-3
"	16:34 ~ 16:44	225	17.5	4	15	50~60	5	S	33°~34°N	DT1-4
"	16:56 ~ 17:06	180	9.5	4	13	40~50	5	VSW	138°~139°E	DT1-5
"	17:09 ~ 17:19	180	13.5	4	10	40~50	5	VSW		DT1-6
"	17:22 ~ 17:32	180	15	4	10	40~50	5	VSW		DT1-7
27. FEB.	8:00 ~ 8:10	270	15.5	5	15	50	7	NNW		DT1-8
"	8:13 ~ 8:23	270	18	5	17	50	7	NNW		DT1-9
"	8:33 ~ 8:43	45	18.5	5	17	50	6	NNW		DT1-10
"	8:51 ~ 9:01	0	20	5	17	50	6	NNW	33°51'N	DT1-11
"	9:25 ~ 9:35	225	13.5	5	15	50	6	NNW	139°E	DT1-12
"	9:37 ~ 9:47	225	15	5	16	50	6	NNW		DT1-13
"	10:05 ~ 10:15	180	13	5	23	50	6	NNW		DT1-14
"	10:16 ~ 10:26	180	13.5	5	24	50	6	NNW		DT1-15
"	10:24 ~	180	13	5	24	50	6	NNW		
"	12:08 ~ 12:18	315	14	5	22	50	6	NNW		

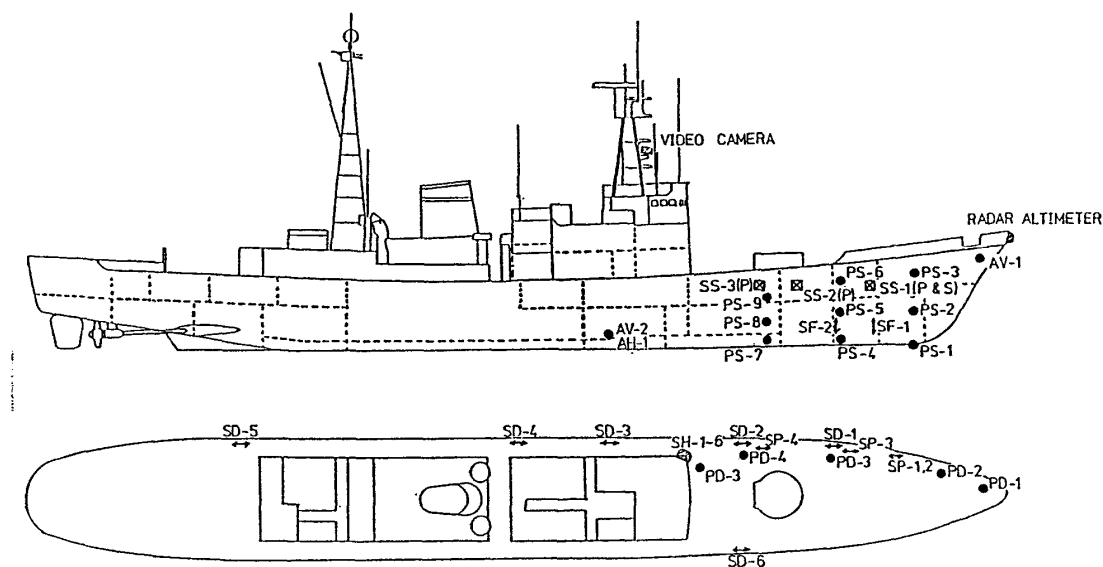


Fig. 2 General Sensor Layout

いては目視観測と投げ込み式波高計を使用した。レーダマストにビデオカメラを設置し、計測の間船体と波との状況を観測、記録した。

Fig. 2 は計測センサの位置を示したもので、図中の記号 SD-1~5 は縦曲げ応力のゲージを、AV-1, 2 は上下方向加速度を、PS-3 はフレア部の水圧を示している。船は Table 2 に示すように船速と波浪に対する出会い角を変えて航走し、各航走において約 10 分間の計測を行った。

正面向い波で航走する場合、船速、波長、波高の条件

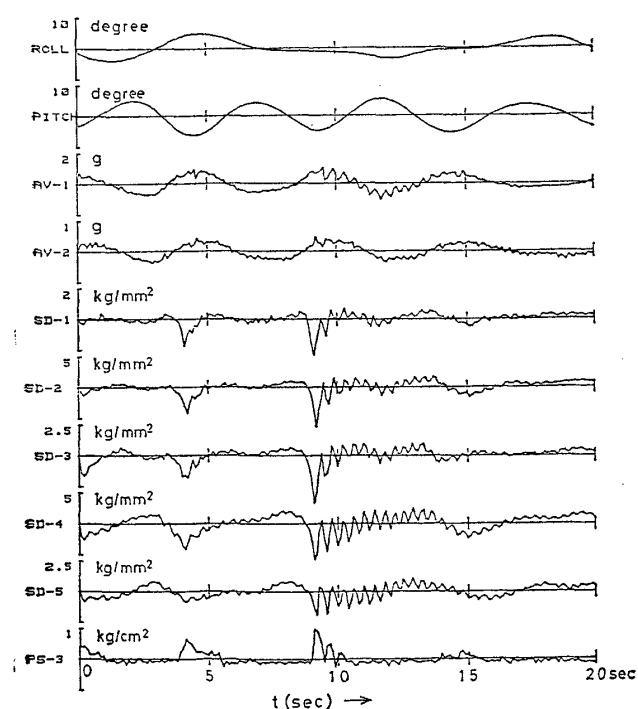


Fig. 3 Example of Time History Record at Slamming

によってはスラミングが発生する。今回の計測では船速が大きいほどスラミングの発生頻度が高く、発生する縦曲げ応力も大きい傾向にあった。船速が約 15kt に抑えられているのはそのためである。

3 船体縦応力の分布

Fig. 3 は船首フレアスラミングの時系列データを示したものである。スラミングの発生によりホッピングを生じ、甲板上の各ゲージに同位相で変動する振動応力が発生することが分かる。Fig. 4 は Fig. 5 に示す時系列データの各時刻毎の応力の長さ方向の分布を示したものである。船首から 3 番目のゲージ SD-3 のところで値が小さくなっているが、これは上部構造の影響で甲板上の応力が低下しているためである。

Fig. 6 はスラミングによる各点の応力のピーク値を長さ方向にプロットしたもので、船体中央部のゲージ SD-4 を基準にしてこれに対する比で示したものである。対

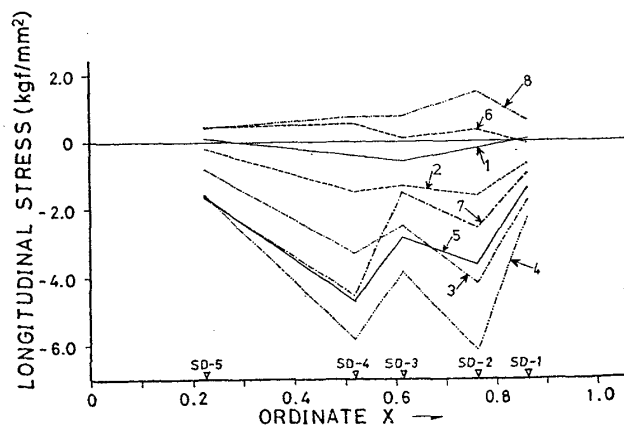


Fig. 4 Longitudinal Stress Distribution in Whipping

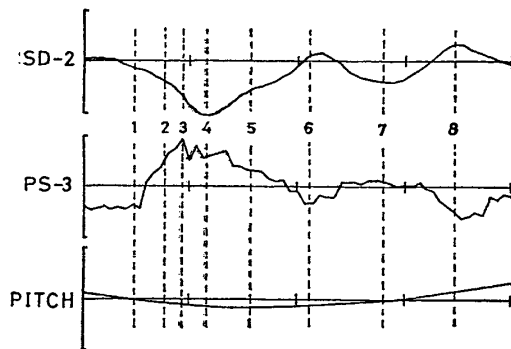


Fig. 5 Time History of Whipping

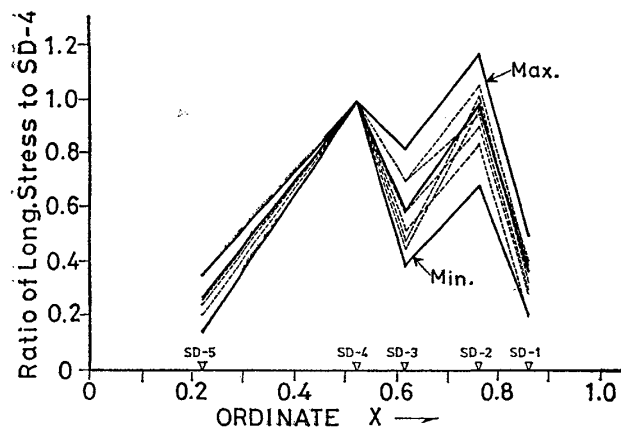


Fig. 6 Distribution of Peak Stress Induced by Slamming

象となったスラミングの数は正面向い波の場合の約 60 ケースである。この図で船尾側の SD-5 の変動が小さいのに対して SD-1, 2, 3 は全般的な傾向は似ているものの変動の幅がかなり大きい。これはスラミングによる衝撃荷重の作用する範囲、大きさ等の違いによるものと考えられる。例えば荷重点が船首先端に近い場合と遠い場合では縦曲げモーメントの分布形状が異なり、また上部構造の影響も異なってくる。

これらの点を確かめるために有限要素法により船全体の静的解析を行った。解析は対称性を利用して左舷側半分について行った。Fig. 7 はその解析モデルを示したもので、使用した要素は膜要素約 420 と梁要素約 610 である。荷重としては基本的には非線形船体応答解析プログラムにより求めた荷重を用い、これにスラミング荷重の着点の変化、上部構造の慣性力の影響を考慮した。

Fig. 8 はサギングの荷重状態にある場合に船首部に一定の荷重を加えその位置により応力分布がどう変化するか調べたものである。加えた荷重は上向きに 50tonf で着点位置は図中に示した A, B, C の位置である。当然のことであるが船首に近い A の場合に縦曲げ応力が大きい。

Fig. 9 は上部構造の慣性力が縦曲げ応力の分布に与える影響を調べたものである。今回の実船計測では上部構造の前後方向の加速度は計測されていないが、船首フレ

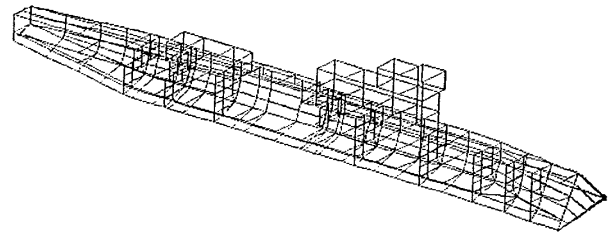


Fig. 7 Finite Element Model of "Shikine"

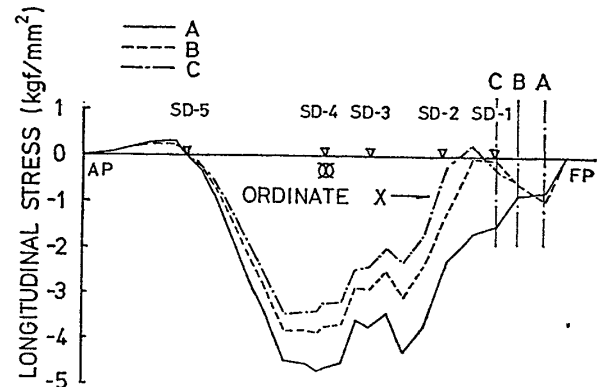


Fig. 8 Calculated Stress Distribution for Different Center of Slamming Loads

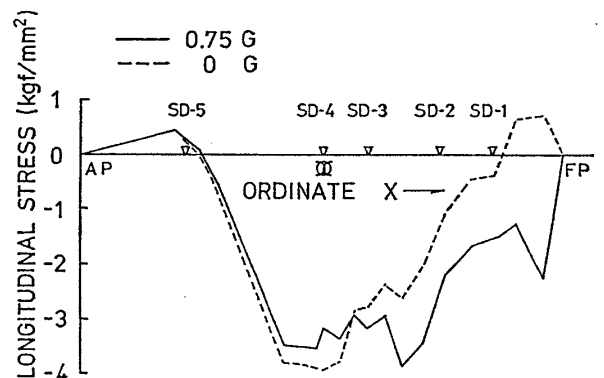


Fig. 9 Effects of Inertia Force of Deck House on Stress Distribution

アスラミング時には前後方向にもかなりの加速度を生じることが知られており、ここでは一応 0.75g の加速度を仮定してその影響を調べた。図から分かるように上部構造の慣性力の影響は非常に大きい。

これらの解析結果と実測値とを比べてみると大まかな傾向は似ているものの、船首に近い応力 SD-2 と上部構造の横の SD-3、船体中央の SD-4 の大きさの関係が幾分異なっている。この差については現在検討中であるが、スラミングによる前後方向の力が無視できないのではないと思われる。

本実船計測においては上部構造前下端部隅部の局部応力も計測している。Fig. 10 は上部構造前下端部隅部のゲージの配置を示している。計測する応力の方向は上下方向である。Fig. 11 は各点で計測された応力の統計値を示

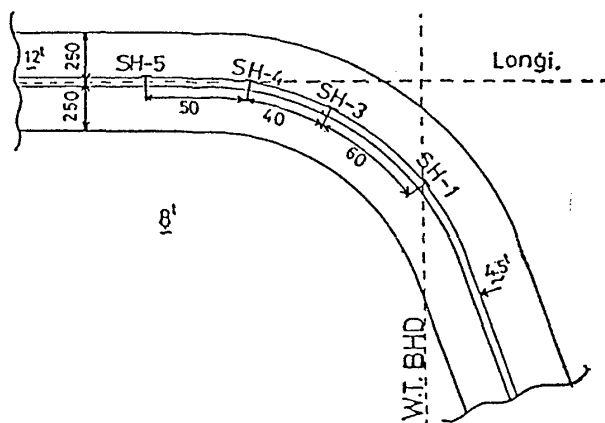


Fig. 10 Gage Layout at the Root of Deck House

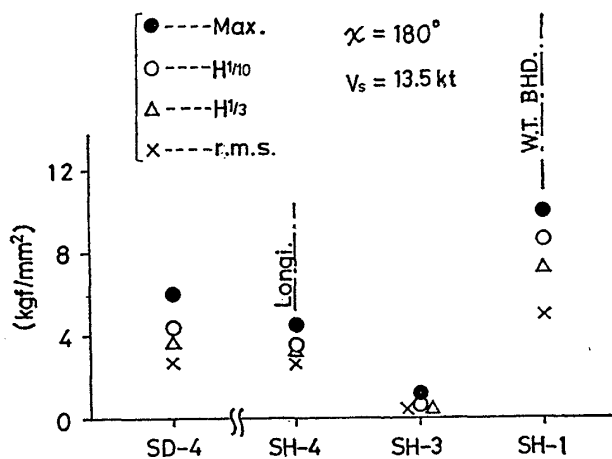


Fig. 11 Stress Distribution at the Root of Deck House

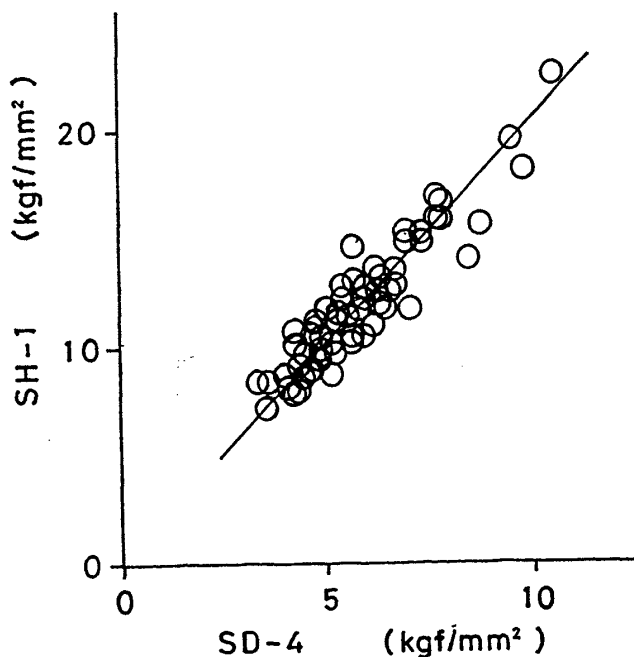


Fig. 12 Relation between the Deck Stress and the Root Stress

したものであるが、局部的にかなり高い応力が生じていることがわかる。Fig. 12 は SH-1 と甲板の縦曲げ応力 SD-4 について時系列データのスラミング発生時の Peak-to-Peak 値を読み取りその相関を示したもので、その比は 2 程度である。この結果は上部構造前端部の比較的に応力の高い応力部分について示したものであるが、図から分かるように歪ゲージは 1 方向で下端から幾分分離れており、ゲージの配置も密ではないので上の結果が必ずしもこれらの部分の応力の最大値に対応するものではない。

4 ホッピング応力の減衰

船首フレアスラミングは船体運動により船首が波の山に当たり衝撃荷重を生じる現象であり、この衝撃荷重により船体には高い曲げ応力を生じ、さらに過渡振動を生じる。この衝撃荷重によって引き起こされる振動現象をホッピングと呼んでいる。

スラミングのシミュレーションでは、スラミングにより船体に加わる衝撃荷重とこれによって生じるホッピング応力の大きさを出来るだけ正確に求めることが要求される。衝撃荷重に対する船体の応答を求める場合、振動の減衰の一つとして構造減衰を考慮している。シミュレーションにおいては構造減衰率の設定の仕方により構造の応答は左右されることになる。

スラミングによる過渡振動の減衰率は一般の船体振動の場合に比べて大きめであり、特にスラミング発生直後の数回の減衰は非常に大きい。一方、応力は通常、スラミング発生直後に最大となる。したがって、シミュレーションにおいて減衰率をどう設定するかは大きな問題であるが、現在のところこれに対して明確な解答は用意されていない。

構造減衰は応力の増大と共に増加する¹²⁾と考えられるが Clarke はホッピングの初期の大きな減衰はその部分で衝撃力が変化していると考えられることから構造減衰の影響ではないと推定し、ホッピングと位相の異なる衝撃力は見かけ上高い減衰率を与えることを指摘¹³⁾している。

ホッピングの減衰を検討する過程で 2 つの可能性が生じた。1 つはホッピングの振動モードが時間と共に変化し、このために減衰があるようにみえる場合、もう 1 つは船首部で実際にエネルギーの散逸による減衰が生じている場合である。これを確かめるために、ここでもう一度船首フレアスラミングによるホッピングの発生の過程を見直してみた。

Fig. 13 に示すスラミング時の時系列データの各時刻の船体と波の関係を時間を追って示したのが Fig. 14 である。図中の 2 点鎖線はその時の水線面の形状を示して

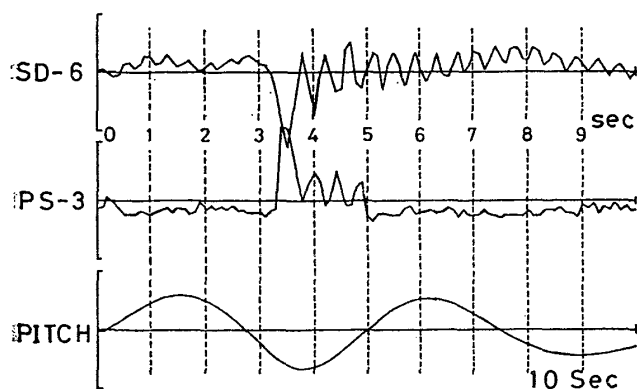


Fig. 13 Time History Data of Deck Stress, Pressure, and Pitch at Slamming

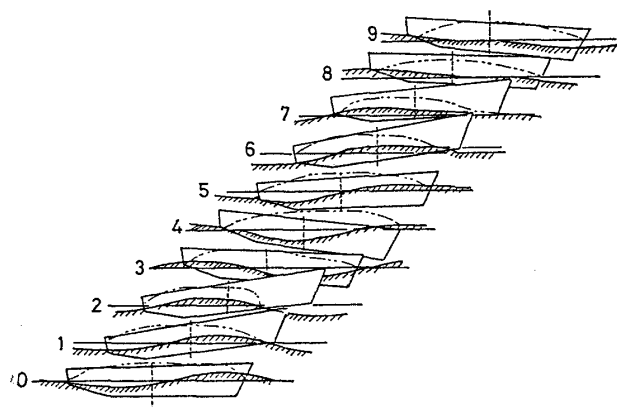


Fig. 14 Relation between Hull and Wave at Slamming

いる。この図では船体運動は縦揺れ、上下揺れの計測データを用い、波面の形状は船体運動から応答関数を用いて逆算したものをを用いている。図中の各状態の数字は Fig. 13 の時系列データに示した数字の時刻に対応する。その対応をみると、ステップ3で船首フレア部が波面に突入するところで加速度、曲げ応力が急増しピークに達すると続いて振動成分が現れる。同様にフレア部の水圧 PS-3 には急激な圧力上昇が生じピークに続いて応力と逆位相の振動成分が現れる。ステップ5でフレア部が水面上に出ると PS-3 の水圧はなくなるが、SD-6 にはわずかに変化がみられるだけである。ホッピング応力に関してはこのステップ3から5の間で最も減衰が大きい。この間の対数減衰率は0.2~0.4程度で一般の船体振動の対数減衰率に対する熊井の式による値の6~10倍に達する。またステップ5より後の減衰率は0.1程度であるが、これも一般の船体振動の対数減衰率の3倍程度の値である¹⁵⁾。

このような船体と波の相対位置、ホッピングの減衰の状況からみて、船首が水中に突入した状態と減衰の大きさに関係があるように思われる。

Fig. 15 は甲板応力 SD-2 と船首加速度 AV-1 のホッピング応力を周波数成分ごとに分けて表示したもの

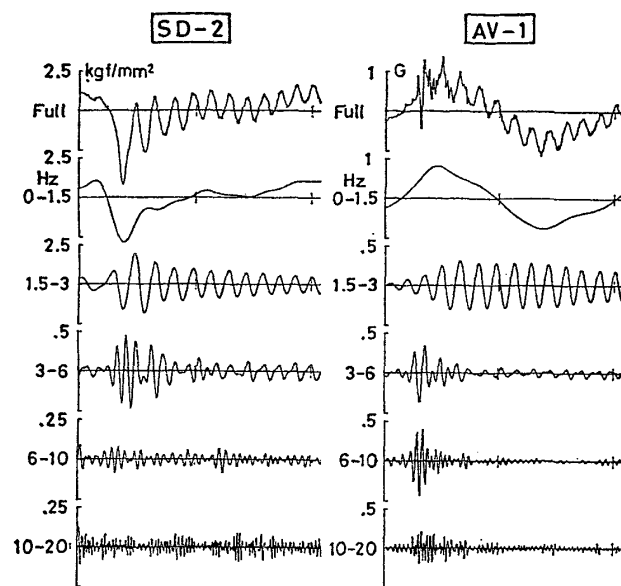


Fig. 15 Time History of Stress and Acceleration with Filtered Components

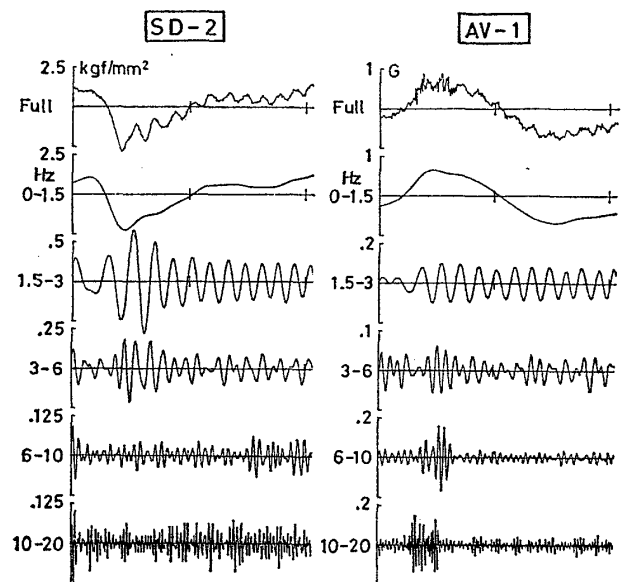


Fig. 16 Time History of Stress and Acceleration with Filtered Components

である。左端の数字はバンドパスフィルタの周波数範囲(単位: Hz)を示している。1.5~3Hz は2節振動モード、3~6Hz は3節振動モードに対応している。

甲板応力 SD-2 ではスラミングの発生と共に2節、3節のモードが現れるが2、3節のモードは2節モードの3周期位の間に大きく減衰する。

船首加速度 AV-1 はスラミングによる衝撃荷重のために高い周波数成分が現れるが、2節のモードは徐々に大きくなってゆき高周波成分が減衰して小さくなるあたりではば一定の振幅になる。これはSD-2の場合とは異なる傾向である。

Fig. 16 はスラミングの別の例について同様の操作を

したものであるが、船首加速度の2節振動の成分が初期から比較的に大きく一定値を保っている点が前例と異なる。

これらの例からホッピングの発生過程を考えてみる。船首が波面に突入することにより衝撃力が生じ、波面が船首フレア上端に達するまで、あるいは相対速度が減少するまで荷重は上昇するが、この間波の山は船首と船尾にあり船体は荷重に対応して次第にサギング状態に曲げられ、波面が船首フレア上端に達する、波の山が船首を通り過ぎる等により荷重が急減するとそれまでに曲げの歪エネルギーとして蓄えられたエネルギーは解放されホッピングが生じる。

この現象はホッピングによる応力と船首加速度の波形を比べることで理解できる。もし船首に衝撃力が瞬間的に作用してホッピング応力が生じたものとする船首加速度はこれに相応の高いピークを持たねばならないが、実際にはそのような現象はみられない。船首加速度はわずかに歪んでいるが、ほぼ縦揺れ、上下揺れに対応した変化をし、ホッピングを生じるとその成分が現れる。

ホッピングの発生を以上のように曲げ歪エネルギーが解放される過程であると考え、振動モードの現れ方、減衰のメカニズムが理解しやすい。

船首に作用するスラミング荷重と船体と波の位置関係から船体の曲げによるたわみは2節振動のモードに近いと考えられる。この状態からエネルギーが解放されると2節振動が主の振動となるが、船首部は水面に突入しており、付加質量は大きく、相対的な流れがあるため減衰も顕著に生じ(付録参照)、船首部は船体の他の部分に比べて運動が抑えられ、高次の振動モードが現れる。船首部で大きな減衰があるとすれば全般に振動が減衰する。船首部が水面上に出るにつれてその付加質量が減少し減衰も少なくなり、船首加速度、縦曲げ応力とも2節のモードが主の振動になる。

以上の説明によって、船首加速度の2節モードの成分があまり変化しない(むしろ初めは徐々に増加する)のに対して、縦曲げ応力の2節モードは初めに大きい振幅を持ち次第に減少する傾向にあること、初期に高次モードが顕著に現れることが理解出来る。

この結果からホッピングの減衰は単にモードが変わるために見かけ上大きく見えるのではなく、実際に大きく減衰していると考えた方が無理がないと思われる。

減衰のメカニズムとして速度の2乗に比例する流体力を考えた場合の計算例を付録に示しているが、スラミングの初期には船首部にこのような大きいエネルギーの散逸があることにより船全体の振動が減衰すると考えられる。また船首部の付加質量、減衰力等のために高次のモ

ードが現れるがその減衰は非常に大きいようである。

5 スラミングによる疲労被害の検討

スラミングによりホッピングを生ずると船体には非常に大きな繰返しひずみの履歴を生ずる^{16,17)}。そのような状況のもとで船体に疲労亀裂が発生することが報告されているので、疲労被害の定性的及び定量的な特性を把握するため、歪計の出力について疲労解析を行った。

今回の解析に使用したのはSS7.5の甲板の左舷のSD-2と右舷のSD-6及び船側外板のSS-3、並びにSS5.0の甲板のSD-4の歪計の出力である。計測時の海象は目視波高4~7m、うねり波長40~60mで、波浪階級は4~7であった。

(1) 解析方法

歪履歴のサイクルカウントアルゴリズムにはレインフロウ法のP/V差法を用いた^{18,19)}。疲労被害は最も一般的な(1)式で表される線形被害則、すなわち、マイナー則を用いた。

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} \quad (1)$$

ここで、 D は疲労被害であり、 $D=1$ で破壊が生ずる。 N_i は歪範囲 $\Delta\epsilon_i$ の歪制御試験をしたときの寿命、 n_i は実際にかかった歪範囲 $\Delta\epsilon_i$ のサイクル数である。1回の計測時間は約10分であったが、計測時間中の D を計算し、それを1時間当たりの値に換算した被害率で以下の議論を行う。材料の疲労特性としては、下に示す軟鋼SM41の丸棒試験片の軸方向歪制御試験結果¹⁶⁾を用いた。

$$\Delta\epsilon = C_1/N^{m_1} + C_2/N^{m_2} \quad (2)$$

ここで、 $\Delta\epsilon$ は歪範囲、 N は寿命、 $C_1=0.3801$ 、 $m_1=0.4864$ 、 $C_2=0.006856$ 、 $m_2=0.1038$ 。

歪計の出力を直接疲労解析したところでは、激しいスラミングの状態で計測したにもかかわらず、最も被害が大きく出た場合でも1時間当たりで高々 10^{-10} 程度であり、問題にならない値であるが、それは歪計を取り付けた位置が応力集中がほとんどない箇所であったためである。

船体に発生する疲労亀裂は応力集中の高い箇所であるから、そのような箇所を想定し、レインフロウ法の計算でレインフロウレンジに応力集中係数 $K_t=3, 5, 10$ がかかった場合の計算も行った。その結果を横軸に応力集中係数、縦軸に被害率をとって、SS7.5の甲板のデータの正面向かい波の場合についてFig.17に示す。 $K_t=10$ とすると最も被害率が大きい場合には約 10^{-3} であった。これはこのような海象で1,000時間程度連続して航行すると疲労破壊が生ずることを意味する。

応力集中係数 K_t は一般に構造的な不連続による応力

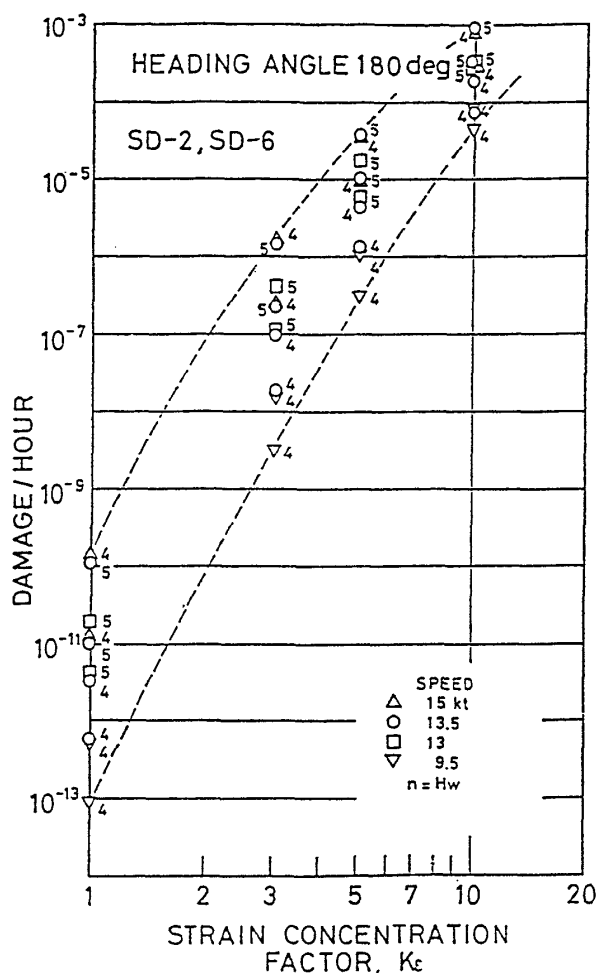


Fig. 17 Relation between Fatigue Damage and Stress Concentration Factors

集中係数 K_{tm} と、例えば、ガスカット面や溶接継手のような局所的な原因による応力集中係数と K_{t1} の積で表される。

例えば、Fig. 12 のように、今回の実験で得た上部構造前面の甲板との取り合いの部分の応力と SS 5 の甲板の応力との関係から、上部構造前面の構造的不連続による応力集中係数は 2 程度と考えられる。上部構造前面が T 型隅肉継手で甲板に溶接されているので、溶接継手による応力集中係数は 3 程度と考えたと¹⁹⁾、上部構造前面の応力集中係数は、甲板の応力を基準とするならば、6 程度になると考えられ、被害率は約 10^{-4} の値となる。ここで、材料の疲労特性として破壊確率 50% の曲線である (2) 式を用いた。しかし、疲労寿命にはバラツキがあるので、疲労設計規則では、例えば標準偏差の 2 倍程度安全側に設計曲線を設定したり、ASME の圧力容器の設計規則のように破壊確率 50% の曲線を基準にして寿命に対して 1/20、強度に対して 1/2 の係数をかけて安全な方を採用するなど、バラツキに対する考慮をしている。

議論を単純にするため、寿命に対する 1/20 の安全率

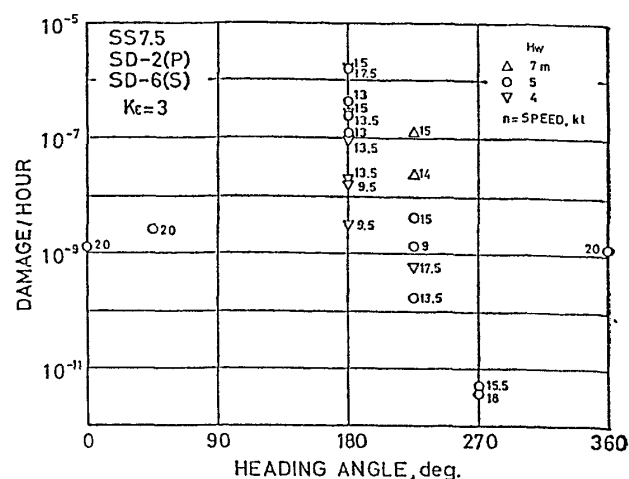


Fig. 18 Relation between Fatigue Damage and Wave Encounter Angle (SS 7.5, deck stress)

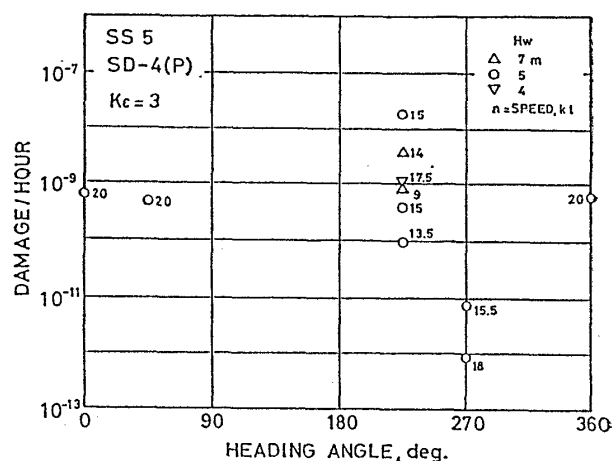


Fig. 19 Relation between Fatigue Damage and Wave Encounter Angle (SS 5, deck stress)

を採用したとすると、この程度の海象を想定した設計での推定寿命は約 500 時間となる。

応力集中の問題は種々な条件で決まるものであるから、以下は $K_t=3$ と仮定して計算した結果について述べることにする。Fig. 18~20 に波との出会い角と被害率との関係を、それぞれ SS 7.5 の甲板の SD-2 と SD-6, SS 5.0 の甲板の SD-4, および SS 7.5 の船側外板の SS-3 の歪計から求めた結果について示す。Fig. 18 に見るように正面向かい波の場合が最も厳しく、その傾向は Fig. 19 の場合と同様である。

しかし、被害率は最も厳しい場合で比較すると、SS 7.5 の方が SS 5.0 の場合よりも 100 倍近く大きな値となっており、これは Fig. 6 の応力値の分布が SD-4 に比べて SD-2 の方が高くでる場合が計測されていることと符号する。

船側外板の場合は全般に甲板よりも被害が非常に小さ

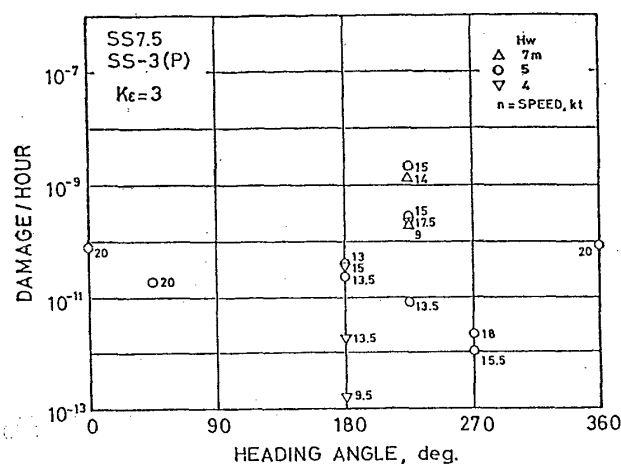


Fig. 20 Relation between Fatigue Damage and Wave Encounter Angle (SS 7.5, side Shell)

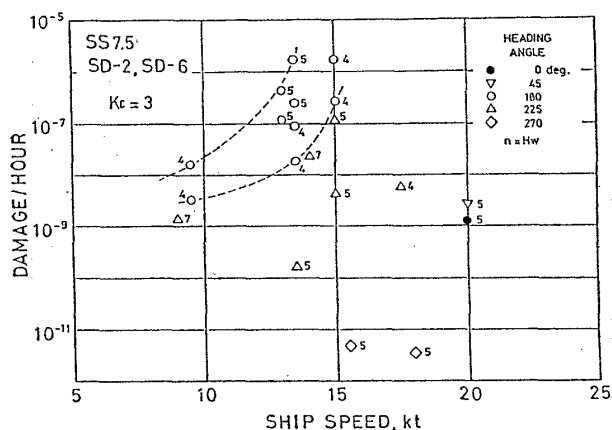


Fig. 21 Relation between Fatigue Damage and Ship Speed

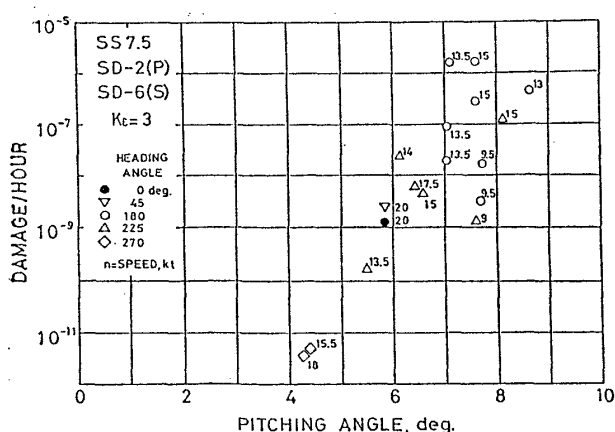


Fig. 22 Relation between Fatigue Damage and Pitching Angle

いが、斜め向かい波の場合に大きい値になることが特徴である。

SS 7.5 の甲板の被害率と船速との関係を Fig. 21 に示す。

正面向かい波の場合以外はあまり船速の影響は明らかではないが、図中に○で示す正面向かい波の場合は船速

が 10kt を越えると急激に被害率が増加しており、減速が疲労被害の軽減に有効であることを示している。

スラミングによるホッピングが大きな疲労被害を生ずる原因であるので、スラミングの指標としての計測時間中の最大縦揺れ角度と被害率との関係をプロットすると Fig. 22 のようになりに明瞭な相関関係がある。したがって、船体の運動及び歪の応答を把握しておけば、縦揺れ角度のモニタリングから疲労被害の推定が可能であると考えられる。

6 結 言

巡視船の実船計測データの解析から次の結果を得た。

(1) 船首フレアスラミングによる船体縦曲げ応力の分布が得られた。その分布は上部構造があるために一部乱されているが、上部構造の慣性力によっても影響を受けることが示された。

(2) 船首フレアスラミングによるホッピングの発生は船体運動と波浪により生じた衝撃荷重により船体に蓄えられた縦曲げの歪エネルギーの解放による振動の発生と見なせる。この解釈により 2 節モードが常に優勢であること、船首加速度と縦曲げ応力の 2 節モードの成分の傾向が異なること等が説明でき、仮定されたホッピング初期の減衰のメカニズムとも符合する。

(3) 甲板応力、船側外板の計測データにレインフロウ法を用いて疲労解析を行った結果スラミングに対しては船体中央より船首寄りの SS 7.5 の方が疲労被害が大きいこと、出会い角に関しては 180 度で被害が大きいことが分かった。船速は疲労被害に大きい影響を持つがこれはスラミングの発生、激しさが速度に左右されるためである。

本研究は運輸省で実施された“異常海難防止システム”の総合研究開発の一環として実施されたもので、本報告は上記の研究に関連して行われたいくつかの研究を取りまとめたものである。

研究の実施にあたり上記研究開発委員会堪航性小委員会委員長山本善之東京電機大学教授はじめ委員各位に御指導、御討論を賜った。厚く御礼申し上げます。

また、船舶技術研究所菅井和夫所長には研究の実施に対し終始適切な御助言を頂いた。ここに深く感謝致します。

参 考 文 献

- 1) 川上益男, 村本弘光: スラミングによる小型船の船底損傷について, 西部造船会会報, 第 33 号 (昭和 41 年).
- 2) 西部造船会技術研究会: 船体の損傷に関する調査研究 (4) 波浪による船首外板の損傷とその対策,

- 西部造船会技術研究会報告, 第16号 (昭和49年11月).
- 3) 運輸省船舶局: 尾道丸事故に係わる技術検討会報告書 (昭和56年11月).
 - 4) 渡辺恵弘: 船底衝撃の機構について, 日本造船協会論文集, 第93号 (昭和28年6月).
 - 5) M. K. Ochi and L. E. Motter: Prediction of Slamming Characteristics and Hull Response for Ship Design. TSNAME (1973).
 - 6) 川上益男, 小林和夫: 船首船底衝撃による船体過渡振動について, 西部造船会会報, 第50号 (昭和50年).
 - 7) 日本造船研究協会131研究部会: 波浪外力に関する水槽試験報告書, 日本造船研究協会報告, 第80号 (昭和51年5月).
 - 8) 山本善之, 藤野正隆, 深沢塔一: 非線形性を考慮した波浪中の船体運動および縦強度 (第1報—第3報) 日本造船学会論文集, 第143号 (昭和53年), 第144号 (昭和53年), 第145号 (昭和54年).
 - 9) 日本造船研究協会194研究部会: 波浪中の船体応答に関する研究報告書, 研究資料第380号 (昭和60年3月).
 - 10) 渡辺 巖他: 満載状態の肥大船に発生する船底衝撃と弾性応答に関する模型実験, 日本造船学会論文集, 第154号 (昭和58年12月).
 - 11) Toki, N. et al.: Experimental and Theoretical Approach to the Estimation of Non-Linear Vertical Wave Loads. 日本造船学会論文集, 第154号 (昭和58年12月).
 - 12) Andrew, R. N. and Lloyd, A. R. J. H.: Full-scale Comparative measurements of Behavior of Two Frigates in Severe Head Seas. Trans. RINA Vol. 123 (1981).
 - 13) Clarke, J. D.: Measurement of Hull Stresses in Two Frigates during a Severe Weather Trial, Trans. RINA Vol. 124 (1982).
 - 14) Aertssen, G. and De Iembre, R.: A Survey of Vibration Damping Factors found from Slamming Experiments on Four ships. Trans. NEC Vol. 87, No. 3 (1979).
 - 15) 竹本博安, 橋爪 豊, 岡 修二: 波浪衝撃荷重と船体の応答に関する実船計測 (第1報), 日本造船学会論文集, 第158号 (昭和60年12月).
 - 16) 運輸省: 異常海難防止システムの総合研究開発昭和61年度研究成果報告書.
 - 17) 角 洋一, 山本善之, 鈴木政直: 高速コンテナ船のホイッピングと応力集中部の疲労強度に関する考察, 日本造船学会論文集, 第163号 (昭和63年6月).
 - 18) 遠藤達雄, 安在弘幸: 簡明にされたレインフローアルゴリズム「P/V 差法」について, 材料, Vol. 30, No. 328 (昭和56年1月).
 - 19) 遠藤達雄, 井上 肇: レインフロー法の考え方とその応用, 日本造船学会誌, No. 706 (昭和63年4月).
 - 20) Smily, R. F.: A Semiempirical Procedure for

Computing the Water Pressure Distribution on Flat and V-bottom Prismatic Surfaces during Impact or Planing, NACA T. N. 2583 (Dec. 1951).

- 21) 角田令二: 初期設計時における船体固有振動許容起振力の推定 (第2報), 日本造船協会論文集, 第110号 (昭和36年12月).

付 録

船首部におけるホイッピングの減衰について実船計測データを調べてみると船首が水面に没する状態で減衰が非常に大きいことが分かった。そのメカニズムとして考えられるのは海水の打ち込みと流体力である。海水の打ち込みはホイッピングの減衰の原因となりうるし、海水の打ち込みがあるかもしれないと思われるデータもあるが、常にそのような状況で減衰がある訳ではないのでここでは流体力による減衰についてのみ検討する。

高速船型では船首部にフレアがあり、そのため断面はV型に近い形状をしている。船首が水面に突入する際衝撃力が働くが、水面がフレアを通過した後も力は急減するけれども作用している。

ここでは船首に相当する物体が振動しながら水面に突入した場合を想定してその減衰を調べる。

Fig. 23 に示すバネ質量系を考える。質量 m を船首と考え、これが主船体にバネ k で支持されているものとする。バネ定数はこの質量がホイッピングと同じ固有周期を持つように決める。また内部減衰は無視し流体力による反力だけを考慮する。

主船体は一定速度 V_0 で下向きに移動しているものとし、荷重はその最大値に達する時刻 $t=t_1$ まで線形に増加しその後は速度の2乗に比例する圧力が作用するものとする。

初めに作用する荷重は常に一定として、船首の突入速度 V_0 と圧力の作用する面積 A (船首部の接水面積の水平面への投影面積に相当) を種々変化させ、ホイッピングの減衰に対するこれらの影響を調べた。

運動方程式は次式で与えられる。

$$m(\ddot{z}_1 + \ddot{z}_0) + c(\dot{z}_1 + \dot{z}_0) + kz_1 = f \quad (\text{A-1})$$

$$\begin{aligned} f &= bt & (\text{for } 0 \leq t \leq t_1) \\ f &= -1/2 G \rho (\dot{z}_1 + \dot{z}_0) |\dot{z}_1 + \dot{z}_0| A & (\text{for } t_1 < t) \end{aligned} \quad (\text{A-2})$$

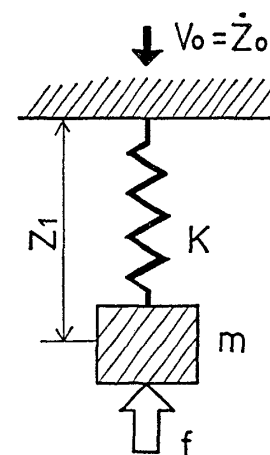


Fig. 23 Spring Mass System for Whipping Model

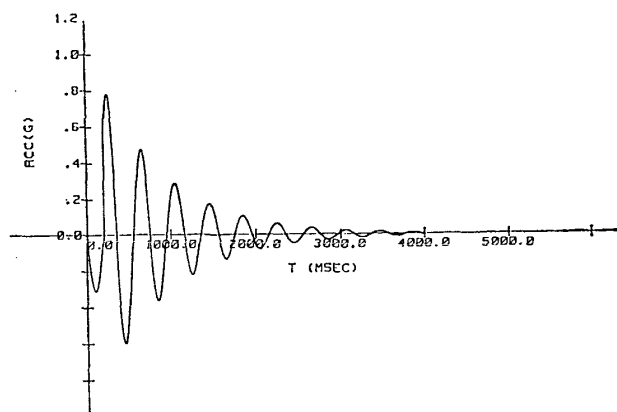


Fig. 24 An Example of Vibration Damping

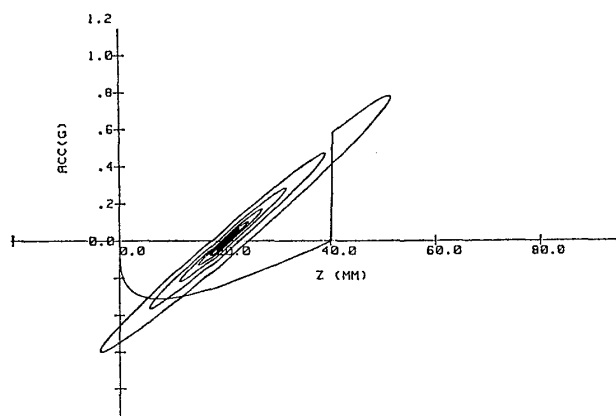


Fig. 25 An Example of Hysteresis Loop for Damping

船首部が没水した時に面積 A は最大になるがこれを A_0 として、 $A = \alpha A_0$ で与えられる。荷重 f は (A-2) 式で与えられるが、 $t > t_1$ では水面に2次元物体が突入しチェーンが水没した状態の流体力を考えている。この場合、物体の形状により係数 G がかけられるが、ここでは係数 $G=1$ とし、 α によりその影響を考慮する。ちなみにチェーンが水没した deadrise angle 50 度のくさび型物体に対して $G=0.593$ である²⁰⁾。また計測データによれば、ホッピングの振動による速度は突入速度に比し小さいので (A-2) 式が成り立つものとした。

上記の方程式を与えられた初期条件のもとに、Runge-Kutta 法で数値的に解く。Fig. 24 はその解の一例で振動の時系列データを示したものである。これは $\alpha=0.75$,

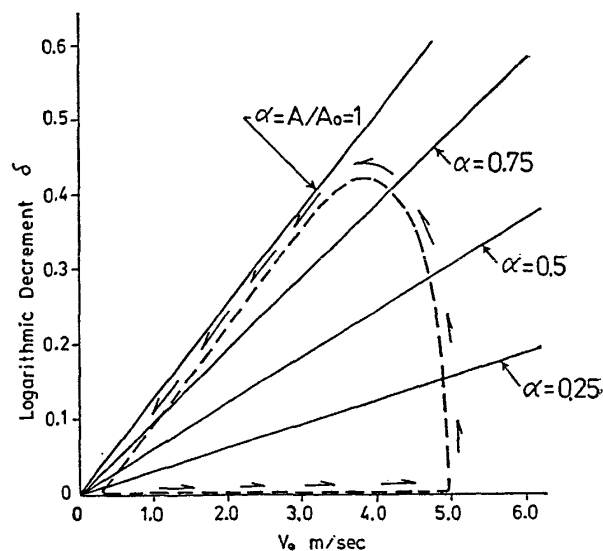


Fig. 26 Calculated Result of Logarithmic Decrement with Velocity and Projected Area Ratio

$V_0=4.0$ m/sec の場合で、減衰がかなり大きい。Fig. 25 は同じ例のヒステリシス曲線を示したものである。横軸は振動による変位、縦軸は上下方向加速度（単位重量当たりの力）を示す。振動が減衰してゆく様子がよく分かる。Fig. 26 は接水面積の比 α をパラメータとして、対数減衰率 δ と突入速度 V_0 の関係をまとめたものである。突入速度 V_0 と面積比 α により対数減衰率が大きく変化することが分かる。即ち、対数減衰率は突入速度に比例しかつ面積にも比例する。

スラミングの場合 α は船首が上がった状態で小さく、船首が水面に突入するにつれて大きくなる。速度は水面突入時に大きく α が最大になる辺りで減少しはじめ、時間と共に減少し、波が通過し船首が上がり始めると α と共にもとの値までもどるという過程が考えられる。この予想される過程を図中に点線で示している。これによりスラミングにより生じたホッピングの減衰率が増減するメカニズムがある程度説明できる。

上記の説明は特に現象をホッピングに限定したものではない。これまで平水中の起振機実験により計測された船体振動の減衰率に比べると、航走中のものの方が大きい²¹⁾と言われているが、このメカニズムによりある程度説明できるように思われる。