小型貨物船のスラミングによる応答 と崩壊強度 (第 1 報)

——波浪曲げモーメントの算定——

正員 山 本 善 之* 正員 大 坪 英 臣*
正員 武 田 裕** 正員 深 沢 塔 一***

Slamming Response and Structural Failure of a Small Cargo Vessel
(1st Report)

——Slamming in Rough Seas——

by Yoshiyuki Yamamoto, *Member* Hideomi Ohtsubo, *Member*
Yu Takeda, *Member* Toichi Fukasawa, *Member*

Summary

A small cargo boat of 48 m suffered from serious damages among rough seas, and its main hull was bent at S.S.7 by hogging moment. The ship under consideration was in ballast condition, and was carrying a large amount of ballast water in the fore-peak tank. If slamming impact pressure occurs at S.S.7, a large hogging moment may appear at the section. In the first report, the analysis based on the hydroelasticity shows that this damage is caused by hogging moment due to bottom slamming, although, in the case of conventional ships, slamming causes a large sagging moment in the mid-part. Elastic responses are calculated step by step for the ship idealized as a Timoshenko beam, taking account of slamming impact force, which are determined with respect to instantaneous configurations. It is shown that slamming response gives hogging moment enough for the damage in an unlucky condition of waves corresponding to the sea state reported. In the second report, the collapsing strength of the ship will be estimated by the help of experiments.

1 序

船長 48m の小型貨物船 A 船は、荒天時波浪中をバラスト状態で航行中、S.S.7 の断面で折損を生じ、船首部分 0.3L が垂れ下がった。これは、スラミングにより船首部に大きなホギングモーメントが発生したことによると考えられる。通常、船首部のスラミングによって、大きなサギングモーメントが船の中央のやや前方に生ずると考えられていたの¹⁾で、A 船において大きなホギングモーメントが発生した事情は検討に値する。本船のような小型貨物船の特殊性として、載荷容積を大きくするために、船倉部は通常単底構造になっている。このためバラスト水は、主として船首尾の深水タンクに積むことに

なる。またプロペラの効率のため、充分な船尾喫水をとるが、船首喫水については通常あまり考慮を払わず、大きなトリムをもって航行する。さらにこれらの船は、沿海においても縦強度上危険な、すなわち艀度の大きな波に出会うことが少なくない。これらの理由により、小型貨物船ではスラミングが生じやすく、船の中央部後方にも及ぶスラミングによる船底部凹損も報告されている²⁾。本論文(第 1 報)では、船底部に生じるスラミングについて検討し、これによって A 船にかなり大きな曲げモーメントが発生する可能性のあったことを示し、折損事故の本質を解明する。なお、第 2 報においては、構造強度について検討し、崩壊モーメントを算定する。

2 折損事故時の状況

小型貨物船 A 船は、風浪階級 6 (波高 $H_w=4\sim6\text{m}$) の海象領域を船速 $U=9\text{knots}$ で航行中に、S.S.7 の断面で折損し、かつその断面を中心として約 0.3L の範囲

* 東京大学工学部

** 石川島播磨重工業(株) (研究当時東京大学工学系大学院)

*** 筑波大学構造工学系 (研究当時東京大学工学系大学院)

Fig. 1 Body plan

Fig. 2 Weight and buoyancy distribution diagram

にわたり、船底部および船側部に座屈あるいは凹損が発生していた。これによって船首部 $0.3L$ が垂れ下がり、上甲板倉口縁材に割れが生じた。A船の主要寸法は

$$L \times B \times D \times d = 48.0\text{m} \times 8.5\text{m} \times 4.2\text{m} \times 3.9\text{m}$$

のとおりであり、線図を Fig. 1 に示す。また事故当時つぎのような船首尾喫水 d_F, d_A の空倉バラスト状態であった。

$$d_F = 1.15\text{m}, \quad d_A = 2.65\text{m}$$

さらに、Fig. 2 にバラスト状態の重量分布と静水中での浮力分布を示す。同図のように、A船はバラスト水を主に船首尾部深水タンクに集中して搭載しているために、重量分布は浮力分布と様相を異にしている。なお、波高は目視観測で 4m が報告されている。

3 船体応答解析の理論

スラミングを考慮した船体縦強度の解析法は、通常つぎのように行なわれる。すなわち、最初に船体を剛体とみなし、船体の付加質量、造波減衰係数等を一定として船体運動を計算し、それより得られる船体と波面の相対速度よりスラミングによる衝撃圧力を求める。さらにその衝撃圧力を船体モデルの弾性梁に加えて、その応答を調べる³⁾。この方法はいわゆる2段階の解法であり、船体運動に対する大波高、スラミング等の非線形影響を無視しており、相対速度等の計算が正確でないという難点があった。

このため山本らは、付加質量等の時間変化を考慮した非線形理論により、船体を最初から弾性梁とみなして、変形を運動成分をも含む低次振動モードで展開し応答を

Fig. 3 Coordinate system and mesh subdivision

求める方法を提案した⁴⁾。この方法は、大型タンカーやコンテナ船等の大型船に対して、満足のゆく成果をあげた。しかし、A船のような小型貨物船においては高次振動成分や剪断変形の影響が無視できないため、それらを考慮する必要がある。そこで本論文では、剪断変形を考慮するため船体を Timoshenko 梁とみなし、高次成分を含めるため有限要素法を用いて、小型貨物船のスラミングによる応答を解析する。

最初に Fig. 3 に示すように、空間固定座標系を O-XYZ とし、X軸を静止水面に一致させる。また、座標系 o-xyz を船体に固定し、x軸が梁の中立軸と一致するようにとる。さらに、波面の上昇を ζ で表わすことにする。

つぎに船体に作用する力を考える。これはストリップ法の考え方によって、船体横断面に働く単位長さ当りの力を f_z とすると、(1) 式で与えられる^{4,5)}。

$$f_z = -\frac{D}{Dt} \left[M_H \left(\frac{Dw}{Dt} - v_z \right) \right] - N_H \left(\frac{Dw}{Dt} - v_z \right) + \rho g A - mg \quad (1)$$

ここで M_H, N_H はそれぞれ単位長さ当りの各時刻における付加質量および造波減衰係数、 A を Smith の浮力補正を考慮した水線下横断面積、 v_z を波の粒子運動の Z 方向成分、 m は船体の単位長さ当りの質量である。また船速を U とすると、 D/Dt はつぎのように定義される。

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} - U \frac{\partial}{\partial x}$$

なお、(1) 式のうち第1項は付加質量による慣性力、第2項は造波による減衰力、第3項は浮力、第4項は自重である。

つぎに変位を離散化する。要素内の z 方向変位 w を(2) 式のように、曲げによる変位 w_b と剪断による変位 w_s とに分離して考えることにする。

$$w = w_b + w_s \quad (2)$$

さらに、剛体運動と船体振動に対しては減衰等の作用が本質的に違うため、曲げ変位 w_b をつぎのように、全体に対する剛体の運動成分 w_r と純振動成分 w_{bv} に分離して取り扱う。

$$w_b = w_r + w_{bv} \quad (3)$$

ここで、 $w_{bv} + w_s = w_v$ とおくと、(2), (3) 式より

$$w = w_r + w_v \quad (4)$$

Fig. 4 Timoshenko beam element

となり、変位が剛体的運動成分と弾性による振動成分の和として表わされる。Fig. 4 に示すように、第 i 節点における振動変位 w_v^i 、剪断変位 w_s^i 、断面回転角 θ_b^i を総括した広義座標 q_v を用いて、要素内の振動変位 w_v 、剪断変位 w_s を、それぞれ x に関する 3 次式、1 次式で表わすものとする。また剛体変位 w_r は、船全体の heave 量 z_m と pitch 量 θ に相当する広義座標 q_r で表現するものとする。

船体の歪エネルギーおよび運動エネルギーは、それぞれ (5)、(6) 式のように表わせる。

$$V = \frac{1}{2} \int_0^L \left\{ EI \left(\frac{\partial^2 w_b}{\partial x^2} \right)^2 + GA_w \left(\frac{\partial w_s}{\partial x} \right)^2 \right\} dx \quad (5)$$

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L m \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dx \quad (6)$$

ここで EI , GA_w はそれぞれ船体の曲げ剛性、剪断剛性であり、 m は単位長さ当りの船体の質量である。また、外力の仮想仕事はつぎのようになる。

$$\delta W = \int_0^L f_z \cdot \delta w dx \quad (7)$$

離散化された変位を (5)、(6)、(7) 式に代入して、Hamilton の原理

$$\int_{t_1}^{t_2} \{ \delta(T - V) + \delta W \} dt = 0 \quad (8)$$

を援用すると、 q_r に対応する構造減衰と弾性的復原力が 0 であることにより、運動方程式はつぎのようになる。

$$\begin{bmatrix} M_{vv} & M_{vr} \\ M_{rv} & M_{rr} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_v \\ \ddot{q}_r \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{vv} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_v \\ \dot{q}_r \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{vv} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_v \\ q_r \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_v \\ f_r \end{Bmatrix} \quad (9)$$

(7) 式において、構造減衰はつぎのように取り扱う。すなわち、熊井は、円周波数 ω を有するたわみ振動に関する対数減衰率 δ を求める式として、2 節のたわみ振動の円周波数 ω_2 とそれについての対数減衰率 δ_2 を用いて、つぎのように表わすことを提案しているが²⁾、

$$\delta = \delta_2 \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_2} \right)^{3/4}$$

ここでは計算の便利のために、上式を (10) 式のように近似する。

$$\delta = \delta_2 \cdot \frac{\omega}{\omega_2} \quad (10)$$

したがって、減衰マトリクスはつぎのように表わすことができる。

$$[c_{vv}] = \frac{\delta_2}{\pi \omega_2} [K_{vv}] \quad (11)$$

なお計算にあたっては類型船の実測値より $\delta_2 = 0.056$ としている⁷⁾。

計算の安定のために、(9) 式の右辺の外力のうち、加速度、速度、変位に比例する項を左辺に移項し整理すると、最終的な運動方程式が (12) 式のように得られる。

$$\begin{bmatrix} M_{vv} + M_{vv}^* & M_{vr} + M_{vr}^* \\ M_{rv} + M_{rv}^* & M_{rr} + M_{rr}^* \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_v \\ \ddot{q}_r \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{vv} + c_{vv}^* & c_{vr}^* \\ c_{rv}^* & c_{rr}^* \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_v \\ \dot{q}_r \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{vv} + K_{vv}^* & K_{vr}^* \\ K_{rv}^* & K_{rr}^* \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_v \\ q_r \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_v' \\ f_r' \end{Bmatrix} \quad (12)$$

ここで * 印は流体力による成分を表わす。また、(12) 式において M_{vv}^* , M_{vr}^* , M_{rv}^* , M_{rr}^* は、(1) 式右辺の第 1 項の付加慣性力に基づく項であり、 c_{vv}^* , c_{vr}^* , c_{rv}^* , c_{rr}^* は第 2 項の造波減衰力、 K_{vv}^* , K_{vr}^* , K_{rv}^* , K_{rr}^* は第 3 項の浮力にそれぞれ基づく。ただし、振動成分による造波減衰は非常に小さいため、 c_{vv}^* , c_{vr}^* は考えない。

以上のように広義座標を導入すると、その数が過剰になるので、自由度を拘束しなければならない。このため、つぎの (13) 式のようにする。

$$\begin{aligned} w_v &= 0 \quad (\text{適当な 2 点}) \\ w_s &= 0 \quad (\text{適当な 1 点}) \end{aligned} \quad (13)$$

ここでは拘束点として、2 節のたわみ振動の節点を選んでいる。

(1) 式における付加質量 M_H 、造波減衰係数 N_H は、それぞれ以下のような近似式を用いている。本来、付加質量は周波数依存性をもち、船体運動と弾性振動に対しては異なるし、さらに運動の状況によっても異なるが、ここでは計算の簡略化のためにこの差を無視し、つぎの (14) 式を用いるものとする。

$$M_H = \frac{1}{2} \rho \pi \eta^2 \quad (14)$$

ここで、 η は各時刻における断面の接水面の半幅である。また、造波減衰係数も周波数依存性をもつが、船体運動に比較して周波数の高い弾性振動によっては造波減衰力が作用しないと仮定し、船体運動によるもののみを考えつぎのようにする。

$$N_H = \frac{\rho g^2}{\omega_e^3} \{ 2 \sin(\kappa \eta) \cdot e^{-\kappa Z_d} \}^2 \quad (15)$$

ここで ω_e は出会い周波数、 κ は波数、 Z_d は喫水である⁵⁾。なお (1) 式の第 1 項のうち $-\frac{\partial M_H}{\partial t} \left(\frac{Dw}{Dt} - v_z \right)$ という項は、付加質量の時間変化によるもので衝撃的圧力と考えられるが⁸⁾、これは船体断面と波面との相対速度が正の場合には、空気の吸い込み等の影響により無視

するものとし、相対速度が負の時のみ考慮するものとする。

(12)式の運動方程式を、時間積分法として Newmark- β 法を用いて解く。ただし $\beta=1/4$ とし、時間幅は要素のたわみ振動周期の $1/10$ 程度とする。計算時間を短縮するために、つぎのように2つの段階に分けて計算を行なう。すなわち、初期状態から船体運動が定常に達するまで船体を剛体として計算を進めたあと、つぎに弾性梁として弾性応答計算をする。剛体から弾性梁に移行する際に、仮想的な高次振動が発生するので、これを消すために実際対数減衰率の100倍の減衰率を用いて、その後通常対数減衰率に戻して計算を続行する。なお要素分割は20等分とする。

4 スラミングによるホギングモーメント

小型貨物船A船が、バラスト状態で正面波中を一定速度で航行する場合に、スラミングによって発生する曲げモーメントを調べる。

さて、日本海事協会は、最大波浪モーメントを与える波高として、標準値 $H_w=0.6\sqrt{\lambda}$ を与えている。本船は、向い波中 λ の値が $\lambda/L=1.4$ の近傍で船体の pitching の固有周期と同調するので、以下 $\lambda=1.4L$ とし、 $H_w=4.92\text{m}$ を採用する。この波高は、第2節で述べた目視観測波高4mに比較して多少高いが、このような船からの観測では一般に波高を低目に見積るという経験的事実を考慮すれば、妥当な値であるといえる。したが

Fig. 5(a) Time history of bending moment at S.S.7

Fig. 5(b) Longitudinal bending moment distribution

ってこの値を基準として、種々の波高に対する応答を調べ、さらに短波長の波が重畳した波浪に対する応答を調べる。

最初に波浪を規則波と仮定し、これを正面から受けてスラミングを生じる場合の、船体応答の代表的な計算例を示す。Fig. 5(a), Fig. 5(b) は、波高 $H_w=4.92\text{m}$ の場合の S.S.7 での曲げモーメントの時間的变化、船長方向の曲げモーメント分布である。丸印の数字が各時刻のものに対応する。Fig. 5(a) より、S.S.7 でスラミングによりホギングモーメントにピークが現われることがわかるが、これは船体の比較的中央部に発生するスラミング荷重に伴って、船首バラスト水による慣性力の影響を受けるためである。またこのピーク値は $2,350\text{ton-m}$ 程度であるが、第2報で詳述するように、実験に基づく構造強度計算によれば、S.S.7 においては曲げモーメントが約 $4,200\text{ton-m}$ に達しなければ単底構造が圧壊しないので⁹⁾、損傷は生じない。

また、波高を種々に変化させた場合の応答計算例を Fig. 6 に示す。同図から規則波では波高が6m程度に達しても、スラミングによって S.S.7 付近で崩壊モーメントを超える曲げモーメントを生じないことがわかる。これは、波高が増大し、波の粗度が高くなるため、船首部分が接水する時期が早まり、これによって生じるサギングモーメントが、S.S.7 付近でのホギングモーメントを相殺するためである。したがって、波浪を規則波と仮定することによって、本船の損傷原因を説明することができない。

つぎに不規則波中の船体応答を考える。ここでは不規則波を考える時の波スペクトルを、簡単のために2本の輝線スペクトルで離散的にモデル化して取り扱うものとする。すなわち、波浪を規則波にその $1/2$ の波長を有する風浪が重なったものと仮定し、つぎのようにする。

$$\zeta = h_1 \cos \kappa(X+ct) + h_2 \cos \left\{ 2\kappa \left(X + \frac{c}{\sqrt{2}}t \right) + \alpha \right\}$$

2つの波の位相差 α は、スラミングが発生する直前に、

Fig. 6 Max. hogging moment vs. wave height

Fig. 7 Motion of ship relative to wave and spectrum of wave

Fig. 8 Time history of bending moment at S.S.7

Fig. 9 Time history of bending moment at midship

midshipが長波長の波のクレストをよぎる時刻を t の原点として、この時の長、短波長の波の間の位相差によって定義される。

上式中第1項の波を $\lambda/L=1.4$ の波とし、長波長の波の波高 $2h_1=4.92\text{m}$ 、短波長の波の波高 $2h_2=1.48\text{m}$ 、(波高比 $h_2/h_1=0.3$)、位相差 $\alpha/\pi=0.571$ 、($\alpha/2\pi L=$

Fig. 10 Longitudinal bending moment distribution

0.2)の波浪に対する船体応答の計算結果を Fig. 7～Fig. 10 に示す。このとき波高は h_2 が大きくない限りほぼ $2h_1$ でる。Fig. 7 の右上図に、この波浪のスペクトルを示すが、この波に対して船体は同図中下図の状態でスラミングを生じる。S.S.7 および midship での曲げモーメントの時間的変化をそれぞれ Fig. 8, Fig. 9 に示し、船長方向の曲げモーメント分布を Fig. 10 に示す。なお、Fig. 7 のうち下図の点線および実線における時刻が、Fig. 8, Fig. 9 でそれぞれ①、④の時刻にあたる。Fig. 7 の下図からわかるように、短波長の波が重畳することにより、波面は S.S.6～S.S.7 付近で隆起し、船首付近では窪む。このため船首スラミングの発生が相対的に遅くなる。これにより、S.S.7 での波面と船体の相対速度が増大しスラミング荷重が増すとともに、船首スラミングによるサギングモーメントはあまり大きくならない。したがって、Fig. 8, Fig. 10 に示されるように、S.S.7 で発生するホギングモーメントは約 4,100 ton-m に達する。この値は、崩壊モーメント 4,200 ton-m より多少低目であるが、規則波中でのホギングモーメントの最大値に比較してかなり大きい。なお、Fig. 10 において、中央部に比較して S.S.7 付近で大きな曲げモーメントが発生しているのは注目すべきことであり、これは2段階の解法や低次振動モードで展開する方法では得られなかった結果である。

2つの波の位相差 α が変わると、短波長の波による隆起位置が変化するが、Fig. 11 は位相差を横軸に、S.S.7 でのスラミングによるホギングモーメントの最大値を縦軸にとったものである。同図からわかるように、位相差が $\alpha/\pi=0.54\sim0.57$ 、($\alpha/2\pi L=0.189\sim0.199$)までの比較的狭い範囲内にあれば、崩壊モーメントを超える曲げモーメントが発生し、損傷を生じることが予想される。なお、 $\alpha/\pi=0.54\sim0.56$ 、($\alpha/2\pi L=0.189\sim0.196$)の間では、中央部と船首部にスラミングが生じると同時に、その中間でも短波長の波の隆起によってスラミングが生じるが、その後者の影響を無視して計算された結果

Fig. 11 Max. hogging moment due to slamming in waves composed of two components

Fig. 12 Maximum hogging moment due to slamming in waves composed of two components

が、同図中1点鎖線で示された部分である。このスラミングの影響を考慮に入れるならば、S.S.7付近ではサギングモーメントを生じるので、曲げモーメントのピーク値は1点鎖線よりも低くなると考えられる。

つぎに長波長の波の波高 $2h_1 = 4.92\text{ m}$ として、短波長の波の波高 $2h_2$ を変化させた影響を Fig. 12 に示す。同図中、四角印は $\alpha/\pi = 0.566$ ($\alpha/2\pi = 0.198L$)、丸印は $\alpha/\pi = 0.571$ ($\alpha/2\pi = 0.2L$) の場合である。同図から $2h_2$ が減少すると、スラミングによるホギングモーメントのピーク値は急激に低下し、 $\alpha/\pi = 0.566$ においては、波高比 h_2/h_1 が 0.24 以下になれば、損傷をもたらすような曲げモーメントは生じないことがわかる。

5 結 論

実際にスラミングによる折損事故をおこした小型貨物船に対し、船体を Timoshenko 梁とみなして有限要素法を適用し、スラミングによる応答を計算した。得られ

た結論はつぎのとおりである。

1) バラスト状態の小型貨物船は大きなトリムを有しており、相対的に大きな波高の波に遭遇することになるため、船体中央部程度まで船底露出を生じ、この部分に大きなスラミング荷重を受ける。そして、船首部に搭載したバラスト水の慣性力により、S.S.7 近傍に非常に大きなホギングモーメントが発生する。

2) 規則波中ではかなり波高が大きくても、あまり大きな曲げモーメントは生じない。波高の大きな規則波に、高周波の波が重畳することにより、曲げモーメントは著しく増大し得る。これによって、A船損傷のメカニズムが明らかになった。

3) 船体を Timoshenko 梁とみなし、有限要素法を適用してスラミングによる応答を解析する本法は、小型船のような剪断変形や高次振動成分が無視できない船に対して非常に有効である。

本研究にあたり九州大学教授 福田淳一先生、広島大学教授 原田久明先生、同名誉教授 川上益男先生から多くの示唆を得た。ここに心からの感謝の意を表する。本研究は文部省科学研究費の補助をうけた。

参 考 文 献

- 1) J. McCallum: The Strength of Fast Cargo Ships, Trans. RINA, Vol.117 (1975).
- 2) 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 41).
- 3) R. E. D. Bishop, W. G. Price & P. K. Y. Tam: On the Dynamics of Slamming, Trans. RINA, Vol.120 (1978).
- 4) 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縦運動および縦強度, 日本造船学会論文集, 第 143, 144, 145 号, (昭 53, 54).
- 5) 田才福造, 高木又男: 規則波中の応答理論および計算法, 日本造船学会, 耐航性に関するシンポジウム (昭 44).
- 6) 熊井豊二: 船体高次振動の減衰率について, 造船協会論文集, 第 102 号 (昭 33).
- 7) G. Aertssen & R. De Lembre: A Survey of Vibration Damping Factors found from Slamming Experiments on Four Ships, Trans. NECIES, Vol.87 (1970~71).
- 8) 渡辺恵弘: 船首底衝撃の機構について, 造船協会論文集, 第 93 号 (昭 28).
- 9) 山本善之, 大坪英臣, 村上貴英: 小型貨物船のスラミングによる応答と崩壊強度 (第2報), 日本造船学会論文集, 第 149 号 (昭 56).