(昭和 29 年 5 月 造船協会春季講演会に於て講演)

瘡馬が船底の凹入に及ぼす影響

正員 工学士 秋 田 好 雄⁽¹⁾正員 工学士 吉 本 誠 佑⁽²⁾

Abstract.

Effect of Bottom Unfairness on Bottom Plate Buckling.

By Yoshio Akita, *Kogakushi, Member*and Kanesuke Yoshimoto, *Kogakushi, Member.*

The effect of the unfairness in ship bottom plate produced by fillet weld of floor plate and bottom shell on the buckling strength of bottom shell was studied.

By a measurement in actual ship, it became clear that the initial deflection curve of unfairness was parabolic shape, and the initial bending stress existed in bottom plate. The critical hogging stress at which the skin stress of bottom plate reaches to yield stress was calculated for several unfairness.

The allowable limit of unfairness was obtained for various frame space-plate thickness ratios.

緒 論

最近、新造貨物船が就航後に船体中央部の船底外板が肋骨間で凹入し、更に凹入部に線状の腐蝕が見られるごとく損傷がしばしば生じている。この種の損傷は国内船のみならず、外国船においても見受けられる。

わが国においては日本海事協会に調査委員会が設けられ、凹入損傷の原因調査と対策の考究が行われており、近い将来に最終報告が発表されることと思われる。

凹入損傷の原因には種々考えられるが、有力な原因の一つに肋板を船底外板に隅肉溶接するときに船底外板に生ずる瘡馬状の歪が考えられる。航行中の船体が波浪により曲げモーメントを受け、Hog の状態で船底外板に圧縮応力を受けたときに上記の瘡馬状の歪は船底外板の挫屈強度を低下せしめる。このとき船底外板の表面応力が過大となると、鋼材の降伏が部分的に生じ、また外板表面のペイントに割れが生じて腐蝕が進行する。

前記の損傷調査委員会において初期撓みを有する外板の挫屈強度の理論が渡辺教授⁽³⁾、金沢助教授⁽⁴⁾及び筆者⁽⁵⁾によつて発表されているが、初期撓みがあるために外板は挫屈荷重より小さな荷重で、すでに大きな彎曲を生じ、板の表面応力は材料の降伏点に達する。また瘡馬状の歪は板に最初から locked-in stress として初期応力を与えているので外板の降伏現象はさらに早まることになる。

以下に瘡馬による初期応力と実船における瘡馬の測定結果をのべ、次いで瘡馬による挫屈強度の低下と、許容瘡馬量に関する二三の考察を述べる。

瘡馬による初期応力

第1図に外板の縦断面図を示す。瘡馬は肋板と外板の隅肉溶接により生ずるもので、溶着鉄の収縮による residual stress は隅肉部のごく近傍に限られ、外板の大部分は隅肉部の角変化に釣合うための弾性変形を行つている。図に示すように隅肉部と他の部分の応力分布に相違が想像され、隅肉以外の部分では beam theory に従つた locked-in stress が生じている。

(1) 運輸技術研究所

(2) 石川島重工業株式会社

(3) 船体損傷調査専門委員会、資料第 3 号

(4) 同 資料第 16 号

(5) 同 資料第 5 号

30 分の測定では最大 2.02 mm となり、通常肋板間の最大値 1.00 mm に比し、約倍の大きさとなつてゐる。この理由は、水密肋板の隅肉溶接は連続溶接であり、通常肋板は断続溶接であるために溶着量に差があるためと考えられる。

撓曲線の形状は図に示されるように抛物線状となり、(1) 式が成立することが判る。肋板の下面では明瞭な角変化が見られる。

第 4 図は外板の両面における初期応力を抵抗線歪計で計測したもので、 x 方向の応力とは船体の前後方向の応力である。(1) 式の理論値を挿入してあるが、ほぼ近い値が得られている。

水圧と軸力を受けたときの外板の撓屈

船底は肋板及び縦通桁でかこまれた panel を形成しているが、損傷船の例では panel の縦横比は 4 程度でかなり大きいので、以下の計算では縦横比が無量大として扱うことにする。

前節によると荷重は各肋板間で必ずしも等しくないもので、いま第 5 図に示すように相隣つた肋板間で初期撓みを δ_1, δ_2 であるとする。撓曲線は抛物線状であるから次式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} \text{AB 間で} \quad y_0 &= -\frac{4\delta_1}{l^2} \left(x - \frac{l}{2}\right) \left(x + \frac{l}{2}\right) \\ \text{BC 間で} \quad y_0 &= -\frac{4\delta_2}{l^2} \left(x - \frac{l}{2}\right) \left(x + \frac{l}{2}\right) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

水圧を p 、Hogging moment による軸力を T とし、第 5 図に示す座標系をとり、軸力 T が圧縮力のときに正とすれば撓みの方程式は

$$\frac{E}{1-\nu^2} \frac{d^4 y_1}{dx^4} + T \frac{d^2 y_1}{dx^2} = p - T \frac{d^2 y_0}{dx^2}, \quad \text{etc.} \quad (4)$$

ただし、 y_1 は水圧及び軸力により生ずる撓み（附加撓み）とする。

つぎに境界条件を考える。いま二重底構造を簡易化して第 5 図に示すように肋板の上縁は固着として肋板と外板でできたラーメンを考える。肋板と外板の結合点の条件には次の三条件がある。

(1) 肋板が曲げモーメントを一部受持ち、モーメントの分配の式

$$\frac{d^2 y_1}{dx^2} - \frac{d^2 y_2}{dx^2} = \frac{\mu}{l} \frac{dy_1}{dx} \quad (5)$$

が成り立つ。ここで μ は結合係数で

$$\mu = \left(\frac{t'}{t} \right)^3 \frac{l}{h} \quad (6)$$

で与えられ、曲げに抗する肋板の働きを示し、 t' は肋板の板厚、 h は二重底の高さである。実船の例では $h = 1200 \text{ mm}$ 、 $t' = 11.5 \text{ mm}$ 、 $l = 800 \text{ mm}$ 、 $t = 18 \text{ mm}$ として $\mu = 0.172$ となる。外板が単に両端支持ならば $\mu = 0$ 、固着ならば $\mu = \infty$ であるから、実船の場合は両端支持の場合に近いことが判る。

(2) 結合点で $y_1 = y_2$ (7)

(3) 同様に $\frac{dy_1}{dx} = \frac{dy_2}{dx}$ (8)

以上の条件から撓みの方程式を解くと、撓み曲線は

$$\left. \begin{aligned} \text{AB 間で} \quad y_1 &= A_1 + B_1 \left(x^2 - \frac{l^2}{4}\right) + C_1 \cos \frac{2\lambda}{l} x \\ \text{BC 間で} \quad y_2 &= A_2 + B_2 \left(x^2 - \frac{l^2}{4}\right) + C_2 \cos \frac{2\lambda}{l} x \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

の形となつて求まる。(附録 1. 参照)

これから、肋板間の中間 o_1, o_2 における表面応力は

第 4 図 船底外板の両面における x 方向と y 方向の初期応力

第 5 図 水圧と軸力をうける船底外板

$$\sigma_1(O_1) = \left(\frac{pl^2}{4t^2} + 2\sigma_B \frac{\delta_1}{t} \right) \phi(\lambda) + 8\sigma_B \frac{d\delta}{t} \frac{\lambda}{4\lambda \cos \lambda + \mu \sin \lambda} \psi(\lambda) \quad (10)$$

$$\sigma_2(O_2) = \left(\frac{pl^2}{4t^2} + 2\sigma_B \frac{\delta_2}{t} \right) \phi(\lambda) - 8\sigma_B \frac{d\delta}{t} \frac{\lambda}{4\lambda \cos \lambda + \mu \sin \lambda} \psi(\lambda) \quad (11)$$

また接合点における表面応力は

$$\sigma_1\left(\frac{l}{2}\right) = \left(\frac{pl^2}{4t^2} + 2\sigma_B \frac{\delta_1}{t} \right) \frac{\lambda \cos \lambda - \sin \lambda}{6\lambda^2 \sin \lambda} + 8\sigma_B \frac{d\delta}{t} \frac{\lambda}{4\lambda \cos \lambda + \mu \sin \lambda} \frac{(\sin \lambda - \lambda \cos \lambda) \cos \lambda}{\lambda^2 \sin \lambda} \quad (12)$$

$$\sigma_2\left(\frac{l}{2}\right) = \left(\frac{pl^2}{4t^2} + 2\sigma_B \frac{\delta_2}{t} \right) \frac{\lambda \cos \lambda - \sin \lambda}{6\lambda^2 \sin \lambda} - 8\sigma_B \frac{d\delta}{t} \frac{\lambda}{4\lambda \cos \lambda + \mu \sin \lambda} \frac{(\sin \lambda - \lambda \cos \lambda) \cos \lambda}{\lambda^2 \sin \lambda} \quad (13)$$

で与えられる。但し応力の符号は板の下面の圧縮応力を正とし、また

$$\lambda^2 = \frac{3(1-\nu^2)}{E} \left(\frac{l}{t} \right)^2 \sigma_B \quad (14)$$

で、 σ_B は Hogging moment による船底に働く圧縮応力 ($=T/t$)、 $d\delta$ は相隣れる瘡馬の差、すなわち瘡馬の不同性を示し、

$$d\delta = \delta_1 - \delta_2$$

また ϕ, ψ は Timoshenko の函数⁽⁶⁾ で

$$\left. \begin{aligned} \phi(\lambda) &= \frac{6}{\lambda} \left(\frac{1}{\sin \lambda} - \frac{1}{\lambda} \right) \\ \psi(\lambda) &= \frac{3}{\lambda} \left(\frac{1}{\lambda} - \frac{1}{\tan \lambda} \right) \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

で与えられる。

挫 屈 荷 重

外板の挫屈荷重は (10) 式等の右辺第二項の分母が零となるとき、すなわち

$$4\lambda \cos \lambda + \mu \sin \lambda = 0 \quad (16)$$

を満たす λ の値からきまる。

$\mu=0$ のときは両端支持の場合となり、 $\cos \lambda=0$ すなわち $\lambda=\pi/2$ から、挫屈応力は

$$\sigma_B = \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{l} \right)^2 \quad (17)$$

となり、前記の数例の場合、 $l/t=44.4$ として $\sigma_B=9.6 \text{ kg/mm}^2$ となる。

$\mu=\infty$ のときは両端固定の場合となり、 $\lambda=\pi$ すなわち

$$\sigma_B = \frac{\pi^2 E}{3(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{l} \right)^2 \quad (18)$$

となり、上記数例のときには $\sigma_B=38.4 \text{ kg/mm}^2$ となる。実船の場合の二重底構造では肋板の固着性があり、 $\mu=0.2$ として $\sigma_B=10.0 \text{ kg/mm}^2$ となる。これは殆んど両端支持の場合に近い。

(17), (18) 式で明らかのように挫屈荷重には瘡馬は影響しない。

船底の応力と挫屈形

船底外板の下面における応力及び撓みは挫屈に到るまでに第6図に示すような経過をたどる。同図に示すように瘡馬の不同性があれば、瘡馬の大きい所では凹入し、小さい所では挫屈荷重以前に凸出する。従つて挫屈形はS字状を呈する。

外板下面に生ずる表面応力は瘡馬の大きい所の肋板間中点で最も大きく、従つて中点で材料の降伏応力に達しその後さらに荷重が増加して中点で plastic hinge を作り、第7図に示す如く、中点で折れ曲つた凹入を示すことになる。

第8図は肋板間中央点の外板の表面応力と肋板直下の点の外板の表面応力が Hog による圧縮応力につれて変

(6) Timoshenko ; Theory of Elastic Stability ; 1936, 仲訳本 p. 8.

化する計算例を示す。数値は前出のものと同一であり、水圧 p は 10 米の head をとることにする。これによ
ると凹入部の中央点の応力は単調に増加するが、凸出部の応力は一旦増加して
から、減少を始め逆転を行う。また肋板直下の外板応力は小さい。

第 6 図 外板下面の応力分布
と撓み曲線の変化

第 7 図 肋板間の中点に
plastic hinge を
作った状態

第 8 図 外板表面応力の
Hog 応力による変化

瘡馬の影響

第 9 図は前出の実船例で、(10) 式による応力 $\sigma_1(o_1)$ と (3) 式による
初期応力 σ_0 及び Hogging moment による軸圧縮応力 σ_B を加えた全
応力 σ と Hog による圧縮応力 σ_B の関係を示す。横軸には Hog によ
る応力をとる。

図によると、瘡馬 δ が大きいほど早く降伏応力に達し、また瘡馬の不
同性 $\delta\delta$ が大きいほど早く降伏応力に達する。

瘡馬の不同性がなく、また瘡馬が小さいときには挫屈荷重に達してから
急激に降伏応力に達する。同図はかなり severe な条件を示し、例え
ば Hog による応力が 8 kg/mm^2 のときに不同性のない瘡馬 ($\delta\delta=0$) な
らば瘡馬は 3.7 mm までしか許せないことになり、不同性があり ($\delta\delta/5$
 $=0.5$) とすれば約 2 mm までしか許せない。

実際には挫屈後の有限変位現象や、side girder が効いて有効幅をも
ち外板にかかる応力の増加がそれほどでないこと、また外板表面が
降伏してから後、full plastic state にまで耐えることなどの条
件が加味されねばならない。

同図中の最も高い所の線は full plastic state を示す限界線であ
る。(附録第 2 参照)

許容瘡馬量の考察

第 9 図の同様の方針で、肋骨心距/外板板厚の比を 40, 44.4, 50
と変え、外板の最大表面応力を求めると第 10 図が得られる。同図
では瘡馬と板厚の比を 4 種類とついている。

図によると瘡馬が小さいときには、肋骨心距/板厚の値が大きい
もののほど外板が早く降伏応力に達するが、瘡馬が大きいときには逆
になる。この理由は、肋骨心距/板厚の大きいものは挫屈荷重が下
るが、初期応力は同じ瘡馬量ならば肋骨心距/板厚の大きいもの
は小さいからである。

第 11 図は第 10 図から得た許容瘡馬量と Hog 応力との関係を

第 9 図 種々の瘡馬のときの
Hog による圧縮応力と
外板表面応力との関係

第 10 図 種々の肋骨心距/厚板の比に対
する Hog 応力と外板最大応力の関係

示す。許容瘡馬量とは与えられた Hog 応力に於て外板最大応力が降伏応力に等しくなるような瘡馬量である。同図によると、許容瘡馬量は船底にかかる Hog の応力が大きいときには小さくなる。これは当然のことである。

図で実線は瘡馬の不同性のないときで破線は不同性があり $\delta\delta/\delta = 0.5$ のときである。不同性があれば当然、許容瘡馬量は小さい。また前に述べたように Hog による応力が 0 のときは許容瘡馬量は 肋骨心距/板厚 が大きなものほど大きく、逆に Hog による応力が大きい場合には肋骨心距/板厚の大きいものほど許容瘡馬量が小さい。

このために実線の曲線は Hog による応力が $6 \sim 8 \text{ kg/mm}^2$ 前後で交つてくる。

第 11 図を書きなほすと第 12 図が得られる。これは Hog による船底の圧縮応力を 6 kg/mm^2 と抑えた場合である。

通常の肋板間では瘡馬の不同性が少ないがこのとき不同性がないとすると同図から見て肋骨心距/板厚が増すと許容瘡馬量が増す。水密肋板の如き瘡馬の不同性のおこり易い所では逆である。

第 11 図 種々の肋骨心距/板厚の場合における Hog 応力と許容瘡馬量との関係

第 12 図 許容瘡馬量と肋骨心距/板厚の関係

第 13 図 許容瘡馬量

この結果は前述の様にかなり severe な条件で考えたものであり、従つて同図は非常な安全側の値を与える。同図から見て 許容瘡馬/板厚 の値は 0.3 以下が妥当と考えられる。

第 13 図は第 12 図を更に書き直したもので板厚と肋骨心距に対して許容瘡馬量の等高線を示したもので、実線は瘡馬の不同性のないとき、点線はあるときである。

同図によると板厚をませば許容瘡馬は増加し、肋骨心距をませば減少する傾向がある⁽⁷⁾。

結 論

船底外板の瘡馬と外板の挫屈強度の関係の研究を行つた。瘡馬は肋板と船底外板との隅肉溶接により生じ、瘡馬の形状は肋板間を結ぶ拋物線状であり、また船底外板の下面に圧縮の初期応力を与えることが実船の測定で確かめられた。

Hog による圧縮応力が船底外板に働くときに瘡馬による初期撓みのために外板に曲げが生じ、さらに上記の初期応力が外板表面の降伏を早めて船底の凹入が生ずる。

瘡馬の不同性があるときには凹入形状は挫屈荷重以前で S 字状を呈する。凹入には瘡馬の量とその不同性の両者が影響することが判つた。

Hog による船底の応力を仮定すれば許容瘡馬量が定まり、許容瘡馬量/板厚の値は 0.3 以下が妥当と考えられる。

終りに実船の測定を行うに当り協力を頂いた石川島造船所造船設計部、村上部長、古新居技師、及び運研構造部山崎技官に感謝の意を表す次第である。

(7) 同じ傾向のものに Welding Handbook 所載の Chart があるが、数値はあまり合わない。

附 録 1. (10) 式の誘導

第 5 図で

$$\text{AB 間} \quad y_1 = A_1 + B_1 \left(x_1^2 - \frac{l^2}{4} \right) + C_1 \cos \frac{2\lambda_1 x_1}{l}$$

$$\text{BC 間} \quad y_2 = A_2 + B_2 \left(x_2^2 - \frac{l^2}{4} \right) + C_2 \cos \frac{2\lambda_2 x_2}{l}$$

として (4), (5), (6), (7), (8) から

$$\lambda_1^2 = \lambda_2^2 = \frac{(1-\nu^2) T l^2}{4 E I} \equiv \lambda^2$$

$$B_1 = \frac{1-\nu^2}{E I \lambda^2} \left(\frac{p l^2}{8} + T \delta_1 \right) \quad B_1 - B_2 = \frac{1-\nu^2}{E I} T \Delta \delta$$

$$C_1 = \frac{B_1 l^2}{2 \lambda \sin \lambda} + \frac{l^2 (B_1 - B_2)}{3} \psi(\lambda) \frac{\lambda}{4 \lambda \cos \lambda + \mu \sin \lambda}$$

$$C_2 = \frac{B_2 l^2}{2 \lambda \sin \lambda} - \frac{l^2 (B_1 - B_2)}{3} \psi(\lambda) \frac{\lambda}{4 \lambda \cos \lambda + \mu \sin \lambda}$$

$$A_1 = -C_1 \cos \lambda \quad A_2 = -C_2 \cos \lambda$$

 Moment $M(x)$:

$$M_1(x_1) = -\frac{1}{\lambda^2} \left(\frac{p l^2}{4} + 2 T \delta_1 \right) + \left[\frac{p l^2 / 4 + 2 T \delta_1}{\lambda \sin \lambda} + \frac{4 T \Delta \delta \psi(\lambda)}{3 (4 \lambda \cos \lambda + \mu \sin \lambda)} \right] \cos \frac{2 \lambda x_1}{l} \quad \text{etc.}$$

$$M_1(o_1) = \left(\frac{p l^2}{24} + \frac{T \delta_1}{3} \right) \phi(\lambda) + \frac{4 T \Delta \delta \lambda}{3 (4 \lambda \cos \lambda + \mu \sin \lambda)} \psi(\lambda) \quad \text{etc.}$$

 Stress σ_1 : $\sigma_1 = M l / 2 I = 6 M / l^2$

$$\therefore \sigma_1(o) = \left(\frac{p l^2}{4 t^2} + \frac{2 \sigma_B \delta_1}{t} \right) \phi(\lambda) + \frac{8 \Delta \delta \sigma_B}{t} \frac{\lambda}{4 \lambda \cos \lambda + \mu \sin \lambda} \psi(\lambda) \quad \text{etc.}$$

附 録 2. Full Plastic Moment

第 14 図で,

$$\text{force} \quad T = \sigma_Y (t - 2h)$$

$$\text{moment} \quad M_p = \sigma_Y h (t - h)$$

$$\therefore M_p = \frac{\sigma_Y t^2}{4} - \frac{T^2}{4 \sigma_Y}$$

 見掛けの skin stress σ_p は

$$\sigma_p = \frac{3 \sigma_Y}{2} - \frac{3 \sigma_B^2}{2 \sigma_Y}$$

第 14 図