51

サイドスクリーンブルワークの 損傷原因に就て _{正員 工学士} 山 越 道 郎

Abstract.

(昭和 29 年 11 月造船協会秋季講演会に於て講演)

On the Cause of Damages of Side Screen Bulwark.

By Michio Yamakoshi, Kogakushi, Member.

Recently in many ships some damages occurred at side screen bulwark. Typical plans of them are shown in Fig. 1. The cause of these damages seems to be related to the difference of the elongations of upper and lower decks. In this paper we study the mechanism, by which these damages occurred, about every case in Fig. 1 and analyse the stress distribution of several cases in order to explain that our studies are correct. In order to prevent these damages, the following measures seem to be effective.

For (1), (2) and (3): —— To taper the upper end of half round bar and extend them to the height just below the upper deck, not stopping them at the edge of bulwark plate. To make the radius of the corners of bulwark plate more than 250 mm in order to avoid the sudden turn of half round bar.

For ④, ⑤ and ⑥:—— To reduce the breadth of side screen bulwark less than 200 mm and set the stiffener along its center line. To connect the top angle and lower bulwark plate by close pitch rivets or by weld.

Apart from these measures, it seems to be another measure to cut off the construction of side screen bulwark and make loose joint that the force may not be transmitted through this part at all.

§1 緒 言

最近船楼の Side Screen Bulwark に損傷の発生した例が多数報告されている。本稿はその原因に就て検討を 加えたものであつて、これにより損傷発生の機構並びにその防止法が大体明らかに出来たように思う。尙本稿は 船体構造委員会の第七専門委員会(損傷調査研究)に於ける研究成果の一部であつて、終始御懇篤なる御指導を 賜わりました渡辺教授並びに熱心に御協力下さいました委員各位に対し厚く御礼申し上げます。

§2 損傷原因の考察

委員会に報告された Side Screen Bulwark の損傷の状況は Fig.1 の如くであつて, ③は船楼前部その他はす べて船楼後端部に生じており,何れも上下の dk.の変位の差による shearing strain に起因するものと考えられ る。然しこれ等の損傷はその発生個所が一様ではないから,先ず個々の 場合に就て その直接の 原因を考察して 見る。

①; ——bulwark plate より船首側の half round bar (以下 H.R.B. と略す) に導入された stress が H.R.B. の上端部で集中して plate に伝えられる為にその部分の plate が大きな stress を受け crack を生じたものと 思われる。尙 H.R.B. を bulwark plate の縁で止めずに上の dk. の直く下まで延長している③ではこの部分に crack が発生していない。

②; — 船尾側の H.R.B. はその方向より考えて hogging condition の場合に上端部附近では compression, その他の部分では tension を生じているものと考えられるが, C船の船尾側 H. R. B. は上部にて急激に その方向を変えている為, bulwark plate より H.R.B. に導入された stress が crack 発生位置附近で集中し て plate に伝達され, その為 plate に crack を生じたものと思われる。尙C船の船尾側上部隅のRは 150 mm



であるが, このRが 250 mm である①の両船ではこの部分には crack が発生していない。

⑥;——hogging condition で大きな tensile stress を生ずるのは船首側上隅と船尾側下隅であるが,損傷が すべて後者に発生している理由の一つとして, top angle の影響で後者の方が応力集中が大きい事が考えられる。

§3 ②に対する解析

②の損傷原因に就ては既に簡単な考察を試みたが、次にさきに渡辺教授が用いられた方法¹⁾にならい, H. R. B と有効幅の bulwark plate に対し Hovgaard の理論³⁾を応用して応力分布を計算して見る。先ず Fig.2 に示す

1) 渡辺恵弘; Deck Plating と Hatch Coaming の接合部に働く Shearing Stress の分布に就て。昭和23 年2月船体構造委員会第七専門委員会で発表。

2) W. Hovgaard; A New Theory of the Distribution of Shearing Stresses in Riveted and Welded Connections and its Application to Discontinuities in the Structure of a Ship. T.I.N.A. 1931



様に船尾側 H. R. B. の位置に於ける bulwark plate の形を近似的に楕円と考え,楕円孔を有する無限板が shear を受けた場合の応力分布を以て bulwark plate の応力分布と仮定する。但し楕円の長軸及び短軸の半 分を夫々 a 及び b とし長軸と交る点の曲率半径を ρ とすれば $b=\sqrt{a\rho}$ なる関係があるから,船尾側上部隅 の曲率を合わせ且つ全体の形もよく近似させる事は不可能であつて, Fig.2に点線で示した二つの楕円は一つは 上部隅の曲率を合わせたもの,他の一つは全体の形を近似させたものである。さて Fig.3 に示す様に楕円の長 軸の傾斜角を ϕ ,無限遠に於ける shearing stress を τ とすれば,楕円孔の周辺に於ける応力分布は次式で与 えられる。

 $\sigma_{\beta}=2\tau [\sin 2\phi + e^{2\alpha_{0}} \sin 2(\beta-\phi)]/(\cos k 2\alpha_{0}-\cos 2\beta),$ 但し $\tanh \alpha = \sqrt{p/a}$ (1) β と孔の周囲の位置との関係は Fig.3 の如くである。今上記の二つの 楕円に就て(1) より応力分布を求めれ ば、 $\beta=0^{\circ}$ の附近では可成りの相違があるが $\beta=90^{\circ}$ の附近では大した差異はない。 $\beta=0^{\circ}$ の附近では曲率を合 わせた楕円の方がよく近似しているものと考えられるから以下曲率を合わせた楕円を用いて計算する事にする。 さて Fig.3 に示すように $\beta=0^{\circ}$ の点より楕円の周辺に沿つて測つた長さを s とすれば、s と β の関係は次式 で与えられる。

$$s = C \int_{0}^{\beta} \sqrt{\frac{\cosh 2\alpha_{0} - \cos 2\beta}{2}} d\beta, \quad \text{(B)} \quad C = a \sqrt{1 - \frac{\rho}{a}}$$

この s を更に $\xi = (s/C) + 0.056$ なる関係によつて無次元の変数 ξ に変換すれば, 曲率を合わせた楕円孔の周辺に 於ける応力分布は Fig.4の A-curve のようになる。さて孔の周辺に沿つた有効幅の bulwark plate 及び H.R. B. に働く力を夫々 P_1 及び P_2 , 各々の area を A 及び a, 変位係数を μ , 溶接接合部の throat の厚さの和 を α , 有効幅の bulwark plate 及び H.R.B に働く total tension を P(s) とすれば, Hovgaard の理論によ り次式が成立する。

$$\frac{d^2 P_2}{ds^2} - \frac{\alpha}{\mu E} \left(\frac{1}{A} + \frac{1}{a}\right) P_2 = -\frac{\alpha}{\mu E A} P(s)$$

ここで P(s) を % に比例すると仮定するのであるが、 % に乗ずる area を如何に とるべきかは 多少問題があ



(3)

54

造船協会論文集 第96号

る。然し今の場合には加えられるものは stress ではなく strain であるから,多少 over-estimate になるで あろうか

 $P(s) = (A+a)^{\sigma}\beta$

(4)

と仮定し、更に の を次の函数で近似する。

 $\sigma_{\beta} = \tau \left(a_0 - a_1 \xi - a_2 e^{-12\xi} + a_3 e^{-20\xi} \right) \quad \text{(I} \cup a_0 = 4.65, \ a_1 = 2.20, \ a_2 = 28.85, \ a_3 = 17.20 \quad (5)$ この \mathfrak{P} の近似値は比較の為に Fig.4 に B-curve として示してある。(3)に於て s を \mathfrak{s} に変換し、(4)及 び(5)を代入して整理すれば。

 $(d^2 P_2/d\xi^2) - m^2 P_2 = -\tau a m^2 (a_0 - a_1\xi - a_2e^{-12\xi} + a_3e^{-20\xi})$ (3)' $m^2 = C^2 \alpha (A + a) / \mu E A a$ 但し (6)

さて α を bulwark plate の厚さにとれば、μE は今の場合 bulwark plate の有効幅と大体同程度と考えら れる³⁾。故に bulwark plate の有効幅を 12 cm にとり、計算の便宜上 $\mu E=11.42 \text{ cm}$ と仮定すれば(6)よ り m=12 (A=9.6 cm², a=22.09 cm², α =0.8 cm, C=117.3 cm), したがつて (3), の一般解は次のように なる。

 $P_2 = C_1 e^{12\xi} + C_2 e^{-12\xi} + \tau a [a_0 - a_1 \xi - (m/2) a_2 \xi e^{-12\xi} - (m^2 a_3/400 - m^2) e^{-20\xi}]$ (7) C_1 , C_2 を定める境界条件は本来 H.R.B. の両端に於て考えるべきであるが, bulwark plate の周辺を楕円孔で 近似した仮定をこのような点まで認める事は無理であるから、本稿に於ては ξ=0 及び ξ=ξ。(β=90°の点に於

を=0 にて の1=の2, そ=そのにて の1=の2 (8)但し on 及び on は有効幅の bulwark plate 及び H.R.B. の stress である。この条件によつて(7)の C1, C2 を定めれば

 $P_2 = \tau a \left[a_0 - a_1 \xi - (m/2) a_2 \xi e^{-12\xi} - (m^2 a_3/400 - m^2) e^{-20\xi} - \{ a_2 - (400 a_3/400 - m^2) \} e^{-12\xi} \right] (7)'$ 以上の方法で or 及び or を計算した結果 Fig.4 の C-curve のようになつた。 尙境界条件(8) の中 ξ=ξ0 に 於ける条件は結果より見て大体適当であると思われるが、 ξ=0 に於ける条件は甚だ疑問である。そこでこの条 件をξ=0にて do2/dξ=0と変更して同様な計算を行つた処 Fig.4 の D-curve のようになつた。C-curve と D-curve は $\xi=0$ 附近に於ては甚だしく異つているにも拘らず σ_1 が max となる $\xi=0.25$ 附近ではその 差異 は 10% 以下であるから、(oi)max に関する限り (8) のように仮定しても大差ないものと思われる。Fig.4 を見・ ると ξ=0.25 附近に於てのの curve に "こぶ" があり crack 発生位置も丁度この附近であるから、②の損傷 原因はこれで大体説明出来るように思う。以上の解折は種々の仮定が含まれているので量的に果してどの程度正 .確であるかは疑問であるが,一応 Fig.4 より (σι)max を 5τ と仮定すれば,τ は強力甲板の stress σ の 0.8 ~1.0 倍程度であるから4) (σ1)max は σ0 の 4 ~ 5 倍となり、可成り大きな stress となるようである。尙 bulwa plate の船尾側上部隅のRが 250 mm である①の両船ではこの位置に crack が発生していないので、P を 250 mmとして全く同様な計算を行つた処 Fig.5 のようになり、矢張り同様な傾向はあるものの前のような著 しいこぶ"はなく、(o1)max も 7 の 5倍から4倍に減少した。



【 3) 山越道郎 変位係数に関する一考察。造船協会論文集第 96 号

4) 山越道郎; 船楼上室壁エントランス損傷原因の一検討。造船協会論文集第 95 号参照

サイドスクリーンブルワークの損傷原因に就て

§4 ④, ⑤ に対する解析

④, ⑤の場合には Side Screén Bulwark (以下 S.S.B. と略す) は垂直であつて隅のRを無視すれば矩形板 と見る事が出来る。⑥の場合には stiffener が前後対称な為計算が簡単になるので以下⑥の場合に就て考える。 先ず Fig. 6 に示すように上下の dk, が s だけ slip した場合に S.S.B. の上下端に生ずる shearing force 及 び bending moment を夫々 So 及び M_0 , S.S.B. の高さを h とし, S.S.B. の水平断面の断面慣性能率 (stiffener を含む)を I, 同じく剪断に抵抗する断面積を A とすれば beam theory により

. (10)

 $M_0 = S_0 h/2, \quad s = (S_0 h^3/12 EI) + (S_0 h/GA)$ (9) 故に S. S. B. の見掛けの shearing strain を y, Gy を τ とすれば

 $\gamma = s/h = (S_0 h^2/12 E I) + (S_0/G A) = \tau/G$:: $S_0 = \tau A/[1 + (G A h^2/12 E I)]$

この $S_0 \ge M_0$ の反作用が S.S.B. より top angle に加えられるのであつて,次 に鋲の slip が鋲の shearing stress に比例すると云う仮定のもとに top angle 及 び鋲に生ずる stress を計算して見る。但し top angle と stay の溶接部は既に

破断したものと考えて無視し、top angle の振りの影響も無視する。又 top angle 直下の bulwark plate は鋲 の shear を通じて力を受け変形を生ずるが、この変形の影響は後で考慮する事とし最初は一先ず無視する。然る 時は top angle の引張り及び曲げを考えればよく、これ等は別々に計算して最後に加え合わせる事が出来る。 i) 先ず top angle の引張りに就て考える。Fig. 7 に示すように S.S.B. 及び下方の bulwark plate より top angle に作用する単位長当りの shearing force を夫々 \bar{q} 及び q とし、top angle に生ずる tension を P とすれば、top angle の微小長さの平衡条件より

(11)

(12)

(13)

$$a = \bar{a} - (dP/dx)$$

次に top angle の x 方向の変位を u, 鋲接手の変位係数を μ , 鋲 の断面積と pitch との比を α とし,下方の bulwark plate の変 形を無視すれば

 $-u=\mu(q/lpha)$ 一方 top angle の断面積を a とすれば

d u/d x = P/E a



(11), (12), (13) より $u \ge q$ を消去し、 $x=\xi b$ (S.S.B. の幅を $2b \ge t$) とおいて整理すれば $(d^2P/d\xi^2) - m^2P = b(d\bar{q}/d\xi)$ 但し $m^2 = b^2 \alpha/\mu E a$ (14)

 \bar{q} の total は S_0 に等しくその分布状態は S.S.B. を beam と考えて計算すれば容易に求められ、一般に次の ようになる。

 $|\xi| < 1$ にて $\bar{q} = (k_1 - k_2 \xi^2) \tau t$, $|\xi| > 1$ にて $\bar{q} = 0$ (15) 但し t は S.S.B. の板厚である。以下 $|\xi| > |$ に於ける量には ' を付して区別する事にすれば, (14) の一般 解は

● $P = C_1 \sinh m\xi + C_2 \cosh m\xi + (2k_2/m^2)\xi\tau tb$, $P' = C_1'e^{-m\xi} + C_2'e^{m\xi}$ (16) 今所謂 Iongitudinal stress は一応除外し, Soによつて生ずる local stress のみを考える事にすれば, P は原点 に対し逆対称であり P' は x→∞ で零とならねばならぬから $C_2 = C_2' = 0$ となる。 C_1 , C_1' を定めるべき二条件は

 $\xi=1$ にて P=P', u=u' : (12) より q=q' (17) : $C_1=\tau tb[(k_1-k_2)m^{-1}-2k_2(m^{-3}+m^{-2})]e^{-m}$, $2C_1'=\tau tb[(k_1-k_2)m^{-1}-2k_2(m^{-3}-m^{-2})]e^m-C_1$ (18) P 及び q を計算し夫々 a 及び a にて除すれば top angle の normal stress 及び鋲の shearing stress が 求められる。

ii) 次に曲げに就て考える。Fig. 8 に示すように S.S.B. 及び下方の bulwark plate より top angle に 作用する単位長当りの normal force を夫々 β 及び p, S.S.B の stiffener より top angle に作用する集中 力をFとし, top angle に生ずる bending moment を M とすれば, top angle の微小長さの上下方向の平衡 条件より



55



(19), (20), (21) より v と p を消去し, x= ξb とおいて整理すれば

 $(d^4 M/d\xi^4) + 4n^4 M = -b^2 (d^2 \bar{p}/d\xi^2) = 0$ 但し $4n^4 = b^4 \alpha / \mu E J$ (22) M は原点に対し逆対称であり M' は x→∞ で零とならねばならぬから、上式の解を求め不必要な項を除外すれば



 $M' = C_1' e^{-n\xi} \sin n\xi + C_2' e^{-n\xi} \cos n\xi \qquad (23)$

C1, C2, C1', C2' を定めるべき条件は.

 $\xi=1 \ \textup{K-C} \ M=M', \ S=S'+F, \ v=v'$

但し S は top angle の shearing force であつて S=dM/dx である。又 p 及び F は S.S.B. を beam と考えて計算すれば



M 及び p を計算し夫々 J/C (C は N. A. より top angle の上面までの距離) 及び α にて除すれば, top angle の上面の normal stress 及び 鋲の shearing stress が求められる。

今鋲接手の変位係数を寺沢教授,八木助教授の論 文⁵⁾の実験結果より最も条件の似たものを選び μ=

1.11×10⁻⁶ cm³/kgと仮定し, ⑤の場合に就て数値計算を行つた処 Fig.9及び Fig.10 のようになつた。但し σ_P 及び σ_B は夫々引張り及び曲げによつて top angle の上面に生ずる normal stress, τ_P 及び σ_B は同じく鋲 に生ずる shearing stress であつて, σ^* 及び τ^* は夫々これ等を合成したものである。 尙実際に top angle の上面に生ずる stress は σ^* に longitudinal stress σ_0 を加えたものであり, 又 τ は σ_0 の 0.8~1.0 倍程 度である。

iii) 以上の計算では top angle の下方の bulwark plate の変形を無視したので 次にこの影響を検討して見る。先ず下方の bulwark plate を半無限板と考え鋲より bulwark plate に伝達される力がこの半無限板の縁に Fig.11に示すように $w=w_0\cos(\pi x/2r)$ の形で分布するものと仮定する。 但し r は鋲の半径である。又或鋲の位置 に於ける bulwark plate の変位は近似的にその鋲より加えられる力によつてその点



5) 寺沢一雄,八木順吉; 鋲接手の弾性 造船協会論文集第 93 号

サイドスクリーンブルワークの損傷原因に就て

に生ずる変位であると考え、その他の鋲より加えられる力の影響は無視出来るものとする。然る時は任意の鋲の 位置に於ける鉛直方向の変位 V は次のようになる⁶⁾。

$$V = \frac{2}{\pi E} \int_{-r}^{r} w \log \left| \frac{d_0}{x} \right| dx - \frac{1+\nu}{\pi E} \int_{-r}^{r} w dx = \frac{8w_0 r}{\pi^2 E} \left(\log \frac{d_0}{r} + 1.37 \right) - \frac{1+\nu}{\pi E} \left(w_0 \frac{4r}{\pi} \right)$$
(28)

但し0点より鉛直下方 d_0 なる点の変位を零とする。さて top angle より鋲の shear を通じて bulwark plate に伝達される鉛直方向の力は Fig. 8 の p の反作用である。故に bulwark plate の板厚を t_B , 鋲の断面積を f とすれば

$$t_B \int_{-r}^{r} w \, dx = \frac{4 r \, w_0 t_B}{\pi} = -p \times (\text{pitch of rivets}) = -\frac{pf}{\alpha} \tag{29}$$

bulwark plate の変形を考えた場合には (20) の左辺は V-v となるから、この V に (28), (29) を代入し て移項すれば

$$-v = [\mu + \{2\log(d_0/r) + 1.74 - \nu\}(f/\pi Et_B)](p/\alpha)$$

上式の[]の中を μ と見れば上式は (20) と全く同形であるから、上記の様に仮定すれば bulwark plate の 変形の影響は見掛上 μ を[]の中の第二項だけ大きくする事と同じになる。bulwark plate の下端即ち stringer angle の位置に於ける変位を零と考え⑤の場合に就て数値計算を行つた処、見掛けの μ は 6.84×10⁻⁶ cm³/kg となつた。

iv) 最後に構造方式の変更による影響を検討する。Fig.9及び Fig. 10 を見ると σ^* 及び τ^* は何れも $\xi=1$ 即ち S.S.B. の端の位置で 最大となつているから,構造を種々変更した場合に この 点に生ずる σ^* 及び τ^* を計算し Table 1 に示した。Table 1 の @は E 船の実 際の場合, ®は鋲の pitch を半分にした場合, ®は S.S.B. の stiffener をその中央に移した場合, ®は S.S.B. の幅を 2/3 に縮小した 場合であつて,何れも @を基準とし上記の点のみを変更したものであ る。又 @の ()の中は $\mu=1.11\times10^{-6}$ cm³/kg として計算した値で あつて,その他はすべて bulwark plate の変形の影響を考慮し $\mu=$

6.84×10⁻⁶ cm³/kg として計算している。さて < @ を @ と比較すれば σ^* は約 18%, τ^* は約 43% 減少している。 τ^* が大きく減少しているのは鋲の数が二倍となつた為であつて分布状態が変る為 50% にはならない。次に @ を @ と比較すれば σ^* は約 70%, τ^* は約 38% 減少している。然しここで注意すべき事ば Table 1:の一番右の 欄に示してある $p/\tau t$ が非常に大きくなる事であつて,これは S.S.B. の隅に生ずる stress であるからこの部 分に crack を生ずる虞れがある。Fig.1 ④ の損傷は丁度この場合に相当するものと思われる。最後に @ を @ と 比較すれば, σ^* , τ^* 共に減少はしているがその差は極めて僅かであつて,この程度幅を縮小したのではあまり 効果がない事がわかる。然し stiffener を中央に設けた場合に S.S.B.の隅の stress が大きくなるのを防止す る方法としては S.S.B.の幅を縮小するのが一番よいように思われるので,次に stiffener を中央に設けた場合 の (p) $\xi_{=1}$ と S.S.B の幅の関係を求めて見る。

先ず stiffener を中央に設けた場合には S.S.B. の水平断面 の I 及び A は夫々 $I=(2/3)b^3t$, A=2bt となるから (9)及 び (10) より

 $M_0 = \tau \, t \, b \, h / \left[1 + (G \, h^2 / 4 \, E \, b^2) \right]$

 $\therefore \quad (\bar{p})_{\xi=1} = t M_0/(I/b)$

 $=1.5 \tau t/[(b/h)+(G h/4 E b)]$

上式より (\bar{p}) $\xi=1$ と 2b/h の関係を求めれば Fig.12 のように たる。 $(\bar{p})_{\xi=1}$ が最も大

きくなる寸法になつているわけであつて、bを 2/3 に縮小してb(\bar{p})_{$\xi=1$} は大して小さくならないが、1/3以下に縮小すれば可成り小さくする事が出来る。又 Fig.1 ⑥の場合には 2b/h=0.5 であり、矢張り(2b/h)<0.2 と

(31)

6) S. Timoshenko; Theory of Elasticity p.92

Table 1

(30)

-			
÷.	$(\sigma^*/ au)_{\xi=1}$	(au^*/ au) \$=1	$(\overline{p}/\tau t)\xi_{=1}$
٩	1.371 (0.803)	5.234 (7.529)	0.979 (0.979)
R	1.120	2.990	0.979
S	0.415	3.223	2.417
B	1.327	4.790	0.967



58

造船協会論文集 第96号

すれば損傷を防止出来るものと思われる。

§5 結 言

以上 Side Screen Bulwark に発生した損傷の原因を考察し、解析によつてこれを説明した。これ等の損傷を 防止するには次のような方法が有効であると思われる。

①,②,③の場合:—H.R.B.の上端は適当に taper させ、且 bulwark plate の縁で止めずに上の dk.の直ぐ 下まで延長する。又 bulwark plate の隅のRは 250mm 以上とし、H.R.B.が急激に向を変えるのを避ける。

④, ⑤, ⑥の場合: -S.S.B.の幅を 200 mm 以下に縮小し, stiffener をその中央に設ける。top angle と下方の bulwark plate の結合は船楼後端部のみ特に細かい pitch の鋲とするか或は溶接とする。

尙以上の方法とは別に S.S.B.を通じて力が全く伝わらないようにこの部分の構造を切離し loose な結合とす るのも一つの方法である。

112