(昭和 42 年 11 月造船協会秋季講演会において講演)

Tanker の横強度について

(静水中で傾斜した場合)

正員 森 正 浩* 正員 永 元 隆 一**
正員 井 土 敏** 大 山 武 彦***

On the Transverse Strength of Oil Tanker
under the Heeled Condition

by Masahiro Mori, *Member*, Ryuichi Nagamoto, *Member*
Satoshi Izuchi, *Member* Takehiko Oyama

Summary

In our previous paper, we had examined the strength of hull structure of an oil tanker under the several load conditions. These results are all corresponding to those under the upright conditions. While the ship is exposed to the various waves and winds generally in her service conditions. Consequently, live load due to the motions both of the water particles of the waves and of the ship is acting on the hull structure in addition to dead load. It is, therefore necessary that the strength of a ship is to be examined under such the load condition mentioned above.

The authors try to examine the strength of an oil tanker under the heeled condition applying the statical load for the basic study of this problems, that is,

- (1) to deduce the method of the three dimensional strength calculation under the heeled condition,
- (2) to compare the state of deformations and stresses under the heeled condition with heel angle of 20 degrees to those under the upright conditions, both in the still water.
- (3) to compare the state of deformations and stresses under the Tank Test Condition to those under the Normal Ballasted Condition with heel angle of 20 degrees.

From this study we obtained the following results,

- (1) Stresses under the heeled condition are greater than those under the upright condition in the lower part of the Trans. Ring at the immersed side.
The ratio of increment of stress is about 1.2~1.3 times in the case of this study.
- (2) The Tank Test Condition gives the stress in the Trans. Ring almost equal to those under the Normal Ballasted Condition inclined with heel angle of 20 degrees in still water. But the axial forces in the Struts of the Trans. Ring becomes 1.2 and 2 times larger than those under the Tank Test Condition.

緒 言

われわれは前報⁽¹⁾において、大型 Tanker の Tank Test Condition を中心とした、各種載貨状態における横強度検討を実施した。これらは凡て静水中で直立した状態に対応するものである。然るに就航状態においては、一般に船舶はさまざまな波浪や風に曝される。この結果、船体には静水中を一定の速さで航走している場合に働

原稿受付昭和 22 年 7 月 10 日

* 三菱重工業株式会社 広島研究所

** 三菱重工業株式会社 長崎造船所

*** 三菱重工業株式会社 長崎研究所

く荷重の他に、海水の動的圧力や船体運動に基づく慣性力などによる複雑な外力をうけている。縦強度の場合とは異なり、横強度の場合には船体に働く荷重に関する研究はその緒についた許りである。すなわち、安藤博士、長沢博士による隅田丸実船計測結果とその統計的解析⁽²⁾および郷田氏による船側・船底に働く水圧分布の模型による実験的研究⁽³⁾が発表されているにすぎないようである。波浪中における船体横強度の検討においては、横動揺をしている状態が最も苛酷な荷重状態であると考えられている。したがって大型 Tanker の横強度もこのような状態に対して検討されなければならない。然しながら、外力に関する研究が未だ十分進んでいない現在、直ちに動的圧力や慣性力を正確に見積って横動揺時の強度計算を実施することは非常に困難である。

われわれは横動揺時の強度検討に対する基礎として、まずある載貨状態にある大型 Tanker が静水中で一定の角度だけ横傾斜した状態の強度検討を実施する。すなわち、

- (1) 横傾斜状態に対する立体強度計算方式の誘導。
- (2) 脚荷状態にある Tanker の、静水中で 20 度横傾斜した状態と直立した状態とにおける強度の比較検討。
- (3) 水圧試験荷重状態（静水中で直立）の強度と、脚荷荷重状態（静水中で 20 度横傾斜）の強度との比較検討。

本報告は上記検討結果をとりまとめたものである。

1. 傾斜せる状態の強度計算法

1.1 一般的考察

船が静水中で直立せる状態から任意角 θ だけ静的に横傾斜した場合には、Fig. 1-1 (a), (b) に示すように、傾斜側の荷重は増加し反対側では荷重は減少する。

Fig. 1-1 (b) に示された荷重状態を、Fig. 1-2 (a) および (b) に示すように θ に関して対称な成分と逆対称な成分とに分解する。

Fig. 1-2 (a) に示した荷重に対しては、前報告に記した方法を適用することにより計算することができる。Fig. 1-2 (b) に示した荷重に対しては、本章第 1.2 節以降に記す方法を適用して計算する。この二つの計算結果を重畳することにより、最終結果を求めることができる。なお、この場合もう一つの主軸方向の荷重成分による変形も同時に起こるが船の Athwart Ship の剛性は十分大きいことと、対応する荷重成分が比較的小さいことから、船の中心線を通る主軸方向の変形に比べれば、この変形量はそれほど大きくはならないものと考えられる。したがって以下の議論は凡て船の中心線を通る主軸方向の変形のみについて考えることにする。

1.2 逆対称荷重をうける主横強度部材の変形

(1) Trans Ring : この場合の Trans Ring の最終変形状態は、Fig. 1-3 に示すように対応する縦強度部材位置に支点を設けてその点の変位を拘束し荷重をうけている状態と、各支点の拘束を解除して対応する主縦強度部材の撓みに等しい強制変位を与えた状態との変形が合成されたものになる。変形が中心線に関して逆対称であるので主縦強度部材の撓みは、船側外板部と縦通隔壁部の撓みを考えればよく、Bottom Girder と Deck Girder の撓みは零である。

Fig. 1-1 Load Condition

(a) Symmetric Component

(b) Anti Symmetric Component

Fig. 1-2 Load Under Heeled Condition

したがって、Fig.1-3(b) と (c) および (d) の各図において、 $y_i=1$ とした場合のラーメン計算を行えばよい。中心線上における境界条件は、モーメントおよび撓みが零である。部材断面力および応力等は (1.1) 式によつて求めることができる。

$$\left. \begin{aligned} M_{jK}^A &= M_{jK}^A(0) + \sum_{i=1}^2 y_i \cdot M_{jK}^{Ai}(1) \\ S_{jK}^A &= S_{jK}^A(0) + \sum_{i=1}^2 y_i \cdot S_{jK}^{Ai}(1) \\ N_{jK}^A &= N_{jK}^A(0) + \sum_{i=1}^2 y_i \cdot N_{jK}^{Ai}(1) \\ \sigma_{jK}^A &= \sigma_{jK}^A(0) + \sum_{i=1}^2 y_i \cdot \sigma_{jK}^{Ai}(1) \\ \tau_{jK}^A &= \tau_{jK}^A(0) + \sum_{i=1}^2 y_i \cdot \tau_{jK}^{Ai}(1) \end{aligned} \right\} \quad (1.1)$$

支点反力 R_j は (1.2) 式によつて求めることができる。

$$R_j^A = R_j^A(0) + \sum_{i=1}^2 y_i \cdot R_j^{Ai}(1) \quad (j=1,2) \quad (1.2)$$

(2) Trans W. T. B^HD : Trans W. T. B^HD は、Fig.1-4(a) に示すような変形を生じ、このとき

Fig.1-4 Deformation & Forces in T.W. T. B^HD (Under Anti Symmetric Load)

変形に要する力の反作用は、主縦強度部材に対し集中して働くものとする。

1.3 逆対称荷重をうける主縦強度部材の変形

逆対称荷重をうける場合には、主縦強度部材の中で中心線上にあるものの変形は恒等的に零に等しい。

(1) 部材平衡方程式：前報と同様な記号を使つて変形量および断面力を表わす。荷重は (1.4) 式で示すようになる。

$$\left. \begin{aligned} \text{外 荷 重: } f_i &= -R_i^A(0)/s \\ \text{垂直相互干渉力: } r_i &= -\left\{ \sum_{j=1}^2 y_j R_i^{Aj}(1)/s \right\} \\ \text{水平相互干渉力: } q_{ijV} &= G(t_{ijV}/b_{ijV}) \{ (u_i + e_{iV}\varphi_i) - (u_j + e_{jV}\varphi_j) \} \\ q_{ijL} &= G(t_{ijL}/b_{ijL}) \{ (u_i - e_{iL}\varphi_i) - (u_j - e_{jL}\varphi_j) \} \end{aligned} \right\} \quad (1.4)$$

Fig.1-3 Deformation of Trans Ring (Under Anti Symmetric Load)

B^HD, Plate に生ずる力は Fig.1-4(b) に示すようになる。

単純剪断変形を考えることにより力と変形の関係は (1.3) 式に示すようになる。

$$\left. \begin{aligned} \Delta S_1 &= K_{SB1} \cdot (y_1 - y_2) \\ \Delta S_2 &= 2 K_{SB2} \cdot y_2 \end{aligned} \right\} \quad (1.3)$$

ただし、 $K_{SB1} = k'GA_{SB1}/b_{12}$

$$K_{SB2} = (k'GA_{SB2}/b_{23}) \times \frac{1}{2}$$

⓪. Vertical Web は変形しない。

(3) Trans. Swash B^HD : Strong Trans Ring Type の場合には、(1)に示す方法を、Perforated Plane Type の場合には (2)の方法による。

最終的な平衡方程式は (1.5) 式で示すようになる。

$$\frac{dY_A}{dX} = V_A \cdot Y_A + W_A \quad (1.5)$$

ただし $\begin{cases} Y_A : \text{未知函数 Vector (12 行)} \\ V_A : \text{相互干渉係数行列 (12 行 12 列)} \\ W_A : \text{外荷重 Vector (12 行)} \end{cases}$

V_A の形は対称荷重に対する V (前報) において、13 行以下と 13 列以下とを Cut したものと同じであるが、垂直相互干渉力を表わす係数は、(1.2) 式から定められるものをとらなければならない。

(2) Hull Girder 全体との関係 : Hull Girder d の微小部分に働く力の平衡方程式は (1.6) 式で示されるようになる。

$$\left. \begin{aligned} S_0/dx &= -f_1 - f_2 - (-f_1) - (-f_2) \equiv 0 \\ dM_0/dx &= S_0 \\ dN_0/dx &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.6)$$

一方、分割部材の断面力と Hull Girder の断面力との関係は (1.7) 式で表わすことが出来る。

$$\left. \begin{aligned} S_0 &= S_1 + S_2 + (-S_1) - (S_2) \equiv 0 \\ M_0 &= (M_1 + \Delta e_1 \cdot N_1) + (M_2 + \Delta e_2 \cdot N_2) \\ &\quad + (-M_1 - \Delta e_1 \cdot N_1) + (-M_2 - \Delta e_2 \cdot N_2) \equiv 0 \\ N_0 &= N_1 + N_2 + (-N_1) - (N_2) \equiv 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.7)$$

すなわち、Hull Girder の断面に働く断面力は常に零である。したがって、Hull Girder 全体の変形はすべてそれぞれ一定の値となつている。

$$\left. \begin{aligned} y_0(x) &= y_0(0) \equiv \text{Const.} \\ \varphi_0(x) &= \varphi_0(0) \equiv \text{Const.} \\ u_0(x) &= u_0(0) \equiv \text{Const.} \end{aligned} \right\} \quad (1.8)$$

対称荷重に対する変形について考えたのと同じような仮定を設ければ、Hull Girder 全体の変形は恒等的に零となる。

それ故、主縦強度部材の変形は、中心線上に存在する部材の変形と、Hull Girder 全体の変形が恒等的に零である条件のもとに (1.5) 式を解くことによつて定めることが出来る。

(3) 境界条件

上述の条件を考慮すれば、主縦強度部材に与えるべき境界条件は、(1.9) 式のようにになる。

(i) Engine Room Front B^{HD} の位置

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= \Delta S_1 \\ M_1 &= -\Delta M_{1-0}^A + \Delta M_{1+0}^A \\ N_1 &= -\Delta N_{1-0}^A + \Delta N_{1+0}^A \\ S_2 &= -\Delta S_1 + \Delta S_2 \\ M_2 &= -\Delta M_{2-0}^A + \Delta M_{2+0}^A \\ N_2 &= -\Delta N_{2-0}^A + \Delta N_{2+0}^A \end{aligned} \right\}$$

(ii) Fore Peak B^{HD} の位置

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= -\Delta S_1 \\ M_1 &= \Delta M_{1-0}^F - \Delta M_{1+0}^F \\ N_1 &= \Delta N_{1-0}^F - \Delta N_{1+0}^F \\ S_2 &= \Delta S_1 - \Delta S_2 \\ M_2 &= \Delta M_{2-0}^F - \Delta M_{2+0}^F \\ N_2 &= \Delta N_{2-0}^F - \Delta N_{2+0}^F \end{aligned} \right\}$$

(iii) 中間の B^{HD} の位置

$$\left. \begin{aligned} y_1]_{+0} &= y_1]_{-0} \\ \varphi_1]_{+0} &= \varphi_1]_{-0} \\ u_1]_{+0} &= u_1]_{-0} \end{aligned} \right\}$$

(1.9)

$$\left. \begin{aligned}
 S_1]_{+0} &= S_1]_{-0} + \Delta S_1 \\
 M_1]_{+0} &= M_1]_{-0} - \Delta M_1^j + \Delta M_1^j \\
 N_1]_{+0} &= N_1]_{-0} - \Delta N_1^j + \Delta N_1^j \\
 y_2]_{+0} &= y_2]_{-0} \\
 \varphi_2]_{+0} &= \varphi_2]_{-0} \\
 u_2]_{+0} &= u_2]_{-0} \\
 S_2]_{+0} &= S_2]_{-0} - \Delta S_1 + \Delta S_2 \\
 M_2]_{+0} &= M_2]_{-0} - \Delta M_2^j + \Delta M_2^j \\
 N_2]_{+0} &= N_2]_{-0} - \Delta N_2^j + \Delta N_2^j
 \end{aligned} \right\}$$

ここに、 ΔM , ΔN は内部液体が隔壁に及ぼす圧力の効果である。また、荷重の逆対称成分は片舷分を考えるとときには端部モーメントを有するが、本計算では簡単のため無視してある。

2. 傾斜せる状態の強度

本章では、第1章に記した方法にしたがって傾斜せる状態の強度計算を行い、その結果を直立状態の強度計算結果と比較して若干の検討を加える。

2.1 対象船要目および载荷状態

当社長崎造船所建造の大型 Tanker を対象とする。本船は前報において採り上げた船と同じものである。すなわち、主寸法 256.0m×42.5m×22.00m、喫水 15.80^M で載貨重量 122.000ton を有する典型的 Tanker である。その中央横断面概略を Fig.2-1 (a) に示す。

強度計算を実施した载荷状態を Fig.2-1 (b) に示す。本章で検討を加えるのは、この中の Normal Ballast Condition に対するものである。すなわち、排水量 71,000t、船尾喫水 9.28m および船首喫水 7.26m で静水中で 20 度横傾斜した状態と、静水中で直立した状態の二つの状態である。なほ、Fig.2-1 (b) 中の Heavy Ballast condition に対しても同様な検討を行なつたが、その結果は、Normal Ballast Condition に対するものよりも、変形応力共に一般に小さい。したがって以下の議論では、Normal Ballast Condition に対する変形・応力状態を問題にする。

2.2 傾斜時の応力・変形状態

計算結果を、相対変位、応力分布、縦強度部材力別に次の各図に示す。

横断面剪断変形（縦通隔壁を基準とした相対変位）の分布 Fig.2-2

Fr. No.62 Trans Ring Web Plate の剪断応力の分布 Fig.2-3

Fr.No 62 Trans Ring Face Plate の直応力の分布 Fig.2-4

縦強度部材の剪断力の分布 Fig.2-5

縦強度部材の等価曲げモーメントの分布 Fig.2-6

これらの各図には、傾斜した側 (Immersed Side) と反対側 (Emersed Side) のそれぞれの値を同時に示している。また、直立状態の対応する値も点線で示してある (但し、Fig.2-2 は Immersed Side のみを示す)。

Fig.2-2~2-6 によつて、船が傾斜した場合には直立状態に比べて、変形・応力状態がどのように変るかを知ることができる。一般的傾向として、傾斜状態の変形・応力の傾斜した側と反対側とは、直立状態における対応する変形・応力の値に対し、必ずしも逆対称の値を示してはいない。これは傾斜時の荷重を対称成分と逆対称成分とに分解した場合に、対称成分は直立状態の荷重と必ずしも同じではないことに基づく。

Fig.2-1 (a) Typical Section

Fig. 2-1 (b) Load Conditions Calculated

Fig. 2-2 Distribution of the Shearing Deformation over all the Tanks

Fig. 2-3 Distribution of the Shearing Stress in Web Plate

Fig. 2-4 Distribution of the Normal Stress in Face Plate

Fig. 2-5 Distribution of the Shearing Force over all the Tanks

Fig. 2-6 Distribution of the Bending Moment over all the Tanks

なお、船体が傾斜した場合には、船底部と甲板部とで船の横主軸方向に相対変位を生じ、応力分布状態が変化する筈である。然しながら、荷重成分が小さいことと船底部、甲板部の剛性が大きいことから、この相対変位は小さいことが予想される。事実、本計算側においてこの影響を推定した結果は、Corner 部応力を高々 2 kg/mm^2 増減させる程度であつた。したがつてこの影響は無視しても差し支えないであろう。

2.3 結果の考察

(1) 隔壁の剪断応力

Fig. 2-2 の相対変位より、Transverse W.T. Bulkhead の剪断応力を計算することができる。また、Fig. 2-5 より縦強度部材の剪断応力を計算することができる。これを取りまとめて、Table 2-1 (a) (b) に示す。

これらの図および表から隔壁の剪断応力に関し次のような事柄がわかる。

(i) 横傾斜した状態も含めて考えるときには、脚荷水を積んだ Centre Tank の両端の Trans W.T. BHD の

(kg/mm^2)

Location		Heeled Condition		Upright Condition		Ratio	
Fr. %	Aft Side Fore Side	Side Shell	Longl. B ^{HD}	Side Shell	Longl. B ^{HD}	Side Shell	Longl. B ^{HD}
49	F	-3.8	-4.5	-2.1	-2.2	1.8	2.0
54	A	-0.48	1.8	0.63	1.2	-0.76	1.5
	F	-0.87	0.45	0.82	1.4	-0.45	-0.82
59	A	8.7	7.5	2.8	6.6	1.6	1.1
	F	2.0	4.3	1.9	5.9	1.0	0.73
64	A	2.9	3.8	2.7	3.4	1.1	1.1
	F	2.6	0.22	2.6	2.2	1.0	0.10
66	A	3.1	-0.15	2.6	1.2	1.2	-0.18
	F	1.2	3.1	1.3	3.1	0.92	1.0
69	A	-1.7	-1.8	-1.7	-4.8	1.0	0.42
	F	-1.9	-6.4	-1.7	-4.6	1.1	1.4
74	A	-5.2	-5.4	-5.8	-8.3	0.90	0.65
	F	-5.8	-8.0	-5.2	-8.1	1.1	0.99
79	A	-2.4	-1.9	-2.7	-8.4	0.89	0.66
	F	-2.3	-3.4	-2.6	-8.0	0.77	1.1
84	A	1.2	2.7	0.16	1.2	1.0	2.2
	F	0.9	-0.29	1.3	0.60	1.5	-0.48
89	A	4.8	4.4	3.5	3.4	1.4	1.3
	F	4.9	3.4	3.8	3.7	1.3	0.92
91	A	6.6	5.9	4.9	4.9	1.8	1.2

Table.2-1 (a) Shearing Stress in Longl. Members

(kg/mm^2)

Location	Heeled Condition		Upright Condition		Ratio		Remarks
	in Wing T.E.	in Cent T.E.	in Wing T.E.	in Cent T.E.	in Wing T.E.	in Cent T.E.	
Fr. % 49	-1.5	3.9	-3.2	-1.7	-0.47	-	Tight
54	0.21	6.2	-4.6	-2.4	-0.05	-	Swash *
59	4.8	11.2	0.59	1.3	8.1	-	Tight
64	8.1	17.5	6.3	5.6	1.3	-	Swash *
66	5.4	-	3.9	-	1.4	-	Tight
69	5.7	9.7	2.8	0.68	2.0	-	Swash * Tight
74	1.4	7.0	-2.0	-1.9	-0.7	-	Tight
79	0.23	7.2	-4.5	-2.5	-0.05	-	Swash *
84	0.42	6.6	-3.4	-1.9	-0.12	-	Tight
89	-1.8	5.0	-4.2	-1.7	0.43	-	Swash *
91	-3.5	2.5	-4.2	-2.5	0.83	-	Tight

* 剪断応力は、横断面の剪断変形（歪相当）に横弾性係数を乗じて求めた。

従つて Swash B^{HD} の剪断応力は見かけの応力である。

Table.2-1 (b) Shearing Stress in Trans. B^{HD}

剪断応力が最大で、本計算の例では、 $9 \sim 10 \text{ kg/mm}^2$ に達する。このときの Longl. B^{HD} の剪断応力は最大 $7 \sim 8 \text{ kg/mm}^2$ となつている。

(ii) 船体が横傾斜すれば、Trans W. T. B^{HD} の剪断応力の最大値は増大する。その割合は Wing Tank では $1.4 \sim 1.5$ 倍程度である。Centre Tank では、直立状態の剪断応力が小さいので比率自体は余り意味をもたない。

(iii) 船体が横傾斜すれば、Side Shell や Longl. B^{HD} 等の縦通部材に生ずる剪断応力の分布の形が変化するが、最大値には大きな変動はない。

(2) Trans Ring の応力状態

Fig. 2-3, 2-4 の Trans Ring 内応力分布より主要部の剪断応力および直力応を比較すれば、Table 2-2 に示すようになる。これ等の図および表から、Trans Ring の応力状態に関し、次のことがわかる。

Item	Ships side	Immersed			Emersed		
		Heeles	Upright	Ratio	Heeled	Upright	Ratio
Shearing Stress in Web Plate	member & Location						
	B. Trans. in C. T. ^K	99	180	0.76	-72	-180	0.55
	B. Trans. in W. T. ^K	66	58	1.14	-36	-58	0.62
	V. Web on L. B. ^{HD} (Low)	181	145	0.90	-79	-145	0.54
	V. Web on S. S. (Low)	80	78	1.02	-44	-78	0.56
	Lower Strut	50	52	0.96	-19	-52	0.87
	V. web on L. B. ^{HD} (Mid)	97	76	1.27	-35	-76	0.46
	V. web on S. S. (Mid)	52	25	2.08	-02	-25	0.08
	Upper Strut	11	01	1.10	-08	-01	80
	V. web on L. B. ^{HD} (Up)	46	67	0.69	-50	-67	0.75
	V. web on S. S. (Up)	89	46	0.85	-29	-46	0.68
	D ^K Trans in W. T. ^K	24	82	0.75	-28	-82	0.87
	D ^K Trans in C. T. ^K	25	28	0.89	-18	-28	0.46
Normal Stress in Face Plate	B. Trans. in C. T. ^K	165	160	1.08	30	160	0.19
	B. Trans. in W. T. ^K	188	171	0.81	85	171	0.50
	B. T. Corner (L. B. ^{HD})	-200	-206	0.97	-190	-206	0.92
	B. T. Corner (S. S.)	86	100	0.86	48	100	0.48
	V. Web on L. B. ^{HD} (Low)	-120	-114	1.05	-48	-114	0.42
	V. Web on S. S. (Low)	75	50	1.50	-45	-45	1.00
	Lower Strut (L. B. ^{HD})	-180	-157	1.15	-75	-157	0.48
	Lower Strut (S. S.)	60	76	0.79	12	76	0.16
	Upper Strut (L. B. ^{HD})	-95	-45	2.11	10	-45	-0.22
	Upper Strut (S. S.)	-26	-41	0.68	-48	-41	1.17
	V. Web on L. B. ^{HD} (Up)	100	80	1.25	20	80	0.25
	V. web on S. S. (Up)	-94	-98	1.01	-85	-98	0.88
	D ^K T. Corner (L. B. ^{HD})	-112	-98	1.14	-145	-98	1.48
	D ^K T. Corner (S. S.)	45	66	0.68	65	66	0.99
	B ^K Traus in C. T. ^K	-80	-108	0.28	-150	-108	1.39

Table 2-2 Comparison of Stresses in Trans. Ring

(i) 一般的傾向

(a) Trans Ring を構成する下部部材では、傾斜した側の応力が大きくなり、反対側の応力は小さくなる。

(b) Trans Ring を構成する上部部材では、応力分布状態が著しく偏倚した形となり、両舷の応力状態の傾向は (a) と大体同様であるが、Corner 部応力は両舷とも大きくなつている。

(ii) 応力増加率

応力増加率は、Table 2-2 に示すように部材によつて大幅に変化している。然しながら、直立状態で大きな応力が発生している部材での増加率については、大体次のようなことが判る。

(a) 剪断応力：下部部材に対し、 $1.2 \sim 1.3$ 倍となつている。

(b) 直応力：下部部材に対し、 $1.2 \sim 1.3$ 倍となつている。

(iii) 上部部材の応力は横傾斜によつて大きくなる。直立状態においては、この部分の応力はそれ程大きくないので、増加率は下部部材の場合よりも大きくなるが増加率そのものは余り意味をもたない。また、最大応力の値そのものの下部部材の最大応力よりも小さい。

3. 水圧試験荷重に対する一検討

一般に横強度に対しては、水圧試験時にうける荷重はその船に対する最大の荷重状態であるといわれている。このことは、直立状態においては確かに最大の荷重状態となつている。船体が横傾斜した状態も含めて考えた場合このことはどのようになるであろうか。本章においては、この点について若干の検討を加える。

3-1 載 貨 状 態

本船の水圧試験は、Fig.2-1(b) に示すように、No.2 Centre Tank 漲水状態で行われた。水頭は Deck Side Lide 上 2.5m に達している。一方、これと比較するために Normal Ballast Condition において静水中で 20 度横傾斜した場合を対応させてみる。この Normal Ballast Condition は実船就航時の載貨状態としては横強度上最も苛酷な荷重状態を与えるものである。この状態で静水中 20 度の横傾斜をした状態をとれば、第 2 章の検討で明らかとなつたように、更に 1.2~1.3 倍程度荷酷な応力状態を考えたことになる。

3-2 応力状態の比較検討

3-1 節に記した二つの荷重状態に対する、Trans. Ring の応力状態を次の各図に示す。但し、何れも載荷槽中央の Trans Ring すなわち水試状態に対しては、Fr. No.76, Normal Ballast Condition に対しては、Fr. No.62 の Trans. Ring を同一図中に、それぞれ点線と実線とで示してある。

Fig.3-1 : Web Plate の剪断応力 }
Fig.3-2 : Face Plate の直応力 }

この二つの図において実線と点線で示された応力状態を比較することにより、大体の傾向として次のことが判る。

(1) Trans. Ring を構成する下部部材および上部部材に対し、この二つの荷重状態は略同等の応力状態を与える。

(2) Trans. Ring を構成する中間部材に対しては、傾斜状態の応力状態が水圧試験時の応力状態よりも一般に高くなつている。特に Strut に対してこの傾向が顕著である。すなわち、Lower Strut で約 2.5 倍、Upper Strut で約 2 倍程度傾斜状態の方が大きくなつている。

すなわち、横強度に対しては船体が横傾斜した状態をも含めて、水圧試験状態は他の載貨状態と同等若しくはそれ以上の荷重状態を与えるといことができる。但し Strut に対しては、傾斜状態の方が水圧試験状態よりも大きな荷重状態を与える。

Fig.3-1 Comparison of the Shearing Stress in Web Plate

Fig.3-2 Comparison of the Normal stress in Face Plate

結 語

われわれは実船就航状態における強度検討に対する基礎として、脚荷状態にある大型 Tanker が静水中で一定の角度で横斜した状態の強度を調べた。すなわち、

- (1) 横傾斜状態に対する立体強度計算方式の誘導
- (2) 脚荷状態にある Tanker が、静水中で 20 度横傾斜した状態と直立した状態における強度の比較検討
- (3) 水圧試験荷重状態（静水中で直立）の強度と、脚荷状態（静水中で 20 度横傾斜）の強度との比較検討を実施した。

この検討の結果、次の事項が明らかとなった。すなわち、

- (1) 横傾斜が船体強度に及ぼす影響

(i) Trans, Ring を構成する下部部材の傾斜せる側の応力状態は、直立状態のものに比べて一般に大きくなる。その増加の割合は、

$$\left\{ \begin{array}{ll} \text{剪断応力に対し} & 1.2 \sim 1.3 \text{ 倍} \\ \text{直応力に対し} & 1.2 \sim 1.3 \text{ 倍} \end{array} \right.$$

程度である。上部部材においても応力状態は大きくなるが、その最大値は下部部材のものよりも小さい。

(ii) 横隔壁の剪断応力は、載貨槽端部において特に大きくなる。本計算例の場合、Centre Tank において最大値 $9 \sim 10 \text{ kg/mm}^2$ に達した。Wing Tank においては最大値は $7 \sim 8 \text{ kg/mm}^2$ であり、この値は直立時の $1.4 \sim 1.5$ 倍に相当する。

(iii) 船側外板および縦通隔壁の剪断力は、その分布状態は変化するけれども最大値には大きな変動はなかった。

- (2) 水圧試験荷重に対する検討

(i) Trans, Ring を構成する下部部材および上部部材に対しては、水圧試験時の荷重状態は傾斜状態を含めて脚荷状態の荷重状態と略同等またはそれ以上の応力状態を与える。

(ii) Strut に対しては傾斜せる脚荷状態の方が水圧試験状態よりも大きな荷重状態を与える。本計算例の場合、Lower Strut および Upper Strut の軸力はそれぞれ約 2.5 倍および 2 倍程度大きくなっている。

終りに臨み、本研究に対し有益なご助言、ご討論を賜った、九州大学山越教授に深く感謝致します。当社長崎造船所岡部博士には、本研究の実施に際し、これを推進し且つ懇篤なるご指導を戴きました。また、当社長崎研究所中山美都里技師は困難な数値計算を担当されました。ここに記して著者一同、謝意を表する次第です。

参 考 文 献

- (1) M.Mori & others : On the Transverse Strength of Oil Tanker Journal of the Society of Naval Architects of Japan Vol.121 (1967)
- (2) 安藤文隆・長沢 準他：隅田丸による北太平洋実船強度試験，造船協会論文集，第 119 号
- (3) 郷田国夫：波浪中の船体に働く横荷重について，造船協会論文集，第 121 号
- (4) 山越道郎・香川洸二：ウイング・タンクの剪断変形について，西部造船会会報，第 29 号
- (5) 山越道郎・香川洸二：ウイング・タンクの剪断変形について（2），西部造船会会報，第 33 号
- (6) 寺田泰治：油槽船における部材結合部の応力分布とその近似計算法について，造船協会論文集，第 109 号