(昭和 49 年 11 月日本造船学会秋季講演会において講演)

大型タンカーの機関室二重底の撓み

正員 関 内 実*	正員 大 石 剛*
正員 坪井東一郎*	正員 上 田 正 俊*
正員 吉 識 恒 夫**	正員 渡 辺 孝 和**
加 藤 泰 彦**	高 本 幹 永***

Deflection of Engine Room Double Bottom in Large Tankers

by Minoru Sekiuchi, <i>Member</i>	Tsuyoshi Ōishi, <i>Member</i>
Tōichiro Tsuboi, <i>Member</i>	Masatoshi Ueda, <i>Member</i>
Tsuneo Yoshiki, <i>Member</i>	Takakazu Watanabe, <i>Member</i>
Yasuhiko Katoh	Mikihisa Kōmoto

Summary

Increase of tanker size may be accompanied with the problem that hull deformation will affect alignment of shafting and turbinized gear in various conditions.

We investigated deformation of hull structure by FEM calculation and measurement of 270,000 & 410,000 DWT turbine tankers. The results of FEM calculation agree rather well with the measurement of actual ship (270,000 DWT tanker).

In this paper, we would report some results as reference for structural design. The summary is as follows.

- (1) Shear rigidity of hull girder affects the response of double bottom deflection. Therefore, 3-dimensional calculation is useful for checking the double bottom design.
- (2) In way of narrower breadth of double bottom, vertical deflection is much affected by bending moment carried from pressure on side shell than by vertical pressure from bottom shell.
- (3) Variation of loading weight in engine room, and L.O. temperature seem to give some effects on hull deformation and alignment of shafting.
- (4) Reverse deflection in (2) due to side pressure works good effect on shafting as a cancellation factor of upward deflection of double bottom due to bottom pressure.

1 緒 言

ここ数年タンカーのサイズは飛躍的に増大し、さらに航路の制約等により比較的幅広の船が建造されるようになった。このような傾向は、機関室の幅の増加による機関室二重底の剛性の低下の可能性を、また機関出力の増大は必然的に軸の剛性の増加をもたらす。この両者はともに軸受反力を増す方向に働き、軸受反力が過大となって、焼き付けなど損傷の怖れが考えられるようになった。さらに船体構造の撓みによるギヤーのミスアライメントが生ずる可能性も考えられる。

それ故に、機関室二重底の変形について、撓み量の絶対値のみならず、そのメカニズムについての正確な把握が必要となり、その上で軸系、機関を含めた検討が望まれる。しかるに機関室のような複雑な構造物を厳密にモ

* 三井造船(株)千葉造船所造船設計部

** 三井造船(株)基本設計本部構造設計部

*** 三井造船(株)基本設計本部技術部

表1 供試船要目

		A 船	B 船
L_{PP}	(m)	318.0	365.0
B	(m)	56.0	68.0
D	(m)	26.4	28.65
d_{full}	(m)	20.55	22.75
$D.W.$	(T)	272,000	414,000
主 機		IHI	MITSUI-STAL
(SHP)		36,000	45,000
(rpm)		85	80

図1 一般配置図 (A船)

デル化して解析計算を行なった例は少なく、実測値と計算値との比較の例も数少ない。そこで著者らは、まず実船計測および有限要素法による解析計算を行なって、計算の妥当性を検討した。さらに別のタンカーについて、忠実にモデル化を行なって解析計算を実行し、二重底の撓みについて考察を行ない、今後の船体、軸系および機関を含めた総合的研究の足掛かりとした。

図2 機関室二重底 PLAN (A船)

図3 一般配置図 (B船)

2 計 算

2.1 供 試 船

計算は当社の建造した大型タービンタンカーA船(27万トン)、B船(41万トン)の2船に対して行なった。A船に関しては実船計測も合わせて実施し、計算結果と計測結果を比較検討した。表1に両船の主要目を、図1から図4に一般配置図および機関室二重底の Tank Top Plan を示す。

2.2 A船の計算条件

A船の計算範囲は、ポンプルームの中間壁(FR. 53)から後部を考える。ただし、ラダーおよびシューピースは考慮していない。構造および荷重は両舷対称とみなして計算は片舷についてのみ行なった。

境界条件を以下に示す。

- FR. 53 の全節点
全方向の変位および回転固定
- センターライン上の全節点
Transverse 方向変位 } 固定
Longitudinal 方向回転 }
Vertical 方向回転 }

荷重は、表2に示すとおり各吃水の水圧による撓み(L2, L3, L4)を考え

図 4 機関室二重底 PLAN (B 船)

表 2 荷 重 条 件

荷重ケース名称	荷重コンディション	吃 水, 荷 重, 温 度		
		A 船	B 船 ①	B 船 ②
L 1	draft up to upp. deck	×	28.65 m	
L 2	full load condition	$d_f = 20.57 \text{ m}$ $d_a = 20.59$	×	22.80 m
L 3	ballast condition	$d_f = 7.66 \text{ m}$ $d_a = 11.61$	11.00 m	
L 4	light condition	5.4 m	×	
L 5	ス ラ ス ト	×	100 T	
L 6	L.O. 温度 変化	×	×	40°C
L 7	ベアリング反力	×	×	10 T

注：×印は計算しなかった荷重ケース B 船 ①, ② は 2.3 参照

た。吃水差による撓みの変化を求めることに主眼を置いたので、船体の自重およびタンク内の液体の重量は考慮していない。

計算に使用した要素は原則として以下に示すように使い分けた。

- 1) 外 板 曲げ要素
- 2) 甲板, ウォール, ウェブフレーム, ガーダー 膜要素
- 3) ピラー等軸力部材 棒要素

外板には曲げ要素を使用し、外力を分布力として入力できるよう考慮した。

メッシュ分割は機関室二重底部分は細かく、二重底より上部へは次第に粗くしてある、代表的なフレームセクションのメッシュ分割図を図5に示す。

節点総数は 3240 節点である。使用した有限要素法プログラムは ASKA である。

2.3 B 船の計算条件

計算① B 船においては、アフトピークバルクヘッドからスロップタンク前壁までの範囲を取り出して計算を行なった。図6に計算モデルの立体図を示すが、A 船のモデルと異なってアフトピークバルクヘッドより後部は考慮していない。

本計算では外板を膜要素、ガーダーや比較的深さの浅いウェブフレームを梁要素にしている点が A 船と異なる。

図5 A船メッシュ分割図

図6 B船メッシュ分割図(計算④)

り、水圧による力を等価節点力として各節点にインプットした。

荷重は各吃水の水圧による撓み(L1, L3)およびスラストによる撓み(L5)を考慮している(表2参照)。他の条件はA船の場合とほぼ同様である。

節点総数は1960節点である。使用プログラムはA船同様 ASKA である。

計算④ さらに計算④とは別に、船殻構造はもとより鋼材重量分布、タンクコンディションも実際のものに忠実に合わせて計算を行なった。その上 L.O. の温度による船体撓みに及ぼす影響および各軸受け部でのバネ定数をも求めた。計算は NV が所有している SESAM 69 を使用し、モデル化も計算④とは全く独立して行っており、プログラムの違いおよび独立したモデル化による解の再現性もチェックした。

前記計算との違いは

- 1) 計算範囲 船尾端より最後部の C.O. タンク前端横隔壁(図3参照)
- 2) 荷重条件 鋼材重量、タンク内液体重量をも含んだ各吃水(L1~L3)での撓み、スラスト、L.O. 温度差および各ベアリングへの単位荷重(表2参照)。L1~L3での重量分布図を図7に示す。

その他は、ほぼ前の計算と同じであり、モデルの節点総数は1,710節点である。

3 実船計測の概要

3.1 供試船の計測位置および計測状態

2.1 で述べた様に、A船について実測を行なった。計測位置は図8に示したが、船の長さ方向については、機関室全長にわたって1系統で計測することは不可能であったので3系統に分け、横方向では1系統とした。

個々の計測位置は、計算による解析結果と比較しやすいよう原則としてガーダーとフレームとの交差点を選んだ。

表3に各計測時期およびそのコンディションを示した。

写真1 レーザ発振器

写真2 レーザ中心検出器

図7 B船, 計算①における重量分布図

表3 計測状態

コンディション (荷重ケース)	吃水 (m)		計測時期 年月日
	d_{aft}	d_{fore}	
light cond. (L4)	5.4	5.4	艤装岸壁係留時 S. 48. 12. 21~22
ballast cond. (L3)	11.61	7.66	試運転時 S. 48. 12. 26
full load cond. (L2)	20.59	20.57	試運転時 S. 49. 1. 10

図8 撓み計測位置

3.2 計測器具および計測方法

計測器具は東芝製レーザ直線計を使用した。この装置は、レーザ発振器および中心検出器で構成されている。レーザ発振器は、コリメータを内蔵しており 10 mm ϕ の平行ビームを発振し、レーザビームの太さが発振器からの距離によりあまり大きくならないことを特徴としている。

中心検出器は、円を4等分したシリコン光電池を持っており、各部の受光量を使って、中心検出器の中心とレーザビームとのずれを電気信号にて表示する。

計測はレーザ発振器を所定の位置にセットした後、各計測位置に中心検出器を据え、電流値をチェックしながら光量が最大となるように受光部をマイクロメータにより移動させる。これでレーザビームの中心位置が求められ、その時のマイクロメータの読みを記録し変位を求めた。同一状態のもとで正確を期すため2回以上繰返し計測した。なお今回の計測値のバラツキは 0.1 mm 程度である。また各位置での最終的な計測データは、発振器からの最遠点の計測位置と直線で結び、各計測位置の計測データをこの直線からの偏差として図上より求めた。

4 結果およびその考察

4.1 A船の計算結果と実船計測結果との比較、考察

実船計測結果は、計測方法の項で示したように、船長方向の撓みは、構造や機器の配置の関係から、同一ライン上では測定されていない。そこで、各系統別の実船計測結果と計算結果を比較したのが、図9~図12である。各図ともライト状態 (L4) をベースとした相対撓みで表現してある。図9はセンターライン上 (A系統; FR. 13~FR. 24) の相対撓みである。L2-L4 は良い一致をみているが、L3-L4 は、計算結果よりも計測結果が大きい値を示している。図10は 4m オフセンター (B系統; FR. 22~FR. 30) の相対撓みであるが、L2-L4, L3-L4 と計算と計測が逆の傾向を示している。図11は 4m オフセンター (C系統; FR. 26~FR. 45) の相対撓みであるが、L2-L4, L3-L4 と計算値が、計測値よりも大きな値を示している。

これら、計算値と計測値が異なった値を示している理由としては、次のことが考えられよう。

図9 ④系統の計算値と計測値の比較

図11 ③系統の計算値と計測値の比較

図10 ②系統の計算値と計測値の比較

図12 ④系統の計算値と計測値の比較

- 1) 測定値の誤差
 - 2) O.F. タンク, アフトピークタンクなどの各タンク内液体重量による船体の撓み
 - 3) 二重底内の潤滑油の存在による熱変形
- 第2項における各タンクの配置と内容重量を表4に示す。

この表をみると, タンクの位置と, その内容重量は, 各測定系統にかなりの影響を与えることが十分考えられる。また, 第3項の潤滑油タンクは, FR. 30~FR. 42 に位置し, 潤滑油温度は約 55°C であり, これによる熱変形も無視し得ない。

第2項, 第3項の各測定系統における相対撓みは, とともに下に凸の曲線となることが, 簡単な梁計算によっても知られるから, F.E.M. 計算値にこの項を加え合わせると実験値に近づく方向に向かう(図中○印プロット参照)。なお, 図10の②系統については, 修正計算を行なっても傾向が一致しているとはいえないが, これは, この測定系統は, 二重底頂板の高さが, FR. 26 で船首方向に 4m から 2.8m に変化しており, FR. 30 では二重底頂板から 1.2m 高い位置で計測が行なわれていて, 計測値に誤差が含まれている可能性もある。

図12は, FR. 22 セクションの相対撓みであるが, これは, 計測誤差の範囲内でよく一致しているといえる。以上の比較により, 計算結果と計測結果は, 傾向的に一致しており, タンクコンディション, L.O. 温度条件など,

表 4 計測時のタンクコンディション

単位 kton

タンク名称位置 コンディション	O. F. TK. FR. 13 ~FR. 34	D. O. TK. FR. 30 ~FR. 34	F. O. SETT. TK. FR. 34 ~FR. 38	AFT PEAK TK. AFT~FR. 13	D. W. TK. FR. 1 ~FR. 10	DIST. W. TK. FR. 10 ~FR. 13	F. W. TK. AFT~FR. 10
full load cond.	900	100	760	—	260	300	390
ballast cond.	1100	150	760	1610	170	210	390

図 14 二重底頂板 (CR. L.) の相対撓み

図 13 二重底頂板 (CR. L.) の撓み形状

計測時の条件を考慮に入れて計算すれば、数値的にも妥当な結果が得られるものと考えられる。

なお、計測上の問題点として、今回は構造、機器の配置上、船長方向には3系統に分割せざるを得なかったが、機関室全長にわたる撓みをより正確に把握するためには、同一ライン上で連続的に計測する必要がある。特に、軸系の設計の観点からは、センターライン上で測定することが望まれる。

4.2 計算結果の考察

4.2.1 二重底の撓み

(1) A, B 船の結果

図 13 に A 船、B 船についての二重底頂板のセンターラインでの撓み形状を示した。機関室間の撓みをみるため、および各荷重ケース間の比較を容易にするため、機関室前後端を結んだ直線をベースとし、それからの差を撓み量とみなして書き直したものを図 14 に示す。撓み量は A 船では、吃水差 15.1m で最大 8.0 mm、減速ギヤー位置で 6.5 mm、B 船では吃水差 17.65m でそれぞれ 8.9 mm、8.0 mm である。最大撓みを機関室長さで除した値で比較すると、A 船 2.2×10^{-4} 、B 船は 2.6×10^{-4} であり吃水差を考慮すれば両船の撓みはほとんど同程度である。

文献 1), 2) でも述べられているように、機関室二重底の撓みは、

- ① 船体梁としての撓み
- ② ウェブフレームリングの剛性により二重底全体が上下する撓み

図 15 B船の機関室二重底の撓み (a) (b) (c)

二重底頂板と外板の交点の撓みを船長方向にプロットしたものを示した。図中細い線は計算結果そのものをプロットしたもので、太い線が機関室前後端からの相対撓みを表わす。この図によると FR. 15~FR. 40 までは、撓みは船首に向かって次第に増加するが、FR. 44 より船首側では撓み量は減少している。これは FR. 44, 49 付近では各甲板とも開口がなく PART. DK. ~UPP. DK. まで張り詰めて、大きい剛性を有しているのに対し、その他のフレームでは各甲板に開口があり、FR. 44, 49 に比べ剛性が小さい。これらの結果より、この成分の撓みは二重底に付くウェブフレームの剛性およびその上部の構造様式に大きく影響される。

⑥の成分について考察するため、図 17 に二重底頂板と外板との交点を基準として、そこからの二重底頂板の相対撓みの形状を代表的なウェブフレームについて図示した。図 15 (c) には、センターラインにおける上記撓みを船長方向にプロットした撓み形状を示した。撓みは、フロアの船底水圧によるものと、ウェブフレームに働

⑦ 船底、船側水圧のバランスによる二重底頂板の撓みの 3 成分に分けて考えることができる。各成分の撓みの大きさをみるため、B 船を中心に以下のように計算結果を整理した。これは、局所的な変形も含まれるため厳密なものではないが、定性的な考察には十分であると思われる。

⑧に相当するものとして、図 15 (a) に示すように上甲板舷側船の上下方向の撓みを船の長さ方向に求めた。図では、機関室前後端からの相対撓みとして表わしており、B 船における最大撓みは、吃水差 17.65m で最大 6.2 mm、減速ギヤ付近で 6.0 mm である。船体梁としての撓みは、水圧による剪断撓み、曲げ撓みの合計であるが、ここで問題としている相対撓みに関しては剪断撓みの割合が大きく、簡易計算によるチェックでは両者の大きさの割合は、本船の場合ほぼ 4 : 1 である。したがって剪断撓みの二重底の撓みに与える影響は大きく、船体の剪断剛性を増すことは二重底撓みを減らすのに有効な手段である。

⑨に相当するものとして、上甲板舷側を基準としてウェブフレームリングの相対撓みについて求めた。図 16 にその代表的な例として FR. 32 の撓みを示し、図 15 (b) に各フレームの

く船側水圧による撓みの大小により変化する。すなわち撓みは、二重底の幅と、二重底頂板と最下層甲板間の距離であるウェブフレームのスパンに関係し、ウェブフレームのスパンに比べ二重底の幅の狭い部分では、頂板は下方へ撓み、逆に幅の広い部分では船底水圧による撓みが大きく上方へ撓む。二重底のトータルな撓みに及ぼす影響は少なく、減速ギヤ付近で約 20% である。以上のことを確認するためA船について同様のまとめ方をしたが、同じような傾向を示すことがわかった（図 18, 19 参照）。

(2) 計算 ⑤ の結果

計算 ⑤ で荷重条件を実際のコンデションに合わせた、**L2**, **L3** の二重底センターラインの撓みを、**L3** を基準として示したのが図 20 である。同時に **L1** の撓みも示した。この図より、実際の機関室二重底の撓みは

Ballast condition → Full load condition (**L2-L3**) 吃水差 11.8m で最大 2.5mm, 吃水差 17.65m (**L1-L3**) で 5mm である、資料³⁾において 28 万トンタービタンカーについて同様な計算を行なっているが、それによると吃水差 11m で約 3.1mm という結果が得られており、撓み量としては、B船と同程度である。また吃水差 11.8m (**L2-L3**) の撓みに比べ吃水差 17.65m (**L1-L3**) の撓みが大きく、撓みが吃水に対しリニアではない。これは荷重条件の違いもあるが、船体形状の特殊性（フレアーがあることなど）により、浮力の増加の割合が **L3** → **L2** の場合より **L2** → **L1** の場合の方が大きく、船体に働く剪断力が **L2** → **L1** で急激に増加することが大きな原因となっている。

(3) 計算 ④, ⑤ の比較

ロードケース **L1**, **L3** における計算 ④, ⑤ の最も大きな違いは、荷重条件の違いである。すなわち計算 ⑤ では、鋼材重量、大きなタンク内液体重量を考慮しているが、④ では考えていない。ここで ④, ⑤ の結果を比較するためその荷重差の最も少ない（鋼材重量の差）と思われる **L3** の FR. 24, 32 および 40 の二重底頂板

図 16 B船のウェブフレームリングの変形の一例

図 17 B船のウェブフレームの二重底頂板の相対撓みの例

図18 A船の機関室二重底の撓み (a) (b) (c)

図19 A船のウェブフレームの二重底頂板の相対撓みの例

図20 吃水差による二重底頂板の撓み (計算⑥による)

の頂板と船側の交点からの相対撓みを取り出し両計算結果を図示した(図21参照、ただしFR. 32は主機重量の差の影響も含まれている)。図22は前記のセンターライン上の相対撓みを船の長さ方向にプロットして比較した。荷重ケースはL1-L3であり、両計算の差は機関室内タンクの液体重量の差だけである。液体重量の差の大きいFR. 36より船首側(図8参照)では両計算の差は大きい、液体重量の差の少ないFR. 32より船尾側では、両計算の結果は比較的よく合っている。また後述のスラストによる二重底の変形も両計算の結果はよく合っている。局部変形の比較だけでは十分とはいえないが、両計算におけるモデル化の違い(計算範囲の違いは除く)、および使用計算プログラムの違いによる、結果の差は少ないものと推定される。したがって両計算で得られた撓みの差は、荷重条件の差が大部分である。この結果より、機関室内のタンクおよびアフトピークタンク内の液体重量の変化が二重底撓みに与える影響は大きく、今後の解析に当たってもこの重量変化も考慮に入れた計算を行なうべきである。

4.2.2 スラストによる変形

スラスト・ブロックに単位荷重100トン(片舷50トン)のスラストが作用した時の主機台の変形を図23に示す。スラスト受台はAガーダーとBガーダーの間にあるので、図は一例としてAガーダー上の主機台の変形を示すものである。実際スラストによる変形が問題となるのはスラスト受台と減速ギヤ軸受の相対変位であるが、ここでは変位をFR. 32における3,000 above B. L. の点に対する相対変位として表わしている。B船の場合スラストは約370

トンであるから、実際には最大約 0.3 mm の相対変位が生ずることになる。

4.2.3 L.O. SUMP TANK の温度による変形

L.O. SUMP TANK とその周囲の温度差によって生じる二重底の変形を図 24 に示す。ここでは、L.O. SUMP TANK の温度 60°C、周囲の温度 20°C の仮定のもとに温度差 40°C で計算している。実際は、タンク周辺には複雑な温度勾配があると思われるが、今回の計算ではそれは不明であるので、温度勾配は考慮しなかった。したがって計算値は参考値ではあるが、オーダーとしてはこの計算によりつかめるとされる。図 24 によれば最大変位は 1 mm 程度であり、水圧による撓みと比較すると小さいが、変形の範囲が局部的で変形の傾きを考えると、L.O. SUMP TANK の位置によっては軸系、主機に与える影響は無視できないものとなる。

4.2.4 各ベアリングに単位荷重を加えた場合の変形

各軸受け部に働く反力を正確に見積るためには軸受け部の正確なパネ定数の推定が必要である。その目的で各軸受けにそれぞれ単独に単位荷重 10 トン（片舷 5 トン）を垂直方向に加えた時の軸受け部の撓みを求めた。その変形状態を図 25 に示す。

図 21 計算 (a), (b) の比較

図 22 計算 (a), (b) の比較

図 23 スラストによる変形

図 24 L.O. SUMP TANK の温度による変形

図 25 各ベアリングに単位荷重を加えた場合の変形

5 結 論

以上の考察により、次のような結論を得た。

1. 有限要素法による解析計算と実船計測とを比較すると、計算条件と計測条件の相違を考慮すれば、ほぼ妥当な結果が得られた。今後、さらに改良された計測方法による実測を続け、より多くの裏付けも必要であるが、今回のようなモデル化による解析計算によって、ある程度正確な撓み解析が可能と思われる。
2. 機関室長手方向の撓みを、より正確に測定するためには、測定系統を分割することは好ましくなく、同一ラインで連続的に測定することが必要である。特に軸系の設計の観点からは、センターラインで計測することが望ましい。
3. 船体の剪断剛性は、二重底の撓みに大きなファクターを占める。また二重底より上部の構造の剛性が二重底の撓みに与える影響も大きい。船底水圧、船側水圧による二重底の撓みは、二重底の幅、ウェブフレームのスパンに係る。ウェブフレームのスパンに比べ比較的二重底の幅の狭い軸、主機のある付近の撓みは、両水圧による撓みが互いに打消し合って小さくなり、二重底のトータルな撓みに占める割合は小さい。
4. したがって、機関室二重底の撓みの解析計算を行なう場合は、機関室全体の構造を考慮したモデル化によって計算を行なう方がより精度の高い結果が得られる。
5. 機関室内のタンク、アフトピークタンクの液体重量の変化、および L.O. の温度差が二重底の撓みに与える影響は無視できなく、今後の検討には、これらも考慮すべきである。

今後さらに、改良された計測法による実船計測を行なって、計算値との対応を検討し、その上で、主機、軸系をも含めた総合的な検討を行なう所存である。

最後に本研究にあたって、有益なるご助言、ご指導を賜わった、千葉造船所、前造船設計部長 本村直孝、現造船設計部長 河野卓、両氏に感謝の意を表すとともに、今回の実船計測を担当された、当社基本設計本部技術部の方々、および解析計算において絶大なるご協力を頂いた DET NORSKE VERITAS' DIVISION FOR MARINE TECHNOLOGY の Mr. M. Langballe 以下関係スタッフの方々に厚くお礼申し上げます。

参 考 文 献

- 1) 中嶋, 間野: 機関室二重底の撓みに関する研究, 石川島播磨技報 11 巻 5 号 (1971) p. 394.
- 2) G. Volcy, H. Garnier, J.C. Masson: Deformabilité de la charpente de la coque et deformations du compartiment machines des grands petroliers, Bulletin Technique de B. V. (Jan., Feb., Mar. 1973).
- 3) Deformation analysis of turbo plant, 有限要素法利用に関するシンポジウム, Nov. 1973 の N. V. 報告書.