船体構造設計のための船倉内変動圧推定法に関する研究

－第1報：矩形断面タンク－

正会員 深 沢 塔 一*

正会員 中 村 哲 也**

正会員 柴 崎 公 太***

正会員 島 崎 克 教***

Study on a Simplified Estimation Formula of Internal Liquid Pressure of a Fully Filled Tank for Ship Structural Design
- 1st Report: Rectangular Cross-Section Tank -

by Toichi Fukasawa, *Member*

Tetsuya Nakamura, *Member*

Kota Shibasaki, *Member*

Katsunori Shimazaki, *Member*

Summary

The internal pressure of liquid cargo or ballast water in a hold of a ship is the major load for the ship structure, as well as the external pressure due to waves. Although the sloshing phenomenon in a partially filled tank has been extensively investigated so far, not so much attentions were paid to the liquid pressure of a fully filled tank. As the magnitude of the internal liquid pressure of a fully filled tank is comparable to the external wave pressure, a precise estimation of the internal pressure is very important in the ship structural design. In the present paper, the internal liquid pressure in a fully-filled rectangular tank is investigated in the case where the tank is in heaving, swaying and rolling motion by analyzing the forced oscillation test results, and a simplified formula to estimate the internal liquid pressure of the fully filled tank of rectangular cross-section is proposed.

1. 緒 言

近年のコンピュータソフトウェアの高精度化により、より精度の高い船体構造設計を行うためには、構造解析技術そのものよりも、如何なる荷重が構造に作用するかを正しく知ることが重要なポイントとなってきた。船体に加わる主要荷重である波浪変動圧に関しては、これまでに様々な理論や計算法が提案され、不規則性も含めてその特性はかなり明らかにされてきているが、その一方で、船倉内に積載された積荷やバラスト水などによる液体荷重については、スロッシングなどの特殊な荷重を除いては、波浪変動圧ほどきちんとした検討がなされてこなかった。しかしながら、波浪変動圧も船倉内変動圧も、圧力としての大きさにあまり差異はなく、これらが同位相で作用するか逆位相で作用するかは、船体構造設計の立場からすると、非常に重要な問題である。

そこで、本研究では、船倉内に満載された液体貨物の変動圧を対象として、これまでに行われた実験結果を整理し、船

体構造設計に適用できる船倉内変動圧の推定式について考察することとする。

2. 船倉内変動圧

船倉内に液体貨物が半載された場合、自由表面の存在によってスロッシングが生ずることはよく知られており、これまで模型実験や数値計算などにより衝撃圧力の推定が数多くなされている。その一方で、船倉内に液体貨物やバラスト水が満載された場合の圧力分布については、船体構造設計に適用された研究が中心で^{1,2,3)}、壁面に作用する圧力分布を検討した研究はあまり多くない。船倉内に液体が満載された場合は、波浪中で船が動揺することによって生ずる加速度により船倉内壁に圧力変動が生ずると考えられるが、自由表面が存在しないため、変動圧がゼロとなるいわゆる「変動圧の基準点」を一意に決定できず、この圧力の基準点をどこにとるのかについては、いくつかの方法が提案されている。たとえば、Fig. 1 に示すように、加速度ベクトルの始点側となる点を基準点とし、船倉内に負圧が生じないような圧力分布を仮定する方法（一般に A 法と呼ばれる）と、船倉の中央点を基準点とし、全体に負圧を許容する方法（一般に B 法と呼ばれる）とがあるが^{2,3)}、これは理論的に考えられた分布形状で

* 大阪府立大学 大学院 工学研究科

** ユニバーサル造船株式会社 技術研究所

*** ユニバーサル造船株式会社 商船海洋事業本部

原稿受理 平成 23 年 8 月 29 日

あつて、実験的に確かめられたものではない。事実、著者の一人が以前に行った矩形タンクの横揺れ実験では、横揺れ時、変動圧は、A法のようにタンクの最高点となる頂部端に基準点を取るよりも、B法のようにタンク頂部の中心に基準点をとる方が実験と良く一致するという結果が得られている⁴⁾。そこで、本研究では、船倉内に液体が満載された場合のタンク内壁に加わる圧力分布の推定式を検討するため、これまでに行われた満載状態の船倉内変動圧の実験結果を整理し、この結果を基に変動圧の推定式について考察する。第1報では、正方形断面のタンクを対象とし、タンク内が制水隔壁で仕切られている場合についても検討を行う。

Fig. 1 Assumptions of internal pressure distribution.

3. IACS-CSR による船倉内変動圧

IACS-CSR^{5,6)}では、油タンカーを対象とした CSR-T とばら積貨物船を対象とした CSR-B の2種類が発効されているが、船倉内変動圧の取り扱いはいずれも異なっている。CSR-T では、部材寸法要件および直接強度評価の場合と疲労強度評価の場合に分け、前者では船倉の加速度ベクトルの始点側となる点を基準点とし船倉内に負圧が生じないような圧力分布 (A 法) を仮定しているが、後者ではタンク頂部中央点を基準点とし、左右方向加速度に対しては負圧を許容している (B 法)。一方、CSR-B では、CSR-T の直接強度評価の場合と同様、負圧が生じないように基準点をとること (A 法) としている。

4. 船倉内変動圧の推定式

4.1 船体運動による船倉内変動圧力

満載状態のタンク内変動圧計算法に関しては、解析解などを含め、これまでいくつか提案されているが、圧力変動がゼロとなる基準点を仮定しなければならないなど、必ずしも確立されているとは言えない^{7, 8, 9)}。本論文では、船体構造設計への適用を念頭に、満載状態の2次元タンクが sway, heave, roll 運動をした場合のタンク壁に作用する変動圧の推

定式について考察する。

Fig. 2 Tank section and coordinate systems.

まず、座標系を Fig. 2 に示すように定義する。すなわち、タンク断面の底部センターラインを座標原点 O とし、水平方向に y 軸、鉛直上向きに z 軸を取り、船体が周波数 ω で2次元正弦運動をしている場合を考える。すなわち、 η, ζ, ϕ を船体の sway, heave, roll 運動変位として、以下のように表わすものとする。

$$\eta = \eta_0 \sin(\omega t - \varepsilon_\eta) \quad (1)$$

$$\zeta = \zeta_0 \sin(\omega t - \varepsilon_\zeta) \quad (2)$$

$$\phi = \phi_0 \sin(\omega t - \varepsilon_\phi) \quad (3)$$

なお、本論文では roll の運動中心を Fig. 2 に示すように O_1 と O_2 の2ヶ所とするが、その座標を $(\bar{y}, \bar{z})$ と表すことにする。これらの運動によって、船倉内の点 (y, z) には y, z 方向加速度、

$$a_y = \ddot{\eta} - (z - \bar{z})\ddot{\phi} \quad (4)$$

$$a_z = \ddot{\zeta} + (y - \bar{y})\ddot{\phi} \quad (5)$$

が生ずることになるが、CSR ではこれを用いて船倉内壁面における変動圧を、

$$p = -\rho \{ (y - y_0) a_y + (z - z_0) a_z \} \quad (6)$$

の形に仮定している^{5,6)}。ここで、 y_0, z_0 は任意の定数であるが、物理的にはその点で圧力がゼロとなるいわゆる「変動圧の基準点」となる。

一方、菱田らは、タンクが roll 運動をした場合の変動圧は、(6)式にもう1つの項が付加されることを示している^{7,8)}。しかしながら、その付加項は級数展開を用いて表されており、設計式に用いるには複雑すぎるため、本論文では roll 運動による変動圧を CSR で用いられている設計式を踏襲して、

$$p = \rho \{ (y - y_0)(z - \bar{z})\ddot{\phi} - (z - z_0)(y - \bar{y})\ddot{\phi} \} \quad (7)$$

と表すことにする。(7)式は、roll の運動中心 $(\bar{y}, \bar{z})$ と変動圧の基準点 (y_0, z_0) が一致した場合ゼロとなり、Appendix に示す正方形断面タンクの場合の解析解の近似解と極めて近

くなる。したがって、本論文では、実験模型が正方形断面タンクであることを考慮して、roll 運動による変動圧は(7)式で近似できるとし、その妥当性を実験結果から検討するものとする。なお、タンク断面形状の影響等は次報で考察することにする。

4.2 傾斜静水圧

重力加速度 g による y, z 方向加速度は、それぞれ、

$$a'_y = -g \sin \phi \approx -g \phi \quad (8)$$

$$a'_z = -g \cos \phi \approx -g \quad (9)$$

となるので、roll による傾斜静水圧は、近似的に、

$$p = -\rho g (y - \hat{y}) \phi - \rho g (z - \hat{z}) \quad (10)$$

と表われる。ここで、 $(\hat{y}, \hat{z})$ は静水圧の基準点（静水圧がゼロとなる点）である。

4.3 船倉内変動圧

船倉内変動圧は、先に述べた船体運動による変動圧と傾斜静水圧より、

$$\begin{aligned} p = & -\rho g (y - \hat{y}) \phi - \rho g (z - \hat{z}) \\ & + \rho \omega^2 (y - y_0) \eta - \rho \omega^2 (y - y_0) (z - \bar{z}) \phi \quad (11) \\ & + \rho \omega^2 (z - z_0) \zeta + \rho \omega^2 (z - z_0) (y - \bar{y}) \phi \end{aligned}$$

と表わすことができる。なお、ここでは、実験による検証のため、変動圧の基準点を並進運動と回転運動の変動加速度による成分ではそれぞれ異なると仮定し、

並進運動による変動成分: (y_0^T, z_0^T)

回転運動による変動成分: (y_0^R, z_0^R)

と置くことにする。これより、(11)式は、

$$\begin{aligned} p = & -\rho g (y - \hat{y}) \phi - \rho g (z - \hat{z}) \\ & + \rho \omega^2 (y - y_0^T) \eta - \rho \omega^2 (y - y_0^R) (z - \bar{z}) \phi \quad (12) \\ & + \rho \omega^2 (z - z_0^T) \zeta + \rho \omega^2 (z - z_0^R) (y - \bar{y}) \phi \end{aligned}$$

となる。

5. 模型実験

5.1 供試模型

本論文では、ユニバーサル造船株式会社において行われた、長さ $L=600\text{mm}$ 、高さ $H=600\text{mm}$ 、幅 $B=600\text{mm}$ の矩形タンクを用いた実験結果の解析を行う。供試模型は 15 万トンの二重殻 SUEZMAX タンカーを対象とした約 1/30 程度の模型であるが、2 次元運動を考えているため、タンク長は 1/30 よりも短くなっている。模型タンクは塩化ビニル製で、たわみが過大にならないように板厚 15mm とした。Fig. 3 に模型タンクの外観を、Fig. 4 にタンク断面内の水圧計の位置を示す。水圧計は、模型の中央断面に A1~D4 の計 17 個設置した。また、タンク頂部と Fig. 3 では裏側になるタンク側部には注水用のバルブを 2 本ずつ取り付けられるようになって

いる。

Fig. 3 Cuboid tank model.

Fig. 4 Location of pressure gauges. (unit: [mm])

また、以下の 3 種類の制水隔壁を設置した試験も行った。

- Type-1 : 開口 $300\text{mm} \times 300\text{mm} \times 1$ 個, 開口率 25%
- Type-2 : 開口 $200\text{mm} \times 200\text{mm} \times 1$ 個, 開口率 11%
- Type-3 : 開口 $100\text{mm} \times 100\text{mm} \times 9$ 個, 開口率 25%

制水隔壁の開口部形状を Fig.5 に、取り付け状態を Fig.2 に示す。なお、実験の都合上、制水隔壁を水平に取り付けた実験は、Fig.4 の B 面が頂面になる状態でいい、それ以外の実験は A 面が頂面になる状態で行った。

Fig. 5 Swash bulkheads.

5.2 動揺試験

動揺試験は船体動揺シミュレータ装置を用い、タンク模型を sway, heave, roll の単独正弦運動で動揺させた。なお、roll

運動に関しては、Fig. 2に示すように、回転中心をタンク中心 O_1 とタンク側壁 O_2 の2箇所として実験を行った。液位は、タンク頂面の2つのバルブの片方から、もう1つのバルブから水があふれるまで、水を注入し、タンク高さの100%（満載）とした。なお、頂部のバルブを開けた状態と閉めた状態で数ケース実験を行ったが、Fig. 3に示すようにバルブと水圧計は異なる断面に設置されており、バルブ径も小さいため（内径約6.5mm）、実験結果にタンク頂面のバルブの開閉の影響は見られなかった。

タンクの動揺周期は、縮尺を考慮して、2秒を基本とし、1秒、3秒の場合も行った（実スケール6秒～16秒に対応）。また、動揺振幅は、sway, heaveの場合は100mmを、rollの場合は10度を基本とし、50mmと5度の場合も実施した。計測項目は、Fig. 4に示す水圧計位置における変動圧力と各運動波形で、サンプリング周期は0.02秒、サンプリング時間は20秒とした。以下では、実験結果を(12)式で表されるタンク内変動圧推定式と比較し、推定式内の「圧力の基準点」位置に関する検討を行った。

6. 実験結果および推定式に関する考察

6.1 傾斜試験

まず、タンクを静的に傾斜させた場合のいわゆる傾斜静水圧の基準点 $(\hat{y}, \hat{z})$ について考察する。これまで、IACS-CSRなどでは、傾斜静水圧の基準点は傾斜したタンクの最高点とされてきたが、著者の一人が以前に行った矩形タンクの実験では、傾斜静水圧の基準点は、タンクの最高点となる頂部端ではなく、タンク頂部の中心点となるという結果が得られている⁴⁾。以下では、この2つの基準点について考察を行う。

本実験では、タンクを、Fig. 4のA面を頂面とし、Fig. 2の O_1 点を中心に ± 5 度および ± 10 度傾け圧力を計測した。Figs. 6, 7に、各圧力計の計測値をマークで、(12)式の推定値を直線で示す。なお、計測チャンネル数の制限上、A2とD2では計測を行っていない。横軸は傾斜角度を表し、図面を見やすくするためにタンク左部と右部の圧力を上下の図に分けた。Fig. 6は、いわゆるA法にしたがって、基準点を各傾斜におけるタンク最高点 $(\hat{y} = \pm 300\text{mm}, \hat{z} = 600\text{mm})$ にとった場合、Fig. 7は、いわゆるB法にしたがって、基準点をタンク上部の中心点 $(\hat{y} = 0\text{mm}, \hat{z} = 600\text{mm})$ にとった場合である。図を見てわかる通り、Fig. 7の方が、Fig. 6よりも、推定値と実験値の一致度は良い。静水圧は自由表面でゼロになることはよく知られているが、今回のような密閉されたタンクの場合は、タンク傾斜時の最高点が圧力の基準点とはならず、タンク頂部中央の、傾斜によって高さに変化しない点が基準点となることがわかった。これらを考慮すると、(12)式中の

傾斜静水圧の基準点は、いわゆるB法に従って、タンク頂面の中央と仮定して良いことが分かる。したがって、以下の変動圧試験結果における推定式では、静水圧の基準点はタンク頂面の中央 $(\hat{y} = 0\text{mm}, \hat{z} = 600\text{mm})$ とする。

Fig. 6 Static pressure of heeled tank (Method-A).

Fig. 7 Static pressure of heeled tank (Method-B).

Fig. 8 Dynamic pressure range (Sway, T=1s)

Fig. 9 Dynamic pressure range (Sway, T=2s)

Fig. 10 Dynamic pressure range (Sway, T=3s)

6.2 sway 運動（隔壁無しの場合）

(12)式で表されるタンク内変動圧推定式中の「変動圧の基準点」について、前述のように、IACS-CSRの直接強度評価では負圧が生じないように基準点を取っているが、流体の圧

縮性を考慮した計算によると、基準点はタンクの体積中心になることが報告されている⁹⁾。よって、本論文では、sway 運動による変動圧においては、基準点をタンク中心線上 ($y_0^T = 0mm$) として検討することにする。

Figs. 8-10 に、制水隔壁の無い場合の各圧力点の静水圧を含めた最大・最小圧力を示す。図の横軸は、各壁の端部からの距離 l (頂面と底面では、 $l = y + B/2$, 左右面では、 $l = z$) であり、各マークが実験値、各線が(12)式による最大値・最小値の推定値である。なお、推定値は、静水圧の大きさにより、上段の線がタンク底部、中段の線がタンク側壁部、下段の線がタンク頂部である。また、実験・推定値とも最大・最小値の差が変動圧振幅となる。

図は sway 振幅 100mm で、それぞれ sway 周期 1 秒, 2 秒, 3 秒の場合であるが、全体的に推定値と実験値の一致度は良い。なお、周期が長くなるほど一致度は良くなり、変動圧振幅における推定値と実験値の最大誤差は、タンク内最大静水圧に対して、周期 1 秒では 3.9%, 周期 2 秒では 2.4%, 周期 3 秒では 0.8%であった。以上より、sway 運動に関しては、変動圧の基準点は、B 法にしたがって、タンク中心線上 ($y_0^T = 0mm$) と仮定することができることがわかった。

6.3 heave 運動（隔壁無しの場合）

流体の圧縮性を考慮した計算⁹⁾から得られた「変動圧の基準点」がタンクの体積中心となるという結果は、密閉されたタンクの場合、heave 運動についても成り立つはずである。しかしながら、エアパイプ等により自由表面が存在する場合には、自由表面上で圧力がゼロとなるので、本論文では、heave 運動による変動圧については、変動圧の基準点の z 座標の位置を、タンクの体積中心からタンク頂面の中央点までの間の点として考察してみた。その結果、heave 運動の場合の変動圧の基準点をタンク体積中心とタンク頂面中央点の中間点 ($z_0^T = 450mm$) とすると、(12)式による推定値と実験値の誤差が最も少なくなることが判明した。よって、以下、 $z_0^T = 450mm$ とした結果を示す。

Figs. 11-13 に、制水隔壁の無い場合の各圧力点の静水圧を含めた最大・最小圧力を示す。各図は heave 振幅 100mm で、それぞれ heave 周期 1 秒, 2 秒, 3 秒の場合であるが、推定値は実験値とよく一致しているのが分かる。sway 運動と同じく、周期が長くなるほど一致度は良くなり、変動圧振幅の最大誤差は、タンク内最大静水圧に対して、周期 1 秒では 4.4%, 周期 2 秒では 1.2%, 周期 3 秒では 0.4%であった。以上より、heave 運動に関しては、変動圧の基準点は、タンク中心とタンク頂面の中間点 ($z_0^T = 450mm$: タンク頂面から深さの 1/4 の点) と仮定することができることがわかった。

Fig. 11 Dynamic pressure range (Heave, T=1s)

Fig. 12 Dynamic pressure range (Heave, T=2s)

Fig. 13 Dynamic pressure range (Heave, T=3s)

6.4 roll 運動 (隔壁無しの場合)

roll 運動による変動圧には、変動圧の基準点の y, z 座標共に重要となるが、まず、sway, heave の並進運動の知見を基に、回転運動の場合も並進運動と同じく、変動圧の基準点をタンク中心線上、タンク体積中心とタンク頂面中央の中間点

($y_0^R = 0mm$, $z_0^R = 450mm$) とした。なお、roll の回転中心は、Fig. 2 に示すように、タンクの中心位置 ($\bar{y} = 0mm$, $\bar{z} = 300mm$) とした場合 (Roll-Center と称す) とタンク左端壁高さ中央位置 ($\bar{y} = -300mm$, $\bar{z} = 300mm$) とした場合 (Roll-Side と称す) の2種類とした。

Figs. 14-18 に、制水隔壁の無い場合の各圧力点の静水圧を含めた最大・最小圧力を示す。Figs. 14-16 は、roll 中心をタンク中心とし、roll 振幅 10 度で、それぞれ周期 1 秒, 2 秒, 3 秒の場合である。図より、推定値と実験値一致度は良いが、sway, heave よりは若干悪くなっており、変動圧振幅の最大誤差は、タンク内最大静水圧に対して、周期 1 秒では 7.5%, 周期 2 秒では 3.9%, 周期 3 秒では 3.8% であった。

Fig. 14 Dynamic pressure range (Roll-Center, T=1s)

Fig. 15 Dynamic pressure range (Roll-Center, T=2s)

一方、roll 中心をタンク左端壁の高さ中央位置とし、roll 振幅 10 度で、それぞれ周期 1 秒, 2 秒の場合を Figs. 17-18 に示す。この場合、タンク左壁と右壁で圧力分布が異なるので、図では、回転中心から遠い右壁についてはこれまでと同じマークと線を用い、左壁についてはマークと線の種類を変

えてある. 推定値と実験値の一致の様子はタンク中心位置を roll 中心とした場合とほぼ同じであり, 変動圧振幅の最大誤差は, タンク内最大静水圧に対して, 周期 1 秒では 8.3%, 周期 2 秒では 3.0% であった.

これら roll 運動の結果より, 変動圧の基準点は, sway, heave と同じく, タンク中心線上, タンク体積中心とタンク頂面中央の中間点と仮定することができることがわかった.

Fig. 16 Dynamic pressure range (Roll-Center, T=3s)

Fig. 17 Dynamic pressure range (Roll-Side, T=1s)

Fig. 18 Dynamic pressure range (Roll-Side, T=2s)

6.5 制水隔壁の影響

ここでは, タンク内に制水隔壁を設置した場合について考察を行う. 実験は, Fig. 2 に示すように鉛直隔壁と水平隔壁それぞれを設置した場合について行った. なお, 以下では, 変動圧の基準点は, これまでの知見を基に, タンク中心線上, タンク体積中心とタンク頂面中央の中間点とした.

まず, 振幅 100mm, 周期 2 秒で sway 運動をするタンクの場合について考察する. Figs. 19-21 に, Fig. 5 に示す Type-1, 2, 3 の鉛直隔壁を設置した場合の圧力を示す. また, Fig. 22 に, Type-1 の水平隔壁を設置した場合の結果を示す. なお, 水平隔壁を設置する場合, 実験の都合上, タンクを 90°回転し, Fig. 4 に示す B 面を頂面として実験を行った. 図より, sway 運動に対する隔壁の影響はほとんどなく, 隔壁の存在を無視した推定式で圧力の推定ができることがわかる. なお, 変動圧振幅の最大誤差は, タンク内最大静水圧に対して, 鉛直隔壁の場合は Type-1 で 2.3%, Type-2 で 2.9%, Type-3 で 2.5%, 水平隔壁の場合は Type-1 で 0.8% であった.

次に, heave 運動に対する制水隔壁の影響を調べた. Figs. 23-25 に Type-1, 2, 3 の水平隔壁を設置した場合の圧力を, Fig. 26 に Type-1 の鉛直隔壁を設置した場合の圧力を示す. 図はすべて, heave 振幅 100mm, heave 周期 2 秒の場合である.

sway 運動と同様に, 制水隔壁の影響はほとんど見られず, 推定値と実験値の一致度は sway よりも若干良い. 変動圧振幅の最大誤差は, タンク内最大静水圧に対して, 水平隔壁の場合は Type-1 で 0.5%, Type-2 で 0.5%, Type-3 で 0.6%, 鉛直隔壁の場合は Type-1 で 2.4% であった.

最後に, roll 運動に対する制水隔壁の影響を調べた. タンクに Type-1 の鉛直隔壁を設置した場合の結果を Figs. 27, 28 に, Type-1 の水平隔壁を設置した場合の結果を Figs. 29, 30 に示す. なお, すべて, roll 振幅 10°, roll 周期 2 秒の場合である. また, Figs. 27, 29 はタンク中心を roll 中心とした場合であり, Figs. 28, 30 はタンク左壁高さを中央を roll 中心とした場合の結果を示している. 図より, いずれの場合も, 制水隔壁の影響は小さく, 推定値と実験値の一致度はよい. なお, 変動圧振幅の最大誤差は, タンク内最大静水圧に対して, 鉛直隔壁の場合はタンク中心を roll 中心とした場合は 4.3%, タンク左壁中央点を roll 中心とした場合は 3.5% であり, 水平隔壁の場合はタンク中心を roll 中心とした場合は 4.6%, タンク左壁中央点を roll 中心とした場合は 3.5% であった.

以上の結果より, 正方形断面のタンク内に制水隔壁を設けた場合, 隔壁が水平・鉛直どちらに設置されても, また, 隔壁の穴の大きさや数によらず, タンクが sway, heave, roll 運動をした場合の変動圧力には隔壁が無い場合とほとんど差は見られなかった. したがって, タンク内に制水隔壁を設けた場合についても(12)式の推定式で圧力を推定することが

できると考える。

Fig. 19 Dynamic pressure range (Sway, T=2s,
Vertical bulkhead Type-1)

Fig. 20 Dynamic pressure range (Sway, T=2s,
Vertical bulkhead Type-2)

Fig. 21 Dynamic pressure range (Sway, T=2s,
Vertical bulkhead Type-3)

Fig. 22 Dynamic pressure range (Sway, T=2s,
Horizontal bulkhead Type-1)

Fig. 23 Dynamic pressure range (Heave, T=2s,
Horizontal bulkhead Type-1)

Fig. 24 Dynamic pressure range (Heave, T=2s,
Horizontal bulkhead Type-2)

 Fig. 25 Dynamic pressure range (Heave, $T=2s$, Horizontal bulkhead Type-3)

 Fig. 28 Dynamic pressure range (Roll-Side, $T=2s$, Vertical bulkhead Type-1)

 Fig. 26 Dynamic pressure range (Heave, $T=2s$, Vertical bulkhead Type-1)

 Fig. 29 Dynamic pressure range (Roll-Center, $T=2s$, Horizontal bulkhead Type-1)

 Fig. 27 Dynamic pressure range (Roll-Center, $T=2s$, Vertical bulkhead Type-1)

 Fig. 30 Dynamic pressure range (Roll-Side, $T=2s$, Horizontal bulkhead Type-1)

7. 矩形タンク内壁面圧力の推定式

矩形タンク内の壁面圧力推定式を

$$p = -\rho g(z + y\phi - H) + \rho \omega^2 [y\eta + (z - kH)\zeta + \{(z - kH)(y - \bar{y}) - y(z - \bar{z})\}\phi] \quad (13)$$

と仮定し、正方形断面タンクを2次元運動させた場合の実験結果よりその妥当性を検討したところ、変動圧の基準点を、タンク中心線上、タンク体積中心とタンク頂面中央の中間点とすれば、(13)式によりおおむね良好に圧力分布が推定できることが分かった。すなわち、(13)式で $k = 0.75$ (タンク頂面からタンク深さの1/4の位置) とすることになる。ちなみに、 $k = 0.5$ とすればいわゆる B 法と同一になる。ここで、座標系は、Fig. 2 に示す通り、座標原点をタンク底部のセンターラインにとり、y 軸は水平横向き、z 軸は鉛直上向きとし、H はタンク高さである。また、 $(\bar{y}, \bar{z})$ は roll の回転中心の座標である。

IACS-CSR の直接強度評価等では、船倉に作用する加速度ベクトルの始点側となる点を変動圧の基準点とし、船倉内に負圧が生じないような圧力分布を仮定しているが、本論文の検討結果より、この方法で推定される圧力分布は実験により求められた圧力分布とは若干異なることがわかった。また、このような方法では運動の方向によって推定式を切り替えないと煩雑さが増えるが、本論文で用いた推定式ではこのような煩雑さは生じない。

8. 結言

本研究では、液体が満載された正方形断面のタンクを用い、タンク内に制水隔壁を設置した場合も含めて、船倉内変動圧を計測し、その結果を基に、船体構造設計におけるタンク内壁面圧力推定式として(13)式を検討した。得られた結論は以下のとおりである。

- 傾斜静水圧の圧力の基準点(圧力がゼロとなる点)は、「タンク頂面の中央」とすればよい。
- タンクが sway, heave, roll の単独運動をした場合の変動圧の基準点は、「タンク中心線上、タンク体積中心とタンク頂面中央の中間点」とすれば、おおむね精度の良い推定ができる。
- 矩形タンク内に制水隔壁を設けた場合、sway, heave, roll 運動とも、隔壁が水平・鉛直どちらに設置されても、穴の大きさや穴の数によらず、隔壁が無いとして(13)式で圧力を推定することができる。
- (13)式の推定式は、運動周期が短くなると推定精度は若干落ちるが、変動圧振幅における最大推定誤差は、

最も大きな場合でも、最大静水圧の10%以内である。

- 本実験により得られた変動圧力分布は、IACS-CSR で用いられている変動圧力分布とは若干異なることが判明した。

謝 辞

本研究を遂行するに当たり貴重なご意見をいただいた、ユニバーサル造船株式会社 有明事業所 山本聡氏に謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 永元隆一, 高橋雄, 川村昭宣, 山下寿夫, “槽内変動圧と波浪変動圧の位相を考慮した設計荷重について”, 西部造船会 会報 59 号, 1980.
- 2) 倉本美男, 戸沢秀, 白木原浩, 井上俊司, 伏見彬, “波浪中の船体局部応力のシミュレーション手法に関する研究”, 日本造船学会論文集 第170号, 1991.
- 3) 深沢塔一, “大型船の疲労強度検討のための船側変動圧に関する研究”, 日本造船学会論文集 第171号, 1992.
- 4) S.K.Lee and T.Fukasawa, “On the Inner Liquid Pressure of the Airtight Tank in Rolling Motion”, TEAM XII, 1998.
- 5) 日本海事協会, “油タンカー用共通構造規則(鋼船規則 CSR-T 編)”, 2010 年度.
- 6) 日本海事協会, “ばら積貨物船用共通構造規則(鋼船規則 CSR-B 編)”, 2010 年度.
- 7) 菱田敏男, 田中紀男, “艙油が横揺性に及ぼす一影響”, 関西造船協会誌 第77号, 1954.
- 8) 菱田敏男, 田中紀男, 北村博, 林理三郎, “槽油が槽構造に与える荷重について”, 関西造船協会誌 第82号, 1956.
- 9) 遠山泰美, 明石委子, “船体運動によるタンク内変動圧の計算法について”, 関西造船協会誌 第229号, 1998.

Appendix

菱田ら^{7,8)}によると、Fig. A-1 に示す矩形タンク内がタンク中心周りに roll 運動した場合の変動圧力は以下の式で与えられるとしている。

$$p = \rho \ddot{\phi} y z + \rho \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\partial A_{2n+1}}{\partial t} \sin \frac{(2n+1)\pi y}{2a} \sinh \frac{(2n+1)\pi z}{2a} \quad (A-1)$$

$$A_{2n+1} = (-1)^{n+1} 8 \dot{\phi} \frac{(2a)^2}{(2n+1)^3 \pi^3} \operatorname{sech} \frac{(2n+1)\pi h}{4a}$$

ここで、2a はタンク幅、h はタンク高さである。なお、(A-1)

式では、変動圧の基準点はタンク中心 (Fig.A-1 の O 点) にある、と仮定している。菱田らは、この圧力は、級数部分の初項のみで十分であるとしているので、(A-1)式は、

$$p \approx \rho \ddot{\phi} \left[yz - \frac{32a^2}{\pi^3} \operatorname{sech} \frac{\pi h}{4a} \sin \frac{\pi y}{2a} \sinh \frac{\pi z}{2a} \right] \quad (\text{A-2})$$

と簡略化できる。(A-2)式中、 $\sin$ 項と $\sinh$ 項を展開しその初項のみをとると、それぞれ単独では誤差が大きくなるが、両項の積は初項同士の積で近似することができるので、部分的には誤差が若干拡大するものの、

$$\sin \frac{\pi y}{2a} \sinh \frac{\pi z}{2a} \approx \left(\frac{\pi y}{2a} \right) \left(\frac{\pi z}{2a} \right) \quad (\text{A-3})$$

とおく。(A-3)式を(A-2)式に代入すると、

$$p \approx \rho \ddot{\phi} y z \left[1 - \frac{8}{\pi} \operatorname{sech} \frac{\pi h}{4a} \right] \quad (\text{A-4})$$

が得られる。(A-4)式を正方形断面のタンクについて計算してみると、

$$p \approx -0.01 \rho \ddot{\phi} y z \quad (\text{A-5})$$

となる。すなわち、正方形断面のタンクの場合、roll による変動圧はほぼゼロに近くなることがわかる。

Fig. A-1 Rectangular tank in roll motion