

大型起重機船吊り荷の能動型制振装置の開発

鍛治壮吉¹・宮本好英²・谷田宏次³
山下誠也⁴・朝田 宏⁵・牟田口勝生⁶

- ¹ 正会員 白島石油備蓄(株)建設一部(〒100 東京都千代田区内幸町 2-2-3)
² 正会員 ハザマ 九州支店土木部(〒810 福岡市中央区菜院3-16-27)
³ 正会員 工博 石川島播磨重工業(株)技術研究所機械鉄構開発部
 (〒235 横浜市磯子区新中原町1番地)
⁴ 正会員 工博 石川島播磨重工業(株)技術研究所船舶海洋開発部
 (〒235 横浜市磯子区新中原町1番地)
⁵ 石川島播磨重工業(株)船舶海洋事業本部船舶海洋技術部
 (〒135 東京都江東区豊州 2-1-1)
⁶ 石川島播磨重工業(株)鉄構事業部開発部
 (〒135 東京都江東区豊州 3-1-15)

白島石油備蓄基地における大型起重機船を用いたケーソン玉掛け作業は、波浪による船体動揺が大きくなると困難となるため、作業を中断または実施できなくなる事態が生じる。本報告では、起重機船吊り荷の動揺低減のための能動型制振装置の開発を行った。このため実船の波浪中動揺計測を行い、吊り荷の動揺メカニズムを解明し、吊り荷に能動型制振装置を設置することによる動揺低減効果について理論的検討を行った。さらに能動型制振装置の効果を確認するため、約 1/40 の起重機船模型による水理実験を実施した。この結果、本装置を作動することにより、対象となる吊り荷の動揺が 1/3 ~ 1/2 に低減する顕著な制御効果を示し、理論と実験とが良好な対応を示すことを実証した。

Key Words : active mass damper, large-sized floating crane, motions in waves, feedback & feedforward control

1. はじめに

北九州市の北方約 8 km の沖合に浮かぶ白島の南東海域に建設中の「白島石油備蓄基地」は、原油備蓄容量 560 万 kl の大規模洋上備蓄基地である(図-1参照)。本基地は 8 隻の原油貯蔵船を波浪から防護するため、貯蔵施設周辺に 122 函のケーソンと捨て石マウンドからなる混成式防波堤を設置している。

原油貯蔵船を防波堤で囲まれた基地内に入船させる際には、3000 t 級の大型起重機船を用いてケーソン(重量約 2000 t)の吊り上げ移動作業を行う。この起重機船作業は防波堤外側から行わざるを得ないため、波高および波周期によっては起重機船の動揺が大きくなり、ケーソン玉掛け作業が困難となるため、作業を中断または実施できなくなる事態が生じる。このような事態を改善するため、現在までに講じた起重機船ジブの倒伏角度の調整や、バラストタンクへの海水バラスト増量などの対処的対策¹⁾に加え、抜本的な対策として著者等は高層ビル、橋梁主塔などの風や地震による揺れを低減するために実

用化されている能動型制振装置²⁾を起重機船吊り枠の動揺低減に適用することを検討した。1995年5月の5番貯蔵船入船時に、起重機船および吊り枠の動揺計測を行い、吊り枠の動揺メカニズムを明らかにした。これらの結果をもとに、理論解析を行った結果、吊り枠に能動型制振装置を設置する方式が最も有効であるとの結論に達し、本方式の効果を確認するため起重機船模型に制振装置を設置して水槽での波浪中動揺実験を実施した。この結果、ほぼ理論計算どおりの顕著な動揺低減効果を実証した。本方式は、今後増加の傾向にある海洋工事に多大な貢献が期待できるため、以下に報告する。

2. 起重機船の動揺計測

(1) 計測の方法

1995年5月の5番貯蔵船入船時のケーソン開閉作業時に、起重機船の玉掛け直前の状態、すなわち吊りワイヤがケーソンに連結されていない状態において、起重機船および吊り枠の波浪中での動揺計測を行った。

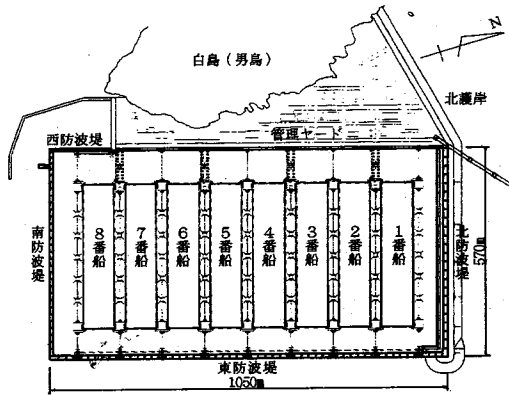


図-1 白島石油備蓄基地および起重機船係留状況

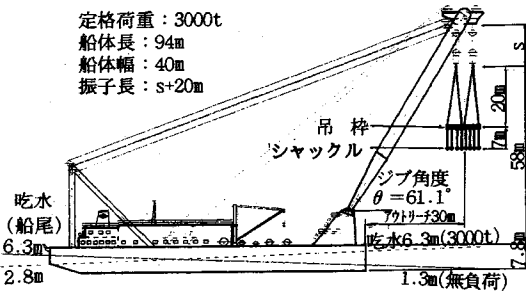
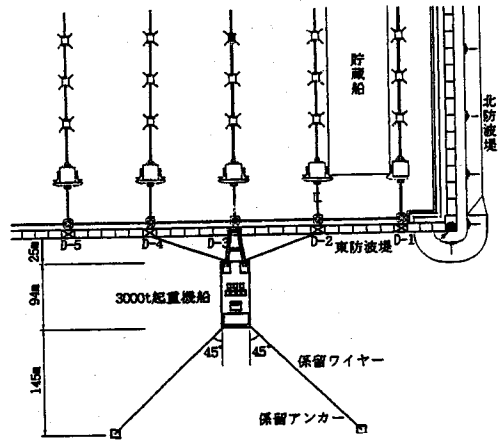


図-2 大型起重機船の概念図

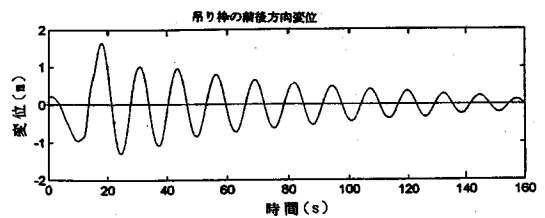


図-3 吊り棒の自由振動応答 (実測値)

対象起重機船の主要目を図-2に示す。計測の方法は、船体に設置したジャイロ計により縦揺れ、横揺れの角度、サーボ型加速度計により船体重心近傍位置での上下、前後、左右加速度などを計測した。また吊り棒に設置した加速度計により、吊り棒重心位置での前後、左右および振れ加速度を同時計測した。そのほか基地北側に位置する定点観測施設において波浪観測も実施した。さらにジブ先端で支持された吊り棒、ワイヤの振り子系としての単体動揺特性を把握するため、吊り棒位置をケーブルを介してウィンチで引っ張った後、自由振動させることにより固有周期、減衰比を測定した。

(2) 計測結果およびその考察

吊り棒をワイヤで引っ張り、その後自由振動させた時の時刻歴波形を図-3に示す。この波形を分析することにより、吊り棒の振り子系としての固有周期は12.7s、減衰比は約2.7%の値が得られた。

また、起重機船ワイヤをケーソンに連結する直前の状態における、波浪中での吊り棒重心位置の水平面内の軌跡、およびジブ先端、吊り棒重心の水平変位の300s間の時刻歴波形の一例を図-4(a)～(c)に示した。同図においてジブ先端変位は、該部に直接センサを設置できなかったため、船体重心位置での動揺角、および上下、左右、前後加速度の記録波形をもとに計算により求めた。また吊り棒重心位置での変位波形は、加速度記録波形から数値積分により求めたものである。計測時の気象および海象条件を表-1に示した。

これらの計測結果により、次のことが明らかになった。

- ジブ先端の左右揺れの周期は7～8s程度で、これは後述のごとく吊荷状態での船体横揺れの固有周期にほぼ一致している。
- 吊り棒の左右方向変位は最大±1.5mであり、ジブ先端とほぼ同じ周期成分で動揺している。

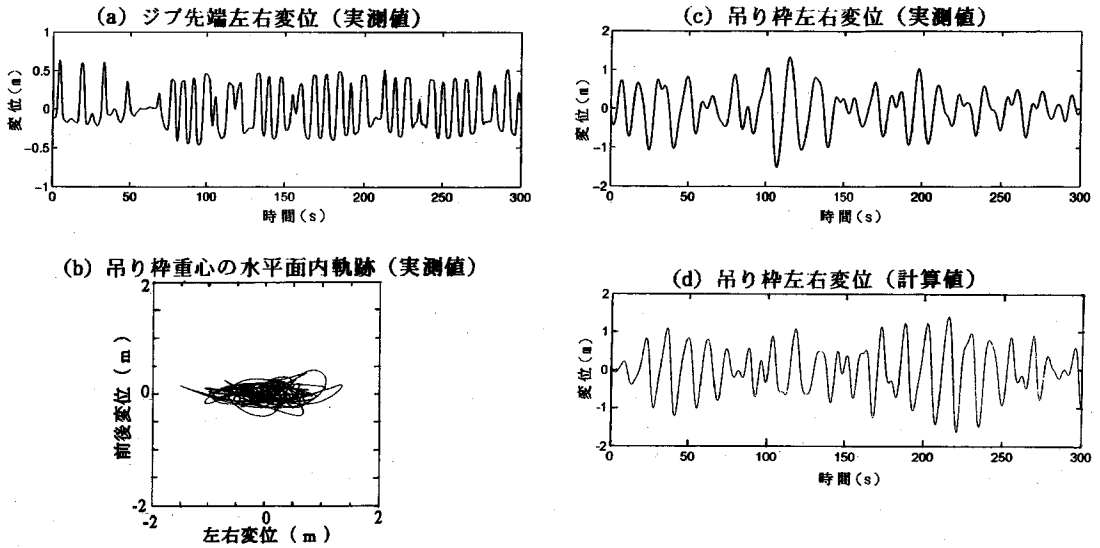


図-4 起重機船ジブ先端および吊り杵の動揺計測結果

表-1 起重機船動揺計測時の気象条件

吊り杵状態	: ケーン吊り直前
平均風速	: 1.7(m/s)
最大風速	: 2.6(m/s)
風向 (定点観測)	: 南
波方位 (定点観測)	: 北
定点観測有義波高 (H _{1/3})	: 0.76(m)
定点観測有義波周期 (T _{1/3})	: 6.3(s)
スペクトル分析ピーク周期	: 6.8(s)
起重機機船近傍有義波高 (H _{1/3})	: 0.35(m)
起重機機船近傍有義波周期 (T _{1/3})	: 6.3(s)

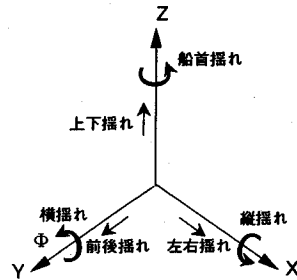


図-5 船体運動の座標軸

c)吊り杵の前後方向の変位は、左右方向に比べて約 1/3 以下で比較的小さい。さらに吊り杵の振れの影響はほとんど無視できる程度である。

以上の結果により、波浪中で船体が固有周期で横揺れし、ジブ先端の左右方向の揺れが強制外力としてワイヤに作用し、吊り杵が主として左右方向に振り子運動していることが判明した。

3. 起重機船および吊り杵の動揺特性解析

(1) 起重機船の動揺特性解析

吊り荷を吊った状態のときの、起重機船の波浪中動揺特性を理論的に解析するにあたっては、一般に船体の動揺と吊り荷の動揺との連成を考慮にいれな

ければならない。波浪中の船体の運動は、図-5に示すように並進運動である前後揺れ、左右揺れおよび上下揺れと、回転運動である横揺れ、縦揺れおよび船首揺れの、6種類のモードの動揺の組み合わせであらわされる。このうち、吊り荷の左右揺れとの連成が支配的であるのは船体横揺れである。船体と吊り荷との、連成を考慮した一般的な運動方程式は文献3)に示されており、ここでは横揺れ角 $\phi(t)$ 、左右揺れ $x(t)$ 、および吊り荷の揺れ角 $\delta(t)$ 間の連成の運動方程式を示すにとどめる。

左右揺れ

$$\left(\frac{W}{g} + m_{xx} \right) \ddot{x} + N_{xx} \dot{x} + m_{\phi x} \ddot{\phi} + N_{\phi x} \dot{\phi} + m_{\delta} \ddot{\delta} = F_{\phi x} e^{i\omega t} \quad (1)$$

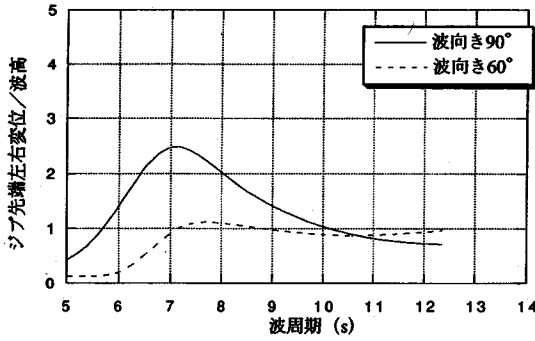


図-6 規則波中のジブ先端左右変位応答計算値

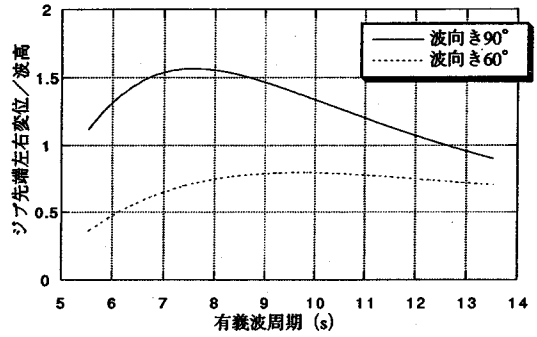


図-7 不規則波中のジブ先端左右変位応答計算値

横揺れ

$$(I_{\phi\phi}/g + m_{\phi\phi}) \ddot{\phi} + N_{\phi\phi} \dot{\phi} + W \cdot GM \phi + m_{x\phi} \ddot{x} + N_{x\phi} \dot{x} - m \ell \ell_0 \ddot{\delta} = M_{\phi\phi} e^{i\omega t} \quad (2)$$

吊り荷の揺れ角

$$m \ell^2 \ddot{\delta} + w \ell \dot{\delta} + m \ell \ddot{x} - m \ell \ell_0 \ddot{\phi} = 0 \quad (3)$$

m_{xx} , $m_{\phi\phi}$: 付加質量, N_{xx} , $N_{\phi\phi}$: 減衰係数
 $m_{\phi x}$, $m_{x\phi}$, $N_{\phi x}$, $m_{x\phi}$: 連成係数
 $F_{\phi x}$, $M_{\phi\phi}$: 波強制力, 波強制モーメント
 また g , W , $I_{\phi\phi}$ および GM はそれぞれ, 重力の加速度, 船の重量, 横揺れ慣性モーメントおよびメタセンタ高さである。さらに, m , ℓ および ℓ_0 は, それぞれ, 吊り荷の質量 ($m = w/g$), 吊り索の長さおよび起重機船の重心からジブ先端までの高さとする。なお, W は吊り荷重量を含む船体の重量であり, $I_{\phi\phi}$ は吊り荷重量をジブ先端に固定したと仮定したときの, 船体の横揺れ慣性モーメントである。

式(1)および(2)で m を含む項が吊り荷の運動との連成項をあらわす。付加質量, 減衰係数および連成係数は, 流体力に関する境界値問題を解いて求めなければならない値であるが, 本報告では, 箱型浮体に広く適用されている2次元領域分割法と一般船舶で用いられるストリップ法を組み合わせた手法により算定した。

この計算法を, 前節で述べた起重機船に適用し, 規則波中および不規則波中での, ジブ先端左右変位を計算した。このとき起重機船を, 長さ:94m, 幅:40m, 喫水:3.8m, 排水量:14645t, 重心高さ:10.9m, 横回転半径:14.8mの諸元をもつ箱形浮体と見なした。付加質量, 減衰係数, 連成係数などは, 上述のように2次元領域分割法により求めている。不規則波中計算では, 波の峯が平行となる長波頂不規

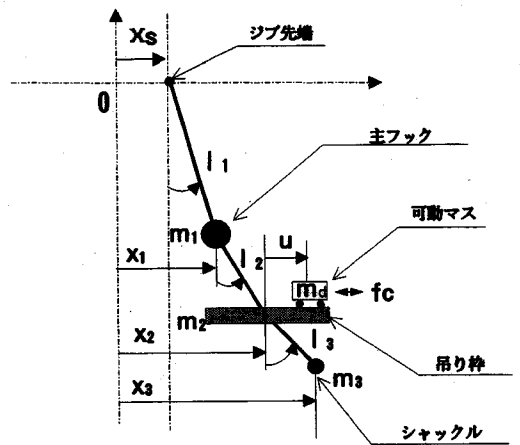


図-8 起重機船吊り枠および制振装置の計算モデル

則波を用い, 波スペクトルとしては Bretschneider - 光易型スペクトルを用いた。

図-6および図-7にそれぞれ規則波中および不規則波中のジブ先端の左右変位の計算値を示す。規則波中の計算値は, 左右変位の振幅を波高で除した値, 不規則波中の計算値は左右変位の有義値(片振幅)を有義波高で除したものである。規則波中の波向き90度の計算結果から, ジブ先端左右変位の卓越周期は約7sであることがわかるが, これは吊荷状態での横揺れ固有周期に対応する。ジブ先端左右変位の振幅は, 図-6からわかるように波向きが90度から60度の斜め波状態になると大きく減少し, 波周期7s付近では半分以下である。

表-1に示した実船計測時の波条件に対するジブ先端の左右変位計算値を図-7から読み取ると約1.4m(単位有義波高あたり)である。実船試験時の有義波高0.35mを乗じると, ジブ先端左右変位は約0.5

mとなり、図-4(a)に示す実測値に近い値となることがわかる。

(2) 吊り枠の動揺特性および能動型制振装置による効果解析

(1)項においては吊り枠を簡単な1自由度振り子として船体の動揺特性を算定したが、本項では吊り枠の動揺特性および能動型制振装置を設置した際の制御効果をより詳細に検討するため、図-8に示す計算モデルにより振り子系を主フック、吊り枠および吊り金具(シャックル)の3自由度系に置き換え、船体との連成影響を無視して、起重機のジブ先端位置で強制左右変位 X_s が与えられるものとした。

能動型制振装置は吊り枠の台上に設置するものとし、吊り枠の動揺を検知することにより装置の制振体を左右方向に最適にスイングさせ、慣性反力を利用して吊り荷の動揺を低減する方式について検討する。実船計測結果によると、吊り枠の水平面内の動揺は左右方向が前後方向の約3倍であるため、制振対象は左右方向のみとした。このような制振体を用いた能動型制振装置については、高層ビルや長大橋梁主塔の風や地震による揺れを対象にすでに実用化されており、ハイブリッド方式、アクティブ方式に大別される²⁾。ハイブリッド方式は対象の振動数領域がほぼ一定である場合に、制御パワーを低減する効果がある。しかし、起重機船により横揺れ固有周期が異なり、またワイヤの吊り長さにより対象とする振動数領域が変化することなどを考慮して、本報告ではアクティブ方式を採用した。このとき図-8の計算モデルに対する運動方程式は以下のとおりである。

$$MX + CX + KX = F - F_0 \quad (4)$$

$$X = [x_1, x_2, x_3]^T$$

$$M = \text{diag}(m_1, m_2, m_3)$$

$$C = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 & 0 \\ -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 \\ 0 & -c_3 & c_3 \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} \tilde{m}_1 \omega_1^2 + \tilde{m}_2 \omega_2^2 & -\tilde{m}_2 \omega_2^2 & 0 \\ -\tilde{m}_2 \omega_2^2 & \tilde{m}_2 \omega_2^2 + \tilde{m}_3 \omega_3^2 & -\tilde{m}_3 \omega_3^2 \\ 0 & -\tilde{m}_3 \omega_3^2 & \tilde{m}_3 \omega_3^2 \end{bmatrix}$$

$$F = [c_1 x_s + m_1 \omega_1^2 x_s, 0, 0]^T$$

$$F_0 = [0, -f_0, 0]^T$$

$$\omega_i^2 = g/l_i, \quad \tilde{m}_i = \sum m_j \quad (i=1 \sim 3)$$

式(4)において M , C , K は振り子系の質量、減衰、剛性マトリックスを表し、 X は各質点の絶対変位、 F はジブ先端から入力される等価外力ベクトルを表す。また f_0 は制振装置を起動する事により発生する

作用力を表し、制振体の質量を m_s 、吊り枠に対する相対変位を u とすると、

$$m_s (\ddot{x}_2 + u) = f_0 \quad (5)$$

の関係がある。またアクチュエータはACサーボモータを用いるものとし、制振体に対し変位制御系を構成する。このときの制振体の機構も含めたサーボモータ系の動特性を、次式に示す2次遅れ系で近似する。

$$\ddot{u} + 2\zeta_m \omega_m \dot{u} + \omega_m^2 u = \omega_m^2 \tilde{u} - \ddot{x}_2 \quad (6)$$

ただし \tilde{u} : 変位指令値

ω_m, ζ_m : サーボ系の固有角振動数、減衰比

式(5)を式(4)に代入して f_0 を消去し、

$X_a = [X, u]^T$ として式(6)も含めたシステム全体の運動方程式は次式の形に書き換えられる。

$$M_a \ddot{X}_a + C_a \dot{X}_a + K_a X_a = F_a + B_a \tilde{u} \quad (7)$$

ただし $F_a = [F, 0]^T$

$$B_a = [0, 0, 0, \omega_m^2]^T$$

これより $X = [X_a, \dot{X}_a]^T$ とおけば、式(7)は次式の形に書き換えられる。

$$\ddot{X} = A\dot{X} + B\tilde{u} + W \quad (8)$$

ただし

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M_a^{-1} K_a & -M_a^{-1} C_a \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ -M_a^{-1} B_a \end{bmatrix}$$

$$W = \begin{bmatrix} 0 \\ -M_a^{-1} F_a \end{bmatrix}, \quad I : \text{単位マトリックス}$$

式(8)のシステムに対し、以下のような出力フィードバック \tilde{u}_b およびフィードフォワード制御 \tilde{u}_f を施すものとする。

$$\tilde{u} = \tilde{u}_b + \tilde{u}_f \quad (9)$$

ただし $\tilde{u}_b = k_{b1} x_2 + k_{b2} \dot{x}_2 + k_{b3} u + k_{b4} \dot{u}$

$$\tilde{u}_f = k_{f1} x_s + k_{f2} \dot{x}_s$$

k_b, k_f : フィードバックおよびフィードフォワードゲイン

すなわちフィードバック制御では吊り枠位置での左右変位、速度、および可動マスの相対変位、速度信号を用いるものとし、フィードフォワード制御ではジブ先端位置での左右変位、速度信号を用いる。通常のフィードバック制御に上述のフィードフォワード制御を加えた理由は、実船での振り子系の固有周期が約12sであるのに対して、波浪中における吊り枠動揺は船体固有周期である7s付近の成分が卓越した強制振動の影響が大きい。このため、振り

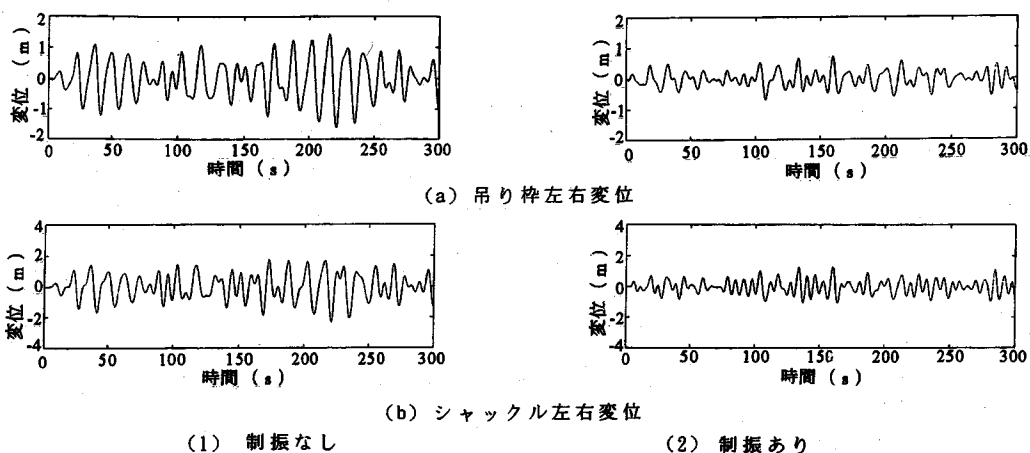


図-9 制振効果の数値シミュレーション結果

(フィードバック+フィードフォワード制御, 入力:ジブ先端左右変位実測値)

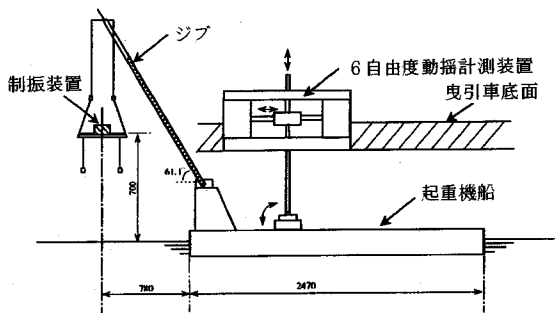


図-10 起重機船模型構成図

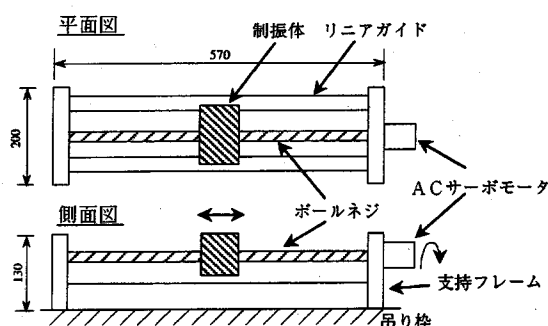


図-11 制振装置模型構成図

子系に減衰を付与するフィードバック制御だけでは制振効果が不十分なためである。式(9)に示すフィードバックゲイン k_b は、3自由度振り子系を吊り枠位置での等価な1自由度系に置換することにより、LQ制御理論を用いて決定した。

またフィードフォワードゲイン k_f は、式(7)において外乱相殺の手法⁴⁾を用いて制御力 f_c が過大とならない範囲で

$$B_s \ddot{u}_r \approx -F_s \quad (10)$$

となるように数値シミュレーションにより決定した。

以上の計算法にもとずき、制振装置なしの場合の吊り枠左右変位の計算値と実船実測値との比較を図-4(c),(d)に示した。計算値はジブ先端の左右変位の実船実測値を強制変位として入力したものである。この結果、計算値と実測値はほぼ良好な一致を示していることがわかる。

図-4の実船稼働状況に対して、制振装置を作動した場合の吊り枠および吊りワイヤ先端のシャックル位置での左右変位応答計算値を図-9に示した。

装置制振体は吊り枠位置での1次モーダル質量の約20%の35t(装置総重量:60t)と設定した。またシャックル m_s の等価重量は15t, $l_s=7.0m$ とし、制振なしの場合の吊り枠1次固有周期を12.7s, 減衰比0.03とした。制振装置の仕様は、装置が作動することにより現場作業をより安全で容易とするため、吊り枠の動揺を約1/3に低減することを目標にし、制御のフィードバックおよびフィードフォワードゲインを決定した。外乱に相当するジブ先端左右変位は図-4(a)の実測値を入力して計算した。図-9の結果より、装置を作動することにより、吊り枠変位が1/3~1/2に低減し、ほぼそれに比例して作業上重要なシャックル位置での変位も低減できることが計算上確認された。

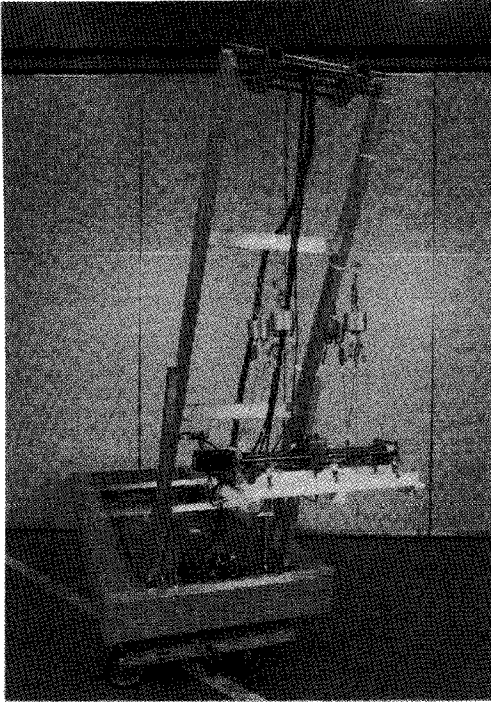


写真-1 制振装置を設置した起重機船模型

4. 起重機船および能動型制振装置模型による水理実験

(1) 実験方法

3章で述べた船体、吊り枠の動揺特性および能動型制振装置を設置した際の制御効果を検証する目的で以下の水理模型実験をIHI 運動性能水槽（長さ:70m、幅:30m、水深:3m）において実施した。

起重機船は1/38.06の箱型の縮尺模型であり、長さ:2.47m(94m)、幅:1.05m(40m)、喫水:0.1m(3.8m)、排水量:260kg(14645t)、重心高さ:0.13m(11.8m)である。ここに括弧内の数字は実船の値を示す。

この箱型模型にクレーンのジブ模型を取り付け、ジブ先端からワイヤにより吊り枠模型を吊り下げた（図-10、写真-1）。制振装置の機構を図-11に示した。制振体はリニアガイド上を水平方向に移動でき、ボールねじを介してACサーボモータにより駆動する機構とし、吊り枠の上面に設置した。制振体の質量は3.4 kgであり、装置支持台も含む吊り荷に対する有効質量比は20%であり実機の場合と等しく設定した。

図-12の制御ブロック図に示すように、吊り枠上

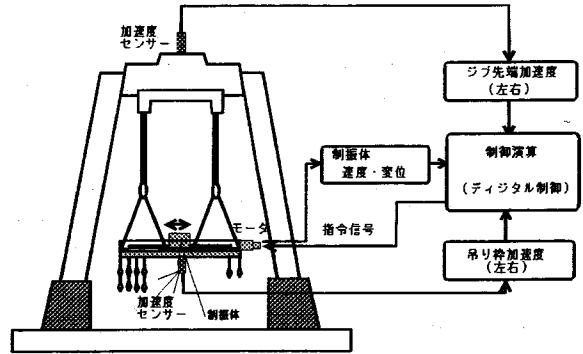


図-12 制振ブロック図

に取り付けた加速度計、およびモータのパルスジェネレータ信号により、それぞれ吊り枠および制振体の左右方向変位、速度をフィードバックした。またフィードフォワード制御信号としてはジブ先端の左右方向に取り付けた加速度計信号を用いた。これらの制御信号をもとにDSPを用いたデジタル演算により、制振体の変位命令信号をACサーボモータに出力した。そのほか起重機船の動揺は、模型の重心に取り付けた機械式動揺計測装置を用い、ジブ先端および吊り枠の水平変位は非接触光学式センサでも計測した。

規則波中試験では波高一定（実機0.375m相当）、波周期4種類（6, 7, 8, 9s相当）とし、不規則波中試験では有義波高0.76 m、有義波周期6, 7sの2種類（いずれも実機換算）とした。波の入射角は、規則波中試験の場合90度（横波）と45度（斜め追波）、不規則波中試験の場合は90度とした。

(2) 試験結果と計算値の比較

制振装置を作動しない場合の規則波中試験により得られた、起重機船模型の応答振幅の実験値と計算値の比較を図-13および図-14に示した。各図の横軸は実機換算の波周期、縦軸は応答振幅の無次元値で示した。実験では、制振装置作動/非作動による横揺れの差を明確にするため、船体の左右揺れや前後揺れを拘束して行った。これらの結果により、船体横揺れ、ジブ先端の水平変位ともに実験値と計算値はほぼ良好な対応を示しており、3章で述べた船体運動の理論計算法の妥当性が確認できる。規則波中

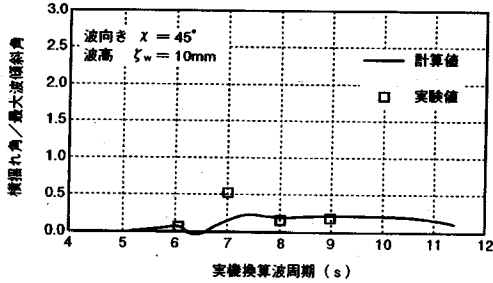
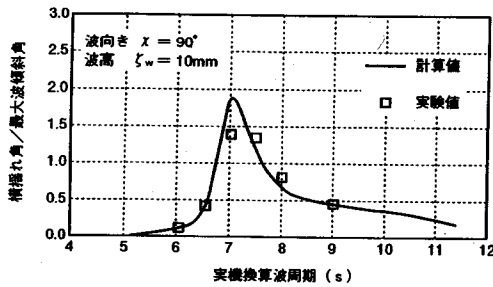


図-13 規則波中の船体横揺れ応答

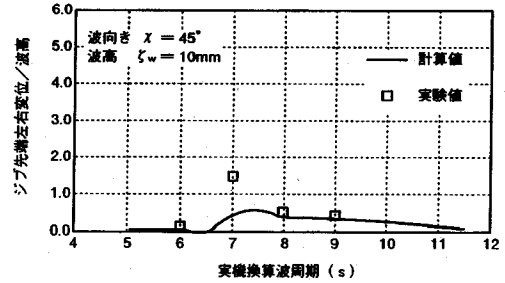
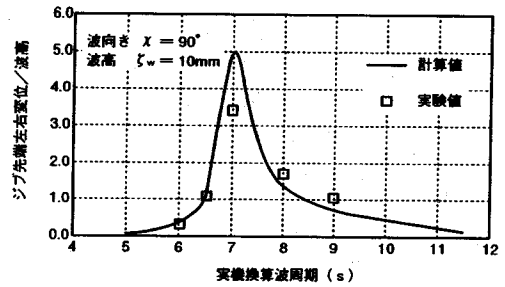


図-14 規則波中のジブ先端左右変位応答

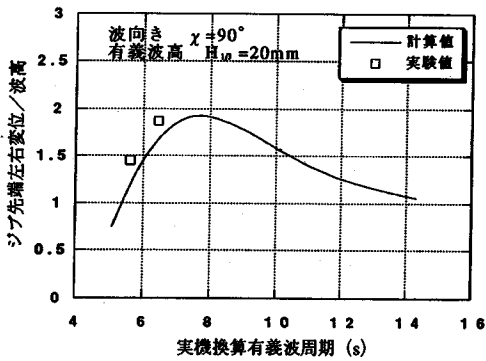


図-15 不規則波中の船体横揺れ応答

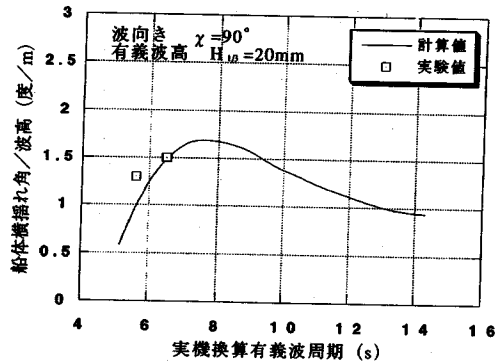


図-16 不規則波中のジブ先端左右変位応答

の入射角90度の試験では、起重機船の船体横揺れ固有周期7.4s付近で応答が最大となり、これにともないジブ先端および吊り枠の水平変位も大きくなっている。一方、入射角45度の場合には、入射角90度の場合に比べて船体応答が数分の一に低減し、規則波中では波の入射角の影響が大きいことがわかる。

不規則波中での横揺れおよびジブ先端左右変位応答の実験値と計算値の比較を、それぞれ図-15および図-16に示す。この結果、不規則波中についても実験値と計算値がほぼ対応していることが明らかである。また不規則波中においては規則波中の船体動揺特性と比べると、応答曲線がなだらかとなり、波周期および波の入射角に対する変化が小さくなることがわかる。

つぎに能動型制振装置の制御効果に対する計算と実験の比較を行い、規則波中および不規則波中試験において得られた吊り枠水平変位の制御あり、なしの比較を図-17および図-18に示した。図-17より装置を作動することにより、吊り枠の水平変位は規則波中の場合、船体の横揺れ固有周期である波周期7s付近では約1/5に低減している。一方、不規則波中の場合、制振効果は規則波中に比べて若干低下するが、装置を作動することにより吊り枠左右変位は1/3~1/2以下に低減しており、理論計算値ともほぼ良好な一致を示している。図-18に示すように、不規則波中での吊り枠左右変位の時刻歴応答も制振装置作動/非作動ともに計算と実験とが良く一致することが検証された。

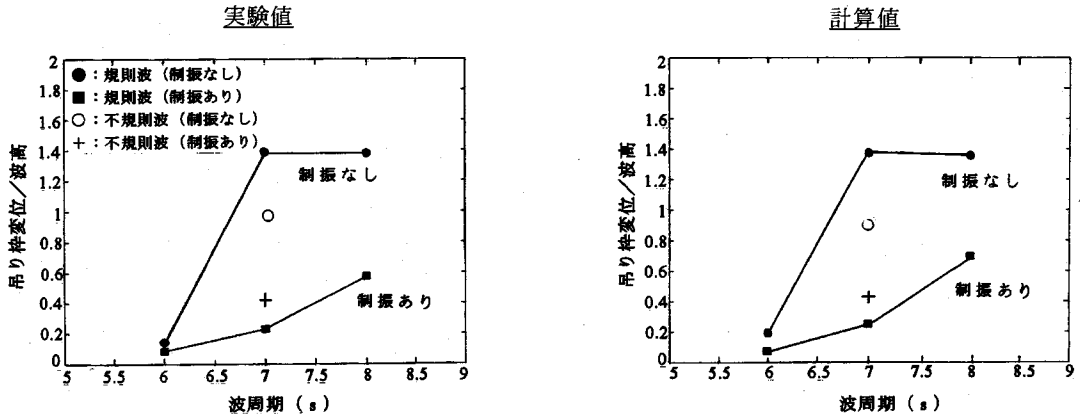


図-17 吊り枠制振効果の実験値と計算値の比較
(不規則波中の場合は有義波高, 有義変位を示す)

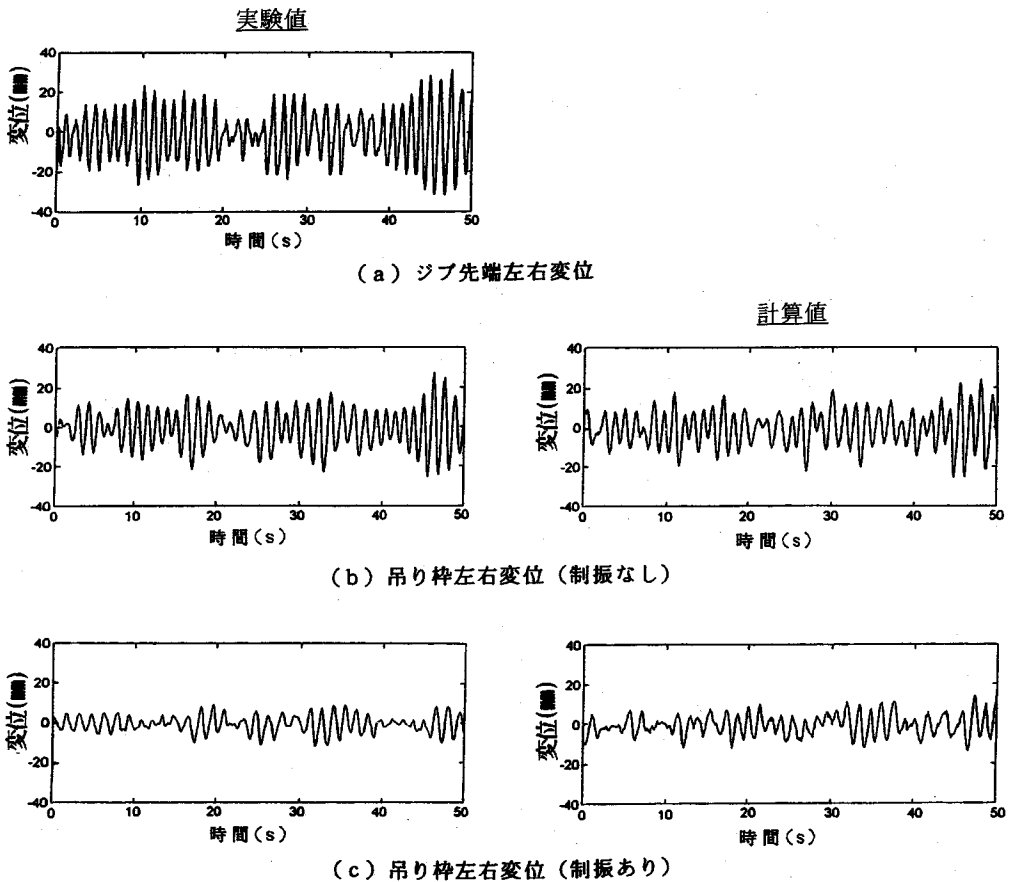


図-18 不規則波中での吊り枠時刻歴応答—実験値と計算値の比較

5. まとめ

白島石油備蓄基地での大型起重機船によるケーソン移動作業の効率を向上するため、実船稼働時の動揺を計測し、対象となる吊り枠の動揺メカニズムを明らかにした。さらに吊り枠に能動型制振装置を設置することによる動揺低減効果について理論的検討を行うとともに、水理模型実験を行いその効果を実証した。本研究により得られた主要な成果は以下のとおりである。

- 1) 実船計測により、吊り枠の水平動揺は主として波浪中における起重機船の横揺れ同調による影響によるものであり、吊り枠の水平方向が、前後方向に比べて約3倍変位しており支配的であることが明らかとなった。
- 2) 起重機船および吊り枠の波浪中での動揺特性の理論計算法を導き、この結果、吊り枠上に能動型制振装置を設置することにより、対象となる吊り枠の左右変位を約1/3～1/2に低減でき、シャックルの揺れも吊り枠のそれにほぼ比例して低減することを示した。その際にはジブ先端位置での動揺を検知することによるフィードフォワード制御が有効であることを明らかにした。
- 3) 能動型制振装置の制御効果を検証するため、縮尺比約1/40の起重機船模型を用いて、規則波および不規則波中における水理実験を行った。この結果、理論計算値と実験値はほぼ良好な一致を示し、目標どおりの制御効果が得られるこ

とを確認した。

現在、能動型制振装置の実機（制振体:35 t, モーター容量:132 kw）を製作中であり、白島石油備蓄基地において7番貯蔵船の、1996年5月中旬の泊地内入船時以降、現地の大型起重機船に設置して稼働させる予定である。能動型制振装置を起重機船吊り枠の動揺低減に適用するのは世界初である。今後、外海における海洋工事が増加する傾向にあり、各種作業船の動揺低減に対して適用範囲も広く、起重機船の稼働率向上に著しい貢献が期待される。なお、現地での実船適用による成果については別途報告する予定である。

参考文献

- 1) 鍛冶壮吉, 宮本好英, 桑原正博, 松尾和男: 沖合洋上建設工事における起重機船動揺低減対策実証試験, 九州技報, No.18, pp. 54-68, 1995.
- 2) 谷田宏次: 長大構造物へのアクティブ制振技術の適用状況, 日本造船学会誌, 第117号, pp. 62-67, 1994.
- 3) 野尻信弘, 三田重雄: クレーンバージと吊荷の連成運動について, 西部造船会々報, 第59号, pp. 43-55, 1979.
- 4) 野波健蔵, 西村秀和, 崔衛民: フィードフォワード制御による多自由度構造物の外乱相殺制御, 土木学会「振動制御コロキウム PART.B」, pp.265-272, 1991

DEVELOPMENT OF AN ACTIVE MASS DAMPER FOR A SUSPENDED LOAD ON A FLOATING CRANE

Sokichi KAJI, Yoshihide MIYAMOTO, Koji TANIDA, Seiya YAMASHITA,
Hiroshi ASADA and Masao MUTAGUCHI

Caisson slinging work using a large-sized floating crane in the Shirashima Oil Storage Terminal is difficult to conduct when the motion of the hull is strongly affected by waves. Sometimes, work must be interrupted or stopped. To solve this problem, the motion decreasing effect of the suspended load by installation of an active mass damper was investigated theoretically. To further reconfirm the effect of the damper, we carried out motion experiments in waves with a scale model about 1/40 the size of the actual floating crane. As a result, the active mass damper showed a remarkable control effect decreasing the motions of the suspended load due to waves to 1/3 -1/2, verifying that theory and experiments for the active mass damper have good correlation.