動揺安定台の実用化に関する研究 -動揺シミュレーションによる減揺効果の確認-

鈴木 雅人*・南 清和**・大津 皓平***

A Utilitarian Type of Horizontal Stabilizing Platform -Verification of the Ship Motion Reduction Effect by the Preproduction Simulation of Ship Motion in Wave-

Masato SUZUKI and Kiyokazu MINAMI and Kohei OHTSU

Abstract

In this research, we designed and produced on-board Horizontal Stabilizing Platform for making it easy to usher in technology established ashore. The platform consists of four-axis parallel robot manipulators with powerful torque and quick response. The control system adopted two types, one is PID feed back control system and the other one is the auto regressive model feed foreword system. In fact, we experimented in order to verify the performance of Horizontal Stabilizing Platform, and verified validity of this stabilizing platform.

Keywords : Horizontal Stabilizing Platform, Ship Motion, Ship Motion Cancel Control, ARmodel

キーワード: 動揺安定台, 船体動揺, 減揺制御, AR モデル

1. はじめに

船舶の動揺が引き起こす事象は、積み荷の荷崩れとそれに伴う破損（ダメージ）さらには乗船者の不快感を誘発し、「船酔い」の原因となる憂慮されるものである。さらに船舶の動揺により、船上空間は動揺が発生することにより陸上空間と大きく環境を違えるため、陸上で開発された技術や機器は船上での動揺対策を行う必要があり、これが船舶に対する技術転用時の大きな障壁となっている。

この事象の原因である船舶の動揺については、舵減揺、フィンスタビライザー、アンチローリングタンクなどの船体の動揺そのものを制御するものや、ハイスティブルキャビン（HSCC）船^{(1), (2), (3), (4)}のように船体に動揺しない空間を創造するための研究がなされてきた。その中でも本論文の著者の一人は、

船体に動揺しない空間を創造することにより、動揺の影響を受けない陸上と同じ環境を確保するための装置として動揺安定台^{(5), (6)}を提案し、その基礎的な技術について研究を行い多くの知見と成果を得ている。

本研究ではこの先行研究を踏まえ、特別な船型を要することなく、より汎用的かつ高い精度で水平保持が可能な装置が必要であると判断した。また、制御の対象を船酔いに限らず、先にも述べた陸上において開発された機器の船舶搭載を可能にする汎用性を持った動揺安定台を考案、設計、および製作をおこなった。そして作成された動揺安定台の減揺効果を確認するための動揺シミュレーションによる実験を行い、制作した動揺安定台の動揺制御能力を検証した。実験は船上において得られた船体動揺データ

* 正会員 東京海洋大学大学院	(〒135-8533 東京都江東区越中島 2-1-6)	masuzuki@e.kaiyodai.ac.jp
** 正会員 東京海洋大学海洋工学部	(〒135-8533 東京都江東区越中島 2-1-6)	minami@e.kaiyodai.ac.jp
*** 名誉会員 東京海洋大学海洋工学部	(〒135-8533 東京都江東区越中島 2-1-6)	

を用い、東京海洋大学所有の動揺再現装置（モーションベース）にて、動揺再現シミュレーションを行い、そのモーションベース上部に制作した動揺安定台を設置し、動揺安定台を制御することにより、動揺下における水平面の保持能力を検証した。本報告では、これら研究において得られた幾つかの知見について報告する。

2. 実験装置

2.1 動揺安定台

本研究で設計・試作した動揺安定台の仕様を Table 1 に示す。また、Fig.1 に動揺安定台の外観を示す。本研究において動揺安定台に搭載する対象となった機器は、近年、大きな問題となっているバラスト水に混入する微生物等について、これを処理するために開発された、いわゆるバラスト水処理装置である。搭載を予定しているバラスト水処理装置は、IMO が採択したバラスト水排出基準を満たす能力を兼ね備えているが、開発時の環境が陸上であったため、海上での使用、特に船上の動揺環境は考慮されていない。そのため、動揺下でのバラスト水処理能力が懸念されるため、動揺安定台上に搭載し、動揺影響を極力抑えることを試みた。

動揺安定台にはベースプレートとプラットフォーム（エンドエフェクタ）があり、これを 4 本の高速油圧アクチュエータを制御し、船体傾斜時においてもプラットフォームを水平に保つようにするパラレルリンク機構である。プラットフォームの傾斜はジャイロセンサによって計測される。

本来ならば船体の運動は 6 軸（ロール・ピッチ・ヨー・スウェー・サージ・ヒーヴ）であるが、この動揺安定台では 2 軸（ロール・ピッチ）を制御対象としている。その理由として、本研究における搭載対象となったバラスト水処理装置については、主として長さ 200m 以上の大型船への設置を考えており、このような大型船舶では大きな並進運動は発生しにくいと予想されること、そしてヨー方向の運動はパラレルリンク機構上大きく動作をさせる余裕が取れない問題があり、またロール方向およびピッチ方向の回転運動ほど処理能力に影響しないと考えたためである。

また、本来ならばアクチュエータには応答性の速いものが適していると考えられるが、今回の場合ではバラスト水処理装置とバラスト水をプラットフォームに搭載するため、より出力が大きい油圧システム、その中でもより応答性の速い DDVC 油圧システムを採用した⁽¹⁾。そして、後述するが、アクチュエー

タの追従遅れを埋める手段として、AR モデルにより船体の動揺を予測しフィードフォワード制御を用いた。

最後にアクチュエータは、まず装置全体が大きくなり、全高を抑えることを目的として十字に配置し、また装置全体の耐久性を考慮し 4 本のアクチュエータを採用した。

Table 1 Specification of HSP

Size L×W×H	1800×1000×660
Controll range Pitch Roll	±10 (Limit ±25°) ±15 (Limit ±21°)
Angular rate Pitch Roll	Max 14°/sec Max 14°/sec

Fig.1 Horizontal Stabilizing Platform

2.2 モーションベース（没入方シミュレータ）

三菱プレジジョン製 MMS-612 E2/500 をモーションベースとして用いる。モーションベースとは、スチュワート型パラレルリンク機構を持った、動揺を作り出す装置である (Fig.2)。

Fig.2 : Motion Base

本研究ではモーションベースの上に動揺安定台を設置し、動揺安定台の実験を行う。

このモーションベースは6本の軸にそれぞれサーボモータ式のアクチュエータを持ち、前後・左右・上下の並進動作とその軸に関する回転動作の6自由度を備えている装置である。6自由度をもつことにより、自然界における動きのほぼすべてを再現することが出来る。

本研究では船体運動のロール・ピッチを再現するために使用する。

2.3 動揺計測装置（ジャイロセンサ）

動揺安定台のプラットフォーム、船体の動揺の計測装置として、日本航空電子工業株式会社の FOG 姿勢計測装置 JCS-7401GA を使用する (Fig.3)。慣性センサとして、光ファイバジャイロとサーボ型加速度計を使用し、ロール軸角度・ピッチ軸角度・相対方位角度・角速度・軸方向加速度を計測でき、その全てをアナログ電圧で出力することができる。また、その分解能は 0.2 度である。

Fig.3 Gyro sensor

3. 減揺システム

3.1 基本的な減揺法

船体の動揺を打ち消す基本となる考え方は、本研究の目的は、船舶上に動揺安定台を設置し、プラットフォーム（バラスト水処理装置）を船舶の動揺に対して逆振幅で運動させることにより、船舶上に動揺のない平面を作り上げる減揺システムを構築することである (Fig.4)。

例えば、Fig.4 にあるように船体が 10 度傾いた際には動揺安定台が -10 度傾くことにより、その結果、動揺安定台のプラットフォームは水平を保つというものである。

Fig.4 Ship Motion Reduction control

3.2 動揺安定台の逆運動学

今回用いた動揺安定台は、制御入力位置（リンク長さ）指令であり、出力もジャイロによるプラットフォーム角度である。そのため、動力学は考えず、ベースに対するプラットフォーム状態からリンクの長さを算出する逆運動学を用いた。

パラレルリンクにおける逆運動学、即ち、ベースに対してのプラットフォームの位置・姿勢を指定してアクチュエータ（リンク）の長さを定める問題は解析的に解くことができるため、比較的容易に求めることができる。ベースプレート座標系を固定座標系として考え、プラットフォーム座標系をベースプレート座標系に対して移動する座標系としてプラットフォーム上に固定する (Fig.5)。

ベースプレートの 4 点の支持点 B_i ($i=1\sim4$) の位置は、ベース座標系において定点となる。

$$B_i = \begin{bmatrix} B_{xi} \\ B_{yi} \\ B_{zi} \end{bmatrix} \quad (i=1\sim4) \quad (1)$$

プラットフォームの 4 点の支持点 P_i ($i=1\sim4$) の位置は、プラットフォーム座標系において定点となる。

Fig.5 HSP Coordinate system

$$P_i = \begin{bmatrix} P_{xi} \\ P_{yi} \\ P_{zi} \end{bmatrix} \quad (i=1\sim 4) \quad (2)$$

次にベース座標系における、ベース座標系原点 B_0 からのプラットフォーム座標系原点の位置 P_0 をベースに対するプラットフォーム位置とすると、プラットフォーム位置ベクトル T は、

$$T = \begin{bmatrix} P_{x0} \\ P_{y0} \\ P_{z0} \end{bmatrix} \quad (3)$$

となる。また、ベース座標系における、ベース座標系に対するプラットフォーム座標系の姿勢 ($mc \cdot mb \cdot ma$) を、ベースに対するプラットフォーム姿勢とする。ここで、 $mc \cdot mb \cdot ma$ は、それぞれプラットフォーム座標系に対して Z 軸・Y 軸・X 軸周りの回転角を表す。これをベースに対するプラットフォーム姿勢とする。 $mc \cdot mb \cdot ma$ は、それぞれヨーイング・ピッチング・ローリングに対応する回転角を表す。上記より、動揺安定台のベースに対するプラットフォームの位置姿勢を表す目標状態ベクトルは、

$$X_d = (X_p \ Y_p \ Z_p \ mc \ mb \ ma)^T \quad (4)$$

となる。(ただし、今回の動揺安定台はヨーイングを考慮していない。)

式(4)のように与えられるプラットフォームの位置姿勢から各リンク長さを求めるには、Fig.5 におけるリンクのベクトル L_i ($i=1\sim 4$) が求められれば良い。ここで、プラットフォームの支持点の位置を示すベクトル P_i ($i=1\sim 4$) は、プラットフォーム座標系で表されているので、これをベース座標系に対するプラットフォーム座標系の姿勢 ($mc \cdot mb \cdot ma$) による、以下の回転マトリクス R を用いることによりベース座標系に変換する。

回転マトリクス R

$$R = R_{zmc} R_{ymb} R_{xma}$$

$$\begin{aligned} &= \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} C m_b & 0 & S m_b \\ 0 & 1 & 0 \\ -S m_b & 0 & C m_b \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & C m_a & -S m_a \\ 0 & S m_a & C m_a \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} C m_b & S m_b S m_a & S m_b C m_a \\ 0 & C m_a & S m_a \\ -S m_b & C m_b S m_a & C m_b C m_a \end{pmatrix} \end{aligned}$$

但し、

$$\begin{aligned} \sin(A) &= SA, \sin(B) = SB, \\ \cos(A) &= CA, \cos(B) = CB \end{aligned}$$

と略式で示す。

式(5)にて与えられた回転マトリクス R により、空間ベクトル P_i を座標変換し、ベース座標系における空間ベクトル PBi を導出する。

変換したベクトル P_i とプラットフォーム位置ベクトル T により、ベース座標系におけるプラットフォームの支持点の位置を示すベクトル PBi ($i=1\sim 4$) は次式で表される。

$$PB_i = R P_i + T$$

$$\begin{aligned} &= \begin{pmatrix} C m_b & S m_b S m_a & S m_b C m_a \\ 0 & C m_a & S m_a \\ -S m_b & C m_b S m_a & C m_b C m_a \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_{xi} \\ P_{yi} \\ P_{zi} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} P_{x0} \\ P_{y0} \\ P_{z0} \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (6)$$

4 本のリンクの長さを L_i とすると、(6)式及び、Fig.5 よりリンクのベクトル L_i ($i=1\sim 4$) は次式となる。

$$L_i = \begin{pmatrix} LX_i \\ LY_i \\ LZ_i \end{pmatrix} \quad (i=1\sim 4) \quad (8)$$

$$L_i = PB_i - B_i \quad (9)$$

6 本のリンクの長さを l_i ($i=1\sim 4$) とすると、 L_i はリンクのベクトルの大きさであるので、(8)(9)式より、

$$l_i^2 = LX_i^2 + LY_i^2 + LZ_i^2 \quad (i=1\sim 4) \quad (10)$$

$$l_i = \sqrt{LX_i^2 + LY_i^2 + LZ_i^2} \quad (i=1\sim 4) \quad (11)$$

以上により、ベースに対するプラットフォームの状態ベクトル

$$X_d = (X_p \ Y_p \ Z_p \ mc \ mb \ ma)^T \quad (12)$$

から、リンクの長さを求めることができる。

今回、この逆運動学を用いて、プラットフォームの目標状態よりリンクの長さを決定し、動揺安定台への位置(リンクの長さ)指令を行う。

3.3 減揺制御プロセス

上記の減揺法・逆運動学を用いて、動揺安定台の

制御を行うが、実際には追従遅れにより偏差が生じる。そこで偏差を減じるためにロバスト性が高くモデルに依存せずに制御系が構成できる PID フィードバック制御を減揺システムに適用した (Fig.6)。

Fig.6 Ship Motion Cancel Control (with PID-FB)

3.4 AR モデルを用いた船体動揺の予測

3.3 の減揺システムではアクチュエータの追従遅れを補正するために PID フィードバック制御を用いたが、今回の制御対象である船体の動揺は、船舶により固有の揺れ周期を持っており動揺の予測を立てやすいことから、フィードフォワード制御も有効であると考えられる。そこで、AR モデルを用いて船体の動揺の次のステップを予測し、より水平保持能力を向上させることを狙った⁽⁷⁾。

$$x(n) = \sum_{m=1}^M a(m)x(n-m) + v(n) \quad (13)$$

$a(m)$: AR 係数

$v(n)$: n 時刻における分散 σ^2 を持つ

ガウス性ホワイトノイズ

この AR モデルは統計モデルであるため、事前に対象とする運動の物理モデルが無くともシステムの稼動状態における船体動揺の時系列データによってモデルが同定できる。上記の PID 制御にフィードフォワード項を加えたものが Fig.7 である。

Fig.7 Ship Motion Cancel Control (with AR model)

4. 減揺実験

4.1 実験装置外観

以上のような制御法にて、モーションベース上に動揺安定台を搭載し、モーションベースを動揺させ、動揺安定台のその水平保持能力の検証を行った (Fig.8)。

実験は以下の 3 項目を行った。

- 1 モーションベースを正弦波 (ロール・ピッチそれぞれ 1 軸) で動揺させ、プラットフォームの水平度を検証する
- 2 モーションベースを実船データ (汐路丸荒天時動揺データ) で動揺させ、プラットフォームの水平度を検証する (ロール・ピッチは同時に再現)
- 3 2 のデータにてフィードフォワード項を加え減揺制御を行い、実験結果を比較した

Fig.8 Experimental apparatus appearance

4.2 実験結果 1 (正弦波動揺)

最初に、正弦波動揺での動揺安定台の水平保持能力の検証を行った。ロールは 3 種類 (振幅 6 度・周期 6 秒、振幅 6 度・周期 10 秒、振幅 10 度・周期 6 秒)、ピッチは 2 種類 (振幅 3 度・周期 5 秒、振幅 5 度・周期 7 秒) の計 5 種類の実験を行った。動揺の周期はいずれも小型船舶のものを採用している。紙面の都合から実験結果は、ロールは振幅 6 度・周期 6 秒、ピッチは振幅 5 度・周期 7 秒のものを挙げる (Fig.9 / Fig.10)。

動揺安定台の水平度はそれぞれ振幅に対し 10 分の 1 程度に抑えられている。(ロール 0.6 度、ピッチ 0.5 度)

4.3 実験結果 2 (荒天時動揺)

この実験では、本学所有の練習船汐路丸 (全長 50 m、幅 10m、排水量 425 トンの小型の船) で、台風接近時に計測した動揺データを用いた。

そのため、バラスト水処理装置が対象とする大型船と比較して動揺が大きく・周期が短いため、能力検証実験としては厳しいものとなっている (Fig.11 / Fig.12)。

しかし、実験結果 1 と同じく、ロール・ピッチともに最大振幅に対し、動揺安定台の水平度は 10 分の 1 程度に抑えられている。

4.4 実験結果 3 (ARモデルを導入)

この実験では、実験結果 2 と同様の動揺データにて、PID フィードバック制御にフィードフォワード項を加えたシステムで減揺を行った。

若干であるがロールの減揺結果は実験結果 2 に比べ、動揺安定台の水平度が向上している (Fig.13)。また、ピッチにおいては、ロールに比べ動揺の度合いが少なく、PID 制御のみで十分減揺されていることから、水平度に変化は見られない (Fig.14)。

Fig.9 : Rolling (amplitude 6deg / revolution 6sec)

Fig.10 Pitching (amplitude 5deg / revolution 7sec)

Fig.11 Rolling (foul weather data)

Fig.12 Pitching (foul weather data)

Fig.13 (foul weather data using AR model)

Fig.14 Pitching (foul weather data using AR model)

4.5 実験結果まとめ

上記の 3 項目についての実験結果を Table.2 にまとめる。この結果より、今回設計・試作した動揺安定台は、動揺振幅に対し 10 分の 1 程度までその揺れを減少することができることを確認した。

Table 2 Experimental result

experiment article	Motion Base angle	Platform angle
Roll (Amp 6deg period 6sec)	6.0deg	0.6deg
Roll (Amp 6deg period 10sec)	6.0deg	0.6deg
Roll (Amp 10deg period 6sec)	10.0deg	1.0deg
pitch (Amp 3deg period 5sec)	3.0deg	0.5deg
pitch (Amp 7deg period 7sec)	5.0deg	0.5deg
Foul weather data (Shioji maru)		
Roll (PID)	6.6deg	0.6deg
Pitch (PID)	2.0deg	0.1deg
Roll (ARmodel+ PID)	6.6deg	0.5deg
Pitch (ARmodel+ PID)	2.0deg	0.1deg
* compare result (maximum amplitude)		

5. おわりに

本研究では、陸上で確立された技術を容易に海上で利用するための手段として、船体の動揺を受けない水平な平面を構築する装置として、動揺安定台の設計・試作した。また制御においては、制御信号の位相遅れへの対策として、船体動揺を AR モデルにより先読みすることで位相遅れを修正し、PID フィードバックを加えることにより予測誤差が生じた際に安定性を得られるようにした。そしてその動揺安定台の水平保持能力の検証を行い、以下にあげる点を確認した。

- ・正弦波動揺下での動揺安定台の水平保持精度はロール・ピッチにおいてそれぞれ最大振幅のおよそ 10 分の 1 まで動揺を抑えることができた。
 - ・実船のデータを用いた実験において、正弦波動揺下と同じく、最大振幅のおよそ 10 分の 1 まで動揺を抑えることができた。
 - ・従来の PID フィードバック制御に、船体動揺を予測するフィードフォワード項を加えることで、より水平保持能力の向上を図ることができた。
- しかし、今回採用した油圧システムは、従来のものに比べ十分高速であるため、PID フィードバック制御のみでも十分な減揺効果が見込めた。

今後の課題として、実船にて減揺実験を行い、さらなる減揺能力向上のために知見を得ることが挙げられる。

また、今回の研究では動揺安定台をバラスト水処理装置の能力維持のために用いたが、動揺安定台はこれに限らず、シミュレータやアンテナの追従装置、積荷の荷崩れ防止や船酔い防止等、様々な用途に使用できる可能性を秘めていると考えられる。よってそれら用途への適用の可能性に関しても視野に入れ、動揺安定台の実用化に向けて、さらなる研究を行う予定である。

なお、本研究は文部科学省・日本学術振興会平成 15 年度～平成 17 年度科学研究補助金(萌芽研究、課題番号 15656219)の一環として行われた事を付記する。

7. 参考文献

- (1) 高橋 雄・有永 真司・石井 哲郎：ハイスティブルキャビン艇の研究開発，西部造船会会報，72 号，111-114(1990)
- (2) 高橋 雄：揺れない客室を備えた船の開発ーハイスティブルキャビン技術の概要ー，日本造船学会誌，733 号，pp. 398-403(1990)
- (3) 三菱重工業株式会社下関造船所・舟艇部：世界

初、大型軽金属製 200 名乗り揺れない船 “ヴォイジャー”の概要，船の科学，Vol.43，34-39(1990)

(4) 木原 和之・浜田 知聰・北村 徹：大型ハイスティブル キャビン艇の開発，三菱重工技法，Vol.28，No.3，228-233(1991)

(5) 榎野 純・塙 直人・大津 皓平・伊藤 雅則：自己回帰モデルを用いた動揺安定台に関する研究Ⅰ，日本航海学会論文集，103 号，pp. 127-134(2000)

(6) 榎野 純・塙 直人・大津 皓平・伊藤 雅則：自己回帰モデルを用いた動揺安定台に関する研究Ⅱ，日本航海学会論文集，107 号，pp. 35-40(2002)

(7) Akaike, H. : A new look at the statistical model identification, IEEE Trans. on Automatic Control, Vol.AC-19, NO.6, pp.716-723, (1974.)

8. 質疑応答

笹 健児 (広島商船高専)：大変興味深い研究成果をありがとうございました。以下についてご教示願います。

①実験はロールとピッチについて、それぞれ単独で行われたのでしょうか、練成を考慮されたもののでしょうか？ 練成による位相への影響はどうでしょうか？ ②ここでは短周期の動揺を対象とされているようですが、操舵などによって外方傾斜など長周期の動揺も発生するかと思いますが、動揺周期による動揺抑制効果の違いなどについて何か傾向等があれば教えて下さい。

鈴木 雅人：①につきましては、今回の実験では正弦波での実験がロール・ピッチそれぞれ 1 軸ずつの検証になっていますが、その次の荒天時の動揺データでの実験ではロール・ピッチともに含めた動揺下にて実験を行っております。またその結果から、ロール・ピッチの練成が起こった際にも、十分な減揺効果が確認できたと思っております。②につきましては、現時点では陸上でのシミュレーション試験にとどまっており、実船で実験を行っておりませんのでなんともいえない部分ではありますが、動揺が長周期である方が制御の条件として緩めになりますので、より水平保持精度が向上すると考えております。また、外方傾斜が長く続き、AR モデルによる船体動揺の予測誤差が大きくなったとしても、フィードバック項がありますので、さほど大きな影響を受けないと考えております。もしフィードバック項でその誤差が修正されないとしたならば、AR モデルの AR 係数をリアルタイムで更新できるような手段をとることで解消できるのではと考えております。