水平スライド式舶用動揺安定システムの開発*

-制御システムと応用

張 雲 志** 章ふえいふえい*** 伊 藤 雅 則***

Development of Horizontal Slider Type Parallel Mechanism for Decreasing Rolling,
Pitching and Yawing Motion of Ships
— Control System and Application

Yunzhi Zhang, Feifei Zhang and Masanori Ito

In a previous paper, the authors proposed a new system for ship stability, i.e., a horizontal slider type parallel mechanism, and presented its performance based on a kinematic model. In this paper, the construction of the actual system and the control method by which to effectively move the mechanism are introduced. The application of this system for assisting a pilot getting on/off ships by decreasing motion such as rolling, pitching, yawing, and heaving was discussed. The performance of this system was confirmed with simulation based on the test results of the actual system. The results showed good potential for practical application.

1. 緒 言

水面にある船舶が波浪などにより誘起される船体の動揺を打ち消し、甲板で安定なプラットフォームを構築するため、前報にて新しい舶用動揺安定システム、すなわち、水平スライド式パラレルメカニズム⁽¹⁾を提案し、その運動制御の基礎となる運動モデルを導出、運動学の視点から機構の性能を論述した上、最適動揺能力をもつ作業領域の確立の方法を述べた。

従来の Stewart 型パラレルメカニズムを用いた動揺安定台⁽²⁾はローリングとピッチングの安定化を目的としたもので、ヨーイングや上下・左右・前後移動については対象としていない。本研究では、パイロットボートと大型船の間の安全な乗り移りを考えるため、ボートの舳先がタラップの下で側壁に押しつけられる事を考え、ローリング・ピッチング・上下動を対象とする安定化を考えた。

実験装置として、図 1 に示す機構について、多軸運動制御コントローラ PMAC (Programmable Multi Axis Controller) と主制御器とのダブル CPU 運動制御システムを構築し、逆運動学と追従誤差フィードバック制御方式による制御原理に基づく制御を行った。

また、エンドプレートの姿勢に関係がある負荷慣性モーメントの変化について考察した。さらに、前報における運動解析の結果を実験により確認した。動揺安定化については、まず、システム全体の静特性を実験

により確認した後、制御方法を定式化し、シミュレーションによりその妥当性を示した。

図 1. 動揺安定化システム実験装置

2. システム設計

本研究では、パラレルメカニズムの目標動作に対する応答性とその正確な実現が課題となる。このためには、メカニズムの駆動およびエンドプレートの運動に影響を及ぼす各部質量に基づく慣性力や摩擦力を考慮する必要があり、動力学的観点から検討を行った。

2. 1 逆動力学モデルの導出 動揺安定システムのエンドプレートの運動を剛体の空間一般運動（並進運動と回転運動）と見なす。動力学的分析するため、

*原稿受付 2010 年 1 月 7 日

**学生会員 東京海洋大学 (〒135-8533 東京都江東区越中島 2-1-6)

E-mail: d072014@kaiyodai.ac.jp

***正会員 東京海洋大学

エンドプレートの質量を中心に簡略化し、また、それぞれのリンクの質量もリンクの両端に簡略化する。動力学のモデルは次の図2に示す。

図2. 動揺安定システム動力学モデル

各スライダの微小変位 δL_{ij} は、エンドプレート の位置・姿勢の微小の変化を誘起させるので、微小変位原理により、各スライダに作用する外力 F_{ij} (推力および摩擦力などの合成力) とエンドプレートに作用する力およびモーメントとの関係を次式(1)で表現できる。

$$[F_{i,j}][\delta L_{i,j}]^T = \begin{bmatrix} ma_p + mgu & I_e \mathcal{E}_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta r \\ \delta \lambda \end{bmatrix} \quad (1)$$

ここで, $i=1,2,3, \quad j=1,2$

δr : エンドプレート の位置の微小変位 (線変位).

 $\delta\lambda$: エンドプレートの姿勢の微小変位(角変位).

m : エンドプレートの等価質量. (エンドプレート, ジョイントおよび負荷などの質量を含める).

a_n : エンドプレート^oの加速度.

 ε_n : エンドプレートの角加速度.
$${}^bI_e: \text{エンドプレートの慣性モーメント.}$$

$$u = [0 \ 0 \ 1]^T.$$

前報の運動解析により，エンドプレート velocity・加速度は式(2)と式(3)で表現できる.

$$\begin{bmatrix} v_p \\ \omega_p \end{bmatrix} = J_a^{-1} [V_{ij}]^T \quad (2)$$

$$\begin{bmatrix} a_p \\ \varepsilon_p \end{bmatrix} = J_a^{-1} \begin{bmatrix} [a_{ij}] - [A_{ij}] \\ v_p \\ \omega_p \end{bmatrix} \quad (3)$$

 J_g : ヤコビ行列

式 (2) の両端に時間 δt を掛けると、エンドプレート
の位置・姿勢の微小の変位はスライダの微小の変位と
の関係が次式で表現できる。

$$\begin{bmatrix} \delta r \\ \delta \lambda \end{bmatrix} = J_a^{-1} [\delta L_{i,j}]^T \quad (4)$$

式 (4) を式 (1) に代入すると, 次式(5)を得る.

$$[F_{i,j}] = \begin{bmatrix} ma_n + mgu & I_e \mathcal{E}_n \end{bmatrix} J_a^{-1} \quad (5)$$

式(5)の各スライダの推力は対応するモータの出力トルクがボールネジを通じて生じるため、つぎに、ボールネジの力学伝達について検討する。本研究における、ボールネジに関するパラメータは表1のとおりである。

表1 ボールネジパラメータ

ボールネジ中径 d mm	長さ l mm	ピッチ P mm	摩擦係数 μ
12	400	4	0.003

ボールネジ伝動の力学モデルを次の図3に示す.

図3. ボールネジ力学伝達モデル

ボールネジの螺旋角は次式 (6) で表現できる.

$$\phi = \arctan(p / \pi d) \quad (6)$$

ボールネジのトルクは次式で表現できる。

$$\tau_{i,j} = ({}^tF_{i,j} - \mu({}^tF_{i,j} \cos \phi / \sin \phi - {}^x F_{i,j} \cos^2 \phi))d/2 \quad (7)$$

式 (7) により, 次式を得る,

$${}^tF_{i,j} = \frac{2\tau_{i,j}}{d(1 - \mu \cos \phi / \sin \phi)} + {}^x F_{i,j} \cos^2 \phi \quad (8)$$

よって、スライダに作用する推力は次式で求められる。

$$F_{i,j} = {}^r F_{i,j} - {}^x F_{i,j} \quad (9)$$

$$= \frac{2\tau_{i,j} \cos \phi}{d(\sin \phi - \mu \cos \phi)} - {}^x F_{i,j} (1 - \cos^3 \phi / \sin \phi)$$

ここで

$$A = \frac{2 \cos \phi}{d(\sin \phi - \mu \cos \phi)}$$

$B = 1 - \cos^3 \phi / \sin \phi \approx 1$ とおけば

スライダに作用する推力は次式で表現できる.

$$F_{i,j} = A \tau_{i,j} - {}^x F_{i,j} \quad (10)$$

各スライダの微小の変位 δL_{ij} をボールネジの回転角に転換すれば、次式で表現できる。

$$\delta L_{i,j} = (p / 2\pi) \delta \psi_{i,j} \quad (11)$$

動揺安定システムの駆動部の構造により、次式(8)のように、スライダの微小変位をサーボモータの微小回転角に転換することができる。

$$\delta L_{i,j} = (p / \pi) \delta \theta_{i,j} \quad (12)$$

$$\delta \psi_{i,j} = \eta \delta \theta_{i,j} \quad (13)$$

ここで、

η : ギヤ減速比、本文では $\eta=0.5$ とする。

θ_{ij} : サーボモータの回転角。

ψ_{ij} : ボールネジの回転角。

$$\tau_{i,j} = \frac{1}{A} \left[m a_p + m g u \quad {}^b I_e \varepsilon_p \right] J_a^{-1} + \frac{1}{A} {}^x F_{i,j} \quad (14)$$

上の式(13)は逆動力学方程式である。

ここで、 ${}^x F_{ij}$ はエンドプレートからリンク経由するスライダに伝達する反力の成分である。

運動中のエンドプレートからスライダに伝達する反力は非常に複雑な変数なので、ここで、作業空間での反力の平均値を取る。

2. 2 負荷慣性テンソルの導出 エンドプレートに固定した動座標系の座標軸を構成する単位ベクトル (i, j, k) を絶対座標系で表現したものをそれぞれ (${}^b i, {}^b j, {}^b k$) とすると、動座標系のベクトルを絶対座標系のベクトルに変換する回転行列 ${}^b R$ は、次式(15)で表現することができる。

$${}^b R = [{}^b i \quad {}^b j \quad {}^b k] \quad (15)$$

また、 ${}^b i, {}^b j, {}^b k$ 互いに直交単位ベクトルであるため、

$${}^b R^T {}^b R = E$$

したがって、 ${}^b R^T$ は ${}^b R$ の逆変換となる。絶対座標系で表わしたエンドプレートの角速度ベクトル ${}^b \omega$ を動座標系で表わしたエンドプレートの角速度ベクトルを ω とすると、

$${}^b \omega = {}^b R \omega \quad (16)$$

$$\omega = {}^b R^T {}^b \omega \quad (17)$$

なる関係が成立する。

また、エンドプレートに固定した動座標系で表わした慣性テンソル I は、剛体の固有パラメータとなり、エンドプレートの運動によって変化しない。エンドプレートの重心を原点とする絶対座標系で表わした慣性テンソル ${}^b I_e$ とすると、表現される座標系によってエンドプレートの回転運動エネルギーが変わらないことから、

$$\frac{1}{2} {}^b \omega^T {}^b I_e {}^b \omega = \frac{1}{2} \omega^T I \omega \quad (18)$$

すなわち、

$${}^b \omega^T {}^b I_e {}^b \omega = \omega^T I \omega \quad (19)$$

上の式(17)を式(19)に代入すれば、

$$\begin{aligned} {}^b \omega^T {}^b I_e {}^b \omega &= ({}^b R^T {}^b \omega)^T I ({}^b R^T {}^b \omega) \\ &= {}^b \omega^T {}^b R I {}^b R^T {}^b \omega \end{aligned} \quad (20)$$

$${}^b I_e = {}^b R I {}^b R^T \quad (21)$$

式(21)はエンドプレートの慣性テンソルの絶対座標系の表現と動座標系の表現との関係式が得られる。

式(21)から、慣性テンソル I は、エンドプレート固有パラメータとなり、運動によって変化しない。回転行列 ${}^b R$ とその転置行列 ${}^b R^T$ はエンドプレートの姿勢角 (α, β, γ) に関する行列であるため、エンドプレートの姿勢が分かれば、式(21)により、エンドプレートの慣性テンソルの絶対座標系の表現 ${}^b I_e$ を求める。作業空間で、式(21)行列の対角要素の平均値でモータの慣性負荷を計算することができる³⁾。

これにより、モータのトルクや装置の諸元が決まり、結果として図1の装置ができあがった。第一報で示した運動学の検討および本報で示した動力学的検討を組み合わせることで、今回製作した動揺安定台の能力をまとめると、表2のようになる。

表2 実験機仕様

動揺安定台の自由度		6	
動揺安定台作業能力	X 軸の作動範囲	$\pm 150\text{mm}$	
	Y 軸の作動範囲	$\pm 150\text{mm}$	
	Z 軸の作動範囲	50~330mm	
	X 軸周りの角度	$\pm 25^\circ$	
	Y 軸周りの角度	$\pm 25^\circ$	
	Z 軸周りの角度	$\pm 35^\circ$	
	繰り返し位置決め精度	$\leq 0.2\text{mm}$	
負 荷		100Kg	
動力用サーボモータの仕様	機 種	ワット数	定格回転数
	SGMAH-01A	0.1 KW	3000 rpm

3. 制御系の構成

3. 1 開ループ制御系 本システムの開ループ制御系の構成を図4に示す。上位コンピュータは、エンドプレートの位置・姿勢により、逆運動学の計算を行い、その結果である各スライダの変位を PMAC に転送す

る。PMAC は、ロータリエンコーダのようなモータの位置センサーの信号を定周期で採取し、PVT 補間計算を行い、サーボモータのドライバに速度指令値を出力する。すなわち、サーボドライバにより速度制御を行い、PMACにより位置制御を行う。

図4. 制御システムの構成

本動揺安定システムとして用いた機器の詳細を表3に示す。

表3 SGMAH01 シリーズのサーボモータとサーボドライバのパラメータ

電流ループゲイン K_{pi}	2.0	電機子インダクタンス L_a (H)	25.0×10^{-3}
電流フィードバック定数 K_i (V/A)	1.0	トルク定数 K_T (N·m/A)	0.378
固定子抵抗 R_a (Ω)	20.8	逆起電力定数 K_E (Vs/rad)	0.438
負荷慣性モーメント J_L ($\text{Kg} \cdot \text{m}^2$)	7.28×10^4	速度フィードバック定数 K_v	0.01

また、PMAC・サーボドライバ・電源等をまとめた制御パネルの写真を図5に示す。

図5. 制御系ハードウェアの構成

3.2 PMAC パラレルメカニズムは同時に多数の入出力信号を扱うため、一般にコンピュータに装着するインターフェイスボードでは容量や処理の同時性に問題を生じる可能性がある。このため、本研究では、多点入出力機能と演算機能を兼ね備えた運動制御ボード (PMAC) を使用した。これは、クロック周波数 20~30MHz, 24bit 演算の DSP を中心とし、複数軸のモーションを同期的に制御することができる。一般には、一枚ずつ PMAC ボードに四つのチャンネルを提供し、複数の PMAC を組み合わせることで、数多くのチャンネルをもつコントローラを構成する。本研究の水平スライド式船用動揺安定システムは6軸モーションであるので図6のように、二枚の PMAC ボード (ベースボードと付加ボード) を使用している。

図6. ベースボードPMAC2A-PC/104および付加ボードACC-1P

3.3 ホストコンピュータ 図4におけるホストコンピュータは、このような開ループ制御系では、パラレルメカニズムの位置・姿勢・運動等の目標を設定する役割を持つが、本研究では、フィードバックされる動揺信号を受け取り、動揺を消すための位置・姿勢・運動の目標値を算出し、PMACに出力する機能を持つものとなる。

3.4 制御方法 本システムにおいて、目標の位置・角度および運動を実現する制御方法として、逆運動学により求めたスライダ変位目標値を、目標状態と実際の状態の偏差に PID 演算を行った量で修正する方式を用いた。

本制御系は、図7のブロック線図のように、位置・速度および電流⁽⁴⁾三つの閉ループから成る。位置制御の精度および良好的な追従性・瞬間の応答性を改善するため、速度の制御はPI 制御を用いる。

図7. 制御系のブロック線図

ここで,

T_i : 時定数, K_p : 比例定数, K_{pos} : 位置ループのゲイン
制御ブロック線図(図7)により, 速度開ループ伝達関数(22)が得られる.

$$G_{vo}(s) = \frac{K_T K_{pi} K_v / J_L L_a}{s^2 + [(R_a + K_{pi} K_i) / L_a] s + K_T K_E / J_L L_a} \quad (22)$$

速度開ループ伝達関数のステップ応答より開ループゲイン K , 遅れ時間 L , 遊び時間 T を得ることができる. さらに, CHR 法⁽⁵⁾により, 次式(23)と式(24)で比例定数 K_p と時定数 T_i を求める.

$$K_p = 0.6T / KL \quad (23)$$

$$T_i = T \quad (24)$$

得られたパラメータをまとめて, 表3に示す.

表4 PI制御パラメータ

K	L	T	K_p	T_i
0.024	0.5	0.25	12.5	0.25

このシステムではオーバーシュートと発振を防ぐため位置制御に比例制御を使う. 比例ゲインは速度と位置偏差の比として下式で表される. すなわち,

$$K_{pos} = \omega(s) / (\theta_d(s) - \theta_r(s)) \quad (25)$$

また, 機械共振を避けるため, 制御系の固有周波数を機械系の共振周波数の半分以上に拘束しなければならない⁽⁶⁾. すなわち

$$\omega_n \leq 0.5\omega_m \quad (26)$$

ω_n : 制御系の固有周波数. ω_m : 機械系の共振周波数.
図7より, 位置閉ループの伝達関数は次式(27)で表現できる.

$$G(s) = \frac{\omega_n}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (27)$$

ただし,

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_{pos} K_p K_T K_{pi}}{(R_a + K_{pi} K_i) J_L}} \quad (28)$$

$$\zeta = \frac{K_T K_E + K_p K_T K_{pi} K_G}{2\sqrt{(R_a + K_{pi} K_i) J_L K_{pos} K_p K_T K_{pi}}} \quad (29)$$

ここで, ζ : 制御系の粘性係数.

式(26)と式(28)から, (30)式を得られる.

$$K_{pos} \leq \frac{\omega_m^2 J_L (R_a + K_{pi} K_i)}{4 K_p K_T K_{pi}} \quad (30)$$

本機構の一次共振周波数 $\omega_m = 53.78$ rad/s を式(30)に代入すると, $K_{pos} \leq 1.27$ となり, 運動中の負荷変化などを考えて, 本論では, $K_{pos} = 1$ を取る.

4. 基本特性

動揺安定システムの初期状態 $[0, 0, 50, 0, 0, 0]$ から, エンドプレートに X, Y, Z 軸位置運動と X, Y, Z 軸周りの姿勢運動させる. また複数軸の総合運動させる. これらの運動実験の結果を通じて, 運動制御の方法とプログラムの正確性を検証した. また, 当該動揺安定システムのエンドプレートの位置・姿勢の精度を測定することを行った.

4.1 位置の測定 エンドプレートの初期位置 $X=0, Z=200$ とする場合, エンドプレートを X 軸に沿って ± 50 ごとに移動させ, エンドプレートの中心 X 軸の変位を測定する. 同様, X 軸, Z 軸の変位も測定することができる. Y 軸位置の測定結果を図8に示す.

図8. Y 軸位置の測定結果

4.2 姿勢の測定 エンドプレートの初期位置 $X=0, Y=0, Z=200$ とする場合, エンドプレートを X 軸回り $\pm 5^\circ$ ごとに回転させ, 角度を測定する. 同様, Y 軸周りの角度も測定する. X 軸周りの姿勢の測定結果を図9に示す.

図9. X 軸周り姿勢の測定結果

5. 制御実験

5.1 制御システム 本研究の目的である. パイロットボート上の乗降台と大型船タラップの相対関係を安定化するように乗降台の位置と姿勢を制御する問題を考える. 通常, パイロットボートは舳先を大型船の船腹に押しつけパイロットを乗降させるので, 一次近似として, ボートは舳先位置を中心とするロール・ピッチ・ヨーの運動と, 舳先が上下に滑る運動を行うとする. 乗降面である動揺安定システムのエンドプレ

ートを安定化する基本制御則は、ボートのこれらの運動に対して、同振幅・逆位相でエンドプレートを運動させることである。

このための制御システムは、図 10 のようになる。船体の前部甲板に本装置を設置し、ロール・ピッチ・ヨーの角変位はボート上のジャイロセンサーにより、上下動はタラップに設置されている測位センサーによりエンドプレートまでの距離を検知する。これらによる制御システムの構成は同図に示す通りである。

図 10. 動揺安定制御システム

5. 2 シミュレーション実験 本システムの妥当性確認のため、前述の特性試験の結果を踏まえたシステム全体のシミュレーションモデルを作成し、現実的な外乱の下での効果を検討した。以下の図 11 および図 12 に周期 2.5 秒で振幅が時間的に変化するヒービングと周期 3 秒で振幅 10° のピッチングの連成する運動についての抑制効果を示す。

図 11. ヒービングの抑制結果

図 12. ピッチングの抑制結果

シミュレーションの結果により、本動揺安定システム有効性が示されたものとする。

6. 結 言

本研究では、水平スライド型という新しいパラレルメカニズムによる式船用動揺安定システムについて、設計のため動力学解析を行い、実機を製作すると共に、多軸運動制御コントローラ PMAC と上位コンピュータを用いた二重 CPU による制御装置を用いて、追従誤差フィードバック方式による運動制御システムを構築した上、位置・姿勢の測定を行った。前報における運動解析の結果を実験により確認した。次に、これを、港湾でのパイロットの大型船への乗降用としてパイロットボートに装備し、乗降面とタラップ踊り場の相対変位を小さくする問題について、制御システムを考案し、その効果を実機の特性に基づいたシミュレーションにより確認した。結果はその十分な有用性を示すもので、早期の実用機製作と実船による確認に向け準備を進めている。

参考文献

- 1) 張 雲志, 清水 悦郎, 伊藤 雅則, 水平スライド式船用動揺安定システムの開発 - 水平スライド式動揺安定システムの運動解析と性能分析, マリンエンジニアリング, Vol.44 No2, 2009 MAR, pp136-141.
- 2) 鈴木 雅人, 博士学位論文, 船用人工水平台の開発に関する研究, (2005-3), pp76-77.
- 3) LI zhan-xian, HUANG Tian, MEI jiang-ping. Control of a 2-DOF Translational High-Speed and Light-Weight Parallel Manipulator. ROBOT. Vol.26.No.1, 2004.
- 4) 見城 尚志など, 実験とシミュレーションによるモータ制御, 日刊工業新聞社. (2005), pp79-83.
- 5) 野波 健蔵, 西村 秀和, 平田 光男, MATLAB による制御系設計, 東京電機大学出版局, (2006), pp33-34.
- 6) Dingyu XUE, Design and Analysis of Feedback System, Tsinghua University Publishing house, (2000).