

發明專利說明書

(本說明書格式、順序及粗體字，請勿任意更動，※記號部分請勿填寫)

※ 申請案號：95123705

※ 申請日期：95.6.30

※IPC 分類：B63B 39/02

一、發明名稱：(中文/英文)

船舶減搖裝置

二、申請人：(共 1 人)

姓名或名稱：(中文/英文) 謝旻甫

住居所或營業所地址：(中文/英文)

台南市大學路 1 號 (國立成功大學系統及船舶機電工程學系)

國 籍：(中文/英文) 中華民國

三、發明人：(共 4 人)

姓 名：(中文/英文)

1. 謝旻甫

2. 王盛篁

3. 姚武松

4. 黃正清

國 籍：(中文/英文)

1. ~ 4. 中華民國

四、聲明事項：

發明專利說明書

(本說明書格式、順序及粗體字，請勿任意更動，※記號部分請勿填寫)

※申請案號：95123705

※申請日期：95.6.30

※IPC 分類：B63B 39/02

一、發明名稱：(中文/英文)

船舶減搖裝置

二、申請人：(共 1 人)

姓名或名稱：(中文/英文) 謝旻甫

住居所或營業所地址：(中文/英文)

台南市大學路 1 號 (國立成功大學系統及船舶機電工程學系)

國 籍：(中文/英文) 中華民國

三、發明人：(共 4 人)

姓 名：(中文/英文)

1. 謝旻甫

2. 王盛篁

3. 姚武松

4. 黃正清

國 籍：(中文/英文)

1. ~ 4. 中華民國

四、聲明事項：

九、發明說明：

【發明所屬之技術領域】

本發明係關於一種船舶之減搖裝置，尤其係關於一種減輕船舶橫搖程度之船舶減搖裝置。

【先前技術】

船舶行駛於海上時，受到波浪的拍打及風的吹拂之影響，會使船體無法保持平穩狀態而產生搖擺的情形，請參閱第十一圖，船體之搖擺可分為六個自由度的運動，分別為縱移（Surge）、橫移（Sway）及起伏（Heave）等沿三度空間之三軸方向之平移運動，以及橫搖（Roll）、俯仰（Pitch）及平擺（Yaw）等以三軸為法線之旋轉運動，其中，尤以橫搖對船體之影響最甚，此係因為船體橫搖之自然頻率與波浪相近之緣故，對一些噸位較小之船舶而言，即使是波高低於1公尺、風速16節以下之和浪（Moderate Sea），即三級浪，亦會對船體造成相當大之橫搖傾角。過大之橫搖傾角不僅易造成船上之乘客身體不適、貨物傾倒，對軍艦而言，亦會影響其武器之準度，且有些運輸活魚之漁船，亦會因過大之橫搖傾角使魚體受撞擊而受傷，而過大之橫搖傾角甚至會造成船隻翻覆。為了減輕橫搖現象對船體之影響，目前相關領域已發展出了數種減搖裝置。

該些減搖裝置概可區分為無法根據船體之橫搖傾角反應之被動式裝置，以及可根據船體之橫搖傾角反應的主動

式裝置；習知常見之被動式裝置有舭龍骨 (Bilge Keels) 與穩定翼 (Fixed Fin)，請參閱第十二圖，舭龍骨 (61) 係呈細長板狀分別設於船體之船殼 (60) 之左右側舷近底緣處，且沿船殼 (60) 橫向延伸，舭龍骨 (61) 於船體行進時與水流間會產生一股阻力，此一阻力可作為減搖力矩抵消一部份船體所受之橫搖力矩，減少橫搖傾角，然而，船體之行進速度亦易受到該阻力之影響而減緩，且於船體低速行駛或靜止時，舭龍骨 (61) 與水流間無法產生足夠之減搖力矩，以致減搖效果不佳。

請參閱第十三圖，穩定翼 (62) 係呈平板狀分別設於船體之船殼 (60) 之左右側舷近底緣處，並向船殼 (60) 外側延伸，穩定翼 (62) 於船體行進時與水流間亦會產生一股阻力作為減搖力矩，抵消一部份船體所受之橫搖作用力，然而，該阻力同樣會影響船體之行進速度，且於船體低速行駛或靜止時，穩定翼 (62) 與水流間同樣無法產生足夠之減搖力矩，導致減搖效果大減。

上述之被動式裝置僅能提供固定之減搖力矩減少橫搖傾角，無法根據橫搖傾角之變化改變其減搖力矩之大小，於船體行進時亦存在產生阻力之問題，且於船體低速行駛時減搖效果不佳。

目前習知之主動式裝置有主動式穩定翼 (Active Stabilizer Fin) 以及主動式減搖水櫃 (Active Anti-Rolling Tank)，請參閱第十四圖 A，主動式穩定翼 (63) 係呈平板狀分別可旋轉地設於船體船殼 (60) 之左

右側舷近底緣處，並向船殼（60）外側延伸，且有一控制單元（64）電性連接至該兩穩定翼（63），該控制單元（64）藉一角度感測器用以感測船體之橫搖傾角，以根據船體橫搖傾角之變化控制穩定翼（63）與水流之接觸面積（如第十四圖B所示），使其與水流間產生適當大小之阻力作為減搖力矩以抵抗船體所受之橫搖力矩，故其減搖效果較被動式裝置為佳，然而，當船體低速行駛時，該兩穩定翼（63）與水流間仍無法有效產生足夠阻力，無法解決船體低速行駛時減搖效果不佳之問題。

請參閱第十五圖A，主動式減搖水櫃係一種利用重物移動之方式改變船舶重心，藉此提供船舶減搖力矩之主動式減搖裝置，其係設於船體（10）中，其包括一U型水艙（70）、兩控制閥組（71）、一伺服馬達（72）以及一控制單元，該U型水艙（70）包括一底艙部以及兩側艙部分別由該底艙部兩端向上延伸，該兩控制閥組（71）相對設於U型水艙（70）底艙部中，該伺服馬達（72）之心軸前端設有一帶動槳（73）伸入U型水艙（70）之底艙部中，位於該兩控制閥組（71）間，該控制單元電性連接至伺服馬達（72）與兩控制閥組（71），且藉一角度感測器感測船體（10）之橫搖傾角，以根據橫搖傾角控制兩控制閥組（71）之啟閉狀態與伺服馬達（72）之轉動方向及速度，以當該船體（10）朝一側傾斜時，該伺服馬達（72）即令帶動槳（73）將U型水艙（70）中之液體抽向另側（如第十五圖B所示），

該減搖力矩之產生方式亦可以是以一直線伺服馬達機構帶動一平衡體於船體之兩側船舷間往復地做加速度移動，以使該平衡體之質量對船體旋轉中心形成一力矩，並使船體對應產生一反作用轉矩，藉該反作用轉矩抵抗船體所受之橫搖力矩，減少船體之橫搖傾角，而該直線伺服馬達機構亦係為一控制單元根據一角度感測器輸入之角度信號所控制。

本發明所產生之減搖力矩大小主要是與飛輪之角加速度及質量或平衡體之加速度及質量有關，不會受船體相對於水流之速度影響，故其減搖效果不會受船體行駛速度快慢影響，且本發明之飛輪於定點加速旋轉即可產生減搖力矩，該平衡體亦可於短距離內做加速移動以產生減搖力矩，故本發明不需要太大之空間即可設置於船體上，解決習知減搖裝置體積龐大之問題；此外，本發明與一般利用重物移動改變船舶重心，以提供船體減搖力矩之方式（如主動式減搖水櫃）之不同處在於，本發明是利用質量之運動，使船體對應產生一反作用力矩作為減搖力矩，而由於作用力與反作用力係於同時間產生，故本發明與一般利用重物移動方式以達到減搖目的之裝置相較，明顯具有響應速度快之優點。

【實施方式】

請參閱第一圖及第三圖，為本發明船舶減搖裝置之一較佳實施例，其係設置於一船體（10）上，其中，圖中所示之○點位置為船體之旋轉中心，本較佳實施例包含有

一伺服馬達 (2 1) 、一飛輪 (2 2) 、一控制單元 (2 3) 、以及一角度感測器 (2 4) ，該伺服馬達 (2 1) 之動力輸出軸 (2 1 1) 沿船體 (1 0) 兩側船舷之中線而設，該飛輪 (2 2) 組設於伺服馬達 (2 1) 之動力輸出軸 (2 1 1) 上，為該伺服馬達 (2 1) 所帶動，該控制單元 (2 3) 之輸出端電性連接至該伺服馬達 (2 1) ，該角度感測器 (2 4) 用以感測船體 (1 0) 之橫搖傾角，其輸出端電性連接至該控制單元 (2 3) ，該控制單元 (2 3) 根據角度感測器 (2 4) 輸入之角度信號控制該伺服馬達 (2 1) 之轉矩及運轉方向。

當船體 (1 0) 行駛時，該角度感測器 (2 4) 即持續地感知船體 (1 0) 受波浪拍打或風力吹拂所產生之橫搖傾角，並根據所感知之橫搖傾角大小輸入一角度信號至該控制單元 (2 3) ，該控制單元 (2 3) 則依據該角度信號控制該伺服馬達 (2 1) 之運轉方向及轉矩，帶動該飛輪 (2 2) 旋轉，做加速度旋轉的飛輪 (2 2) 質量會產生一轉矩，請參閱第二圖，當船體 (1 0) 受一橫搖力矩而向逆時針方向傾斜時，該控制單元 (2 3) 即控制伺服馬達 (2 1) 帶動飛輪 (2 2) 逆時針旋轉以產生一逆時針之轉矩，若將船體 (1 0) 與飛輪 (2 2) 視為一獨立系統，飛輪產生逆時針轉矩之同時船體 (1 0) 亦會根據反作用力定律產生一順時針之轉矩，此一順時針之反作用轉矩可視為本較佳實施例施加於船體 (1 0) 之減搖力矩，以抵消船體 (1 0) 所受之橫搖力矩，減少船體 (1

0) 之橫搖傾角；當船體 (10) 之橫搖傾角有所變化時，該控制單元 (23) 即根據角度感測器 (24) 輸入之角號信號改變伺服馬達 (21) 之運轉速度或方向，以使該飛輪 (22) 產生一適當轉矩，意即使船體產生一適當之反作用轉矩作為減搖力矩抵消船體 (10) 所受之橫搖力矩，而因該伺服馬達 (21) 之動力輸出軸 (211) 係沿船體 (10) 兩側船舷之中線而設，可避免由飛輪 (22) 旋轉所產生之轉矩造成不當之助搖效果，該伺服馬達 (21) 之動力輸出軸 (211) 以通過船體之旋轉中心 (O) 為佳。

本較佳實施例之控制單元 (23) 可根據角度感測器 (24) 持續輸入之角度信號對該伺服馬達 (21) 做回授控制，本較佳實施例之控制方塊圖如第三圖所示，該角度感測器 (24) 持續地感知船體 (10) 之橫搖傾角，並根據所感知之橫搖傾角大小輸入一角度信號至該控制單元 (23)，該控制單元 (23) 將該角度信號與一內建之基準角度 ($\text{Ref. } \theta$) 比較，並將比較後所得之差值 (θ_{err}) 轉換成電壓命令輸入至伺服馬達 (21)，而該伺服馬達 (21) 即根據此電壓命令決定其轉向及轉矩，以使該飛輪 (22) 產生一適當之轉矩，使船體 (10) 產生一大小相等但方向相反之反作用轉矩以抵抗波浪及風力施加於船體 (10) 之橫搖力矩，減少船體 (10) 之橫搖傾角，在此過程當中，該角度感測器 (24) 持續地感知船體 (10) 之橫搖傾角大小，並輸入角度信號至該控

制單元。

上述之控制單元 (23) 可包括一角度比較運算電路連接至該角度感測器 (24) 之輸出端，以及一驅動電路連接至該角度比較運算電路之輸出端，該驅動電路並連接至該伺服馬達 (21) 之輸入端，該角度比較運算電路用以將該角度感測器 (24) 輸入之角度信號與一內建其中之基準角度 ($\text{Ref. } \theta$) 比較，並將比較後所得之差值 (θ_{err}) 輸入至驅動電路，該驅動電路則將該差值 (θ_{err}) 轉換成電壓命令輸入至伺服馬達 (21)，控制該伺服馬達 (21) 之轉向及轉矩。

以下將說明一設有本較佳實施例之船體 (10) 之動態方程式的推導過程：

首先，請參閱第十六圖，為該船體 (10) 之自由體圖，其中 M 為船體 (10) 之定傾中心， $\overline{hh'}$ 為水平靜止時的水線面， G 為船體 (10) 之重心， $\overline{GM}$ 為船體 (10) 重心至定傾中心的距離， C 為船體 (10) 阻尼常數， $\overline{GZ}$ 為船體 (10) 之扶正力臂， I 為船體 (10) 之虛轉動慣量， Δ 為船體 (10) 之排水量， θ 為船體 (10) 之橫搖傾角， T_m 為本較佳實施例施加於船體 (10) 之力矩， T 為外力施給船體 (10) 之合力矩， T_w 為波浪施給船體 (10) 之力矩；考慮在海中的船體 (10) 其旋轉中心鄰近於其重心 (G)，為簡化推導過程，以下以船體 (10) 重心 (G) 當做其旋轉中心；在無波浪影響下，則船體 (10) 的力矩平衡方程式為

$$I\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + \Delta\overline{GZ} + T_m = 0 \quad (1)$$

其中，

$$\overline{GZ} = \overline{GM} \sin \theta \quad (2)$$

若僅考慮船體 (10) 做小角度之橫搖時， $\sin \theta$ 趨近於 θ ，則 (1) 式可以線性化為：

$$I\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + \Delta\overline{GM}\theta + T_m = 0 \quad (3)$$

假設控制單元之轉移函數為 $C(s) = k_1s + k_2$ ，其中，其中 k_1 、 k_2 分別為控制單元 (23) 之角速度、角度的參數，其代表之物理意義為增加 MCK 系統中之阻尼 C 以及等效彈簧常數 K ，則馬達施給船體的力矩為

$$T_m = k_1\dot{\theta} + k_2\theta \quad (4)$$

將 (4) 式代入 (3) 式中，經整理可得

$$(I)\ddot{\theta} + (C + k_1)\dot{\theta} + (\Delta\overline{GM} + k_2)\theta = 0 \quad (5)$$

令

$$p = I \quad (6)$$

$$q = C + k_1 \quad (7)$$

$$r = \Delta\overline{GM} + k_2 \quad (8)$$

則 (5) 式可簡化為

$$p\ddot{\theta} + q\dot{\theta} + r\theta = 0 \quad (9)$$

由 (9) 式我們解得

當 $q^2 - 4pr < 0$ 時：

$$\theta = e^{\frac{-q}{2p}t} \left(A_1 \times \cos \frac{\sqrt{4pr - q^2}}{2p} t + A_2 \times \sin \frac{\sqrt{4pr - q^2}}{2p} t \right) \quad (10)$$

當 $q^2 - 4pr > 0$ 時：

$$\theta = A1 \times e^{\frac{-q + \sqrt{q^2 - 4pr}}{2p}t} + A2 \times e^{\frac{-q - \sqrt{q^2 - 4pr}}{2p}t} \quad (11)$$

當 $q^2 - 4pr = 0$ 時 :

$$\theta = A1 \times e^{\frac{-q}{2p}t} + A2 \times t \times e^{\frac{-q}{2p}t} \quad (12)$$

其中，參數 A1 及 A2 可由下列兩個邊界條件求得：

$\theta = \theta_0$ = 船體之初始角度

$$\dot{\theta} = 0$$

當 $q^2 - 4pr < 0$ 時

$$A1 = \theta_0 \quad (13)$$

$$A2 = \frac{q}{\sqrt{4pr - q^2}} \theta_0 \quad (14)$$

當 $q^2 - 4pr > 0$ 時

$$A1 = \left(\frac{1}{2} + \frac{q}{2\sqrt{q^2 - 4pr}} \right) \theta_0 \quad (15)$$

$$A2 = \left(\frac{1}{2} - \frac{q}{2\sqrt{q^2 - 4pr}} \right) \theta_0 \quad (16)$$

當 $q^2 - 4pr = 0$ 時

$$A1 = \theta_0 \quad (17)$$

$$A2 = \frac{q}{2p} \theta_0 \quad (18)$$

而若船體 (1 0) 受一規則週期波作用時，則船體 (1 0) 的力矩平衡方程式變為

$$I\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + \Delta \overline{GM}\theta + T_m = T_w \quad (19)$$

假設 T_w 為一簡諧力矩

$$T_w = F_0 e^{i\omega t} \quad (20)$$

其中 F_0 為波浪強度， ω 為波浪頻率

假設特殊解為

$$\theta_p = A_0 \times e^{i\omega t} \quad (21)$$

由(13)、(14)、(15)式，整理可得

$$A_0 = \frac{F_0}{-\omega^2 p + r + q\omega i} \quad (22)$$

因此可以解得

當 $q^2 - 4pr < 0$ 時

$$\theta = e^{\frac{-q}{2p}t} (A1 \times \cos \frac{\sqrt{4pr - q^2}}{2p} t + A2 \times \sin \frac{\sqrt{4pr - q^2}}{2p} t) + A_0 e^{i\omega t} \quad (23)$$

當 $q^2 - 4pr > 0$ 時

$$\theta = A1 \times e^{\frac{-q + \sqrt{q^2 - 4pr}}{2p}t} + A2 \times e^{\frac{-q - \sqrt{q^2 - 4pr}}{2p}t} + A_0 e^{i\omega t} \quad (24)$$

當 $q^2 - 4pr = 0$ 時

$$\theta = A1 \times e^{\frac{-q}{2p}t} + A2 \times t \times e^{\frac{-q}{2p}t} + A_0 e^{i\omega t} \quad (25)$$

其中，參數 A1 及 A2 可由下列兩個邊界條件求得：

$\theta = \theta_0$ = 船體之初始角度

$\dot{\theta} = 0$

當 $q^2 - 4pr < 0$ 時

$$A1 = \theta_0 - A_0 \quad (26)$$

$$A2 = \frac{\frac{q}{2p} A1 - A_0 \omega i}{\frac{\sqrt{4pr - q^2}}{2p}} \quad (27)$$

當 $q^2 - 4pr > 0$ 時

$$A1 = (1 - \frac{-q + \sqrt{q^2 - 4pr}}{2\sqrt{q^2 - 4pr}})(\theta_0 - A_0) - \frac{p}{\sqrt{q^2 - 4pr}} A_0 \omega i \quad (28)$$

$$A_2 = \frac{-q + \sqrt{q^2 - 4pr}}{2\sqrt{q^2 - 4pr}}(\theta_0 - A_0) + \frac{p}{\sqrt{q^2 - 4pr}} A_0 \omega i \quad (29)$$

當 $q^2 - 4pr = 0$ 時

$$A_1 = \theta_0 - A_0 \quad (30)$$

$$A_2 = \frac{q}{2p}(\theta_0 - A_0) - A_0 \omega i \quad (31)$$

船體 (1 0) 橫搖之虛轉動慣量 I 係由船體 (1 0) 本身的質量慣性矩 I_{xx} 和附加質量慣性矩 J_{xx} 兩部分構成，前者取決於船體 (1 0) 本身的質量分佈，後者取決於船體 (1 0) 水下部分之形狀和重心位置等因素，不論就其質量分佈來計算 I_{xx} ，或者利用流體力學方法計算 J_{xx} 都非常複雜而不易計算，工程上通常採用經驗公式估算，本較佳實施例採用的計算方法如下：

定義 ω_n 為船體 (1 0) 橫搖之自然頻率 (Natural Frequency)， τ_d 為船體 (1 0) 橫搖之振動週期 (Damping Period of Vibration)，則

$$\tau_d = \frac{2\pi}{\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (32)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{\Delta GM}{I}} \quad (33)$$

請參閱第十七圖，為船體 (1 0) 由初始角度 θ_0 於無波浪作用下自由橫搖之角度變化圖，橫軸代表時間，縱軸代表船體之橫搖角度，由此可得船體橫搖之振動週期 τ_d ；再定義 δ 為船體 (1 0) 橫搖之對數衰減量 (Logarithmic decrement)， ζ 為船體 (1 0) 橫搖之阻尼比 (Damping ratio)，由振動力學理論可知

$$\delta = \frac{1}{m} \ln\left(\frac{x_1}{x_{m+1}}\right) \quad (34)$$

$$\zeta \approx \frac{\delta}{2\pi} \quad (35)$$

由(32)、(34)、(35)式可得船體(1 0)橫搖之自然頻率 ω_n ，再代入(33)式即得船體(1 0)橫搖之虛轉動慣量 I ；再定義 C_{cr} 為船體(1 0)之臨界阻尼係數(Critical damping coefficient)，由振動力學理論可知

$$C_{cr} = 2I\omega_n \quad (36)$$

且船體(1 0)之阻尼常數

$$C = \zeta \times C_{cr} \quad (37)$$

由(36)式可求得 C_{cr} ，將之代入(37)式可得船體(1 0)之阻尼常數 C ，將 I 、 C 代入(5)式即可求得該動態方程式。

以下再說明本較佳實施例之控制單元(2 3)之轉移函數推導過程：

船體(1 0)橫搖之力矩平衡方程式為

$$I\ddot{\theta} + C\dot{\theta} + \Delta GM\theta = T \quad (38)$$

其中， T 為外力施給船體(1 0)之合力矩，由(38)式可知船體(1 0)之轉移含數為

$$G_s(s) = \frac{1/I}{s^2 + (C/I)s + (\Delta GM/I)} \quad (39)$$

由於本較佳實施例之伺服馬達(2 1)僅為推力控制，故其轉移函數可假設為

$$G_m(s) = \frac{b}{s+a} \quad (40)$$

再由本較佳實施例之控制方塊圖(請參閱第三圖)，可知其特徵方程式為

$$1 + C(s)G_m(s)G_s(s) = 0 \quad (41)$$

其中 $C(s)$ 為控制單元 (23) 之轉移函數；假設系統特徵方程式之三個根為

$$s_1 = -\zeta_c \omega_{nc} + \omega_{nc} \sqrt{\zeta_c^2 - 1} \quad (42)$$

$$s_2 = -\zeta_c \omega_{nc} - \omega_{nc} \sqrt{\zeta_c^2 - 1} \quad (43)$$

$$s_3 = -10\zeta_c \omega_{nc} \quad (44)$$

$$\Rightarrow (s^2 + 2\zeta_c \omega_{nc} s + \omega_{nc}^2)(s + 10\zeta_c \omega_{nc}) = 0 \quad (45)$$

將 (39)(40) 代入 (41) 後與 (45) 式比較可得

$$C(s) = k_1 s + k_2 + k_3 \frac{1}{s} \quad (46)$$

若設計 $\zeta_c = 0.707$ ，並且利用 MATLAB 軟體模擬，根據不同之 ω_{nc} 值對初始角度為 15 度之船體 (10) 作減搖控制，其模擬結果如第十八圖及第十九圖所示，可知控制單元之轉移函數 $C(s)$ 加入 k_3 後，反而使得搖擺角度的突波更明顯，因此 $C(s)$ 修正為

$$C(s) = k_1 s + k_2 \quad (47)$$

其中， k_1 及 k_2 分別為 (4) 式中所提到控制單元 (23) 之角速度、角度的參數；(47) 式須滿足之條件為

$$10\zeta_c \omega_{nc}^3 = a \times (\Delta \overline{GM} / I) \quad (48)$$

$$\Rightarrow \omega_{nc} = \sqrt[3]{[a \times (\Delta \overline{GM} / I) / 10\zeta_c]} \quad (49)$$

利用 (49) 式可決定 ω_{nc} 藉以獲得 $C(s)$ 之參數 k_1 及 k_2 ，請參閱第二十圖，為 $\omega_{nc} = 0.4205$ 時之船體搖晃角度變化圖，可知雖然橫搖角度增加到了 2 度但是角度變化卻較為平順，且增加的角度也是可以接受的範圍，故，利用此一方法可計算出較佳的減搖系統之 ω_{nc} 以及控制器參數 k_1 及 k_2 。

上述之實施例是以一伺服馬達帶動一質量體旋轉以使船體產生一反作用轉矩作為減搖力矩，而於本發明之其他實施例中，亦可以一直線伺服馬達機構帶動一質量體於船體兩側船舷間移動，該質量體做加速度移動時對船體旋轉中心形成一力矩，藉此，可控制該質量體於兩側船舷間往復移動時產生一適當大小之力矩，藉此使船體對應於此一力矩產生一反作用力矩作為減搖力矩以抵抗船體所受之橫搖力矩，此一產生減搖力矩之方式須使該質量體具有相當之移動速度，以使其位置之移動跟得上船體橫搖傾角之變化，避免產生助搖效果；於本發明之第二較佳實施例中，該船舶減搖裝置包含一直線伺服馬達機構、一平衡體、一控制單元、以及一角度感測器，該平衡體為該直線伺服馬達機構所帶動而可於船體兩側船舷間橫向移動，該控制單元之輸出端電性連接至該直線伺服馬達機構，該角度感測器用以感測船體之橫搖傾角，其輸出端電性連接至該控制單元，該控制單元根據角度感測器輸入之角度信號控制該直線伺服馬達機構帶動該平衡體，於兩側船舷間往復地做加速度移動，以對船體旋轉中心形成適當之力矩，並使船體對應於該力矩產生一反作用力矩做為減搖力矩，抵消船體所受之橫搖力矩。

上述實施例之直線伺服馬達機構具有多種實施態樣，其主要作用皆是帶動該平衡體作加速度運動，以使船體對應於做加速度移動之平衡體質量產生一反作用力矩作為減搖力矩，上述第二較佳實施例之直線伺服馬達機構若係包

0) 可對應產生一反作用之力矩作為減搖力矩；而該滑台 (3 3) 支撐於平衡體 (5 1) 底部，避免該螺桿 (3 2) 中段因平衡體 (5 1) 重量過重而彎垂。

請參閱第七圖，為該平衡體 (5 1) 與船體 (1 0) 之受力狀態圖，其中 m 為平衡體 (5 1) 之質量、 x 為平衡體 (5 1) 距船體 (1 0) 中央位置之位移量且為時間之函數、 z 為平衡體 (5 1) 移動路徑與船體 (1 0) 旋轉中心之垂直距離， θ 為船體搖擺角度且為時間之函數，當平衡體 (5 1) 加速度移動時，其質量對船體 (1 0) 旋轉中心形成之力矩大小為 $m\ddot{x}z$ (其中 $\ddot{x}$ 為平衡體 (5 1) 之加速度)，且該平衡體 (5 1) 之重量亦對船體 (1 0) 旋轉中心形成一大小為 $mgx\cos\theta$ (其中 g 為重力加速度) 之力矩，本較佳實施例主要是以控制該平衡體 (5 1) 之質量加速移動時所產生的力矩大小，亦即 $m\ddot{x}z$ 之大小，亦是船體 (1 0) 所對應產生之反作用力矩大小，用以抵抗船體 (1 0) 所受之橫搖力矩；而根據該平衡體 (5 1) 位置之不同，由其重量所產生之力矩或有可產生助搖效果，請參閱第六圖及第七圖，若該船體 (1 0) 受一橫搖力矩 (M_b) 作用而往逆時針方向橫搖時，該平衡體 (5 1) 即被控制往左側船舷加速移動，以使船體 (1 0) 產生一大小為 $m\ddot{x}z$ 之順時針的反作用力矩抵抗橫搖，然而，當平衡體 (5 1) 尚位於船體 (1 0) 左側時，其重量形成一大小為 $mgx\cos\theta$ 之逆時針力矩，此一逆時針力矩因與船體 (1 0) 橫搖之方向相同，故其會造成助搖效果，此時該船體

(10) 所承受之減搖力矩 M 之大小為 $m\ddot{x}z - mgx\cos\theta$ ，為使平衡體 (51) 移動時所產生之助搖效果降到最小，且同時提高減搖力矩 M 之大小，本較佳實施例可透過增加該平衡體之質量 m 以及減少平衡體 (51) 之位移量 x 之達成此一目的。另外，若是將平衡體 (51) 設置於重心以下，則減搖力矩 M 之大小為 $m\ddot{x}z + mgx\cos\theta$ 。

第三較佳實施例之動態方程式推導過程與第一較佳實施例唯一不同的是，第三較佳實施例對船體所施加之力矩為

$$T_m = m\ddot{x}z - mgx\cos\theta \quad (50)$$

而本第三較佳實施例之控制單元 (23) 之轉移函數之決定過程亦如第一較佳實施例，其間唯一之不同是第一較佳實施例之伺服馬達 (21) 係轉矩控制，但是第三較佳實施例之伺服馬達 (31) 則為位置控制，其係透過位置控制之式以產生所需之加速度，採位置控制方式之伺服馬達將會使其轉移函數較採轉矩控制方式之伺服馬達多了一階，因此第三較佳實施例之伺服馬達 (31) 轉移函數不再是 $\frac{b}{s+a}$ ，而是 $\frac{c}{s^2+as+b}$ 之型式，此時可利用兩個標準二階之乘積來與 (41) 式所示之船體 (10) 特徵方程式作比較，而得到與第一較佳實施例相同之作法。

再請參閱第八圖及第十圖，為一與本創作第三較佳實施例相近之第四較佳實施例，其直線伺服馬達機構 (40) 為一線性伺服馬達 (41)，該線性伺服馬達 (41) 之定子係為一滑台 (43) 橫向設置於船體 (10) 兩側船

舷間，其動子係為一載具（42）可沿該滑台（43）移動，該平衡體（51）設於該載具（42）上，該控制單元（23）之輸出端電性連接至該線性伺服馬達（41）並根據角度感測器（24）輸入之角度信號控制該線性伺服馬達（41）之載具（42）之移動，以控制該平衡體（51）於滑台（43）上往復移動時之加速度。

本第四較佳實施例之控制方塊圖如第十圖所示，當船體（10）產生橫搖傾角時，該控制單元（23）即比較由角度感測器（24）所輸入之船體（10）橫搖傾角與其內建之其準角度（ $\text{Ref. } \theta$ ），並根據比較後所得之差值（ θ_{err} ）控制該線性伺服馬達（41）帶動平衡體（51）移動之加速度，使該平衡體（51）之質量得根據船體之橫搖傾角產生適當之力矩，以使船體（10）所對應產生之反作用力矩可作為減搖力矩，並適度地抵消船體（10）所受之橫搖力矩。

當船體（10）兩側船舷之距離愈長時，採用線性伺服馬達（41）越有利，因線性伺服馬達（41）之定子係採用模組式設計，可以不限次數連接，故本第四較佳實施例之滑台（43）長度及載具（42）之運行距離可隨船體兩側船舷間之距離增加而拉長。

本第四較佳實施例之線性伺服馬達（41）係採用直接驅動的方式，較第三較佳實施例而言，其驅動該平衡體（51）之速度較快，其不需要連接螺桿（32）即可直接驅動該平衡體（51），故其機構複雜度較低，對平衡

體（51）之位置控制亦具有較高之精確度，然而第四較佳實施例係亦因採用線性伺服馬達（41）故其成本亦較第三較佳實施例為高。

本第四較佳實施例之架構與第三較佳實施例類似，其不同處在於，第四較佳實施例之直線伺服馬達機構（40）係採用比第三較佳實施例具有更高加速度性的線型伺服馬達（41），故第四較佳實施例其動態方程式之推導或是控制單元（23）轉移函數之設計法則，皆與第三較佳實施例相同，在此不再贅述。

針對本發明之第一、三、四較佳實施例，對船體（10）橫搖之減搖效果之實體驗證內容如附件一所示，實驗結果顯示本發明之第一及第三較佳實施例可使船體（10）之橫搖傾角減小50%左右，第四較佳實施例更可達到50%以上，可知本發明確實具有優異之減搖效果。

本發明皆係以一伺服馬達帶動一質量體運動，藉此使船體對應於質量體之運動產生一反作用之減搖力矩以抵抗船體所受之橫搖力矩，其型式可以是以一伺服馬達帶動一飛輪做加速度旋轉以使船體產生一反作用之轉矩作為減搖力矩，亦可以是以一直線伺服馬達機構帶動一平衡體於船體兩側船舷間做加速度移動，使該平衡體之質量對船體旋轉中心產生一力矩，並使船體產生相對應之反作用力矩作為減搖力矩；而該直線伺服馬達機構可以是一線性伺服馬達，亦可以是一伺服馬達、一螺桿與一滑台之組合。

本發明之主要功效如下：

一、本發明所產生之減搖力矩大小主要是與飛輪之質量及角加速度，或是平衡體之質量及加速度有關，其不會受船體於水流中行駛之速度影響，故其減搖效果於船體低速行駛或靜止亦能發揮作用。

二、本發明可透過該飛輪於定點之快速旋轉，或是該平衡體於短距離快速移動以產生減搖力矩，故其不需要太大之空間即可設置於船體上，解決習知減搖裝置體積龐大之問題。

三、本發明係透過質量體於船體上運動，以使船體對應產生一反作用之力矩作為減搖力矩，此一利用作用力與反作用力同時產生及消失之特性，使本發明施加於船體之減搖力矩具有響應速度快之優點，可立即根據船體之橫搖傾角作出反應。

【圖式簡單說明】

第一圖：為本發明第一較佳實施例之前視示意圖。

第二圖：為本發明第一較佳實施例之動作示意圖。

第三圖：為本發明第一較佳實施例之控制方塊圖。

第四圖：為本發明第三較佳實施例之前視示意圖。

第五圖：為本發明第三較佳實施例之控制方塊圖。

第六圖：為本發明第三較佳實施例之動作示意圖。

第七圖：為本發明第三較佳實施例之平衡體與船體之受力狀態圖。

第八圖：為本發明第四較佳實施例之前視示意圖。

第九圖：為本發明第四較佳實施例之動作示意圖。

第十圖：為本發明第四較佳實施例之控制方塊圖。

第十一圖：為船體六個自由度運動之示意圖。

第十二圖：為一習知之舳龍骨減搖裝置設置於船殼上之示意圖。

第十三圖：為一習知之穩定翼減搖裝置設置於船殼上之示意圖。

第十四圖 A：為一習知之主動式穩定翼減搖裝置之前視示意圖。

第十四圖 B：為一習知之主動式穩定翼減搖裝置之動作示意圖。

第十五圖 A：為一習知之主動式減搖水櫃減搖裝置之前視示意圖。

第十五圖 B：為一習知之主動式減搖水櫃減搖裝置之動作示意圖。

第十六圖：為本發明第一較佳實施例之船體之自由體圖。

第十七圖：為本發明第一較佳實施例之船體之自由擺盪圖，其中，橫軸為時間，縱軸為擺盪角度。

第十八圖：為本發明第一較佳實施例之船體用軟體模擬之擺盪角度圖。

第十九圖：為本發明第一較佳實施例之船體用軟體模擬之擺盪角度圖。

第二十圖：為本發明第一較佳實施例之船體用軟體模

擬之擺盪角度圖。

【主要元件符號說明】

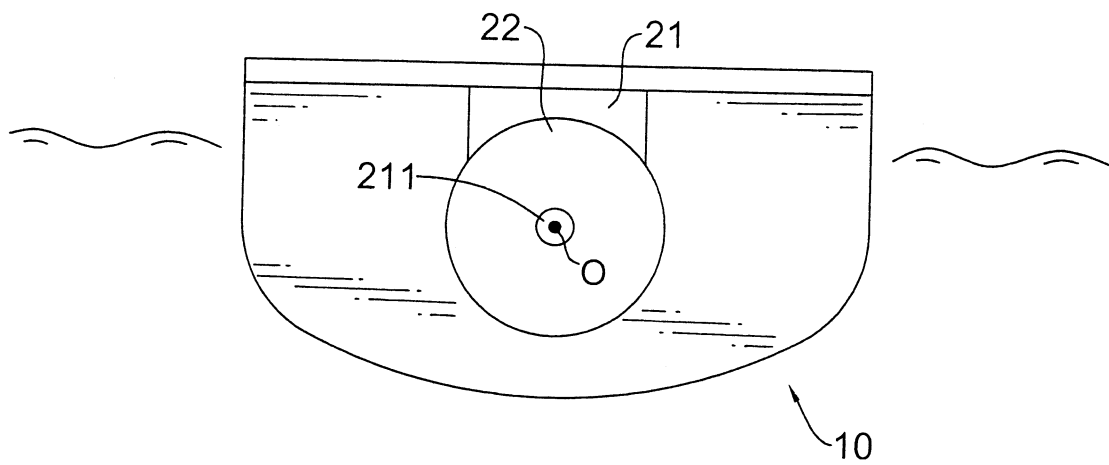
- | | |
|------------------|-----------------|
| (1 0) 船體 | (2 1) 伺服馬達 |
| (2 1 1) 動力輸出軸 | (2 2) 飛輪 |
| (2 3) 控制單元 | (2 4) 角度感測器 |
| (3 0) 直線伺服馬達機構 | |
| (3 1) 伺服馬達 | (3 1 1) 動力軸出軸 |
| (3 2) 螺桿 | (3 3) 滑台 |
| (4 0) 直線伺服馬達機構 | |
| (4 1) 線性伺服馬達 | (4 2) 載具 |
| (4 3) 滑台 | (5 1) 平衡體 |
| (6 0) 船殼 | (6 1) 舳龍骨 |
| (6 2) 穩定翼 | (6 3) 穩定翼 |
| (6 4) 控制單元 | (7 0) U型水艙 |
| (7 1) 控制閥組 | (7 2) 伺服馬達 |
| (7 3) 帶動漿 | |

附件一：船舶減搖裝置實作測試

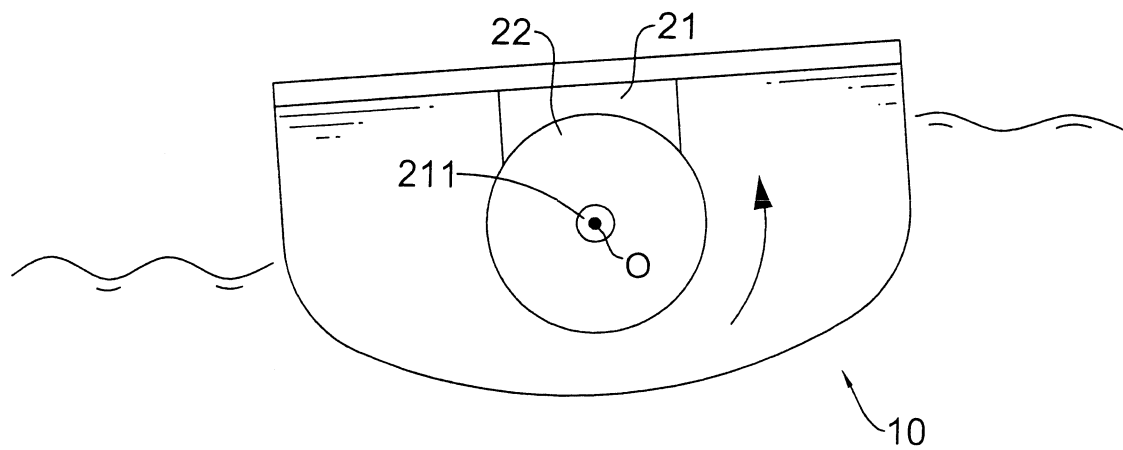
五、中文發明摘要：

本發明係一種船舶減搖裝置，其主要係利用一伺服馬達帶動一質量體運動，並使船體對應於該質量體之運動產生一反作用力矩作為減搖力矩，其可以是以一伺服馬達帶動一飛輪做加速度旋轉產生轉矩，以使船體產生一相對應之反作用轉矩，或係以一直線伺服馬達機構帶動一平衡體於船體兩側船舷間往復地做加速度移動，以使該平衡體之質量對船體旋轉中心形成一力矩，並使船體對應地產生一反作用力矩，該反作用力矩可作為減搖力矩抵消船體受波浪作用之橫搖力矩，本發明於船體低速行駛或靜止時仍可產生足夠之減搖力矩達到減搖效果。

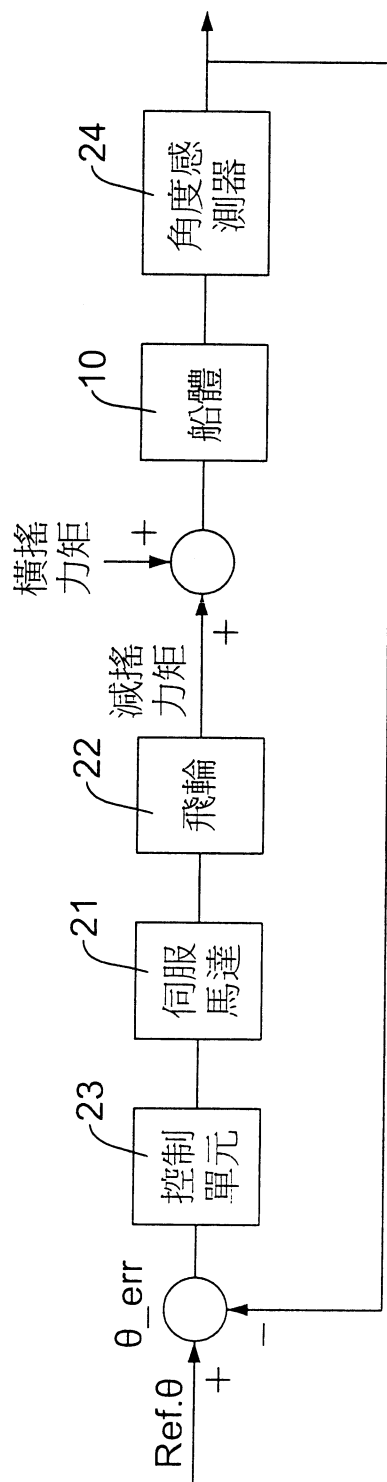
六、英文發明摘要：



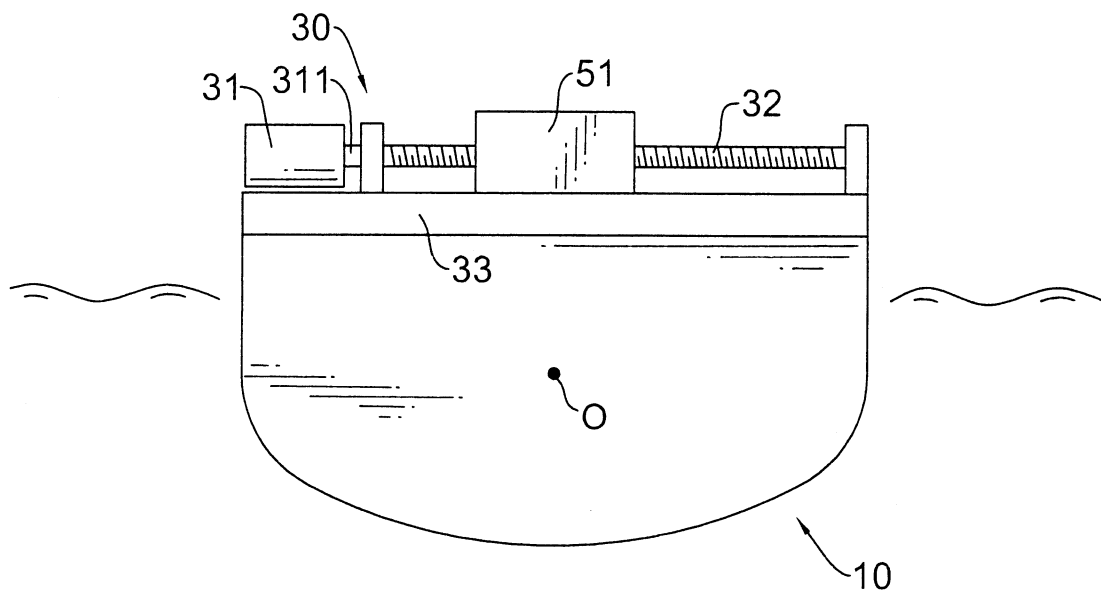
第一圖



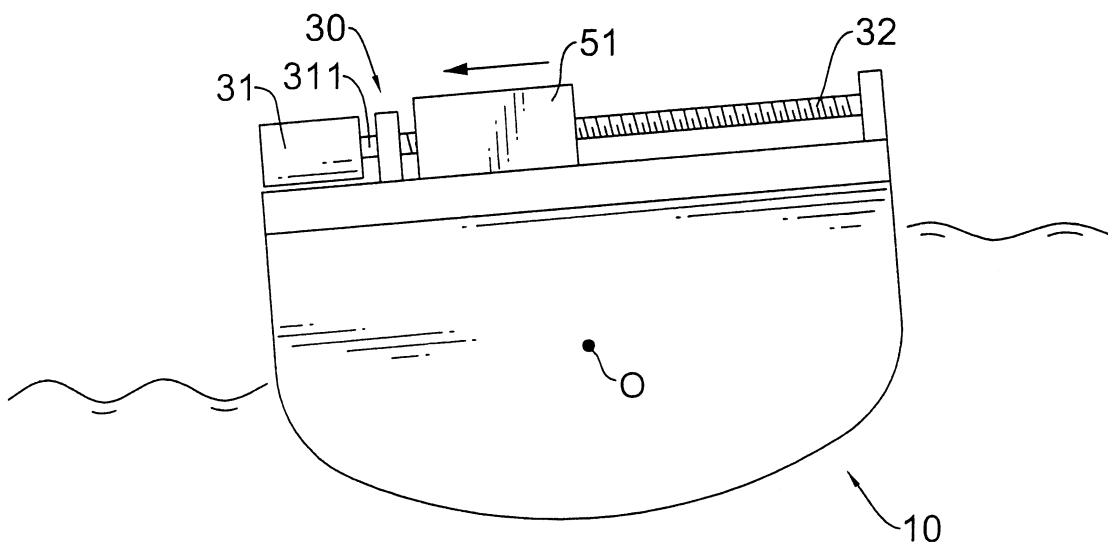
第二圖



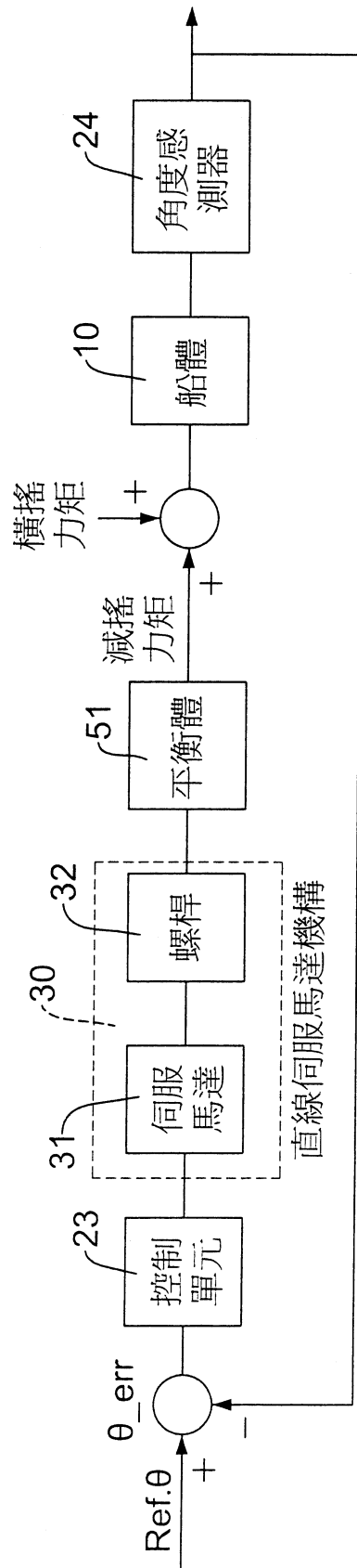
第三圖



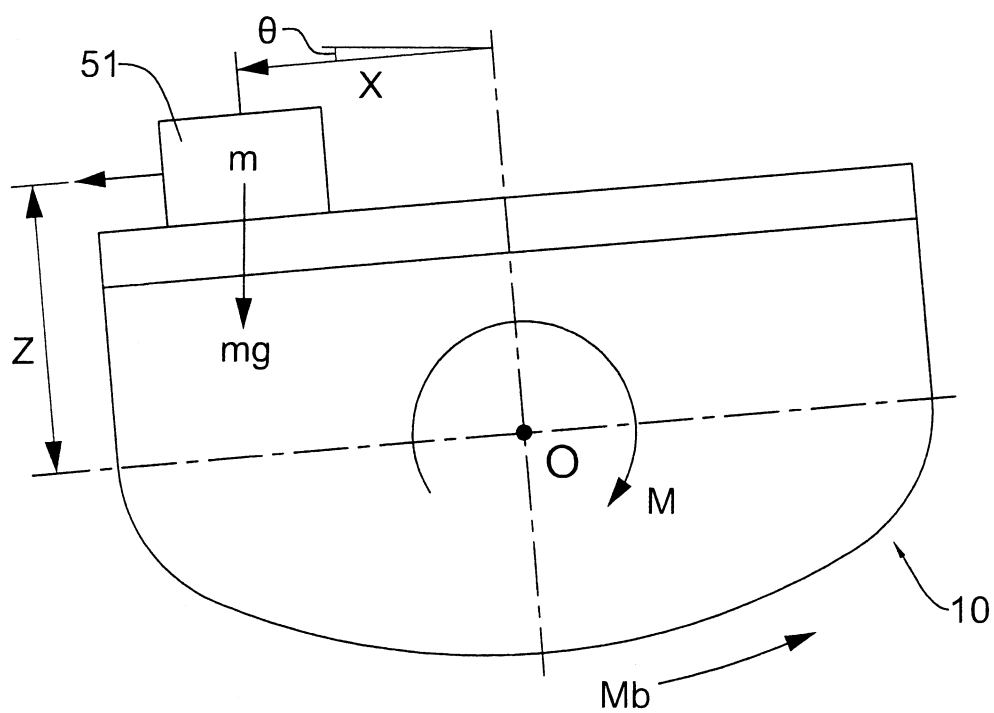
第四圖



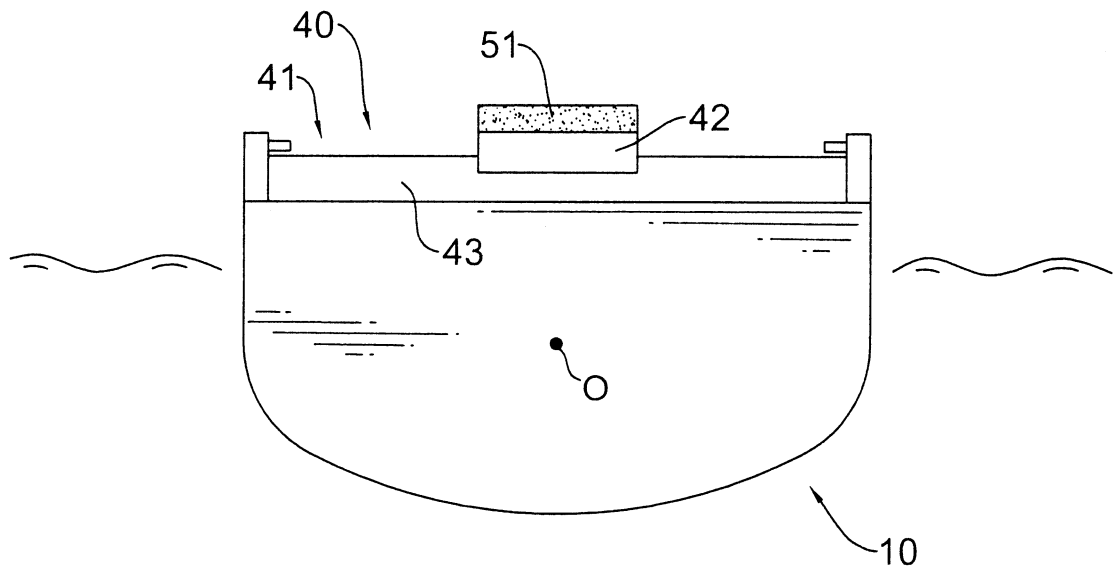
第六圖



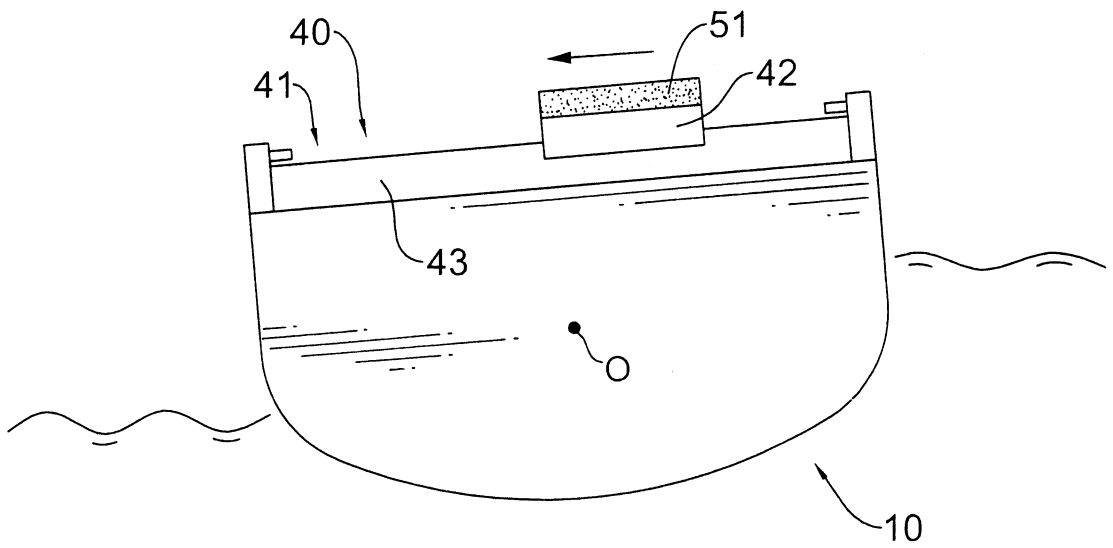
第五圖



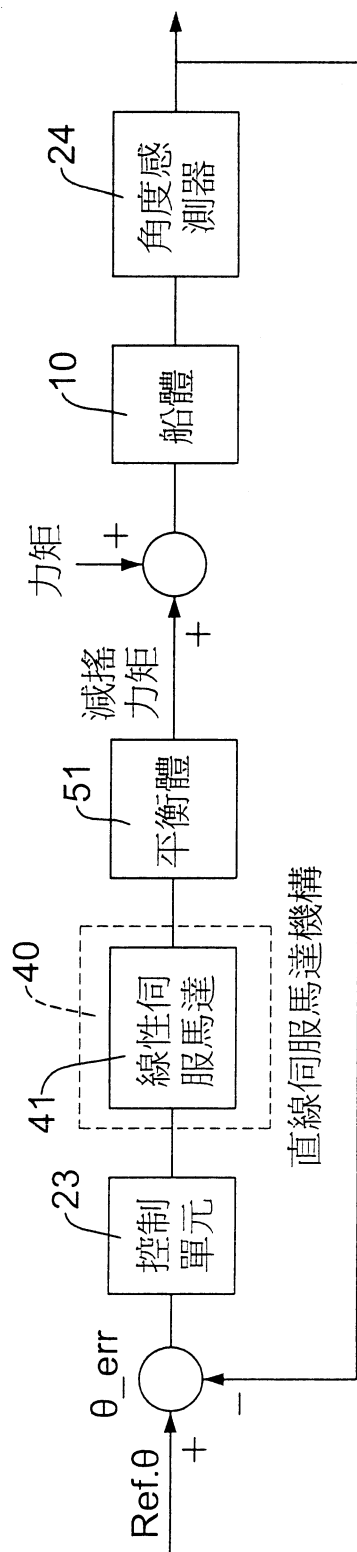
第七圖



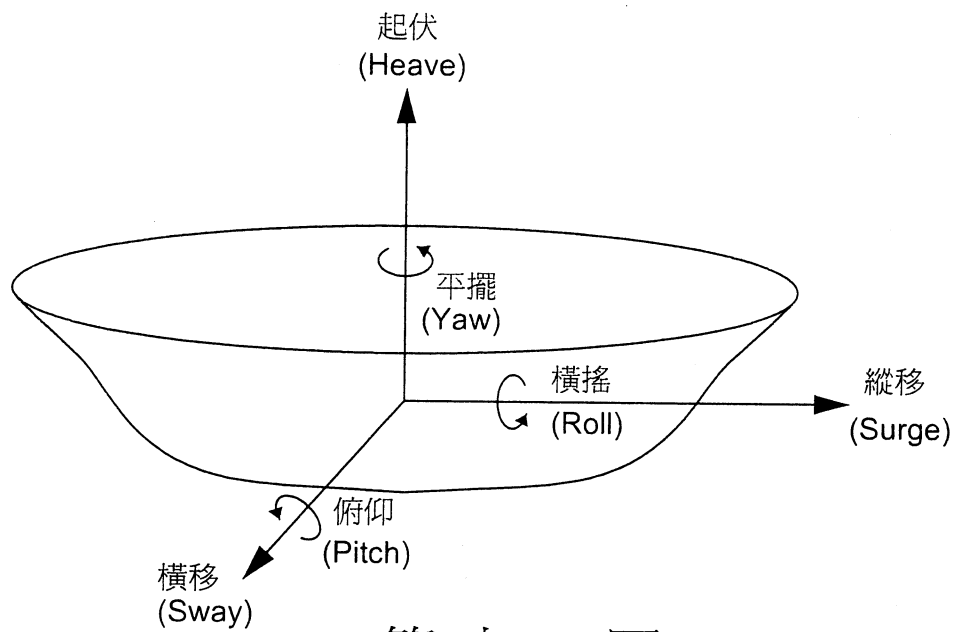
第八圖



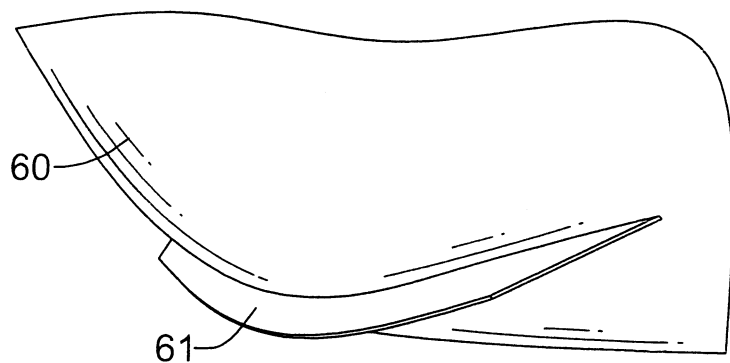
第九圖



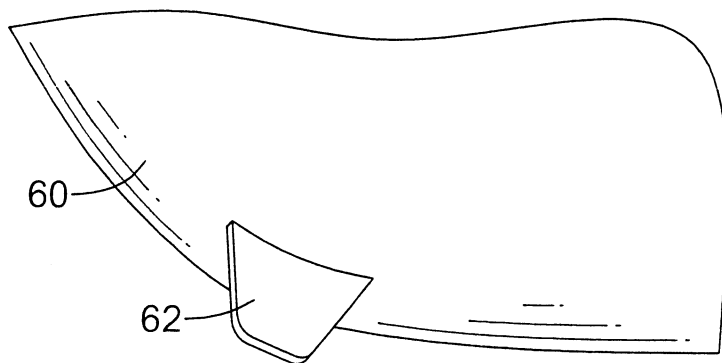
第十圖



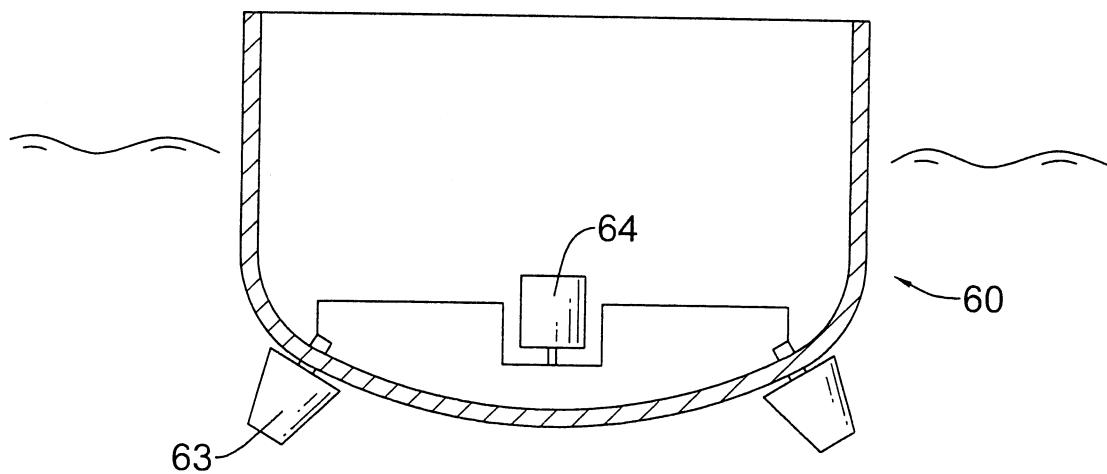
第十一圖



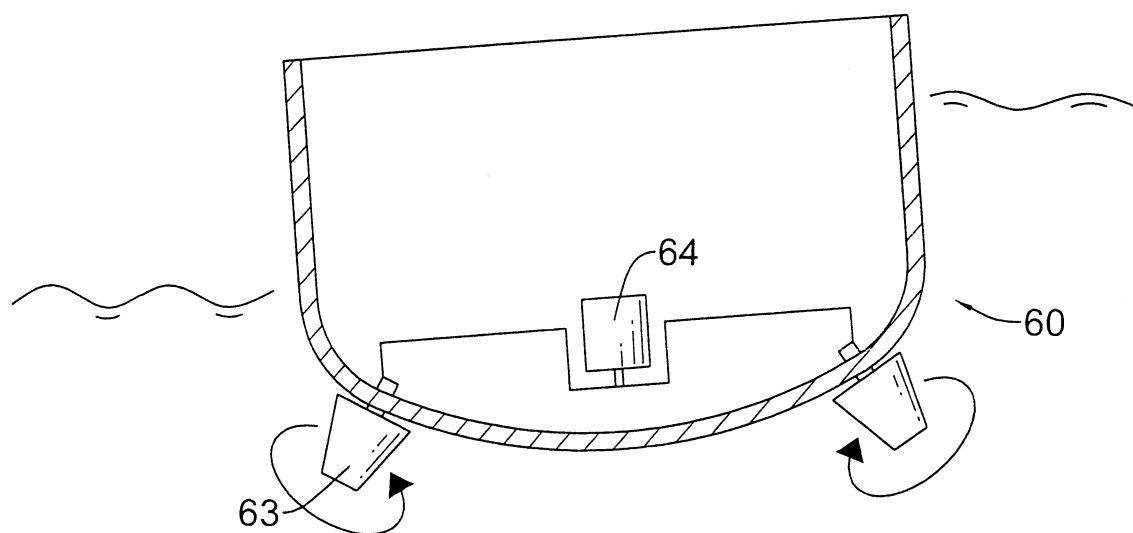
第十二圖



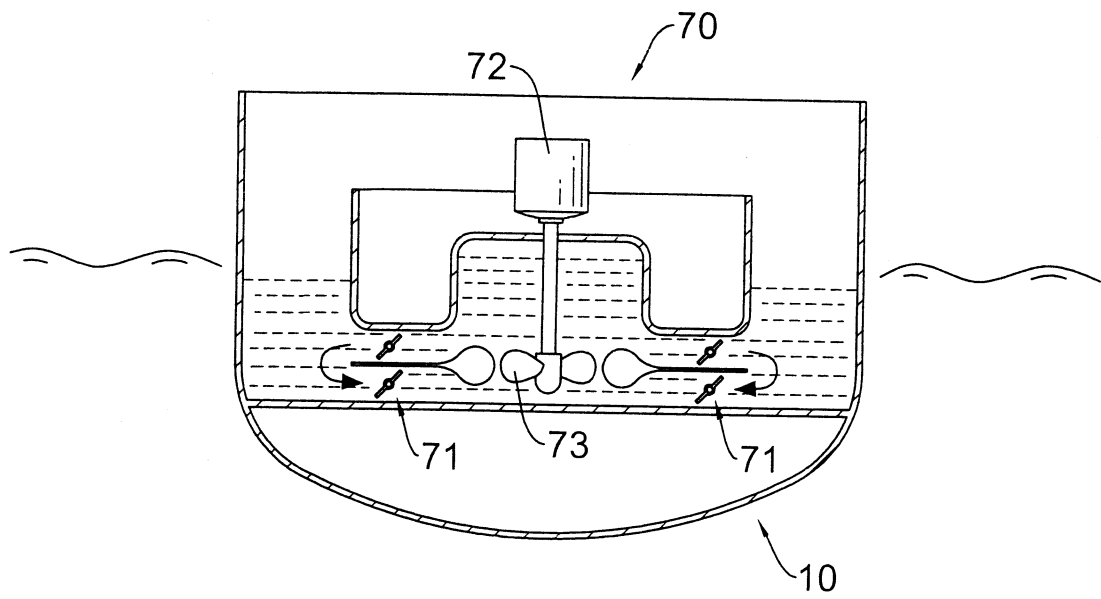
第十三圖



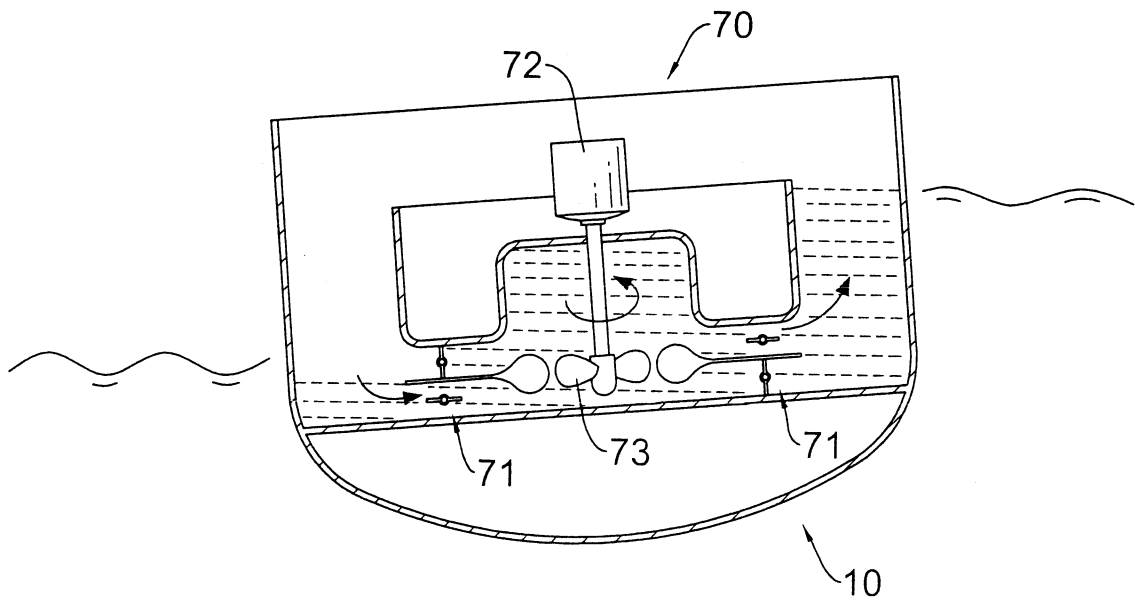
第十四圖 A



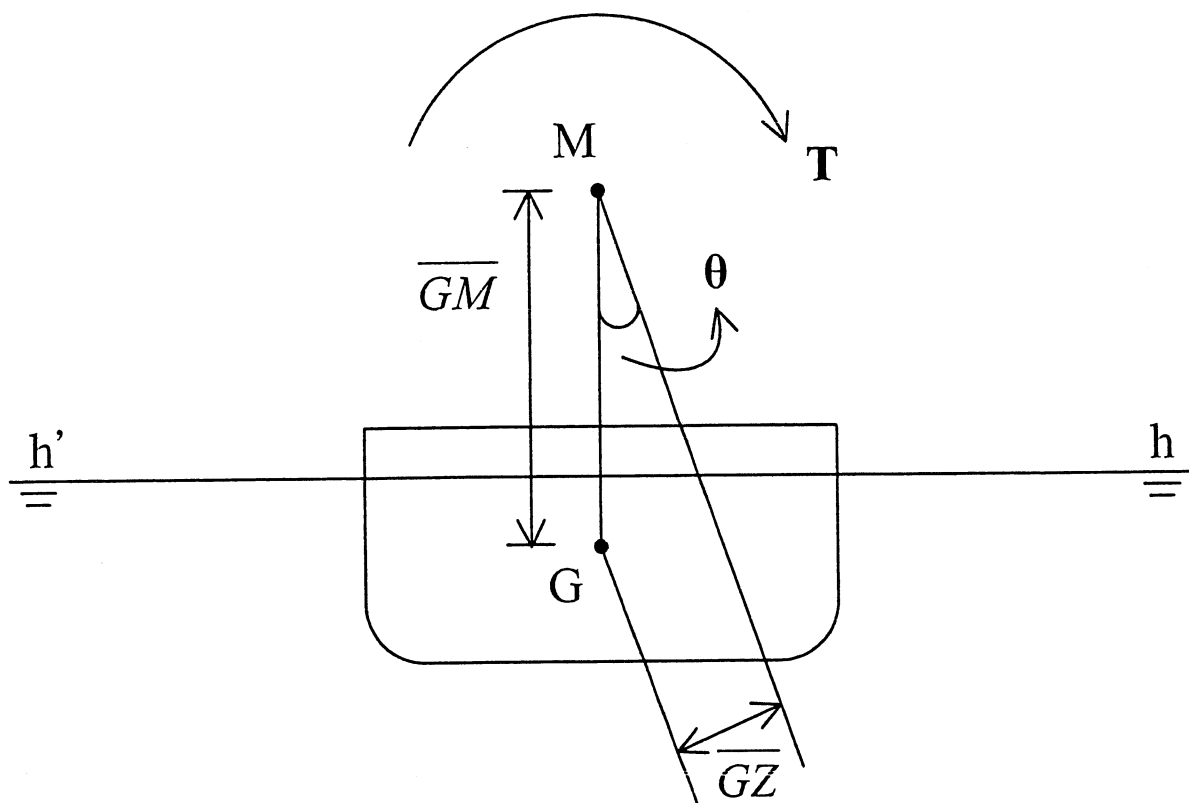
第十四圖 B



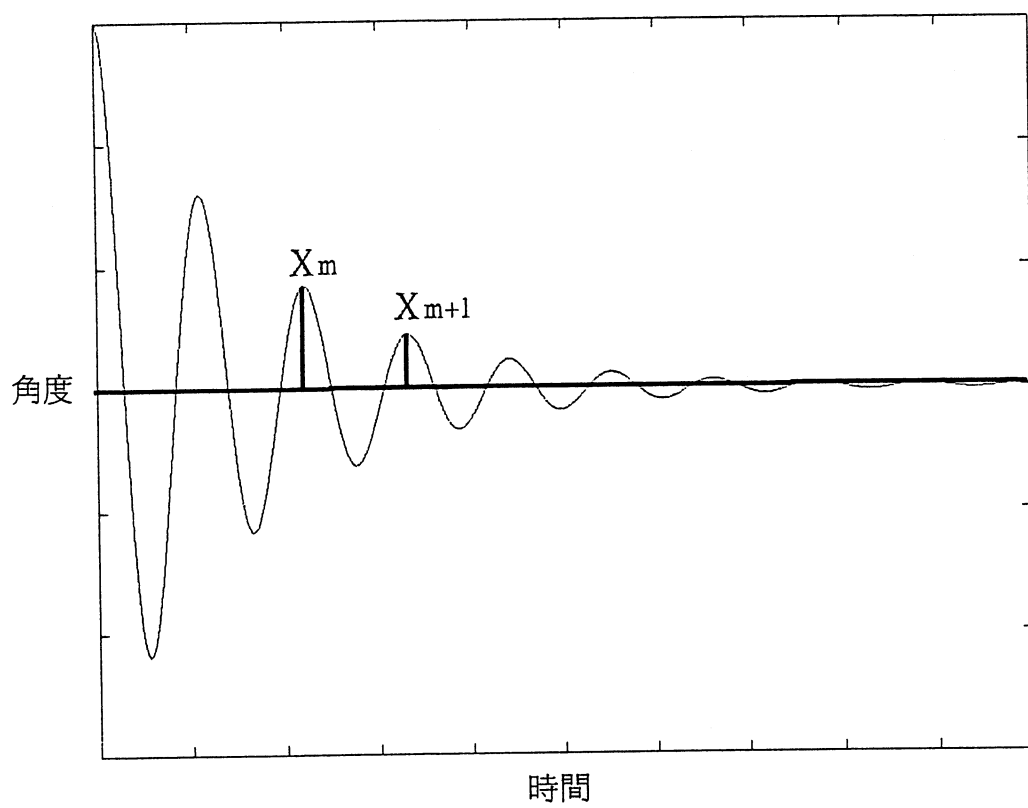
第十五圖 A



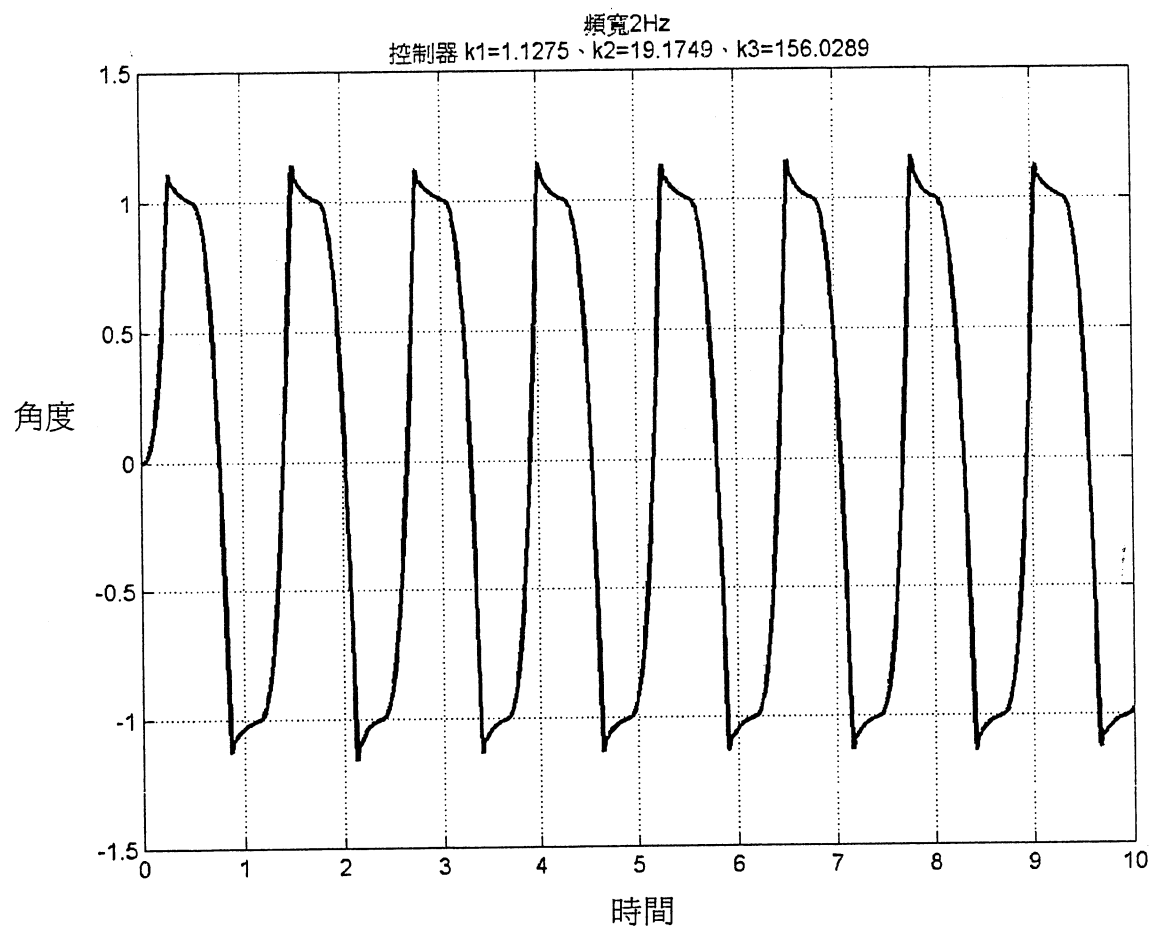
第十五圖 B



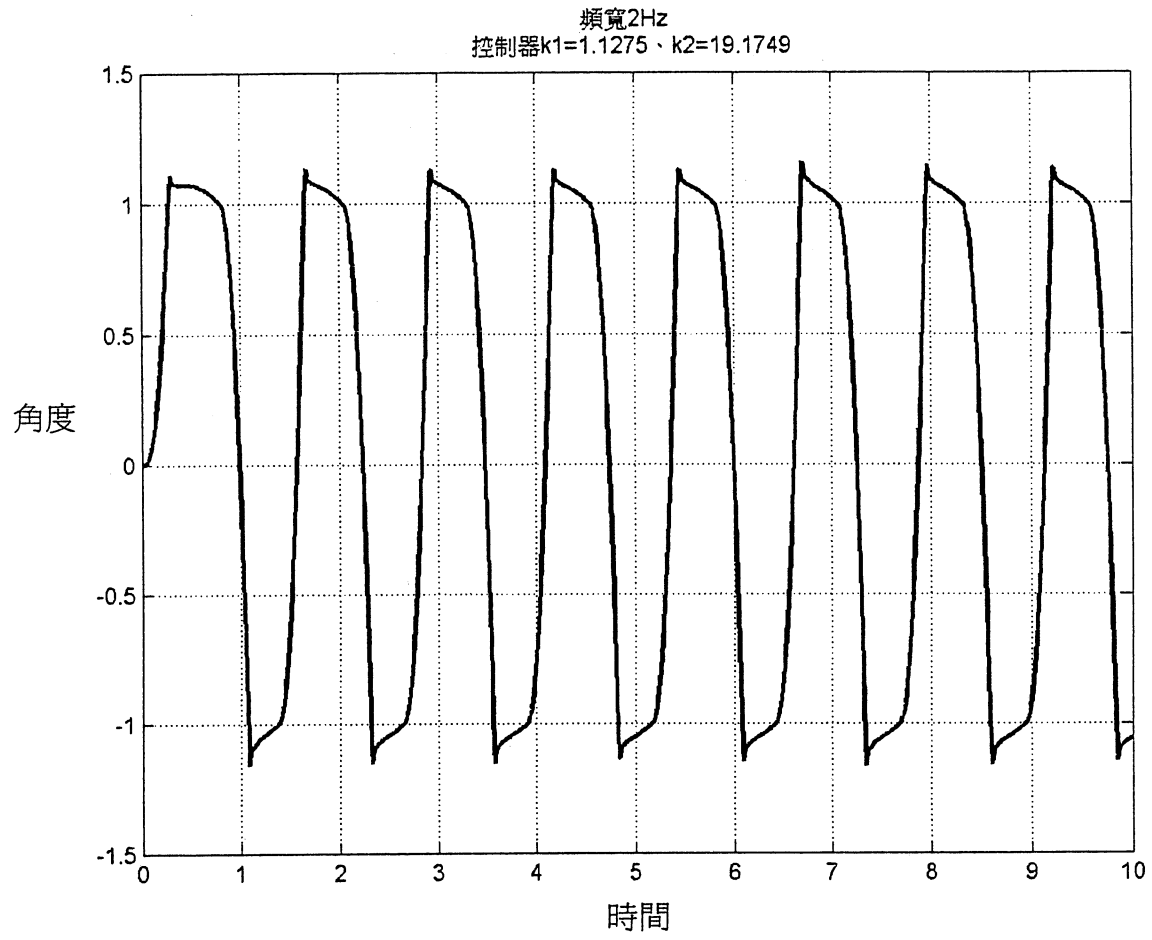
第十六圖



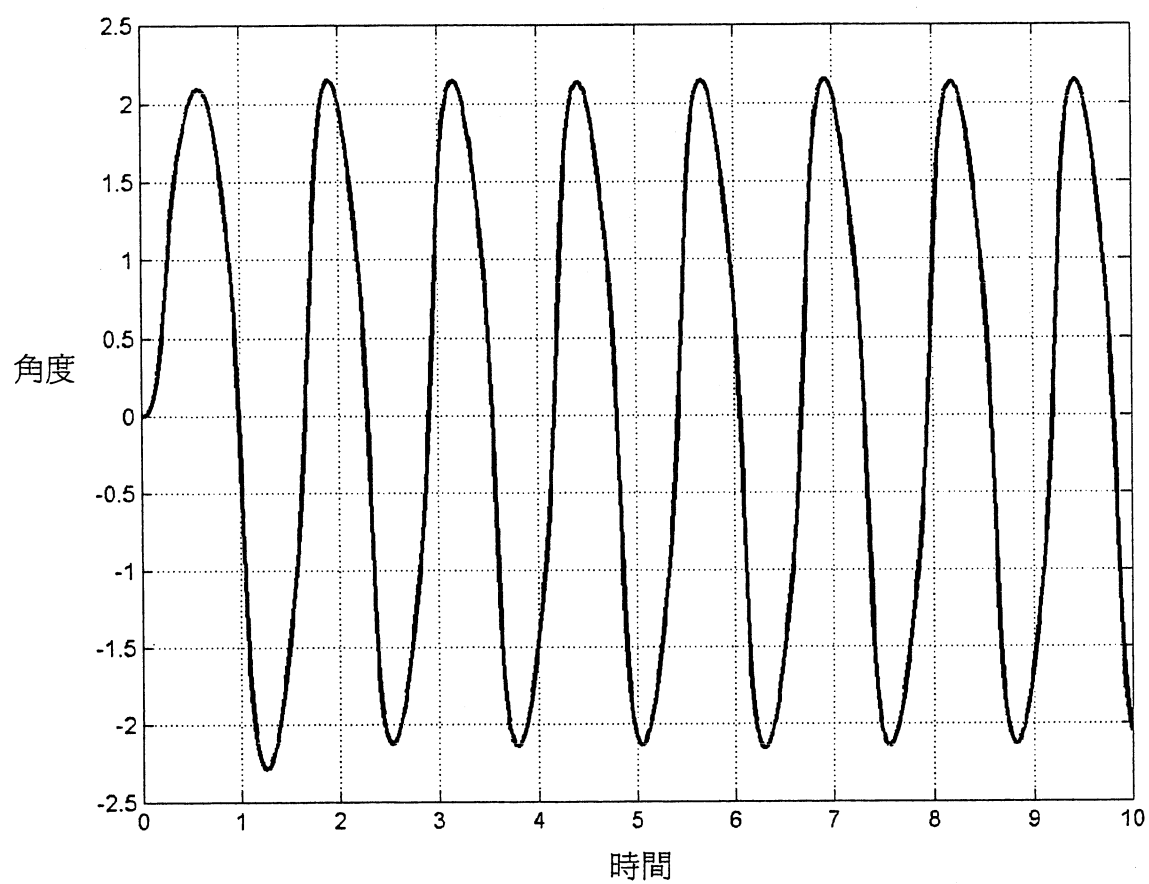
第十七圖



第十八圖



第十九圖



第二十圖

七、指定代表圖：

(一)本案指定代表圖為：第(一)圖。

(二)本代表圖之元件符號簡單說明：

(1 0) 船 體

(2 1) 伺 服 馬 達

(2 1 1) 動 力 輸 出 軸 (2 2) 飛 輪

八、本案若有化學式時，請揭示最能顯示發明特徵的化學式：

提供一減搖力矩減少船體之橫搖傾角，此一主動式減搖水櫃得根據船體之橫搖傾角提供不同大小之減搖力矩，以達到較被動式裝置為佳之減搖效果，且其產生之減搖力矩大小不會受船體（10）相對於水流之速度影響，故於船舶低速行駛時仍可維持其減搖效果，然而，此一主動式減搖水櫃不僅造價昂貴且體積龐大，其帶動漿（73）抽取液體之速度亦無法跟上船體（10）之橫搖變化，故主動式減搖水櫃亦存在著響應速度不足之問題。

【發明內容】

本發明之主要目的在於提供一種新的船舶減搖裝置，其能減少船舶之橫搖傾角，解決一般減搖裝置在船舶低速行駛時減搖效率不佳，或是體積龐大、響應速度不足等問題。

為達到前揭之目的，本發明包含有一伺服馬達、一飛輪組設於該伺服馬達之動力輸出軸上並為該伺服馬達所帶動、一控制單元電性連接至該伺服馬達之輸入端、以及一角度感測器用以感知船體之橫搖傾角，其輸出端並電性連接至該控制單元，該角度感測器可根據船體之橫搖傾角大小輸入一角度信號至該控制單元，該控制單元則根據該角度信號控制伺服馬達之轉速及運轉方向，藉此帶動飛輪旋轉產生一適當之轉矩，飛輪產生轉矩時船體亦會對應轉矩產生一反作用轉矩，此一反作用轉矩可作為減搖力矩抵抗波浪或風力對船體施加之橫搖力矩，減少船體之橫搖傾角。

括一滑台、一伺服馬達以及一螺桿，即為本發明之第三較佳實施例，請參閱第四圖及第六圖，於第三較佳實施例中，其直線伺服馬達機構（30）包括一滑台（33）、一伺服馬達（31）、以及一螺桿（32），該滑台（33）橫向設置於船體（10）兩側船舷間，該伺服馬達（31）設於滑台（33）一端，該螺桿（32）平行設於該滑台（33）上並與該伺服馬達（31）之動力輸出軸（311）銜接，該平衡體（51）可滑動地設於該滑台（33）上且穿設有一螺孔，該螺桿（32）穿過平衡體（51）之螺孔以帶動該平衡體（51）沿滑台（33）移動，該控制單元（23）之輸出端電性連接至該伺服馬達（31）並根據角度感測器（24）輸入之角度信號控制該伺服馬達（31）之運轉，以控制該平衡體（51）於滑台（33）上往復移動之加速度。

因該平衡體（51）之螺孔係對應螺桿（32）而設，故當螺桿（32）轉動時，該平衡體（51）即隨螺桿（32）之轉動方向而前進或後退；請參閱第五圖，為本較佳實施例之控制方塊圖，當船體（10）產生橫搖傾角時，該控制單元（23）即將角度感測器（24）所輸入之船體（10）橫搖傾角與其內建之其準角度（Ref. θ ）比較，並根據比較後所得之差值（ θ_{err} ）控制該伺服馬達（31）帶動螺桿（32）轉動，以控制於滑台（33）上往復移動之平衡體（51）加速度，使該平衡體（51）之質量能根據船體之橫搖傾角產生適當力矩，以使船體（1

P. 9月 1日修(更)正督核

十、申請專利範圍：

1. 一種船舶減搖裝置，係設置於一船體上，其包含有一伺服馬達、一飛輪、一控制單元、以及一角度感測器，該伺服馬達之動力輸出軸沿船體兩側船舷之中線而設，該飛輪組設於伺服馬達之動力輸出軸上，為該伺服馬達所帶動，該控制單元之輸出端電性連接至該伺服馬達，該角度感測器用以感測船體之橫搖傾角，其輸出端電性連接至該控制單元，該控制單元根據角度感測器輸入之角度信號控制該伺服馬達之轉速。

2. 如申請專利範圍第1項所述之船舶減搖裝置，其中，該控制單元包括一角度比較運算電路連接至該角度感測器之輸出端，以及一驅動電路連接至該角度比較運算電路之輸出端，該驅動電路並連接至該伺服馬達之輸入端，該角度比較運算電路內建有一基準角度，用以將該角度感測器輸入之角度信號與該基準角度比較，並將比較後所得之差值輸入至驅動電路，該驅動電路則將該差值轉換成電壓命令輸入至伺服馬達，控制該伺服馬達之轉向及轉速。

3. 一種船舶減搖裝置，係設置於一船體上，其包含有一直線伺服馬達機構、一平衡體、一控制單元、以及一角度感測器，該平衡體為該直線伺服馬達機構所帶動而可於船體兩側船舷間橫向移動，該控制單元之輸出端電性連接至該直線伺服馬達機構，該角度感測器用以感測船體之橫搖傾角，其輸出端電性連接至該控制單元，該直線伺服馬達機構包括一線性伺服馬達，該線性伺服馬達之定子係

為一滑台橫向設置於船體兩側船舷間，其動子係為一載具可沿該滑台移動，該平衡體設於該載具上，該控制單元之輸出端電性連接至該線性伺服馬達，並根據角度感測器輸入之角度信號控制該線性伺服馬達之載具之移動，以控制該平衡體於滑台移動之加速度。

4. 如申請專利範圍第 3 項所述之船舶減搖裝置，其中，該控制單元包括一角度比較運算電路連接至該角度感測器之輸出端，以及一驅動電路連接至該角度比較運算電路之輸出端，該驅動電路並連接至該線性伺服馬達之輸入端，該角度比較運算電路內建有一基準角度，用以將該角度感測器輸入之角度信號與該基準角度比較，並將比較後所得之差值輸入至驅動電路，該驅動電路則將該差值轉換成電壓命令輸入至該線性伺服馬達，控制該線性伺服馬達之載具移動，以控制該平衡體於滑台移動之加速度。

十一、圖式：

如次頁