

hélice en un eje de cola movido por un motor de explosión u otra máquina motriz en una nave.

5. El presente invento tiene por objeto proporcionar un sistema de propulsión marino de la clase mencionada que tiene un ajuste de dos posiciones del ángulo de paso de las palas y un sistema simple para efectuar de una forma selectiva el ajuste del paso.

10. En sistemas conocidos de la clase mencionada, se utiliza un dispositivo de control de paso hidraulico o mecánico que se puede hacer funcionar para ajustar el ángulo de paso de las palas en cualquier graduación en una gama infinitamente variable que se extiende desde un paso totalmente hacia proa hacia un paso totalmente hacia popa. La impulsión del eje de cola se transmite desde el motor hasta el eje, bien directamente o a través de una caja de engranajes de reducción de
15. velocidad, que puede que no tenga transmisión inversa, y para efectuar la propulsión inversa se ajustan las palas en una orientación de ángulo de paso inverso.

20. Otro objeto del invento es proporcionar un accionador simple que funciona por fluido a presión y que se puede incorporar entre los engranajes de rodación y el eje propulsor o eje de cola en un aparato de propulsión marino de la clase mencionada y por el cuál se puede efectuar el ajuste selectivo del paso de las palas en uno u otro de dos ajustes pre-
25. terminados.

30. Según el presente invento, un dispositivo de control de paso de las palas de hélice para un sistema de propulsión marino de la clase que tiene un propulsor de hélice con palas de paso ajustables, y un elemento de control de paso acoplado a la hélice para ajustar el paso de las palas, comprende un

- dispositivo de empuje elástico que actúa sobre el elemento de control del paso para empujar el elemento hacia una primera posición de ajuste correspondiente a un ángulo de paso de avance predeterminado, y un accionador servomandado acoplado al elemento de control de paso, siendo el accionador del tipo de pistón y cilindro hidráulico y medios para admitir el fluido hidráulico a presión en un extremo solamente del cilindro para actuar sobre un lado solamente del pistón y mover el pistón con relación al cilindro a una posición limitadora determinada por medio de un tope, y mover de éste modo el elemento de control de paso en oposición a la acción del dispositivo de empuje elástico en una segunda posición de ajuste predeterminada correspondiente a un ángulo de paso predeterminado diferente, y medios para desahogar la presión hidráulica en dicho extremo del cilindro para que el dispositivo de empuje elástico pueda mover el elemento de control de paso de nuevo a su primera posición de ajuste, cuyo movimiento de recuperación está limitado por medio de un segundo tope, por lo que el paso de las palas pueden moverse a uno u otro de dos ajustes del ángulo de paso predeterminados solamente.

- El dispositivo de empuje elástico, comprende preferiblemente, por lo menos un juego de resortes de discos frustrocónicos o de diafragma situados en el otro extremo del cilindro y que actúan sobre el pistón o vástago del pistón o poniéndose al empuje del fluido hidráulico a presión.

- En una forma del invento, el primer ajuste del elemento de control de paso corresponde a un primer ángulo de paso apropiado para la marcha de avance normal libre de la nave, y el segundo ajuste corresponde a un ángulo de paso menor que el primero, por ejemplo un ángulo de paso de avance reducido.

- idóneo para el remolque o alguna otra circunstancia en que se necesite un empuje de propulsión de avance mayor. En dicho dispositivo, según otra característica adicional del invento se utiliza preferiblemente una caja de engranajes de reducción
5. con un engranaje de inversión utilizado para transmitir el par motor de la máquina motriz al eje de cola. La transmisión inversa de la nave (con elección de uno u otro de los ajustes predeterminados del ángulo de las palas de paso vasto y de paso fino) puede conseguirse por selección del engranaje de inversión en la caja de engranajes, en lugar de invertir el paso
10. de la hélice como los sistemas tradicionales. Esto permite utilizar una caja de engranajes de reducción inversa junto con un sistema de control de paso de dos posiciones que incorpora el invento, en lugar del dispositivo clásico mucho más costoso
15. de un sistema de control de paso hidraulico y de doble acción que proporcione una variación infinita del paso entre un paso totalmente de avance y un paso totalmente de retroceso, junto con una caja de engranajes de reducción sin inversión.

- Además, en dicho dispositivo, el cambio relativamente
20. pequeño en el ángulo de paso de las palas necesario entre los ajustes de paso fino de paso basto de las palas, y el hecho de que las palas de la helice no tengan que girar a través de un paso neutro a un ajuste de paso de inversión para obtener el empuje inverso (obteniéndose este también por inversión de la
25. dirección de rotación del eje de cola) permite la utilización de una helice que tenga una forma helicoidal pura o de turbina. Esto permite que el sistema de propulsión produzca un mayor empuje y mayor velocidad de marcha para un motor de una potencia dada, elevando su eficacia y resultando menos costoso en
30. su funcionamiento que el sistema conocido tradicional donde las

palas de la hélice se ajusta en el paso inverso para obtener empuje inverso, y donde la hélice suele tener palas con caras de impulsión planas para evitar una vibración excesiva y deterioro de las palas cuando pasan desde el paso de avance al paso de retroceso.

5.

Una hélice con una forma helicoidal pura o de turbina, si se adapta en un cubo de paso controlable totalmente reversible, y gira a la posición de paso neutro tendría la parte de cada paleta más próxima al cubo con un ángulo que tendería para ejercer empuje en la dirección de proa, mientras que la parte radialmente exterior de la pala próxima a su punta tendría un ángulo que tendería a ejercer empuje en dirección a popa, produciendo de éste modo una fuerte vibración y probable deterioro debido a los empujes oponentes. Además, cuando gira al paso inverso para un funcionamiento de empuje inverso, de dicha hélice funcionaría ineficazmente porque la forma helicoidal está en el sentido opuesto al que se necesita para un funcionamiento eficaz.

10.

15.

El presente invento permite conseguir marcha de avance por rotación inversa de la hélice cuyas palas no pasan nunca al ángulo de paso neutro ni a través del mismo, y además permite el que se pueda utilizar una hélice más eficaz con una forma helicoidal pura y al mismo tiempo permite elegir, respectivamente, un gran ángulo de paso vasto o un pequeño ángulo de paso fino de las palas para la navegación libre o para remolcar en otras condiciones de fuerte carga.

20.

25.

El invento permite también que los remolcadores, que normalmente se han dotado con motores de potencia en exceso para evitar una sobrecarga de los motores cuando efectúan operaciones de remolque, puedan equiparse con motores de aproxima

30.

damente un 25 a un 30% menos de potencia nominal, al poderse reducir el ángulo de paso de la helice a un ángulo de paso fino predeterminado de las palas durante la operación de remolque.

5. Como variante, permitiría que un recipiente tuviera un ángulo de paso de palas predeterminado para elegirse para una velocidad máxima cuando está vacío y el nivel de flotación es elevado, y otro ángulo de paso de palas predeterminado que se elige para utilizarse en condiciones de gran desplazamiento, mejorando de éste modo la eficacia y reducción del consumo de combustible en una o en ambas de estas condiciones.
- 10.

El accionador de control de paso del invento se puede activar normalmente por aceite a presión procedente de una bomba de aceite asociada con la caja de engranajes de la transmisión, por ejemplo la bomba que alimenta el sistema de lubricación a presión de la caja de engranajes, alojándose el aceite adicional necesario para el accionador de control de paso bien en la propia caja de engranajes, o en un depósito adicional separado conectado al sumidero de la caja de engranajes. No obstante, es preferible utilizar una bomba por separado, asociada con un depósito de aceite separado y adicional.

- 15.
- 20.
25. Se comprenderá que con un sistema de control de paso que incorpora el invento y donde el accionador se pone a presión para ajustar las palas a su ajuste de paso fino, en condiciones de remolque, las palas volverán siempre automáticamente a su ajuste de paso basto cuando el accionador no está sometido a presión. Por lo tanto, aún en caso de fallo del accionador hidráulico o de su bomba de aceite o suministro de aceite, el sistema permitirá todavía que la nave pueda ser propulsada con las palas en sus ajustes de paso basto, como con
- 30.

una helice de paso sólido, para el funcionamiento normal libre. Por lo tanto, una averia del accionador o de sus suministro hidráulico no perjudicará la capacidad del barco para funcionar como si estuviera provisto de una instalación de marcha libre de paso fijo normal.

5.

El accionador se puede montar convenientemente entre la brida de salida de la caja de engranajes y el extremo interior del eje de cola, y se puede abastecer de aceite a presión a través de un paso coaxial en el eje de salida de la caja de engranaje. Con dicho dispositivo, el pistón accionador se montaría en el extremo de una barra de control de paso de movimiento longitudinal que atravesada un ánima central del eje de cola hasta un mecanismo de ajuste del paso de un bloque de levas y muñón en el cubo de la helice.

10.

15.

El suministro de aceite a presión para el accionador es preferiblemente independiente del sistema de lubricación de la caja de engranajes, v.g., de una bomba de aceite separada alimentada desde un depósito separado. Por lo tanto, una bomba adicional, movida eléctrica y mecánicamente desde una fuente externa o montada en tandem con la bomba de lubricación de la caja de engranajes para ser movida por el mismo eje de transmisión que esta última, puede utilizarse para suministrar el fluido a presión para el accionador de control de paso, preferiblemente a través del conducto longitudinal en el eje de salida de la caja de engranajes. Otra posibilidad es añadir un segundo juego de paletas de bombeo o piñones, y una segunda cámara de bomba, a la estructura de la bomba del sistema de lubricación de la caja de engranajes, proporcionando, de hecho, una etapa de bomba paralela movida a través de un eje de bomba.

20.

25.

30.

El suministro alterno de fluido a presión al accionador y el desahogo de la presión en el cilindro, se pueden controlar por una válvula accionada por solenóide, que funciona en sí por medio de mando a distancia, o por cualquier otra, válvula o dispositivo equivalente de mando a distancia apropiado, por ejemplo por mando a distancia de la activación de la bomba de aceite que abastece al accionador.

5.

Según se ha mencionado, el sistema elástico que empuja el elemento de control de paso hacia su primer ajuste, comprende preferiblemente uno o más resortes del tipo de disco o de diafragma, que proporcionan una carrera de compresión muy corta para un valor elevado dado de fuerza de compresión, reduciendo de éste modo la longitud axial necesaria del accionador. No obstante, un muelle helicoidal de compresión, a ún conjunto de muelles helicoidales de compresión, podría utilizarse como dispositivo de empuje.

10.

15.

El invento, desde otro aspecto, comprende, para utilizarse en el dispositivo de control de paso mencionado, un accionador hidráulico del tipo de pistón y cilindro que tiene un manguito tubular construido y organizado para sujetarse rigidamente por un extremo a la brida del eje de salida de una caja de engranajes de reducción y por el otro extremo a un eje de cola o eje de helice, teniendo el pistón del accionador medios para sujetarlo a un extremo de una barra de control de paso que se extiende dentro del eje de cola, formándose el cilindro del accionador dentro del manguito.

20.

25.

Desde otro aspecto, el invento comprende, para utilizarse en el dispositivo de control de paso mencionado, una caja de engranajes de reducción de velocidad que tiene un eje de salida con una brida de salida, en combinación con un accio

30.

nador hidraulico del tipo de pistón y cilindro, cuyo cilindro se forma en un elemento tubular sujeto rigidamente de una forma coaxial por un extremo a dicha brida de salida, estando destinado el extremo opuesto del elemento tubular para sujetarse coaxialmente a un eje de hélice, y estando destinado el pistón del accionador a sujetarse rigidamente a un extremo de una barra de control de paso móvil longitudinalmente que se extiende dentro del eje de cola.

5.

El invento se puede poner en práctica de diversos modos, pero a continuación se describen dos modalidades específicas, a título de ejemplo solamente y tomando como referencia los dibujos adjuntos, en los que:

10.

La figura 1 es una vista longitudinal en sección del eje de cola y parte de la caja de engranajes de reducción de un sistema de propulsión de hélice de un barco.

15.

La figura 1A es una vista fragmentada en sección de una parte del cilindro accionador y la brida de la caja de engranajes en una modificación de la modalidad de la figura 1, que emplea un conjunto apilado de pequeños muelles de disco como dispositivo de empuje.

20.

La figura 1B es una vista fragmentada, similar a la figura 1A, de otra modificación de la modalidad de la figura 1.

25.

La figura 1C es un diagrama que ilustra la distribución radial del paso de pala en cada pala de una hélice helicoidal pura.

La figura 2 es una vista en sección transversal, a lo largo de la línea II-II de la figura 1, e ilustra el mecanismo del bloque de levas para hacer girar los muñones de las palas de hélice con el fin de variar el paso de las palas.

30.

La figura 3 es un diagrama que ilustra en una vista de

costado la disposición general de una nave que tiene un sistema de propulsión marino completo que incorpora las piezas ilustradas en las figuras 1, 1A o 1B.

5. La figura 4 es una vista tomada a lo largo de la línea de corte IV-IV de la figura 3.

Las figuras 5, 6 y 7 son vistas en sección similares a la figura 4, que ilustran tres modificaciones del dispositivo; y

10. La figura 8 es una vista similar a la figura 3 de un barco que tiene una disposición de propulsión modificada con el motor a proa.

15. En la modalidad ilustrada en la figura 1, un sistema de propulsión de un buque comprende un propulsor de hélice de paso variable 10 de forma helicoidal pura (o de turbina), que tiene un cubo 11 y palas 12, un árbol de cola 13 en cuyo extremo exterior se monta el cubo 11, y una caja de engranaje de reducción 14 que tiene transmisiones de avance y retroceso seleccionables de una forma alternativa y que se acoplan al extremo interior del eje de cola para transmitir par motor derivado de un motor de combustión interna, por ejemplo un motor diesel, montado en el buque según se ilustra en la figura 3 y que constituye su máquina motriz. Los cojinetes y cajas estancadoras normales 13A (vease la figura 3) se utilizan para sostener y hacer estanco el eje 13.

25. La hélice 10 tiene una forma helicoidal pura, ilustrándose una ala 12 esquemáticamente en la figura 1C. En dicha figura el ángulo ϕ entre la cara de la pala y el eje R de rotación de la hélice se reduce progresivamente en la dirección radialmente exterior a partir de un máximo ϕ_1 , nominalmente en el eje R, a través de valores progresivamente menores ϕ_2 .

30.

5. ϕ_3, ϕ_4 , hasta un valor mínimo ϕ_5 en la punta de la pala que, con el sistema de control de paso del invento, no puede nunca adoptar un valor negativo. Por lo tanto, cuando el ángulo de paso de la pala se ajusta por el sistema de control de paso, el ángulo ϕ_5 se ajusta entre cero o más normalmente un pequeño ángulo positivo, para el ajuste de paso fino, hasta un ángulo positivo mayor para el ajuste de paso basto, cambiando correspondientemente los ángulos ϕ_1 a ϕ_4 .
10. La brida exterior 15 de la caja de engranajes 14 está estriada o se enchaveta sobre el eje de salida 16 de la caja de engranajes, y se sujeta por medio de una tuerca 17. La brida de salida 15 se sujeta por pernos 18A a la brida 19 de la caja de un accionador 20. El otro extremo de la caja del accionador 20 tiene una brida 21 que se sujeta por pernos
15. 22 a la brida 23 del semiacoplamiento tubular 24, el cual se enchaveta al eje de cola 13 por medio de una chaveta 25 y se sujeta por medio de una tuerca 26. Un disco separador 27 se interpone entre la caja 20 y el semiacoplamiento 24. La caja del accionador 20 comprende una cápsula que tiene un ánima
20. cilíndrica 28 que forma el cilindro de un accionador hidráulico 30 cuyo pistón 31 se sujeta sobre el extremo de un vástago de pistón 32 por medio de una tuerca 33. El pistón 31 lleva anillos de cierre 34, 35 que lo obturan para un movimiento deslizando longitudinal en el cilindro 28. El aceite a presión se puede suministrar al cilindro 28 en el lado de la derecha del pistón 31 (según se verá en el dibujo) a través de un conducto coaxial 36 formado en el eje de salida 16 de la
25. caja de engranajes. Este suministro de aceite a presión se deriva desde la bomba de aceite que se monta en el interior de la caja de engranajes, y se controla por medio de una válvula
30. de regulación asociada, según se describirá.

Un muelle de recuperación 38 en forma de un paquete de muelles de discos cónicos se sitúa en el cilindro 28 en el lado de la izquierda del pistón 31 y actúa entre el pistón y un elemento de tope anular 39 situado en el cilindro 28 para apoyarse contra un escalón 40. El pistón 31 tiene una espiga enteriza 31A que rodea el vástago del pistón 32 y se desliza en la abertura central formada en el elemento de tope anular 39. La espiga 31A lleva una tuerca de tope externa 31A en su extremo exterior, que sirve para retener el conjunto pretensado del pistón, elemento de tope, muelles y pasadores antes del ensamble en la caja 20 y durante el mismo. El muelle de recuperación 38 empuja el pistón 31 hacia la derecha del cilindro 18, y normalmente mantiene el pistón en una primera posición con unión a tope contra un anillo de tope 41 en el extremo del cilindro próximo a la caja de engranajes. El pistón 31 lleva una placa de desgaste anular desmontable 42 que se atornilla por pernos 43 y se acopla al anillo de tope 41. Cuando se admite aceite a presión en el cilindro 28 a través del conducto 36, impulsa el pistón 31 hacia la izquierda en el dibujo, contra la fuerza del muelle de recuperación 38, hasta que el pistón alcanza su posición extrema de la mano izquierda donde se une a tope contra un anillo de tope 44 en el extremo del cilindro más próximo al eje de cola 13. Cuando el aceite a presión en el extremo de la derecha del cilindro 28 se abate el muelle de recuperación 38 impulsa el pistón 31 de nuevo a su posición extrema de la mano derecha en el cilindro.

De éste modo, el movimiento axial del pistón accionador 31 se transmite al vástago del pistón 32 y, por lo tanto, a una barra de control de paso 45 que se monta deslizantemente

- en un ánima longitudinal 47 en el eje de cola 13 y se sujeta por su extremo derecho al vástago del pistón 32 mediante un acoplamiento 46, reduciendo de éste modo el pistón 31 un movimiento longitudinal de la barra de control de paso 45 en el
5. ánima 47 en el eje de cola 13. En su extremo exterior (de la izquierda), el vástago 45 se acopla a un mecanismo de accionamiento de paso de pala 48 del tipo de bloque y muñón de leva conocido montado en el cubo 11, por lo que el movimiento de la barra 45 hacia la caja de engranajes 14 aumenta el ángulo
10. de paso de las palas de la helice 12 y viciversa. El mecanismo 48 comprende un manguito de retención de pasador 49 sujeto a la barra de control de paso 45 y lleva un juego de tres pasadores de accionamiento 150 que se acopla respectivamente en ranuras de leva 151 formadas en tres bloques de leva 152 que
15. se sujetan a ejes de muñón 153 de las tres palas de helice 12 montadas en cojinetes 154 en el cubo 11. De éste modo, el movimiento longitudinal de la barra de control de paso 45 hace que los pasadores 150 hagan girar los bloques de leva 152 por su acoplamiento en las ranuras de leva 151, y por lo tanto,
20. alteren el ángulo de paso de palas de las tres palas 12.
- De éste modo, el dispositivo descrito e ilustrado, proporciona dos ajustes predeterminados distintos del paso de la helice, o sea un ajuste de paso basto apropiado para el funcionamiento libre normal, cuyo ajuste se consigue al moverse el muelle de recuperación 38 llevando el pistón 31 a su posición del extremo derecho en la figura 1, y un ajuste de paso fino apropiado para remolque u otras condiciones de mayor empuje de propulsión y/o menor velocidad, cuyo ajuste se consigue por funcionamiento del accionador hidraulico 30 por medio de su válvula de regulación correspondiente, para mover el
- 25.
- 30.

- pistón 31 a la posición de su extremo izquierdo. Cualquiera de estos dos ajustes de paso se puede elegir desde el puesto de mando del buque, accionando un mando manual acoplado a la válvula de regulación del accionador, cuya válvula puede ser
5. del tipo electrohidráulico que incorpora un solenóide. El dispositivo permite de éste modo que se mantenga la velocidad del motor diesel al mismo valor óptico predeterminado en condiciones de remolque así como en las condiciones de navegación libre, simplemente eligiendo el ajuste de paso predeterminado apropiado. Cuando se necesita transmisión del buque hacia popa se consigue eligiendo el engranaje de inversión en la
10. caja de engranaje 14 por medio del embrague de navegación hacia popa previsto en la misma, invirtiendo de éste modo la dirección de rotación del eje de cola y de la hélice sin alterar el paso de las palas.
- 15.

El dispositivo descrito ilustrado se instala con rapidez y fácilmente y se puede utilizar junto con cualquier caja de engranaje de reducción con inversión o marcha atrás normal apropiada, y que se puede modificar fácilmente para proporcionar la pequeña cantidad de aceite a presión necesaria para el accionador hidráulico 30.

20.

Los ajustes exactos de paso basto y fino están determinados por los espesores de los dos anillos de tope 41 y 44 y el ajuste fino del paso se puede efectuar fácilmente eligiendo y adaptando anillo de tope de espesor apropiado.

25.

Esta característica permite poder ajustar los ajustes de paso después de ensayo de navegación libre y de tracción a punto fijo una vez montado el equipo en el barco. Esta característica permite también el poder emplear cajas de engranajes de desmultiplicaciones diferentes, ajustándose apropiadamente.

30.

- damente los dos ajustes de paso para adaptarlos a la desmultiplicación de las cajas de engranajes que se utilice. Así, en caso de avería de la caja de engranajes, se puede emplear una caja de engranajes con una desmultiplicación diferente si no se tiene disponible de inmediato una caja de engranajes con la misma desmultiplicación.
- 5.
- En caso de fallo del suministro de aceite a presión al accionador 30, o de sus sistema de control, el muelle de recuperación 38 devolverá las palas al ajuste de paso basto apropiado para la navegación libre normal, v.g., es un dispositivo a prueba de fallos.
- 10.
- A pesar de que la figura 1 el muelle de recuperación 38 se ilustra como un paquete simple de muelles de discos cónicos, puede ser preferible emplear por el contrario un conjunto de paquetes 50 de muelles de discos cónicos de menor diámetro según se ilustra en la figura 1A, roscándose cada muelle 50A y guiándose por medio de un pasador 51 que se monta rígidamente por un extremo en un ánima del pistón accionador 31 y por su extremo se desliza en una abertura formada en el elemento de unión a tope 39. Los pasadores 51 y sus paquetes de muelles asociados 50 se distribuyen circunferencialmente alrededor del pistón 31 con separaciones iguales, y los muelles 50A tienen tamaños y fuerzas iguales que producen un potente empuje de recuperación sobre el pistón para un recorrido muy corto del pistón y una compresión muy corta de los muelles. Además, el muelle o muelles de recuperación 38 o 50A puede estar ayudado por un muelle o muelles adicionales alojados en el cubo de la hélice 11 y que actúan sobre la barra de control de paso 45. De nuevo en instalaciones para trabajos pesados, los sistemas de muelles de recuperación mencionados se pueden reemplazar por cualquier forma de sistema amortiguadores hidraúli-
- 15.
- 20.
- 25.
- 30.

co o neumático que se puede pretensar para proporcionar el empuje de recuperación requerido para devolver las palas a la posición normal de paso vasto.

5. En cada uno de los dispositivos de las figuras 1 y 1A, el pistón accionador 31 lleva un anillo de estanquidad resiliente 34 que queda retenido en un escalón circunferencial 52 en la periferia del pistón por medio de la placa de desgaste anular 42. El pistón lleva también un anillo de estanquidad auxiliar menor 35 en un canal en su circunferencia. El anillo de tope trasero 44 se escalona circunferencialmente en su cara posterior y un anillo resiliente 53 se coloca en este escalón 54, según se verá con más detalle en la figura 1A.

10. El espesor axial del anillo 53 en su estado sin comprimir es mayor que la profundidad axial del escalón 54, por lo que en tanto que el anillo 53 permanezca sin comprimir, mantiene una pequeña holgura 55 entre la cara trasera del anillo de tope y el cuerpo de la caja accionadora 20. Nó obstante, cuando el pistón 31 se apoya contra el anillo de tope 44 bajo la presión del fluido hidráulico admitido en el extremo de la derecha (según se verá en las figuras 1 o 1A) del cilindro accionador 28, para que el recorrido del pistón esté limitado por el anillo de tope 44, la presión hidráulica que actúa sobre el pistón 31 comprimirá el anillo 53 tanto axial como radialmente, puesto que el anillo está contenido entre superficies radiales y cilíndricas. Esta compresión producirá una acción de estanquidad por apriete entre el anillo 53 y las caras adyacentes del anillo de tope y del cilindro, y evitará las fugas por el anillo 53 de cualquier fluido hidráulico que pudiera fugarse por las juntas 34 y 35. Las fugas entre el pistón 31 y el anillo de tope 44 se evitan por la unión a tope a presión de sus caras metálicas radiales coin-

- cidentes. Además, se comprenderá que, como se dispone de todo el empuje del fluido hidráulico sobre la cara delantera del pistón para actuar sobre el área mucho menor de la cara extrema del anillo resiliente 53, producirá un esfuerzo de compresión interna en el material del anillo 53 que es correspondientemente mayor que la presión hidráulica en el cilindro 28.
5. Por lo tanto, el anillo altamente comprimido 53 actuará como acumulador de presión o intensificador de presión, que reacciona a través del pistón sobre el fluido hidráulico en el extremo de la derecha del cilindro 28, y mantiene el nivel de la presión en el mismo.
10. Se verá que el tapón 58 se monta a rosca en la caja de la tuerca de sujeción 17 en el eje de salida de la caja de engranajes 16, teniendo este tapón un ánima axial 59 y el diámetro es menor que el conducto de aceite 36. El tapón 58 actúa como elemento de estrangulamiento que reduce el caudal de flujo de aceite a presión en el cilindro del accionador 30 y de aceite de retorno desde el cilindro por los muelles 38 o 50 y, por lo tanto, reduce el régimen de cambio del ángulo del paso de las palas por el accionador cuando funciona, y por los muelles cuando el accionador se desactiva ulteriormente. El régimen de cambio del paso se puede ajustar cambiando el tapón 58 por otro que tenga un ánima 59 de diámetro diferente.
15. Un tapón de ventilación 60 que incorpora una válvula de bola de retención accionado por resorte 61 se monta en la pared de la caja de cápsula 20 en posición de ventilación del cilindro 28 en el lado izquierdo de la cabeza del pistón 31 y evita la acumulación de aire comprimido detrás del pistón durante la carrera de trabajo del accionador 30. El tapón de ventilación 60 actúa también como dispositivo testigo para in-
- 20.
- 25.
- 30.

dicar cualquier fallo de los cierres de estanquidad del pistón 34 y 35. En caso de fuga de aceite por las juntas en el extremo izquierdo del cilindro 28, el accionamiento ulterior del accionador impulsará el aceite a través del tapón de ventilación 60. Por consiguiente como comprobación de la cabina de mando antes de la botadura, el operario haría funcionar el accionador varias veces para tener la seguridad de que saliera aire, y no aceite, del tapón de ventilación 60.

5.

10.

15.

20.

Si la caja de engranajes 14 no se necesita emplear con un sistema de control de paso según la figura 1 o la figura 1A, el tapón 58 se reemplazaría por un tapón ciego sin taladro 59. Por lo tanto, se podría fabricar una tirada de cajas de engranajes completa con el conducto de aceite 36 y abertura roscada para un tapón en el eje de salida. Aquellas cajas de engranajes de la tirada de producción que se hubieran de utilizar con los sistemas de control de paso de hélice según la figura 1 o la figura 1A, estarían provistas de tapones taladrados 58, mientras que otras cajas de engranajes de la tirada que se fuera a utilizar para otros fines estarían provistas de tapones ciegos.

25.

La figura 1B ilustra una segunda modificación de la modalidad de la figura 1 donde el accionador hidráulico 30' se aloja en el semiacoplamiento 24' en lugar de alojarse en una caja de cápsula tubular separada 20, y el cilindro 28' se forma en el semiacoplamiento 24'. En la figura 1B, las partes que corresponden respectivamente a parte en las figuras 1 o 1A están indicadas con los mismos números de referencia respectivos seguido de una virgulilla, como 30'.

30.

En el sistema de la figura 1B, el conjunto de muelles de recuperación comprende una formación de muelles helicoida-

5. les distribuidos circunferencialmente 50'A. Cada muelle helicoidal 50'A se comprime previamente y rodea un pasador 51'y actúa entre la cabeza del pistón y la tuerca de sujeción 26' en el extremo del eje 13'. El pistón 31' en este caso se monta directamente sobre el extremo de la barra de control de paso 45'y se sujeta por una tuerca 33'. El método de funcionamiento del dispositivo de la figura 1B es en general igual que la figura 1.

10. Las figuras 3 y 4 ilustran esquemáticamente el equipo de la figura 1 o de la figura 1A instalado en un barco o embarcación cuyo contorno del casco está indicado por la referencia 70. Un motor diesel 71 o de otro tipo se monta cerca de la popa de la embarcación y se acopla al eje de entrada de la caja de reducción 14, y la cápsula del accionador 20 se interpone y se atornilla a la brida de salida 15 de la caja de engranajes y la brida 23 del semiacoplamiento 24 según se ha descrito. El eje de cola 13 se monta en un cojinete 13A previsto de la caja de estanquidad normal, y sale fuera del casco 70, llevando la hélice 10 en su extremo exterior.

20. Una bomba adicional de aceite 73 se utiliza montada adosada con la bomba de aceite que suministra al sistema de lubricación a presión de la caja de engranajes 14, moviéndose las dos bombas por un eje común. La bomba 73 extrae aceite de un depósito de aceite 74 y lo envía al conducto longitudinal 36 en el eje de salida de la caja de engranajes 16 y, desde éste, al accionador 30. El suministro de aceite desde la bomba 73 hasta el accionador 30 se controla por una válvula electrohidráulica 75 del tipo de solenoide, que se controla por un interruptor conmutador de funcionamiento manual 76 en la cabina de mando o puente 77 del barco o embarcación 70. El inte-

25.

30.

rruptor 76 conecta la válvula 75 por conductores eléctricos 78 a las baterías del barco 79. De éste modo, por acción manual del interruptor 76, el timonel puede activar el accionador 30 para elegir el ajuste de paso fino de las palas de la hélice, y soltando el pulsador del interruptor 76 abre el interruptor y puede activar el accionador para que los muelles 38 o 50 devuelvan la barra de control de paso a su ajuste de paso basto. El timonel puede elegir de éste modo los ajustes de paso basto y de paso fino predeterminado de las palas de la hélice mediante el interruptor 76, y puede elegir propulsión de avance o de marcha atrás por medio de la palanca de cambios (representada esquemáticamente por la referencia 80) de la caja de engranajes de reducción, eligiendo el ajuste de paso basto o el ajuste de paso fino de las alas por medio del interruptor 76 en cualquiera de los casos.

El depósito de aceite 74 asegura una capacidad de aceite suficiente para suministrar a la bomba de lubricación de la caja de engranajes y a la bomba adicional 73 con seguridad. El depósito 74 se monta a lo largo de la caja de engranajes 14 y se conecta a la misma por un tubo de aspiración 81 y un filtro 82, y por un tubo de equilibrio 83, según se ilustra en la figura 4. El depósito 74 está provisto de un dispositivo de aviso de funcionamiento eléctrico controlado por flotador, indicado por la referencia 85, que proporciona una señal de aviso audible o visible en caso de que el nivel de aceite en el depósito y en la caja de engranajes caiga por debajo de un nivel mínimo predeterminado 86 inmediatamente por debajo del tubo de equilibrio 83.

La figura 5 ilustra otro dispositivo de suministro de aceite a presión al accionador 30, en el que en lugar de la

bomba 73 en la caja de engranajes 14, se monta una bomba 88 fuera de la caja de engranajes y aspira aceite desde el depósito a través del filtro 82 y tubo de aspiración 81. La bomba 88 se mueve por un motor eléctrico separado 89, o con una transmisión mecánica desde el motor de la nave 71 y descarga aceite a presión a través del tubo de descarga 90 hasta el conducto longitudinal 36 en el eje de salida de la caja de engranaje 16. La válvula de solenoide 75, que actúa también como válvula de desahogo de presión, se conecta en el tubo de descarga 90.

La figura 6 ilustra una tercera modalidad de bombas para proporcionar el suministro de aceite a presión al accionador 30. En este caso, una bomba eléctrica 100 se monta en el depósito externo 74 y se conecta directamente al interruptor del pulsador 76 en el puente 77 para ser controlado por el mismo. La bomba 100 aspira aceite desde el depósito a través del tubo 81 y el filtro 82, y descarga aceite a presión al conducto 36 que conduce hasta el accionador 30 a través de un tubo de descarga 84. En éste caso no se utiliza válvula accionada por solenoide 75 puesto que el suministro de aceite al accionador se controla directamente por la conexión y desconexión de la bomba eléctrica 100.

La ventaja que ofrece el emplear un depósito separador 74 para el suministro de aceite al accionador es que, en caso de que se produjera cualquier fuga de aceite en el propio accionador, solamente se evacuaría el aceite en el depósito, mientras que en el sumidero de la caja de engranajes quedaría retenido conservando la lubricación de la caja de engranajes y evitando deterioro a la misma. Como el accionador solamente se pone a presión en condiciones de remolque, la pérdida

de aceite en el depósito separado no perjudicaría la capacidad de la nave para navegar con palas de hélice de paso fijo en su ajuste basto.

5. En algunos casos, puede que sea posible utilizar la bomba de lubricación integral de la caja de engranajes 14 para suministrar aceite a presión al accionador 30 además de suministrar al sistema de lubricación a presión de la caja de engranajes. En éste caso, es aconsejable aumentar la capacidad del aceite de la caja de engranajes 14 conectando el depósito auxiliar 74 directamente al sumidero de la caja de engranajes por medio de un tubo de conexión 101 provisto de una espita 102, según se ilustra en la figura 7.

10. El dispositivo ilustrado en la figura 8, representa otra instalación del equipo de la figura 1 o de la figura 1A en un buque o embarcación, donde el motor 103 que constituye la máquina motriz se monta en la parte de proa de la nave y su árbol de transmisión se conecta a la brida de entrada 104 de la caja de engranajes 14 por un árbol de transmisión intermedia 105. La capsula de la caja del accionador 20 se interpone entre la brida de salida 15 de la caja de engranaje 14 y el acoplamiento del eje de cola 24 como en la modalidad de la figura 3, y los dispositivos de control por el accionador 30 son iguales que en la modalidad de la figura 3.

15. Una ventaja que ofrece el dispositivo de la figura 8 es que el eje intermedio 105, que transmite energía a la velocidad del cigueñal del motor, que es mucho mayor que la velocidad de la hélice, se puede hacer de diámetro mucho menor que el eje de cola 13 que conecta la brida de salida de la caja de engranajes al propulsor de hélice. De éste modo, se consigue una economía importante en material de eje y accesorios si se compara con los dispositivos donde la caja de engranajes
- 20.
- 25.
- 31.

naje se monta directamente por detrás del motor en la proa del barco y se conecta a la hélice por un árbol de cola de baja velocidad.

5.

N O T A

10. Descrita suficientemente la naturaleza del invento, así como la manera de realizarlo en la práctica, debe hacerse constar que las disposiciones anteriormente indicadas son susceptibles de modificaciones de detalle en cuanto no alteren su principio fundamental. También se hace constar que el invento corresponde a una solicitudes de patentes presentadas la primera en Inglaterra con el número 52444/74 de 4 de Diciembre de 1.974, la segunda en USA con el número 570.955 de 22 de abril de 1.975, y la última en ALEMANIA con el número P - 15. 2 524.802.2 de 4 de junio de 1.975, acogiéndose por lo tanto a los beneficios que conceden los Convenios Internacionales en vigor, siendo lo que constituye la esencia del referido invento, y por lo que se solicita Patente de Invención por 20 años en España sobre: PERFECCIONAMIENTOS EN DISPOSITIVOS DE CONTROL DE PASO DE LAS PALAS DE HELICES PARA SISTEMAS DE PROPULSION MARINAS, caracterizándose por lo siguiente:

25. 1.- Perfeccionamientos en dispositivos de control de paso de las palas de helices para sistemas de propulsión marinos de la clase que comprende un propulsor de hélice con palas de paso ajustable y un elemento de control de paso que funciona acoplado a la hélice para ajustar el paso de las palas, caracterizados porque se dota a cada dispositivo de control de nervios de empuje elástico que actúan sobre el elemento de control de paso y empujar al elemento hacia un 30.

5. primer ajuste correspondiente a un ángulo de paso de avance predeterminado y un accionador servoayudado acoplado al elemento de control de paso, cuyo accionador es del tipo de pistón y cilindro hidraulico, y medios para admitir fluido hidraulico a presión en un extremo solamente del cilindro para actuar sobre un lado solamente del pistón y desplazar el pistón con relación al cilindro hasta una posición limitadora determinada por medio de un tope, y para mover de éste modo el elemento de control de paso en la posición a la acción de los medios de empuje elástico a un segundo ajuste predeterminado

10. correspondiente a un ángulo de paso determinado diferente, y medios para desahogar la presión hidraulica en el extremo del cilindro con el fin de que los medios de empuje elástico puedan mover el elemento de control de paso de nuevo al primer

15. ajuste, cuyo movimiento de recuperación está limitado por medio de un segundo tope, por lo que el paso de las palas es móvil a uno de los dos ajustes del ángulo de paso predeterminado.

20. 2.- Perfeccionamientos según la reivindicación 1, caracterizados porque los medios de empuje elástico se forman por lo menos de un juego de muelles de disco frustrrocónico o de diafragma situados en el otro extremo del cilindro y que actúan sobre el pistón o vástago de pistón en la posición al empuje del fluido hidraulico a presión.

25. 3.- Perfeccionamientos según las reivindicaciones 1 ó 2 caracterizados porque el cilindro accionador contiene topes situados en extremos opuestos del cilindro los cuales, cuando se unen a tope en el pistón, limitan respectivamente el recorrido del pistón en sus posiciones limitadoras correspondientes a los dos ajustes. del elemento de control de paso.

30.

- 4.- Perfeccionamientos según la reivindicación 1, 2 o 3, caracterizados porque el primer ajuste del elemento de control de paso corresponde a un primer ángulo de paso apropiado para la marcha de avance libre normal, y el segundo
5. ajuste corresponde a un ángulo de paso de avance menor que el primero.
- 5.- Perfeccionamientos según la reivindicación 4, caracterizados porque se dispone una transmisión de fuerza de reducción de velocidad reversible que tiene una entrada de
10. puerta para acoplarse a la salida de un motor, y una salida de fuerza giratorio y un eje de cola uno de cuyos extremos se acopla a la salida de fuerza de la transmisión de reducción de velocidad, y una hélice de paso variable que se monta en el otro extremo de dicho eje.
15. 6.- Perfeccionamientos según la reivindicación 5, caracterizados porque el accionador se monta entre la salida de fuerza de la transmisión y el extremo adyacente del eje propulsor y el cilindro del accionador se suministra con fluido hidráulico a presión descargado en el extremo del cilindro
20. a través de un conducto longitudinal formado en el eje de salida.
- 7.- Perfeccionamientos según la reivindicación 6, caracterizados porque el accionador se forma de un elemento de acoplamiento tubular sujeto rígidamente por un extremo a una
25. brida de acoplamiento en el eje de salida de la transmisión de reducción de velocidad y se enchaveta por su otro extremo al extremo adyacente del eje de cola, formándose el elemento de acoplamiento tubular con un cilindro interno que constituye el cilindro del accionador, y porque el elemento de control de paso comprende una barra longitudinalmente móvil montada
30. en un conducto longitudinal en el eje de cola, cuya barra se

desplaza longitudinalmente en el conducto entre los ajustes citados, y el pistón o vástago del pistón del accionador se sujeta rigidamente al extremo de dicha barra más próxima a la transmisión de reducción de velocidad.

5. 8.- Perfeccionamientos según la reivindicación 6, caracterizados porque el accionador se forma por un cuerpo tubular interpuesto entre la salida de fuerza de la transmisión de reducción de velocidad y el eje de cola en alineación con el mismo, sujetandose rigidamente el cuerpo del accionador por un extremo a una brida de acoplamiento de la salida de fuerza y rigidamente por su otro extremo a un elemento de acoplamiento tubular, enchavetandose el elemento de acoplamiento tubular al extremo adyacente del eje de cola, y formandose el cuerpo tubular con un cilindro interno que constituye el cilindro del accionador, y porque el elemento de control de paso comprende una barra de movimiento longitudinal montada en un conducto longitudinal en el eje de cola, moviendose la barra longitudinalmente en el conducto entre sus dos ajustes mencionados y sujetandose el pistón o vástago del pistón del accionador rigidamente a un extremo de la barra más próxima a la transmisión de reducción de velocidad.
- 10.
- 15.
- 20.

9.- Perfeccionamientos según las reivindicaciones 6, 7, o 8, caracterizados porque la transmisión de reducción de velocidad se forma por una caja de engranajes que proporciona transmisiones alternativas de avance y de marcha atrás entre su entrada y su salida, y está provisto de medios de control que funciona para elegir transmisión de avance a transmisión de retroceso.

- 25.
30. 10.- Perfeccionamientos según la reivindicación 9, caracterizados porque la caja de engranajes de reducción de velo

5. ciudad incorpora un depósito de aceite y un sistema de lubricación a presión que incluye una bomba de aceite, y porque el conducto longitudinal en el eje de salida se conecta a la descarga de la bomba de aceite por lo que se descarga aceite a presión por la bomba al accionador.
10. 11.- Perfeccionamientos según la reivindicación 10, caracterizados porque se dota de un dispositivo de válvula de mando a distancia conectado para controlar de una forma selectiva la descarga de aceite a presión desde la bomba hasta el accionador, y el desahogo de la presión en el cilindro del accionador.
15. 12.- Perfeccionamientos según la reivindicación 9, caracterizados porque la caja de engranajes de reducción de velocidad incorpora un depósito de aceite y un sistema de lubricación a presión integrado, y porque comprende una bomba de aceite separada del sistema de lubricación integrado y dispuesta para descargar aceite a presión a través del conducto longitudinal en el eje de salida del accionador.
20. 13.- Perfeccionamientos según la reivindicación 12, caracterizados porque se disponen medios de mando a distancia conectados para controlar de una forma selectiva la descarga de aceite a presión desde la bomba hasta el accionador, y el desahogo de la presión en el cilindro del accionador.
25. 14.- Perfeccionamientos según la reivindicación 11 o 13, caracterizados porque los medios de mandos a distancia comprenden una válvula accionada por solenóide conectada en la línea de descarga de la bomba separada, y un interruptor que controla la válvula accionada por solenóide.
30. 15.- Perfeccionamientos según la reivindicación 13, caracterizados porque la bomba separada es una bomba movida

por motor eléctrico, y porque los medios de mandos a distancia comprenden un interruptor conectado a la bomba para controlar la activación del motor de transmisión de la bomba.

5. 16.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 15, caracterizados porque la distribución radial del paso de palas de la hélice es la necesaria para que la hélice tenga una forma helicoidal pura.

10. 17.- Perfeccionamientos según la reivindicación 1, caracterizados porque el accionador hidráulico del tipo de pistón y cilindro utilizado en el dispositivo de control de paso se forma por un manguito tubular construido y dispuesto para sujetarse rígidamente por un extremo a la brida del eje de salida de una caja de engranajes de reducción y por el otro extremo a un eje de cola, teniendo el pistón del accionador medio para sujetarlo a un extremo de una barra de control de paso que se extiende en el interior del eje de cola, formando se el cilindro accionador dentro del manguito.

15. 18.- Perfeccionamientos según la reivindicación 17, caracterizados porque incorpora uno o más juegos de muelles de disco frustrocónicos situados en el manguito y que actúan sobre el pistón en su lado contrario al extremo del manguito que se ha de sujetar a la brida de la caja de engranajes.

20. 19.- Perfeccionamientos según las reivindicaciones anteriores, caracterizados porque cuando una caja de engranajes de reducción de velocidad reversible que tiene un eje de salida con una brida de salida, en combinación con el accionador hidráulico se utilizan en el dispositivo de control de paso, el cilindro se forma de un elemento tubular sujeto rígidamente en sentido coaxial por un extremo a la brida de salida, estando destinado el extremo opuesto del elemento tubular a sujetarse

25.

30.

coaxialmente a un eje de cola donde se monta la hélice de paso variable, y estando destinado el pistón del accionador a sujetarse rígidamente a un extremo de una barra de control de paso longitudinalmente móvil que se extiende dentro del eje propulsor.

5.

20.- Perfeccionamientos según la reivindicación 19, caracterizados porque el eje de salida se forma con un conducto longitudinal que desemboca en el cilindro del accionador para la descarga de fluido hidráulico a presión en el mismo.

10.

21.- Perfeccionamientos según la reivindicaciones 19 o 20, caracterizados porque se disponen por lo menos un juego de muelles de disco frustrocónicos situados en el interior del elemento tubular en el lado del pistón contrario a la caja de engranajes y que actúan sobre el pistón para empujarlo hacia la caja de engranajes.

15.

22.- Perfeccionamientos en dispositivos de control de paso de las palas de hélices para sistemas de propulsión marinas, tal y como queda sustancialmente descrito en la presente Memoria y en los dibujos adjuntos.

20.

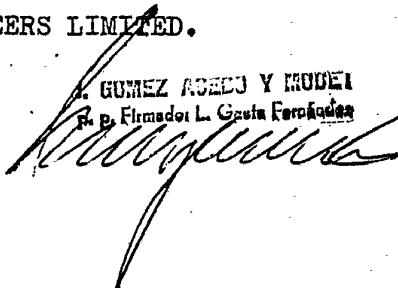
Esta Memoria consta de veintinueve hojas escritas a máquina por una sola cara.

- 3 DIC. 1975

Madrid,

NEWAGE ENGINEERS LIMITED.

J. GOMEZ ACEBO Y RODEA
F. P. Firmador L. Gesta Fecundada



ECOMIA
VARIABLE

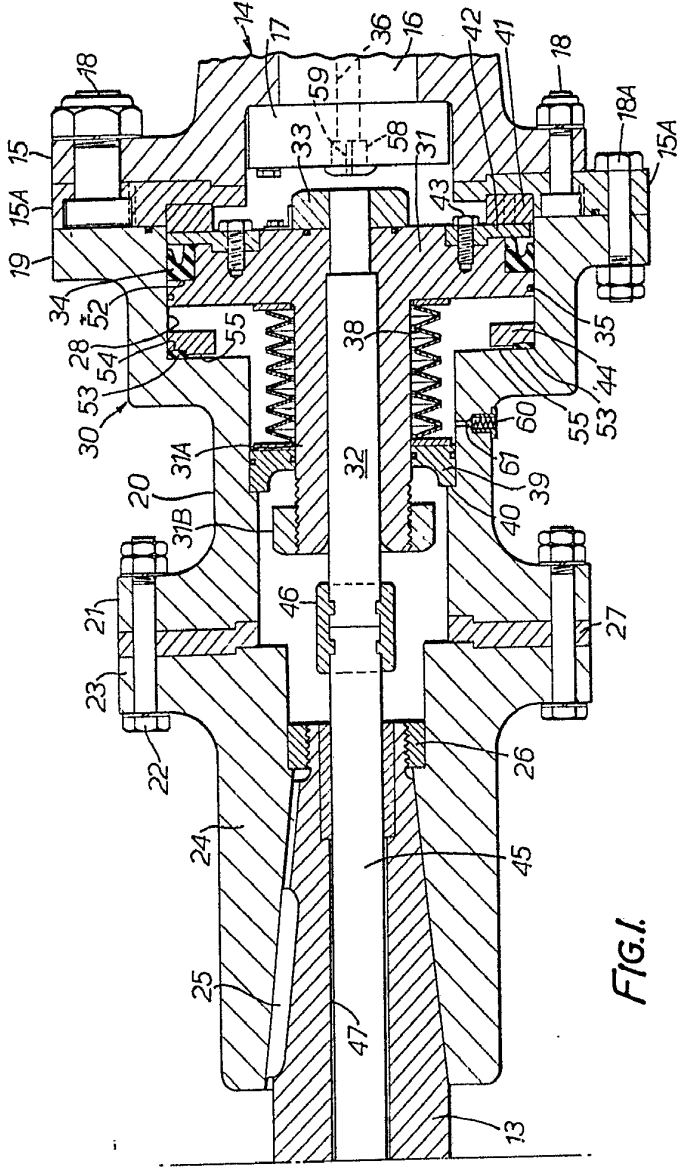


FIG. 1.

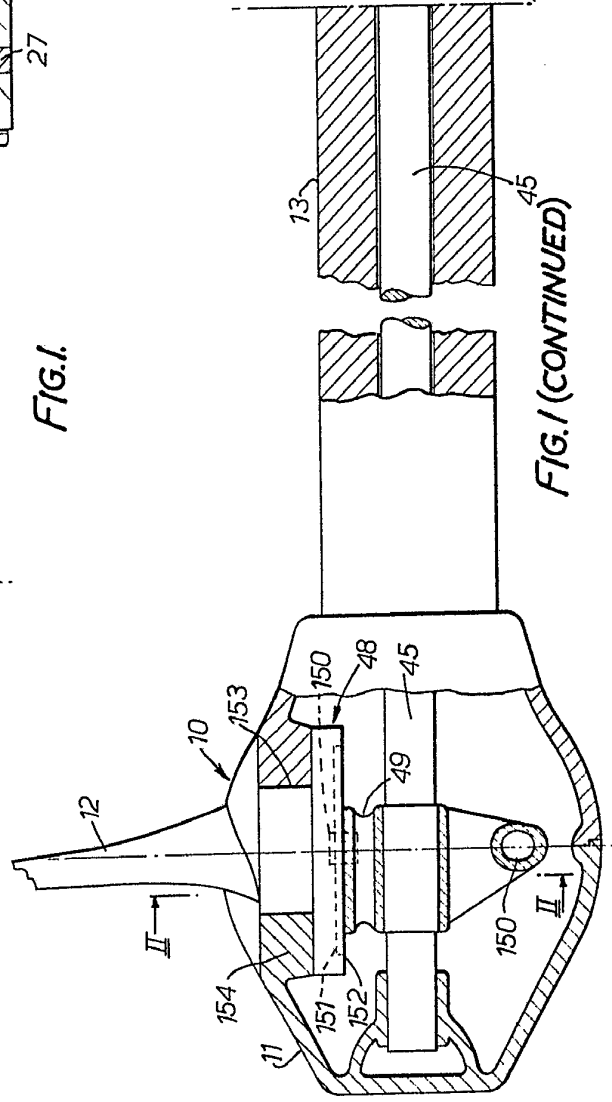
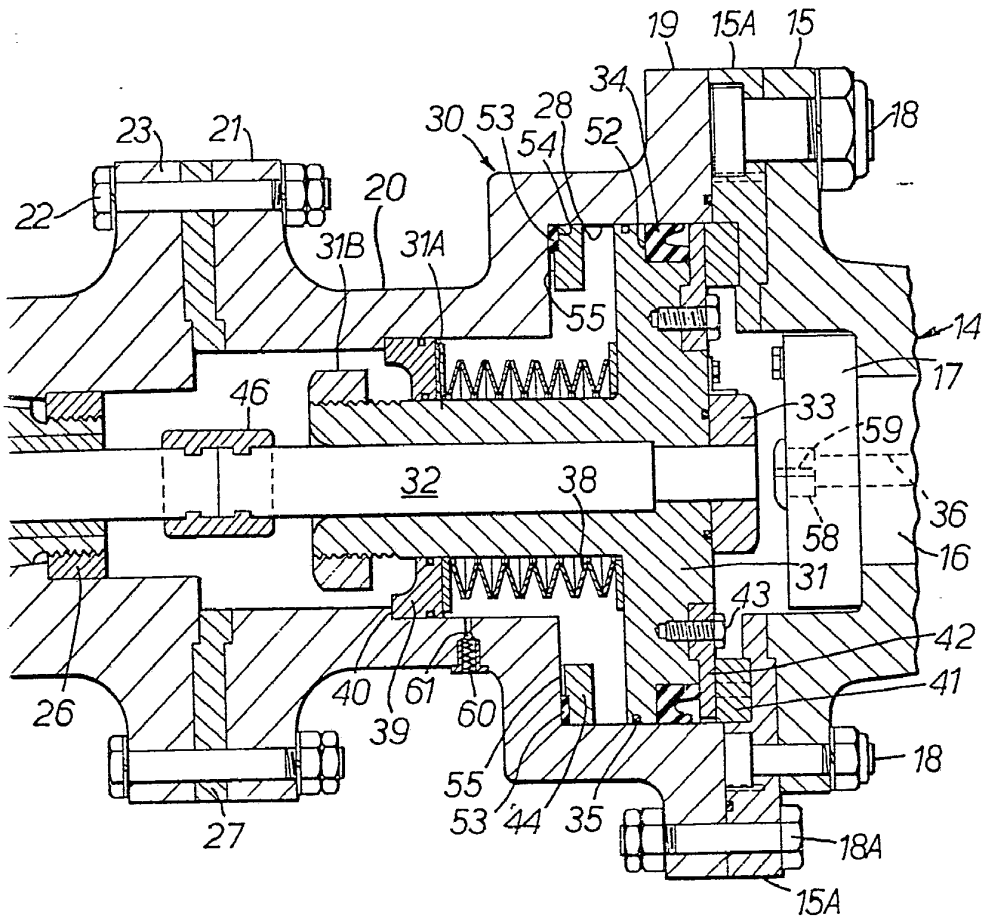


FIG. 1 (CONTINUED)

15 ENE. 1976

Madrid
J. GARCIA FERRAZ Y FIGUEROA
Ingenieros de Oficio
D. Fernando L. Garcia Ferrandez

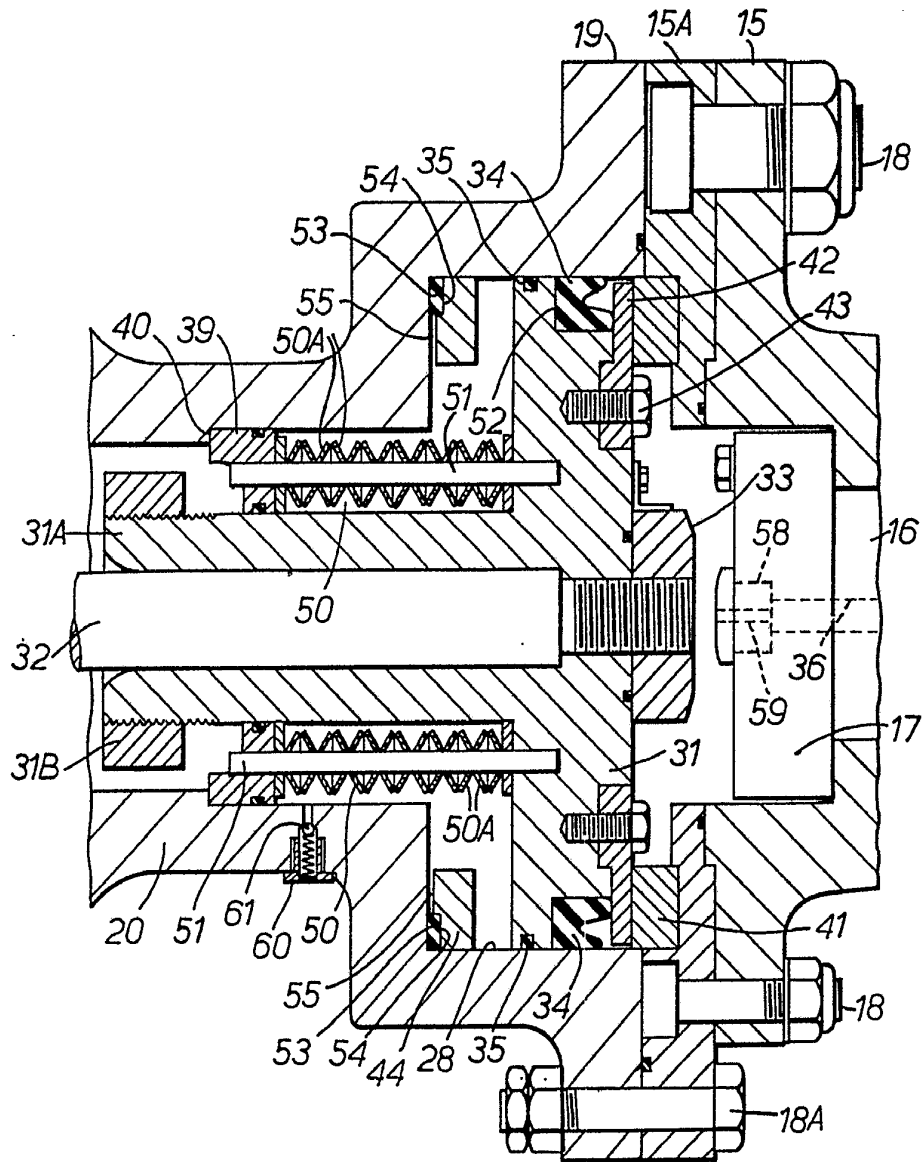


ESQUEMA
VARIABLE

15 ENE. 1976

Madrid

L. GÓMEZ FERNÁNDEZ Y ASOCIADOS
p. p. Firmador: L. Gómez Fernández



ESCALA
VARIABLE

Madrid

15 ENE. 1976

por el firmador L. Gual Fernández

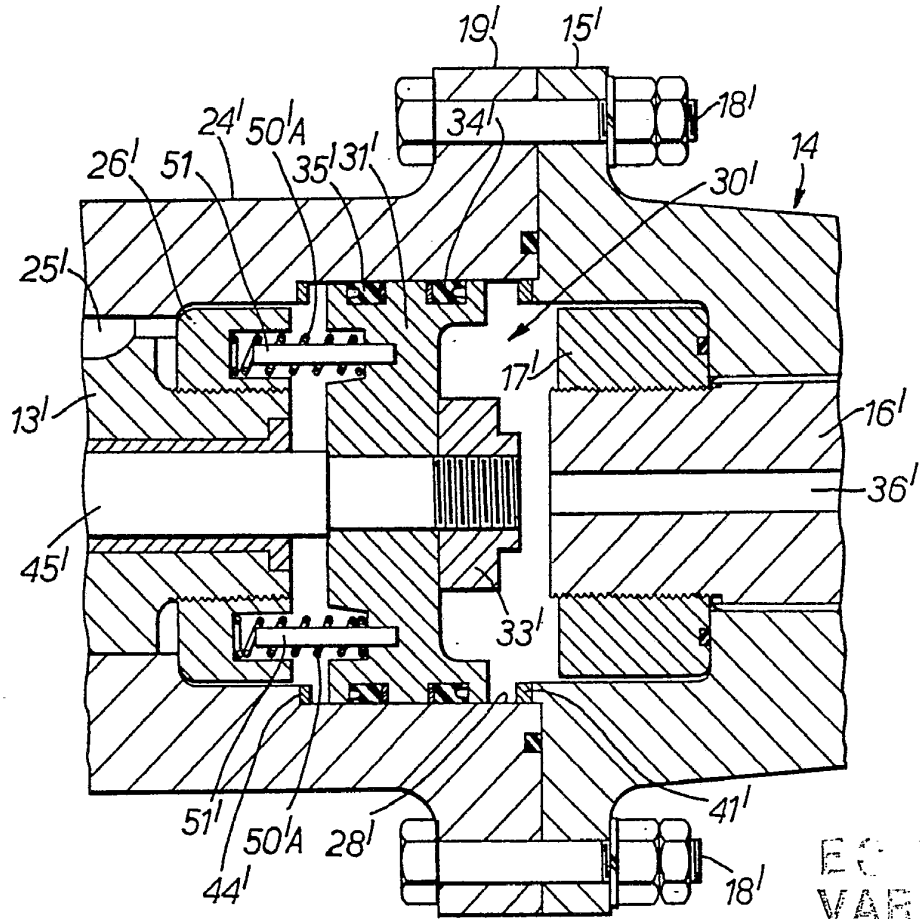


FIG. 1B.

EG...
VARIABLE

May 15 ENE. 1976

Firmado y sellado
[Signature]

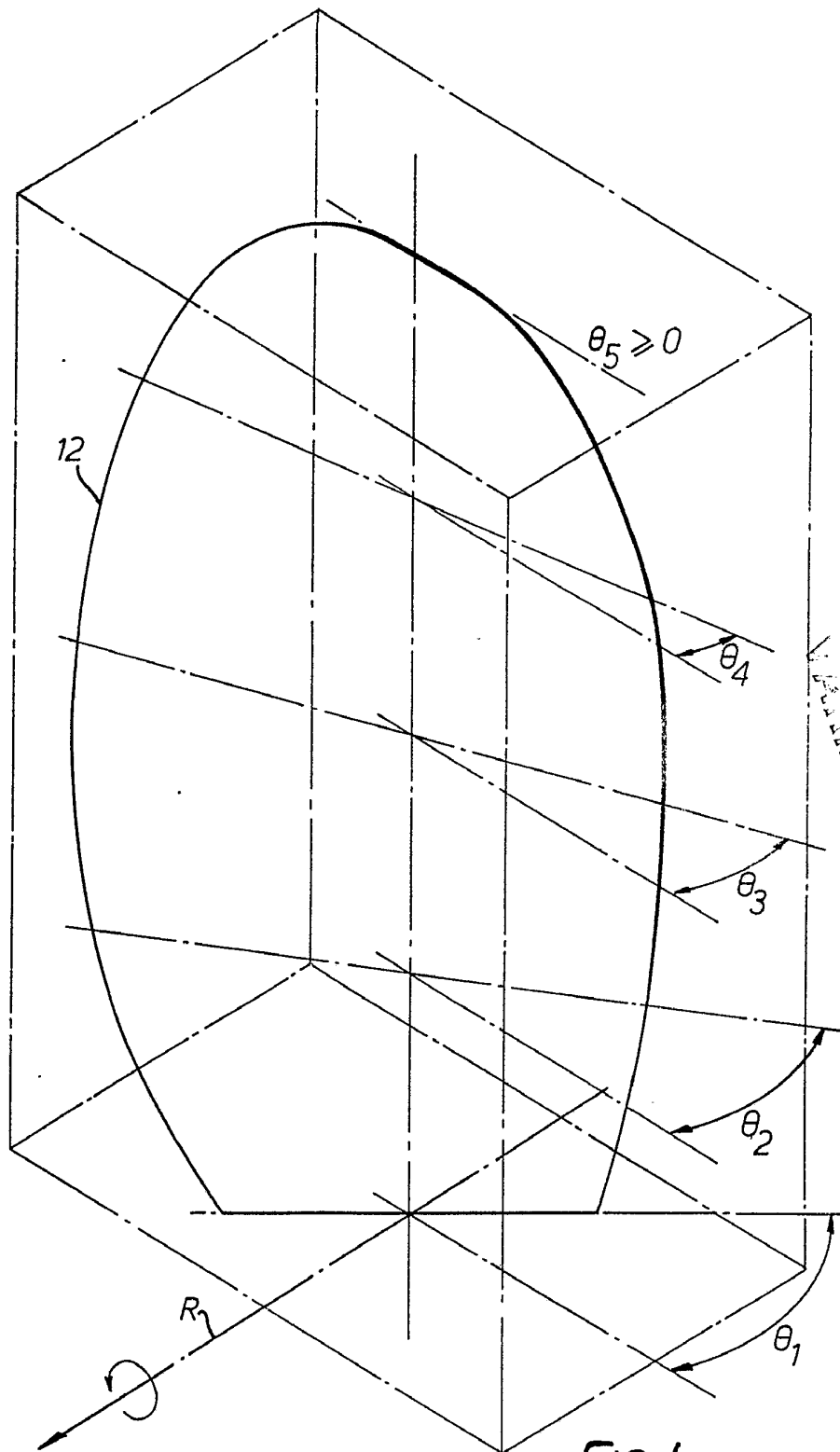


FIG. 1c.

1978
P. P. ENGINEERS LTD. ENGINEERS

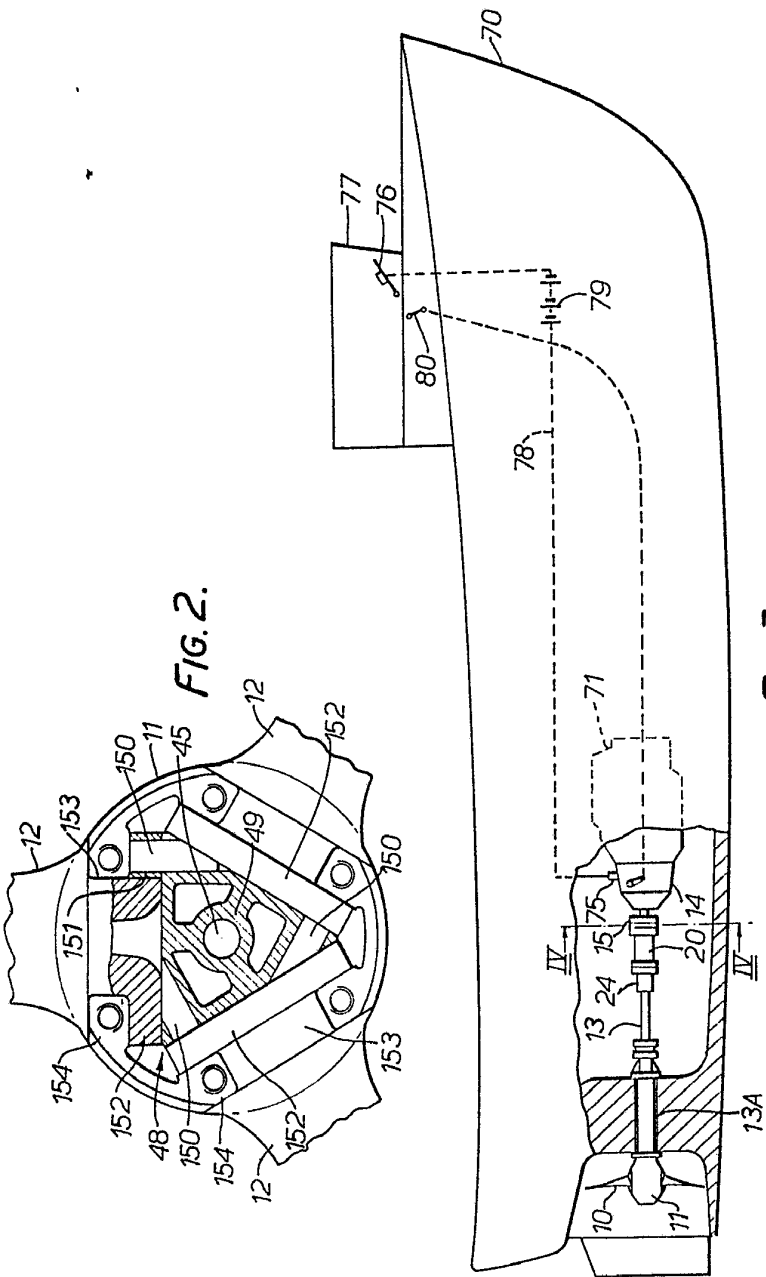


FIG. 2.

FIG. 3.

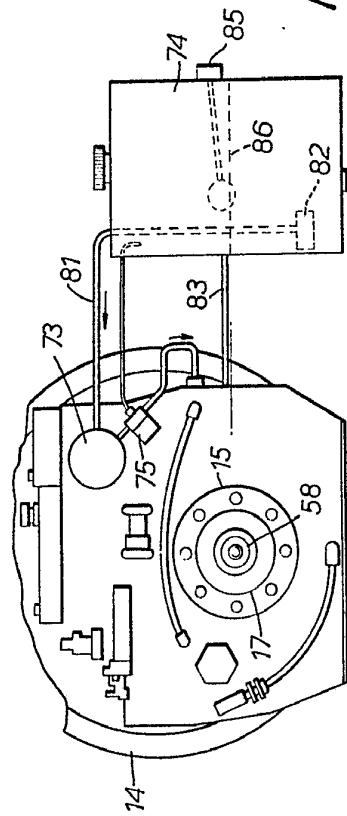


FIG. 4.

NO VALVE

15 ENE. 1976

Handwritten signature and notes at the bottom right of the page.

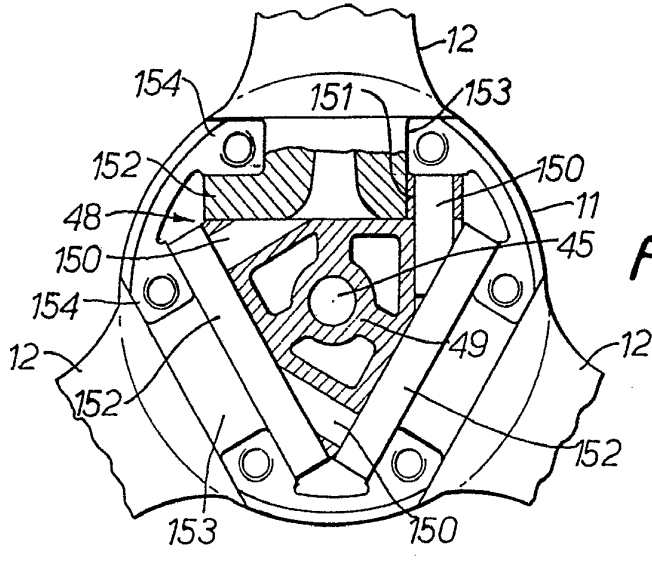


FIG. 2.

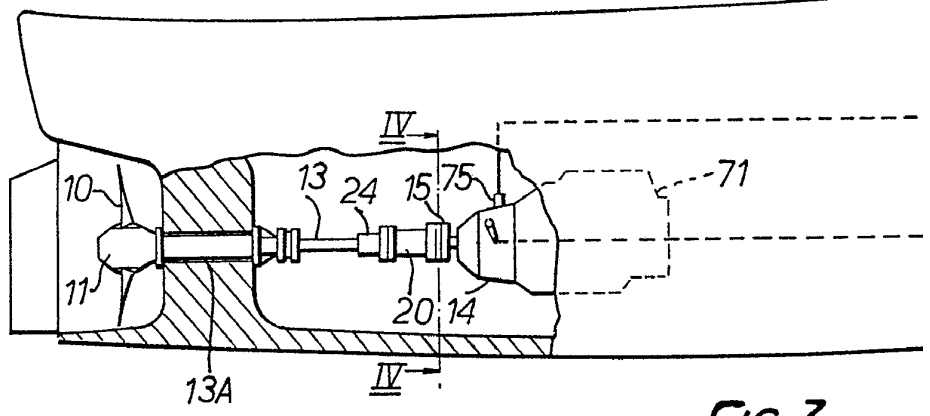


FIG. 3.

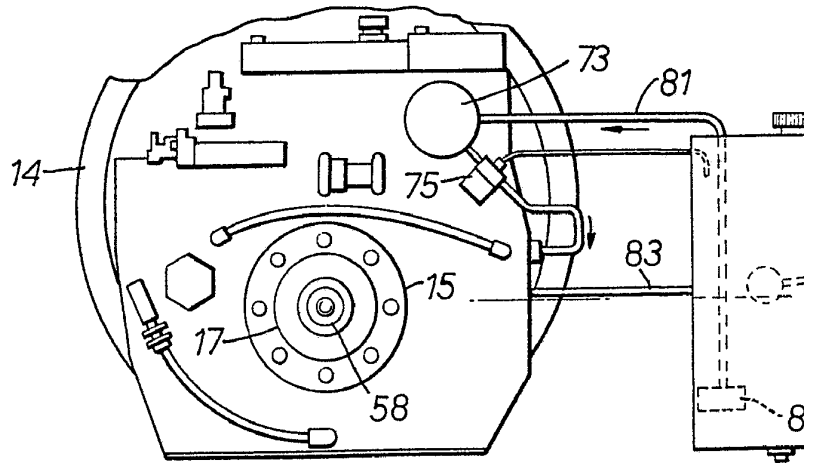
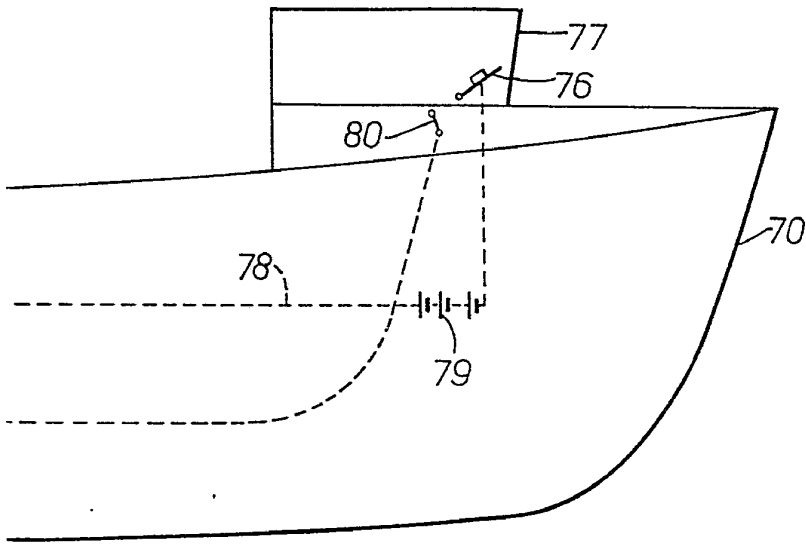


FIG. 2.



ES
VARIABLE

FIG. 3.

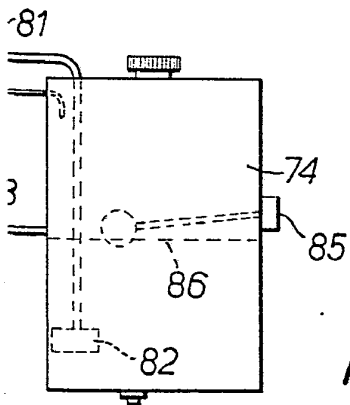


FIG. 4.

15 ENE. 1976

[Handwritten signature]

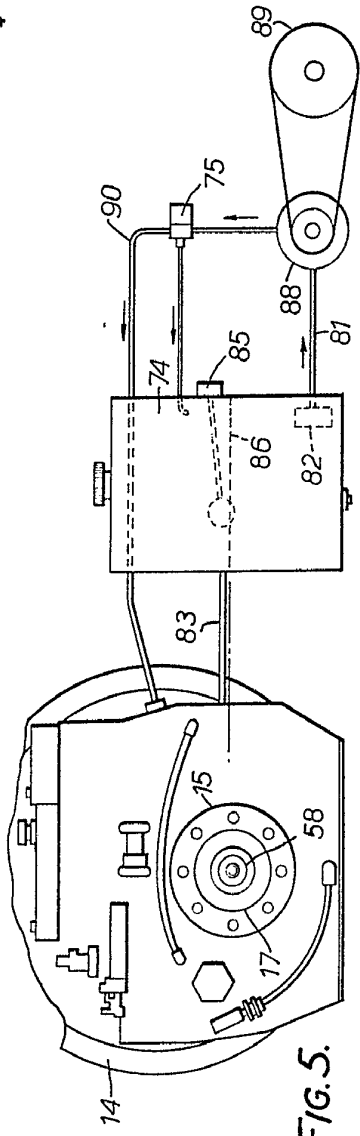


FIG. 5.

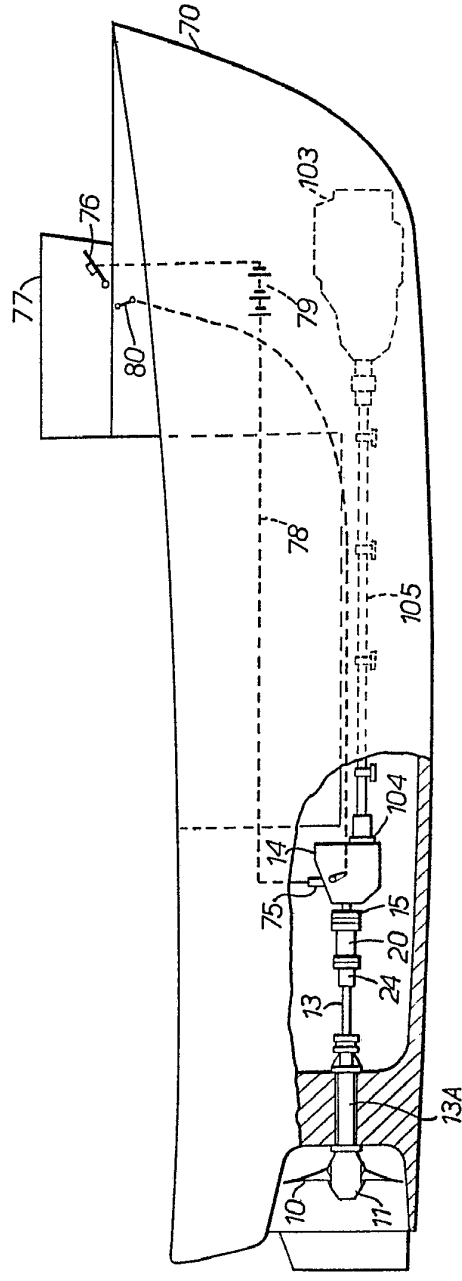
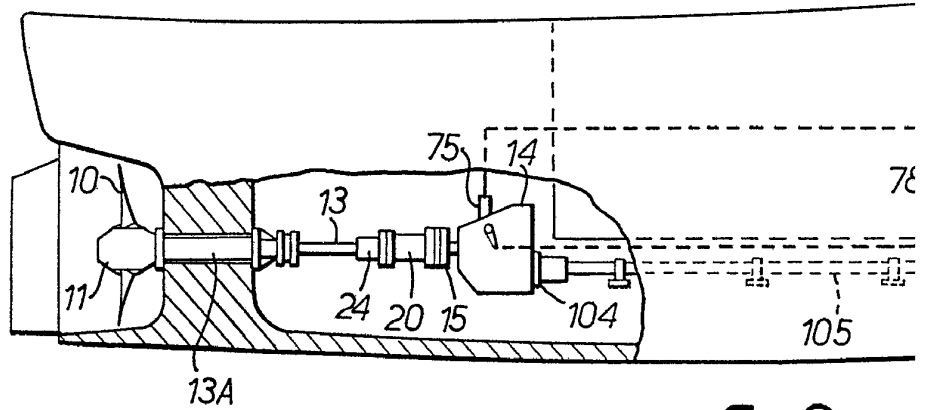
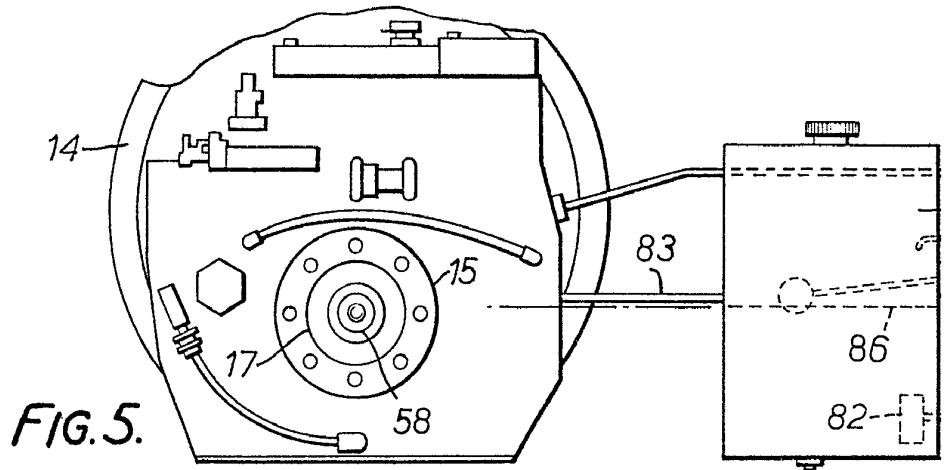


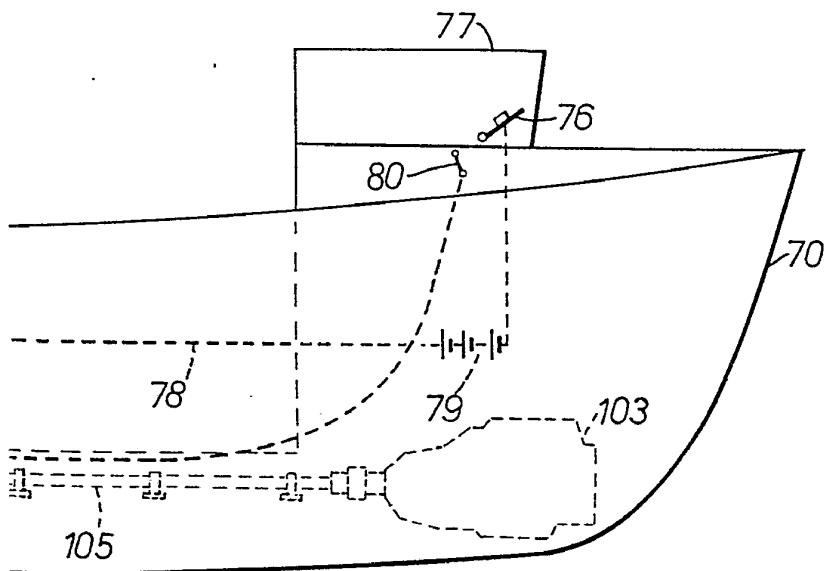
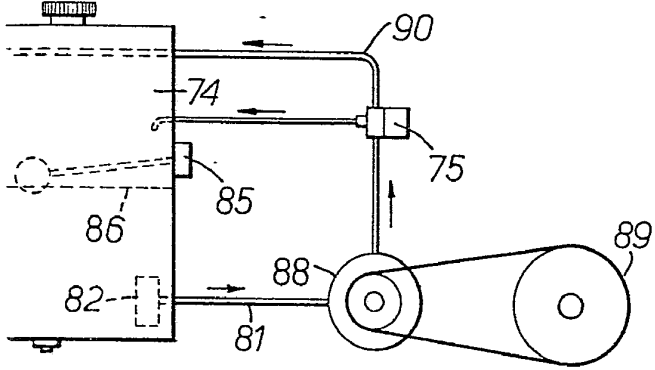
FIG. 8.

EXAMINABLE

15 ENE. 1976
ALCANTARA

[Handwritten signature]





EDICIÓN
VARIABLE

Fig. 8.

15 ENE. 1976

Maquina

A handwritten signature in black ink, partially overlapping a rectangular stamp. The signature is written in a cursive style.

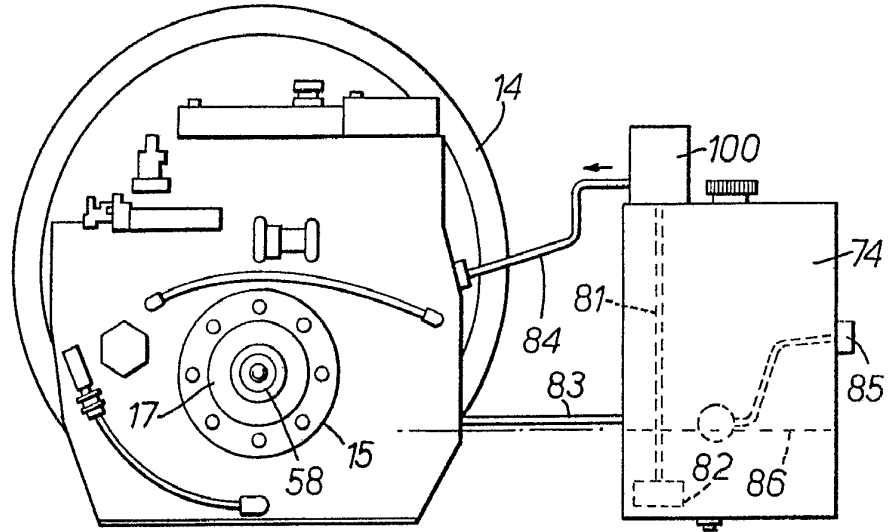


FIG. 6.

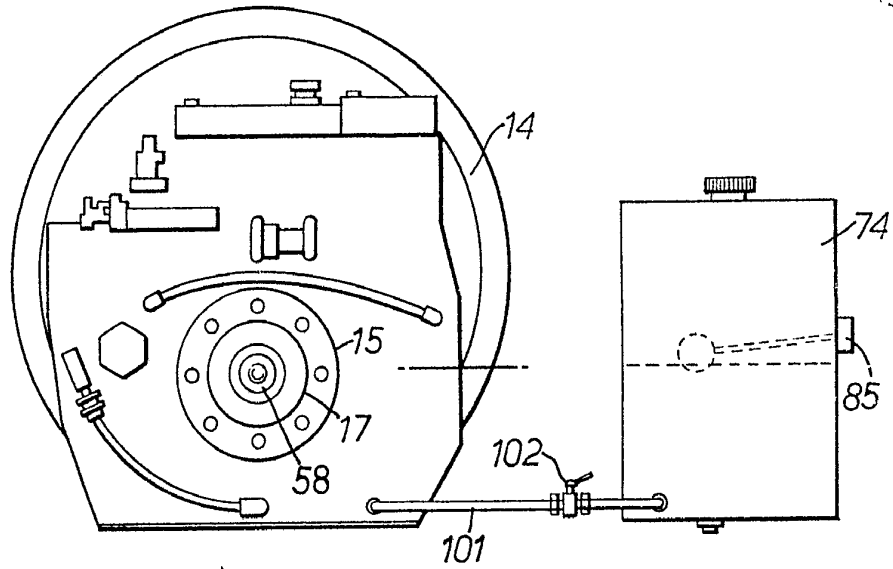


FIG. 7.

15 ENE. 1976

[Handwritten signature]