

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 393 437**

51 Int. Cl.:

**F16D 48/06** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **09167315 .2**

96 Fecha de presentación: **06.08.2009**

97 Número de publicación de la solicitud: **2159440**

97 Fecha de publicación de la solicitud: **03.03.2010**

54 Título: **Dispositivo de control de embrague y procedimiento de cálculo de la cantidad de corrección de control de embrague**

30 Prioridad:

**01.09.2008 JP 2008223952**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:

**21.12.2012**

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:

**21.12.2012**

73 Titular/es:

**HONDA MOTOR CO., LTD. (100.0%)  
1-1, MINAMI-AOYAMA 2-CHOME MINATO-KU  
TOKYO 107-8556, JP**

72 Inventor/es:

**NEDACHI, YOSHIAKI;  
KOJIMA, HIROYUKI;  
WATANABE, JUNYA;  
OZEKI, TAKASHI;  
TSUKADA, YOSHIAKI y  
FUKAYA, KAZUYUKI**

74 Agente/Representante:

**CARPINTERO LÓPEZ, Mario**

**ES 2 393 437 T3**

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

**DESCRIPCIÓN**

Dispositivo de control de embrague y procedimiento de cálculo de la cantidad de corrección de control de embrague

5 La presente invención versa acerca de un dispositivo de control de embrague y de un procedimiento de cálculo de la cantidad de corrección de control de embrague, y más en particular acerca de un dispositivo de control de embrague y de un procedimiento de cálculo de la cantidad de corrección de control de embrague que puede calcular una cantidad de corrección de control para un embrague al detectar una carga requerida para embragar el embrague.

10 Se conoce convencionalmente un dispositivo de embrague para conectar y desconectar una fuerza motriz giratoria de una fuente de potencia a una transmisión, estando controlado automáticamente el embragado/desembragado del embrague por medio de un accionador según una operación de arranque o una operación de cambio. Por ejemplo, en el caso de que los discos del embrague en tal dispositivo de embrague estén desgastados para provocar un cambio en la condición del embrague, existe una posibilidad de que la capacidad de par del embrague pueda ser desviada para provocar un cambio en la sensación de funcionamiento en el arranque o el cambio.

15 La patente japonesa expuesta al público nº 2004-197842 da a conocer un dispositivo de embrague que tiene tal configuración que la cantidad de movimiento de un miembro dado accionado por un accionador es detectada para obtener, de ese modo, la carrera de los discos del embrague hasta que hacen contacto entre sí y se cambie la cantidad de accionamiento para el accionador según un cambio en esta carrera.

En la técnica descrita en dicho anterior documento de patente, sin embargo, es necesario proporcionar un sensor de desplazamiento para detectar la cantidad de movimiento del miembro dado accionado por el accionador.

20 Además, en un dispositivo de embrague que tiene tal configuración que el embrague está empujado normalmente en su dirección de desembragado por medio de un resorte de retorno y es operado en su dirección de embragado al accionar un accionador, existe una posibilidad de que un cambio en la fuerza de empuje del resorte de retorno debido a variaciones en la calidad del producto o un deterioro por la edad pueda causar un embragado incorrecto del embrague a pesar del hecho de que el accionador es accionado con una cantidad predeterminada de control, lo que tiene como resultado un efecto adverso sobre la sensación de funcionamiento. En la técnica descrita en dicho anterior documento de patente, se puede detectar la carrera del embrague, pero no se puede detectar un cambio en la condición del embrague como se ha mencionado anteriormente.

En el documento DE-A-10316419 se da a conocer un dispositivo adicional de control del embrague.

30 En consecuencia, un objeto de la presente invención es proporcionar un dispositivo de control del embrague y un procedimiento de cálculo de la cantidad de corrección de control del embrague que puede calcular una cantidad de corrección de control para un embrague al detectar una carga requerida para el embragado del embrague.

35 Según un primer aspecto de la presente invención, se proporciona un dispositivo de control del embrague para un embrague hidráulico para conectar y desconectar una fuerza motriz giratoria de un motor a una transmisión en un vehículo, en el que los discos del embrague son operados en su dirección de embragado contra una fuerza de empuje de un resorte de retorno al accionar un accionador, incluyendo el dispositivo de control del embrague un medio de control del embrague para controlar el embrague; un medio de detección del fin de carrera para detectar que el embrague ha alcanzado una posición de fin de carrera en la que los discos del embrague se encuentran en contacto entre sí; un medio de detección de presión de aceite para detectar una presión de aceite suministrada al embrague; y un medio de cálculo de la cantidad de corrección de control para calcular una carga de trabajo generada en el resorte de retorno según la presión de aceite detectada en el momento en el que el embrague ha alcanzado la posición de fin de carrera, y calcular una cantidad de corrección de control para el embrague según la diferencia entre la carga de trabajo calculada anteriormente y un valor predeterminado de referencia.

Según un segundo aspecto de la presente invención, cuando la tasa de cambio en la presión de aceite se vuelve mayor que un valor predeterminado, el medio de detección del fin de carrera determina que el embrague ha alcanzado la posición de fin de carrera.

45 Según un tercer aspecto de la presente invención, el embrague es de un tipo de embrague doble compuesto de un primer embrague y un segundo embrague proporcionados en un eje principal, y las condiciones embragadas de los embragues primero y segundo son conmutadas de forma alterna en cada operación de cambio para transmitir, de ese modo, la fuerza motriz giratoria desde el motor hasta la transmisión.

50 Según un cuarto aspecto de la presente invención, el cálculo de la cantidad de corrección de control por medio del medio de cálculo de la cantidad de corrección de control se lleva a cabo después de que la temperatura de un fluido hidráulico para accionar el embrague se vuelve mayor que un valor predeterminado.

Según un quinto aspecto de la presente invención, el cálculo de la cantidad de corrección de control mediante el medio de cálculo de la cantidad de corrección de control se lleva a cabo a intervalos dados.

Según un sexto aspecto de la presente invención, cuando la cantidad de corrección de control para el embrague se vuelve mayor que un valor predeterminado, se da un aviso mediante un medio de aviso.

5 Según un séptimo aspecto de la presente invención, se proporciona un procedimiento de cálculo de la cantidad de corrección de control del embrague para un embrague hidráulico para conectar y desconectar una fuerza motriz giratoria desde un motor hasta una transmisión en un vehículo, en el que los discos del embrague están accionados en su dirección de embragado contra una fuerza de empuje de un resorte de retorno al accionar un accionador, incluyendo el procedimiento de cálculo de la cantidad de corrección de control del embrague las etapas de detectar que el embrague ha alcanzado una posición de fin de carrera en la que los discos del embrague se encuentran en contacto entre sí; calcular una carga de trabajo generada en el resorte de retorno según una presión de aceite detectada en el momento en el que el embrague ha alcanzado la posición de fin de carrera; y calcular una cantidad de corrección de control para el embrague según la diferencia entre la carga de trabajo generada anteriormente y un valor predeterminado de referencia.

15 Según el primer aspecto, el dispositivo de control del embrague incluye el medio de control del embrague para controlar el embrague, el medio de detección del fin de carrera para detectar que el embrague ha alcanzado la posición de fin de carrera en la que los discos del embrague se encuentran en contacto entre sí, el medio de detección de la presión de aceite para detectar la presión de aceite suministrada al embrague, y el medio de cálculo de la cantidad de corrección de control para calcular la carga de trabajo generada en el resorte de retorno según la presión de aceite detectada en el momento en el que el embrague ha alcanzado la posición de fin de carrera y calcular la cantidad de corrección de control para el embrague según la diferencia entre la carga de trabajo calculada anteriormente y el valor predeterminado de referencia. Con esta configuración, se puede calcular la carga de trabajo sobre el resorte de retorno según la presión de aceite suministrada al embrague sin proporcionar ningún sensor especial de carga o similar, obteniendo de ese modo la cantidad de corrección de control para el embrague. En consecuencia, incluso cuando la constante de resorte del resorte de retorno cambia desde un valor inicial establecido debido a variaciones en la calidad del producto del resorte de retorno o a una sustitución o un deterioro por la edad del resorte de retorno, o incluso cuando cambia la carrera de los discos del embrague desde la condición desembragada hasta la condición embragada debido al desgaste de los discos del embrague, se puede evitar un cambio en la sensación de funcionamiento al aplicar la cantidad calculada de corrección de control para llevar a cabo un control del embrague.

20 Según el segundo aspecto, el medio de detección del fin de carrera determina que el embrague ha alcanzado la posición de fin de carrera cuando la tasa de cambio en la presión de aceite se vuelve mayor que el valor predeterminado. En consecuencia, se puede detectar fácilmente la posición de fin de carrera del embrague utilizando las características de que cuando los discos del embrague hacen contacto entre sí en el accionamiento del embrague en su dirección de embragado, la presión de aceite aumenta rápidamente.

25 Según el tercer aspecto, el embrague es de un tipo de embrague doble compuesto del primer embrague y del segundo embrague proporcionados en el eje principal, y las condiciones embragada de los embragues primero y segundo son conmutadas de forma alterna en cada operación de cambio para transmitir de ese modo la fuerza motriz giratoria desde el motor hasta la transmisión. Con esta configuración, incluso mientras el vehículo está circulando en la condición en la que se selecciona un engranaje de cambio predeterminado y bien el primer embrague o bien el segundo embrague está embragado, se puede calcular la cantidad de corrección de control para el embrague utilizando el embrague desembragado. En consecuencia, incluso cuando cambian las características del resorte de retorno o aumenta el desgaste de los discos del embrague durante la circulación del vehículo, siempre se puede llevar a cabo un control apropiado del embrague.

30 Según el cuarto aspecto, el cálculo de la cantidad de corrección de control mediante el medio de cálculo de la cantidad de corrección de control se lleva a cabo después de que la temperatura del fluido hidráulico para accionar el embrague se vuelve mayor que un valor predeterminado. En consecuencia, la condición de temperatura en la realización del cálculo de la cantidad de corrección de control puede estar establecido para evitar de ese modo una influencia de un cambio en la viscosidad del fluido hidráulico en el resultado del cálculo de la cantidad de corrección de control.

35 Según el quinto aspecto, el cálculo de la cantidad de corrección de control mediante el medio de cálculo de la cantidad de corrección de control se lleva a cabo a intervalos dados. En consecuencia, se puede actualizar periódicamente la cantidad de corrección de control para el embrague, de forma que siempre se pueda llevar a cabo un control apropiado del embrague.

40 Según el sexto aspecto, se da un aviso mediante el medio de aviso cuando la cantidad de corrección de control para el embrague se vuelve mayor que el valor predeterminado. En consecuencia, es posible instar al operario que inspeccione o sustituya los discos del embrague o el resorte de retorno.

45 Según el séptimo aspecto, el procedimiento de cálculo de la cantidad de corrección de control del embrague incluye las etapas de detectar que el embrague ha alcanzado la posición de fin de carrera en la que los discos del embrague se encuentran en contacto entre sí, calcular la carga de trabajo generada en el resorte de retorno según la presión de aceite detectada en el momento en el que el embrague ha alcanzado la posición de fin de carrera, y calcular la

cantidad de corrección de control para el embrague según la diferencia entre la carga de trabajo generada anteriormente y el valor predeterminado de referencia. En consecuencia, se puede calcular la carga de trabajo sobre el resorte de retorno según la presión de aceite suministrada al embrague sin proporcionar ningún sensor especial de carga o similar, obteniendo de ese modo la cantidad de corrección de control para el embrague.

5 Se describirá ahora con detalle una realización preferente de la presente invención con referencia a los dibujos, en los que

La Fig. 1 es un diagrama esquemático que muestra una configuración del sistema de una AMT y sus dispositivos periféricos según una realización preferente de la presente invención;

la Fig. 2 es un esquema de diseño que muestra los ejes y el embrague de los engranajes de cambio en la AMT;

10 la Fig. 3 es una vista ampliada en corte de un primer embrague y de un segundo embrague;

la Fig. 4 es un diagrama de bloques que muestra la configuración de una unidad de control de la AMT y sus equipos periféricos;

la Fig. 5 es un gráfico que muestra un cambio en la presión de aceite del embrague con respecto al tiempo en el accionamiento del embrague en su dirección de embragado;

15 la Fig. 6 es un diagrama de bloques que muestra el procedimiento de calcular una cantidad de corrección de control del embrague; y

la Fig. 7 es un diagrama de flujo que muestra el flujo del procesamiento del cálculo de la cantidad de corrección de control del embrague.

20 La Fig. 1 es un diagrama esquemático que muestra una configuración del sistema de una transmisión manual automática (que se abreviará más adelante AMT) 16 como una transmisión automática y sus dispositivos periféricos aplicados a una motocicleta.

25 La Fig. 2 es un esquema de diseño que muestra los ejes y el embrague de los engranajes de cambio en la AMT 16. La AMT 16 es una transmisión de tipo embrague doble que tiene dos embragues proporcionados en un eje principal para conectar y desconectar la transmisión de una fuerza motriz giratoria de un motor. La AMT 16 conectada a un motor 11 está controlada en operación por medio de un dispositivo hidráulico 17 de embrague y una unidad 18 de control de la AMT como un dispositivo de control de cambio. El motor 11 tiene un cuerpo 19 de mariposa de válvula de tipo mariposa de válvula por alambre, y este cuerpo 19 de mariposa de válvula está dotado de un motor 20 de apertura/cierre de la mariposa de válvula.

30 La AMT 16 incluye una transmisión directa 21 de seis marchas, un primer embrague CL1, un segundo embrague CL2, un tambor 24 de cambio, y un motor 25 de control de cambio para hacer girar el tambor 24 de cambio. Muchos engranajes que constituyen la transmisión 21 están conectados de forma fija u holgada a un eje principal 26 y un contraeje 27. El eje principal 26 está compuesto de un eje principal interno 26a y de un eje principal externo 26b. El eje principal interno 26a está conectado al primer embrague CL1, y el eje principal externo 26b está conectado al segundo embrague CL2. Los engranajes de cambio están proporcionados de forma axialmente desplazables en el eje principal 26 y el contraeje 27. Las horquillas 23 del cambio están embragadas en sus extremos opuestos a estos engranajes de cambio y surcos de guiado (no mostrados) formados en el tambor 24 de cambio.

35 Hay conectado un engranaje impulsor primario 31 a un eje de salida del motor 11, es decir, un cigüeñal 30. El engranaje impulsor primario 31 está engranado con un engranaje impulsado primario 32. El engranaje impulsado primario 32 está conectado a través del primer embrague CL1 al eje principal interno 26a y también está conectado a través del segundo embrague CL2 al eje principal externo 26b. La AMT 16 incluye, además, un sensor 73 de velocidad giratoria del eje principal interno y un sensor 74 de velocidad giratoria del eje principal externo para detectar respectivamente las velocidades giratorias del eje principal interno 26a y del eje principal externo 26b al medir las velocidades giratorias de los engranajes de cambio predeterminados en el contraeje 27.

40 Hay conectada una rueda dentada motriz 35 al contraeje 27, y hay enrollada una cadena de transmisión (no mostrada) en torno a la rueda dentada motriz 35, de forma que se transmite una fuerza motriz desde el contraeje 27 a través de la cadena de transmisión hasta una rueda trasera como rueda motriz. La AMT 16 incluye, además, un sensor 36 de la velocidad del motor frente a la circunferencia externa del engranaje impulsado primario 32, un sensor 38 de la posición del engranaje para detectar la presente posición del engranaje según la posición giratoria del tambor 24 de cambio, un sensor 64 de cambio para detectar la posición giratoria de un cambiador accionado por medio del motor 25 de control del cambio, y un conmutador neutral 63 para detectar la posición neutral del tambor 24 de cambio. El cuerpo 19 de mariposa de válvula está dotado de un sensor 47 del ángulo de la mariposa de válvula para detectar un ángulo de la mariposa de válvula.

45 El dispositivo hidráulico 17 de embrague utiliza un aceite lubricante para el motor 11 como un fluido hidráulico para accionar el embrague CL. El dispositivo hidráulico 17 de embrague incluye un depósito 39 de aceite y un conducto

- 40 de suministro de aceite para suministrar aceite (fluido hidráulico) desde el depósito 39 de aceite al primer embrague CL1 y al segundo embrague CL2. El conducto 40 de suministro de aceite está dotado de una bomba hidráulica 41 como una fuente de presión de aceite y una válvula (válvula controlada electrónicamente) 42 como un accionador. Un conducto 43 de retorno está conectado al conducto 40 de suministro de aceite, y el conducto 43 de retorno está dotado de un regulador 44 para mantener la presión de aceite que ha de ser suministrada a la válvula 42 con un valor constante. La válvula 42 tiene una estructura capaz de aplicar individualmente presiones de aceite al primer embrague CL1 y al segundo embrague CL2. Es decir, la válvula 42 está compuesta de una primera válvula 42a conectada al primer embrague CL1 y de una segunda válvula 42b conectada al segundo embrague CL2. Se proporciona a las válvulas primera y segunda 42a y 42b, respectivamente, conductos 45 de retorno de aceite.
- 5
- 10 La primera válvula 42a está conectada a través de un primer conducto al primer embrague CL1, y este primer conducto está dotado de un primer sensor 75 de presión de aceite para medir una presión de aceite generada en el primer embrague CL1. Similarmente, la segunda válvula 42b está conectada a través de un segundo conducto al segundo embrague CL2, y este segundo conducto está dotado de un segundo sensor 76 de presión de aceite para medir una presión de aceite generada en el segundo embrague CL2.
- 15 Conectados a la unidad 18 de control de la AMT hay un conmutador 49 de modo para conmutar entre un modo de transmisión automática (AT) y un modo de transmisión manual (MT) y un conmutador 50 de selección del cambio para indicar un aumento de marcha (UP) o una disminución de marcha (DN). La unidad 18 de control de la AMT incluye una unidad central de procesamiento (CPU) para controlar la válvula 42 y el motor 25 de control del cambio según señales de salida procedentes de los sensores y conmutadores mencionados anteriormente, cambiando de ese modo la posición del engranaje en la AMT 16 de forma automática o semiautomática.
- 20
- En el caso de seleccionar el modo AT, la unidad 18 de control de la AMT cambia automáticamente la posición del engranaje según información tal como la velocidad del vehículo, velocidad del motor, y ángulo de la mariposa de válvula. En el caso de seleccionar el modo MT, la unidad 18 de control de la AMT aumenta o disminuye la marcha de la transmisión 21 según la operación del conmutador 50 de selección del cambio. Sin embargo, incluso en el caso de seleccionar el modo MT, la unidad 18 de control de la AMT puede ejecutar un control auxiliar de cambio automático para una prevención de un exceso de revoluciones y una calada del motor.
- 25
- En el dispositivo hidráulico 17 de embrague, se aplica presión de aceite a la válvula 42 por medio de la bomba hidráulica 41, y esta presión de aceite está controlada por el regulador 44, de forma que no se supere un límite superior. Cuando se abre la válvula 42a o 42b mediante la instrucción procedente de la unidad 18 de control de la AMT, se aplica la presión de aceite al primer embrague CL1 o al segundo embrague CL2, de forma que el engranaje impulsado primario 32 está conectado a través del primer embrague CL1 o del segundo embrague CL2 al eje principal interno 26a o al eje principal externo 26b. En cambio, cuando se cierra la válvula 42 para detener la aplicación de la presión de aceite, el primer embrague CL1 y el segundo embrague CL2 están empujados de forma que estén desconectados del eje principal interno 26a y del eje principal externo 26b por medio de resortes de retorno (véase la Fig. 3) incorporados en los embragues respectivos CL1 y CL2.
- 30
- 35
- La válvula 42 para accionar los embragues CL1 y CL2 al abrir y cerrar los conductos primero y segundo que conectan el conducto 40 de suministro de aceite con los embragues CL1 y CL2 puede cambiar arbitrariamente el tiempo entre una condición completamente cerrada hasta una condición completamente abierta de los conductos primero y segundo según una señal de accionamiento procedente de la unidad 18 de control de la AMT.
- 40
- El motor 25 de control del cambio hace girar el tambor 24 de cambio según la instrucción procedente de la unidad 18 de control de la AMT. Cuando se hace girar el tambor 24 de cambio, se desplazan de forma selectiva las horquillas 23 del cambio en la dirección axial del tambor 24 de cambio según las formas de los surcos de guiado formados en la circunferencia externa del tambor 24 de cambio. En consecuencia, se cambian los engranajes engranados en el contraeje 27 y el eje principal 26 para llevar a cabo de ese modo un aumento de marcha o una disminución de marcha en la transmisión 21.
- 45
- En la AMT 16, los engranajes impares (engranajes primero, tercero y quinto) están soportados en el eje principal interno 26a conectado al primer embrague CL1, y los engranajes pares (engranajes segundo, cuarto y sexto) están soportados en el eje principal externo 26b conectado al segundo embrague CL2. En consecuencia, durante el funcionamiento con cualquier engranaje impar, por ejemplo, se continúa el suministro de aceite a la presión de aceite al primer embrague CL1 para mantener la condición embragada del primer embrague CL1. Al llevar a cabo un cambio de marcha a partir de este engranaje impar, se determina preliminarmente la posición del engranaje al girar el tambor 24 de cambio, de forma que se pueda llevar a cabo el cambio de marcha únicamente al conmutar el primer embrague CL1 con el segundo embrague CL2.
- 50
- Con referencia también a la Fig. 2, los engranajes impulsores impares M1, M3 y M5 están soportados en el eje principal interno 26a conectado al primer embrague CL1. El primer engranaje impulsor M1 está formado integralmente con el eje principal interno 26a. El tercer engranaje impulsor M3 está montado en el eje principal interno 26a, de forma que sea deslizable de forma axial y no giratorio con respecto al eje principal interno 26a. El quinto engranaje impulsado M5 está montado en el eje principal interno 26a, de forma que sea no deslizable de forma axial y giratorio con respecto al eje principal interno 26a. Por otra parte, los engranajes impulsores pares M2,
- 55

M4 y M6 están soportados en el eje principal externo 26b conectado al segundo embrague CL2. El segundo engranaje impulsor M2 está formado integralmente con el eje principal externo 26b. El cuarto engranaje impulsor M4 está montado en el eje principal externo 26b, de forma que sea deslizable de forma axial y no giratorio con respecto al eje principal externo 26b. El sexto engranaje impulsor M6 está montado en el eje principal externo 26b, de forma que sea no deslizable de forma axial y giratorio con respecto al eje principal externo 26b.

Hay soportada una pluralidad de engranajes impulsados C1 a C6 que engranan respectivamente con los engranajes impulsores M1 a M6 en el contraeje 27. Los engranajes impulsados primero a cuarto C1 a C4 están montados en el contraeje 27, de forma que sean no deslizables de forma axial y giratorios con respecto al contraeje 27. Los engranajes impulsados quinto y sexto C5 y C6 están montados en el contraeje 27, de forma que sean deslizables de forma axial y no giratorios con respecto al contraeje 27. En la AMT 16, los engranajes impulsores M3 y M4 y los engranajes impulsados C5 y C6, es decir, los engranajes deslizables de forma axial entre los engranajes descritos anteriormente están adaptados para ser deslizados por las respectivas horquillas 23 del cambio para embragar o desembragar de ese modo cualquier embrague de garras, realizando de esta manera un cambio de marcha.

En el caso de que se seleccione el primer engranaje, por ejemplo, el par del motor transmitido desde el cigüeñal 30 al engranaje impulsado primario 32 es transmitido a través del primer embrague CL1 en su condición embragada al eje principal interno 26a. La rotación del eje principal interno 26a es transmitida, además, desde el primer engranaje impulsor M1 a través del primer engranaje impulsado C1 al contraeje 27. En este caso, el embrague de garras para la primera velocidad está embragado entre el primer engranaje impulsado C1 y el quinto engranaje impulsado C5.

Mientras se transmite el par del motor por medio del primer engranaje, el embrague de garras para la segunda velocidad puede estar embragado preliminarmente entre el sexto engranaje impulsado C6 y el segundo engranaje impulsado C2, realizando de esta manera un "cambio preliminar", de forma que se aguarda el cambio de marcha del primer engranaje al segundo engranaje. En este momento, el segundo embrague CL2 se encuentra en una condición desembragada. En consecuencia, aunque el embrague de garras para la segunda velocidad está embragado durante el funcionamiento con el primer engranaje, se transmite el par del motor a través del segundo engranaje impulsor M2 al eje principal externo 26b, haciendo girar en vacío de ese modo el eje principal externo 26b. Cuando el segundo embrague CL2 está embragado y el primer embrague CL1 está desembragado después de realizar el cambio preliminar anterior, se puede conmutar con suavidad e instantáneamente la transmisión del par del motor del primer engranaje al segundo engranaje.

En el tambor 24 de cambio, hay establecida una posición de "espera neutral" entre las posiciones predeterminadas de rotación para seleccionar las posiciones del engranaje de tal forma que se lleva bien el grupo de los engranajes impares o bien el grupo de los engranajes pares que no transmite el par del motor a una condición neutral. En consecuencia, los engranajes impares pueden ser llevados a una condición neutral durante el funcionamiento con cualquier engranaje par, y los engranajes pares pueden ser llevados a una condición neutral durante el funcionamiento con cualquier engranaje impar.

La Fig. 3 es una vista ampliada en corte del primer embrague CL1 y del segundo embrague CL2. Como se ha mencionado anteriormente, la transmisión 21 tiene los seis pares de engranajes de cambio entre el eje principal y el contraeje, y se puede seleccionar el par de engranajes de cambio a través de los cuales ha de transmitirse una fuerza motriz giratoria según la posición de los engranajes deslizables montados de forma axialmente deslizable en el eje principal y el contraeje y la condición embragada del primer embrague CL1 y del segundo embrague CL2. El embrague doble compuesto del primer embrague CL1 y del segundo embrague CL2 está proporcionado en una carcasa 14 del embrague que gira con el engranaje impulsado primario 32. El primer embrague CL1 está montado de forma no giratoria en el eje principal interno 26a, y el segundo embrague CL2 está montado de forma no giratoria en el eje principal externo 26b. Se proporciona una pluralidad de discos B1 del embrague entre la carcasa 14 del embrague y el segundo embrague CL2. Los discos B1 de embrague están compuestos de cuatro discos impulsores por rozamiento soportados de forma no giratoria en la carcasa 14 del embrague y cuatro discos impulsores por rozamiento soportados de forma no giratoria en el primer embrague CL1. De forma similar, los discos B2 de embrague están compuestos de cuatro discos impulsores por rozamiento soportados de forma no giratoria en la carcasa 14 del embrague y cuatro discos impulsados por rozamiento soportados de forma no giratoria en el segundo embrague CL2.

Cada uno de los embragues primero y segundo CL1 y CL2 está configurado de tal forma que cuando se suministra presión de aceite desde la bomba hidráulica 41 al embrague, se produce una fuerza de rozamiento entre los discos de embrague para conseguir el embragado del embrague. Hay embebido un distribuidor 8 que forma dos conductos de aceite que tienen una estructura de doble tubo en el eje principal interno 26a en la pared de una cubierta del embrague montada en un cárter del cigüeñal. Cuando se suministra la presión de aceite a través del distribuidor 8 al primer embrague CL1, se desliza hacia la izquierda un pistón A1 del embrague según se ve en la Fig. 3 contra una fuerza de empuje de un resorte 12 de retorno como un miembro elástico, consiguiendo de ese modo el embragado del primer embrague CL1. Por otra parte, cuando se suministra la presión de aceite al segundo embrague CL2, se desliza hacia la izquierda un pistón A2 del embrague según se ve en la Fig. 3 contra una fuerza de empuje de un resorte 12 de retorno, consiguiendo de ese modo el embragado del segundo embrague CL2. Cuando se detiene el suministro de la presión de aceite al primer embrague CL, se devuelve al pistón A1 del embrague hasta su posición

inicial por medio de la fuerza de empuje del resorte correspondiente 12 de retorno. De forma similar, cuando se detiene el suministro de la presión de aceite al segundo embrague CL2, se devuelve el pistón A2 del embrague hasta su posición inicial por medio de la fuerza de empuje del resorte correspondiente 12 de retorno.

5 La Fig. 4 es un diagrama de bloques que muestra la configuración de la unidad 18 de control de la AMT y sus equipos periféricos según esta realización preferente. En la Fig. 4, los mismos números de referencia que los mostrados en las Figuras 1 a 3 denotan las mismas piezas o similares. La unidad 18 de control de la AMT incluye una sección 100 de control de cambio que almacena un mapa 101 de cambios. La sección 100 de control de cambio que incluye un medio de control del embrague acciona el motor 25 de control de cambio y la válvula 42 (42a y 42b) utilizando el mapa 101 de cambios, tal como un mapa tridimensional según información emitida desde el sensor 38 de la posición del engranaje, del sensor 36 de la velocidad del motor, y del sensor 47 del ángulo de la mariposa de válvula e información de la velocidad del vehículo procedente de un sensor (no mostrado) de la velocidad del vehículo durante una circulación normal del vehículo, llevando a cabo de esta manera una operación de cambio. Además, la sección 100 de control de cambio funciona también como un medio de detección de la condición del cambio para detectar una condición de cambio tal como una condición en la que la AMT 16 está siendo cambiada según una señal de cambio generada en el modo automático de cambio utilizando el mapa 101 de cambios o en el modo semiautomático de cambio mediante la operación del conmutador 50 de selección del cambio. Se puede detectar la condición en la que la AMT 16 está siendo cambiada según las señales emitidas procedentes del sensor 38 de la posición del engranaje y el sensor 36 de la velocidad del motor.

20 Como se ha mencionado anteriormente, la AMT 16 (véase la Fig. 1) según esta realización preferente está configurada de tal forma que se suministra una presión de aceite al embrague al accionar el accionador (válvula) para accionar de ese modo el embrague en su dirección de embragado contra la fuerza de empuje del resorte de retorno correspondiente 12 (véase la Fig. 3). En consecuencia, si los discos de embrague se desgastan, provocando un aumento en la carrera de los discos del embrague hasta que hacen contacto entre sí o se sustituye el resorte de retorno por otro resorte de retorno que tiene una mayor fuerza de empuje, se aumenta una carga requerida para hacer que los discos de embrague hagan contacto entre sí (carga de trabajo del resorte de retorno). Si se acciona el embrague de la misma forma que la anterior a que se produzca un cambio de ese tipo, existe una posibilidad de que se pueda aumentar el tiempo desde el inicio del accionamiento del embrague hasta la consecución de la condición embragada del embrague o una capacidad de par del embrague puede volverse excesiva o insuficiente para provocar un cambio en la sensación del arranque y del cambio. Para superar con este problema, la unidad 18 de control de la AMT según esta realización preferente puede detectar la carga en el momento en el que los discos de embrague hacen contacto entre sí, es decir, en el momento en el que el embrague alcanza "una posición de fin de carrera", de forma que la carrera de los discos de embrague se vuelve un valor máximo y puede calcular una cantidad de corrección de control para el embrague según un cambio en esta carga. En el caso de un embrague hidráulico como en esta realización preferente, se puede obtener la carga de trabajo según una presión de aceite suministrada al embrague.

35 La unidad 18 de control de la AMT incluye un medio 150 de detección de la presión de aceite para detectar las presiones de aceite generadas en los embragues primero y segundo CL1 y CL2 según las señales de salida procedentes de los sensores 75 y 76 de presión de aceite de los embragues primero y segundo. El medio 150 de detección de la presión de aceite también da entrada a las señales de accionamiento para las válvulas primera y segunda 42a y 42b procedentes de la sección 100 de control de cambio y puede estimar las presiones de aceite generadas en los embragues CL1 y CL2 a partir de las cantidades de control de accionamiento para las válvulas primera y segunda 42a y 42b.

40 La unidad 18 de control de la AMT incluye, además, un medio 140 de detección del fin de carrera para detectar que el embrague ha alcanzado la posición de fin de carrera según la presión de aceite detectada por el medio 150 de detección de la presión de aceite. La unidad 18 de control de la AMT incluye, además, un medio 130 de cálculo de la cantidad de corrección de control del embrague que tiene un medio 120 de cálculo de la carga de trabajo del resorte de fin de carrera para calcular la carga de trabajo del resorte de retorno según la presión de aceite detectada en el momento en el que el embrague ha alcanzado la posición de fin de carrera. Se describirá ahora un cambio en la presión de aceite del embrague con el paso del tiempo con referencia a la Fig. 5.

45 La Fig. 5 es un gráfico que muestra un cambio en la presión de aceite del embrague al accionar el embrague en su dirección de embragado. En la Fig. 5, la línea discontinua A muestra una presión diana de aceite y la línea continua B muestra una presión de aceite real detectada por el medio 150 de detección de la presión de aceite. Como se ha mencionado anteriormente, el embrague hidráulico según esta realización preferente está configurado de tal forma que cuando se suministra una presión de aceite al embrague, el embrague es accionado en su dirección de embragado. En consecuencia, inmediatamente después de la apertura de la válvula en el instante t0 para embragar el embrague, los discos de embrague son acercados entre sí, de forma que no se aumenta la presión real B de aceite de golpe. Sin embargo, la presión de aceite real B aumenta rápidamente en el instante t1, como se muestra en un área rodeada en la Fig. 5. A partir de entonces, la presión de aceite real B se vuelve mayor que la presión objetivo A de aceite y a partir de entonces converge hasta la presión diana A de aceite.

Tal aumento rápido en la presión de aceite real B en el instante t1 es causado por el hecho de que los discos de embrague han hecho contacto entre sí, es decir, el embrague ha alcanzado la posición de fin de carrera, de forma que la carrera de los discos de embrague es un valor máximo. En consecuencia, al observar un cambio en la presión de aceite real B, es posible estimar que el embrague ha alcanzado la posición de fin de carrera. En esta realización preferente, se obtiene la cantidad de cambio en la presión de aceite real B a partir del valor diferencial de la misma, y cuando esta cantidad de cambio se vuelve mayor que un valor predeterminado, se determina que el embrague ha alcanzado la posición de fin de carrera. En el gráfico mostrado en la Fig. 5, la cantidad de cambio en la presión de aceite real B en el instante t1 es mayor que un valor predeterminado, de forma que se detecta una presión de aceite P1 detectada en el instante t1 como la presión de aceite en la posición de fin de carrera.

Con referencia de nuevo a la Fig. 4, el medio 120 de cálculo de la carga de trabajo del resorte de fin de carrera calcula una carga de trabajo real del resorte de retorno (carga de trabajo real) generada en realidad en la posición de fin de carrera al multiplicar la presión de aceite detectada en la posición de fin de carrera por el área receptora de presión del pistón del embrague (véase la Fig. 3) para calcular la cantidad de corrección de control del embrague. En el caso en el que la carga de trabajo real sea mayor que un valor de referencia, se estima que los discos de embrague se desgastan causando un aumento en la carrera y causando, en consecuencia, un aumento en la cantidad operativa del resorte de retorno o que el resorte de retorno sea sustituido por otro resorte de retorno que tenga una mayor fuerza de empuje. En cambio, en el caso en el que la carga de trabajo real sea menor que el valor de referencia (carga de trabajo de referencia que será descrita más adelante), se estima que la fuerza de empuje del resorte de retorno ha sido reducido debido a un deterioro por la edad o similar. Se describirá con referencia a la Fig. 6 el procedimiento de cálculo de la cantidad de corrección de control del embrague en consideración de la carga de trabajo real.

La Fig. 6 es un diagrama de bloques que muestra el procedimiento de cálculo de una cantidad de corrección de control del embrague según una presión de aceite detectada en la posición de fin de carrera. El procesamiento para calcular la cantidad de corrección de control se lleva a cabo mediante el medio 130 de cálculo de la cantidad de corrección de control del embrague. Una presión diana Pt del embrague que ha de ser generada en cada embrague es calculada por medio de la expresión de  $[\{C/(\mu h \times n \times r) + F0\}/S]$ , en la que C es la capacidad diana del embrague,  $\mu h$  es el coeficiente corregido de rozamiento, n es el número de discos de embrague, r es el radio eficaz, F0 es la carga de trabajo de referencia del resorte de retorno, y S es el área receptora de presión del pistón del embrague. La carga de trabajo de referencia del resorte de retorno (carga de trabajo de referencia) F0 es un valor fijo predeterminado según un valor de diseño o similar. Según esta realización preferente, se detecta una carga de trabajo real del resorte de retorno (carga de trabajo real) F generada en realidad en el embrague según una presión de aceite del embrague, y se calcula la presión diana Pt del embrague utilizando esta carga F de trabajo real.

Como se muestra en la tabla de presión P – tiempo t del embrague en la Fig. 5, la presión P1 de aceite se mide en el momento en el que la cantidad de cambio en la presión de aceite real se vuelve mayor que un valor predeterminado. Se calcula la carga F de trabajo real del resorte de retorno al multiplicar esta presión P1 de aceite por el área receptora de presión S del pistón del embrague. Se utiliza esta carga F de trabajo real en lugar de la carga F0 de trabajo de referencia para calcular la presión diana Pt del embrague.

La presión diana Pt del embrague obtenida de esta manera en consideración del cambio en la condición o similar del resorte de retorno es aplicada a una tabla de datos que define la relación entre la presión diana Pt del embrague y una corriente I de accionamiento de la válvula, obteniendo de ese modo una corriente I de accionamiento de la válvula (accionador) para el control de corrección del embrague, es decir, una cantidad de control del embrague después de ser corregida en consideración de la carga de trabajo real. El medio 130 de cálculo de la cantidad de corrección de control del embrague reconoce la diferencia entre la cantidad de control del embrague antes de ser corregida y la cantidad de control del embrague después de ser corregida y siempre monitoriza un cambio en esta diferencia.

Con referencia de nuevo a la Fig. 4, el medio 130 de cálculo de la cantidad de corrección de control del embrague controla la operación de los embragues primero y segundo CL1 y CL2 utilizando la corriente I de accionamiento de la válvula calculada anteriormente. En consecuencia, incluso cuando se produce un cambio en la condición del embrague debido a un cambio en las características del resorte de retorno, se puede evitar un cambio en la sensación de funcionamiento.

El procesamiento de cálculo de la cantidad de control del embrague utilizando la carga de trabajo real se puede llevar a cabo en el momento de una inspección del vehículo o similar. En consecuencia, incluso cuando existen variaciones en la precisión del resorte de retorno, es posible hacer uniforme las configuraciones iniciales del embrague antes del envío de todos los vehículos desde una fábrica.

Además, el medio 130 de cálculo de la cantidad de corrección de control del embrague está conectado a un medio 200 de aviso, tal como un testigo de aviso o un altavoz para dar un aviso al operario cuando la cantidad de control de corrección del embrague se vuelve mayor que un valor predeterminado. En consecuencia, es posible instar al operario que sustituya los discos de embrague o el resorte de retorno o que inspeccione un sistema de transmisión de potencia de transmisión desde el embrague hasta la rueda de transmisión, por ejemplo.

La Fig. 7 es un diagrama de flujo que muestra el flujo del procesamiento del cálculo de la cantidad de corrección de control del embrague según esta realización preferente. En la etapa S1, el medio 150 de detección de la presión de aceite comienza a detectar las presiones de aceite generadas en los embragues primero y segundo CL1 y CL2. En la etapa S2, el primer embrague CL1 o el segundo embrague CL2 están sometidos a un procesamiento de cálculo de la cantidad de corrección de control comienzan a ser accionados en su dirección de embragado. En el caso de que la transmisión se encuentre en una condición neutral, el procesamiento de cálculo de la cantidad de corrección de control, es decir, se puede realizar de forma alterna el procesamiento del cálculo de la cantidad de control del embrague después de ser corregidas para los embragues primero y segundo CL1 y CL2. Además, en el caso de que la transmisión se encuentre en una condición de accionamiento en la que está seleccionada una posición predeterminada del engranaje, se puede realizar el procesamiento del cálculo de la cantidad de corrección de control para cualquiera desembragado de los embragues CL1 y CL2.

En la etapa S3, se determina si la tasa de cambio en la presión de aceite del embrague se ha vuelto mayor o no que un valor predeterminado. Si la respuesta en la etapa S3 es afirmativa, se determina que el embrague ha alcanzado la posición de fin de carrera y el programa prosigue entonces hasta la etapa S4. Si la respuesta en la etapa S3 es negativa, se determina que el embrague no ha alcanzado aún la posición de fin de carrera y entonces el programa prosigue hasta la etapa S5 para continuar accionando el embrague. A partir de entonces, el programa vuelve hasta la etapa S3.

En la etapa S4, el medio 130 de cálculo de la cantidad de corrección de control del embrague almacena la presión de aceite medida en el momento de la tasa de cambio en la presión de aceite del embrague se ha vuelto mayor que el valor predeterminado, es decir, en el momento en el que el embrague ha alcanzado la posición de fin de carrera. En la etapa S6, se determina si la temperatura del fluido hidráulico en el embrague detectada por un sensor (no mostrado) de temperatura de aceite es menor o igual que un valor predeterminado (por ejemplo, 50°C). La determinación en la etapa S6 se lleva a cabo debido a que el valor medido para la presión de aceite se ve influido por un cambio en la viscosidad del fluido hidráulico. Si la respuesta en la etapa S6 es afirmativa, se determina que la temperatura del fluido hidráulico es baja y, por lo tanto, su viscosidad es elevada. En este caso, se determina que la condición del embrague no es adecuada para el cálculo de la cantidad de corrección de control del embrague, y, por consiguiente, se termina el programa. Por otra parte, si la respuesta en la etapa S6 es negativa, se determina que la temperatura del fluido hidráulico se ha vuelto mayor que el valor predeterminado para alcanzar una condición del embrague adecuada para el cálculo de la cantidad de corrección de control del embrague. Entonces, el programa prosigue hasta la etapa S7.

En la etapa S7, se lleva a cabo el procesamiento de cálculo mostrado en la Fig. 6 utilizando la presión de aceite almacenada en la etapa S4, calculando de ese modo una cantidad de corrección de control del embrague. En la etapa S8, se determina si la cantidad de corrección de control del embrague se ha vuelto mayor o no que un valor predeterminado. Si la respuesta en la etapa S8 es negativa, se termina el programa. Si la respuesta en la etapa S8 es afirmativa, es decir, si la cantidad de corrección de control del embrague se ha vuelto mayor que el valor predeterminado, se determina que se requiere la inspección de los discos de embrague o del resorte de retorno y entonces el programa prosigue hasta la etapa S9 para operar el medio 200 de aviso (véase la Fig. 4), dando de ese modo un aviso al operario. Entonces, se termina el programa. El procesamiento del cálculo de la cantidad de control del embrague mencionado anteriormente se puede llevar a cabo antes de arrancar el vehículo después de arrancar el motor, en la detención del vehículo, o durante la circulación del vehículo. Además, se puede realizar el procesamiento del cálculo de la cantidad de corrección de control del embrague a intervalos dados (por ejemplo, en intervalos de varios días), de forma que se reduzca la carga sobre el procesamiento.

Según el dispositivo de control del embrague de la presente invención, el medio de detección del fin de carrera detecta que el embrague ha alcanzado la posición de fin de carrera según la cantidad de cambio en la presión de aceite al accionar el embrague en su dirección de embragado. El medio de cálculo de la cantidad de corrección de control calcula una carga de trabajo generada en el resorte de retorno según la presión de aceite detectada en el momento en el que el embrague ha alcanzado la posición de fin de carrera, y luego calcula una cantidad de corrección de control del embrague según la diferencia entre la carga de trabajo calculada anteriormente y un valor predeterminado de referencia. En consecuencia, se puede calcular la carga de trabajo sobre el resorte de retorno según la presión de aceite suministrada al embrague sin la necesidad de ningún sensor especial de carga o similar, obteniendo de esta manera la cantidad de corrección de control del embrague.

La configuración de los embragues y de las válvulas en la transmisión de tipo embrague doble y el valor de referencia para la cantidad de cambio en la presión de aceite para determinar la posición de fin de carrera, por ejemplo, no están limitados a los descritos anteriormente en esta realización preferente, pero se pueden realizar diversas modificaciones. Por ejemplo, aunque se aplica el dispositivo de control del embrague según la presente invención a una transmisión de tipo embrague doble en esta realización preferente, la presente invención también es aplicable a una transmisión de tipo de embrague único. Además, el dispositivo de control del embrague según la presente invención es aplicable no solo para una motocicleta, sino también para un vehículo de tres ruedas y para un vehículo de cuatro ruedas, por ejemplo.

**Símbolos principales de referencia:**

5 11: motor; 12: resorte de retorno; 14: carcasa del embrague; 16: AMT; 25: motor de control de cambio; 42: válvula; 26a: eje principal interno; 26b: eje principal externo, 27: contraeje; 36: sensor de la velocidad del motor; 42a: primera válvula; 42b: segunda válvula; 47: sensor del ángulo de la mariposa de válvula; 75: primer sensor de la presión de aceite del embrague; 76: segundo sensor de la presión de aceite del embrague; 100: sección de control de cambio (medio de control el embrague); 101: mapa de cambios; 120: medio de cálculo de la carga de trabajo del resorte de fin de carrera; 130: medio de cálculo de la cantidad de corrección de control del embrague; 140: medio de detección del fin de carrera; 150: medio de detección de la presión de aceite; 200: medio de aviso; 10 10 M1 a M6: engranajes impulsores primero al sexto; C1 a C6: engranajes impulsados primero al sexto; CL1: primer embrague; CL2: segundo embrague; A1, A2: pistón del embrague; B1, B2: discos de embrague.

**REIVINDICACIONES**

- 5      1. Un dispositivo de control del embrague para un embrague hidráulico (CL1, CL2) para conectar y desconectar una fuerza motriz giratoria desde un motor (11) hasta un transmisión (16) en un vehículo, en el que los discos (B1, B2) de embrague están accionados en su dirección de embragado contra una fuerza de empuje de un resorte (12) de retorno al accionar un accionador (A1, A2), comprendiendo dicho dispositivo de control del embrague:

un medio (100) de control del embrague para controlar dicho embrague (CL1, CL2);  
un medio (140) de detección del fin de carrera para detectar que dicho embrague (CL1, CL2) ha alcanzado una posición de fin de carrera en la que dichos discos (B1, B2) de embrague hacen contacto entre sí;  
10      un medio (75, 76) de detección de la presión de aceite para detectar una presión de aceite suministrada a dicho embrague (CL1, CL2); **caracterizado porque** dicho dispositivo de control del embrague comprende, además  
un medio (130) de cálculo de la cantidad de corrección de control para calcular una carga de trabajo generada en dicho resorte (12) de retorno según la presión de aceite detectada en el momento en el que dicho embrague (CL1, CL2) ha alcanzado dicha posición de fin de carrera, y calcular una cantidad de corrección de control para dicho embrague (CL1, CL2) según la diferencia entre dicha carga de trabajo calculada anteriormente y un valor predeterminado de referencia.
- 20      2. El dispositivo de control del embrague según una realización 1, en el que cuando la tasa de cambio en dicha presión de aceite se vuelve mayor que un valor predeterminado, dicho medio (140) de detección del fin de carrera determina que dicho embrague (CL1, CL2) ha alcanzado dicha posición de fin de carrera.
- 25      3. El dispositivo de control del embrague según la reivindicación 1 o 2, en el que dicho embrague es de un embrague de tipo doble, compuesto de un primer embrague (CL1) y de un segundo embrague (CL2) proporcionados en un eje principal (26), y se conmutan de forma alterna las condiciones embragadas de dichos embragues primero y segundo (CL1, CL2) en cada operación de cambio para transmitir de ese modo la fuerza motriz giratoria desde dicho motor (11) hasta dicha transmisión (16).
- 30      4. El dispositivo de control del embrague según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, en el que el cálculo de dicha cantidad de corrección de control mediante dicho medio (130) de cálculo de la cantidad de corrección de control se lleva a cabo después de que la temperatura de un fluido hidráulico para accionar dicho embrague (CL1, CL2) se vuelve mayor que un valor predeterminado.
- 35      5. El dispositivo de control del embrague según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4, en el que el cálculo de dicha cantidad de corrección de control mediante dicho medio (130) de cálculo de la cantidad de corrección de control se lleva a cabo a intervalos dados.
- 40      6. El dispositivo de control del embrague según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 5, en el que cuando la cantidad de corrección de control para dicho embrague (CL1, CL2) se vuelve mayor que un valor predeterminado, se da un aviso mediante un medio (200) de aviso.
- 45      7. Un procedimiento de cálculo de la cantidad de corrección de control del embrague para un embrague hidráulico (CL1, CL2) para conectar y desconectar una fuerza motriz giratoria desde un motor (11) hasta una transmisión (16) en un vehículo, en el que los discos (B1, B2) del embrague son accionados en su dirección de embragado contra una fuerza de empuje de un resorte (12) de retorno al accionar un accionador (A1, A2), comprendiendo dicho procedimiento de cálculo de la cantidad de corrección de control del embrague las etapas de:

detectar que dicho embrague (CL1, CL2) ha alcanzado una posición de fin de carrera en la que dichos discos (B1, B2) del embrague hacen contacto entre sí;  
calcular una carga de trabajo generada en dicho resorte (12) de retorno según una presión de aceite detectada en el momento en el que dicho embrague (CL1, CL2) ha alcanzado dicha posición de fin de carrera; y  
calcular una cantidad de corrección de control para dicho embrague (CL1, CL2) según la diferencia entre dicha carga de trabajo generada anteriormente y un valor predeterminado de referencia.

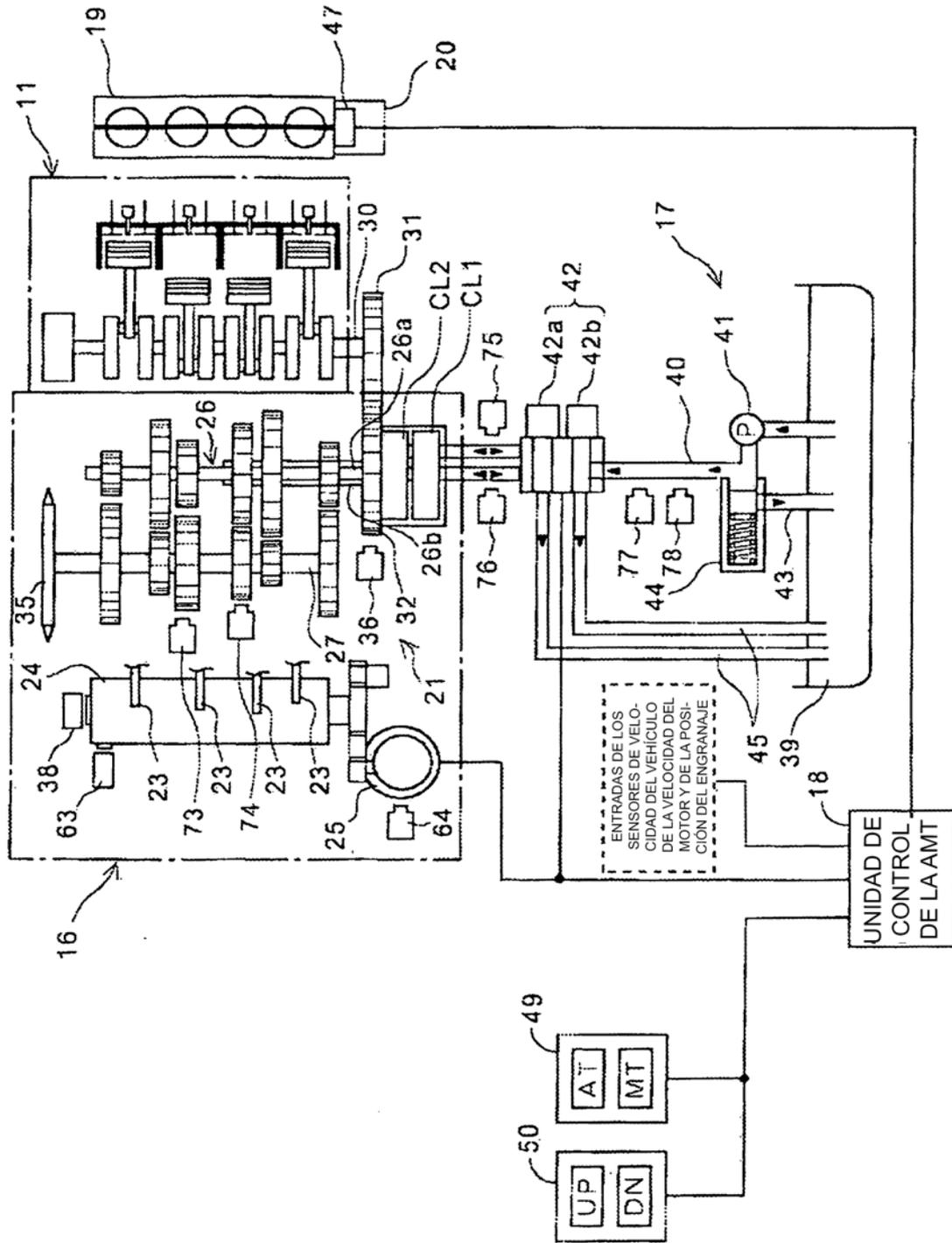


FIG.1

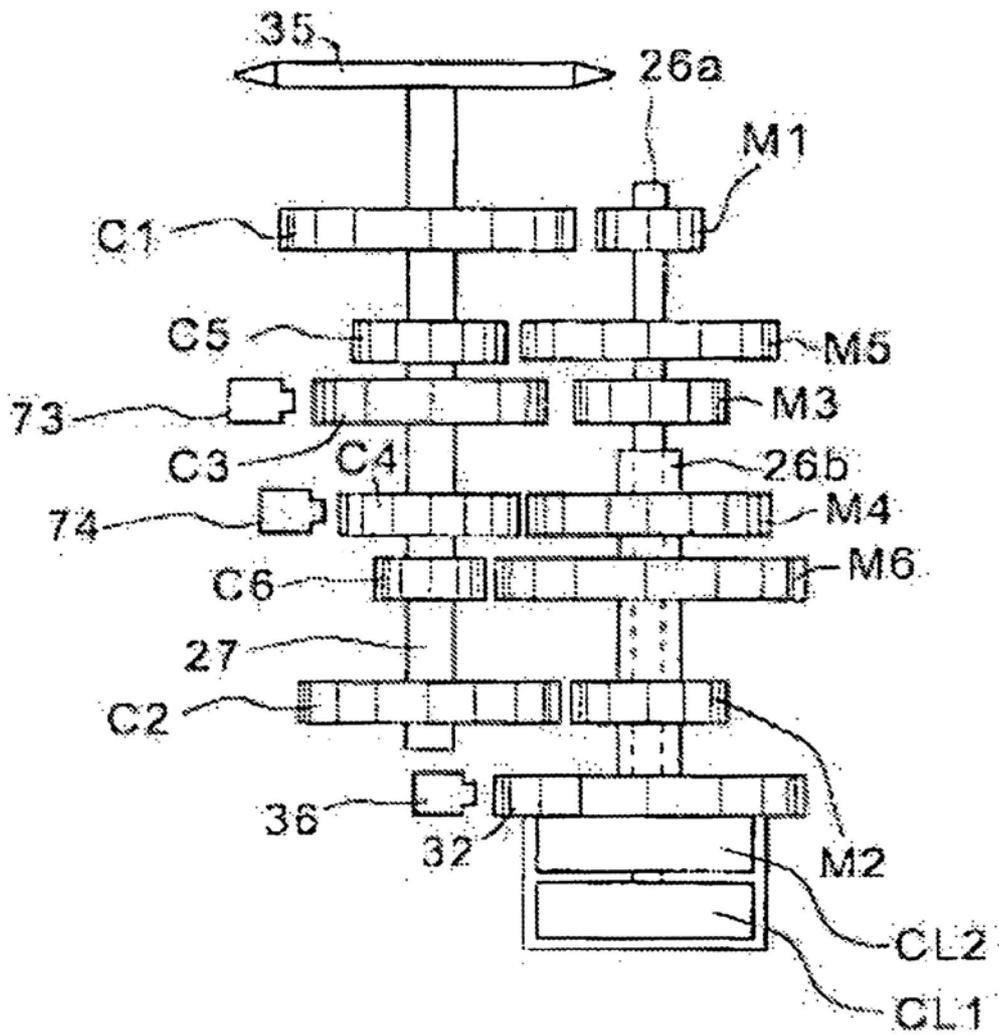


FIG.2

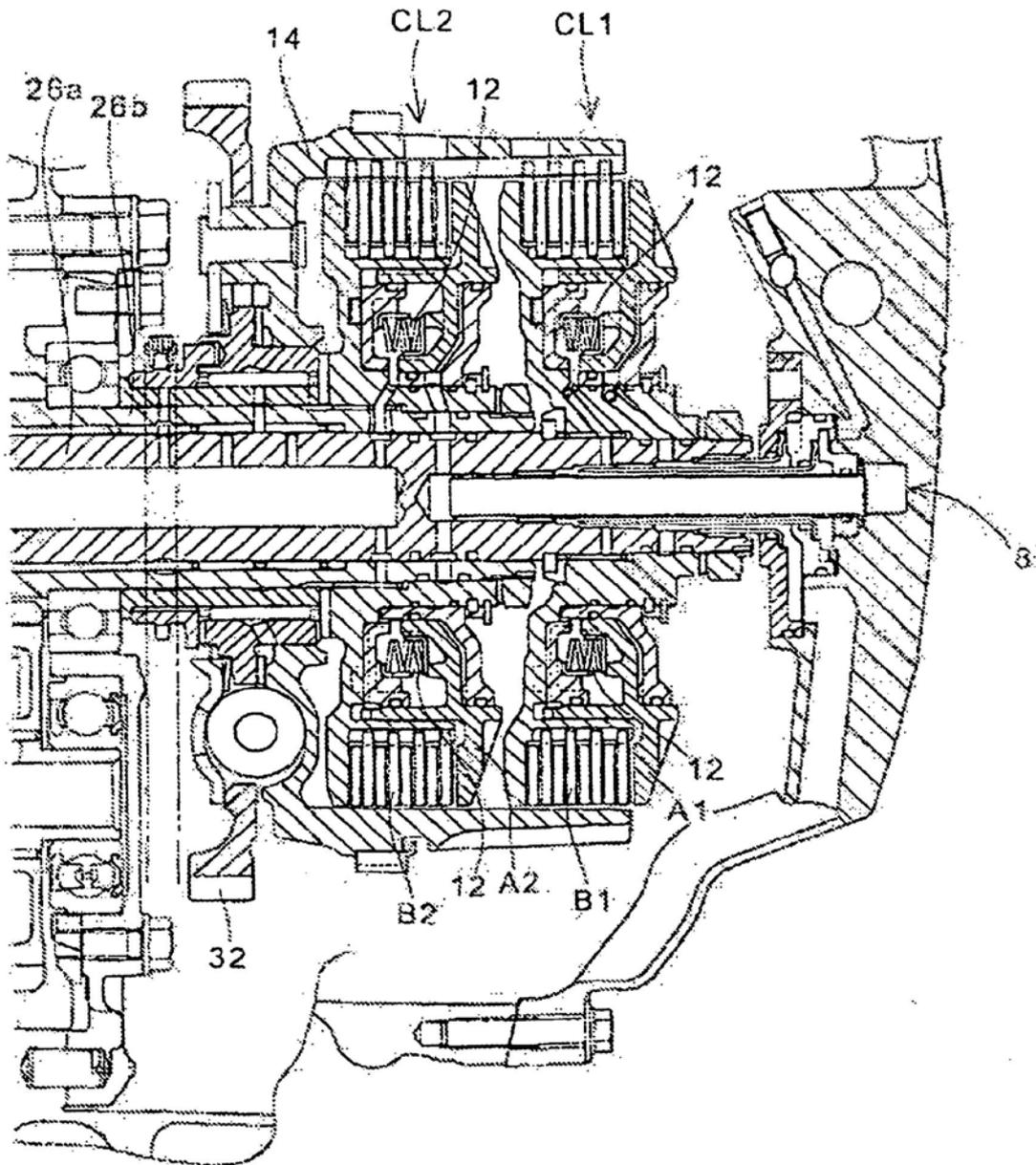


FIG.3

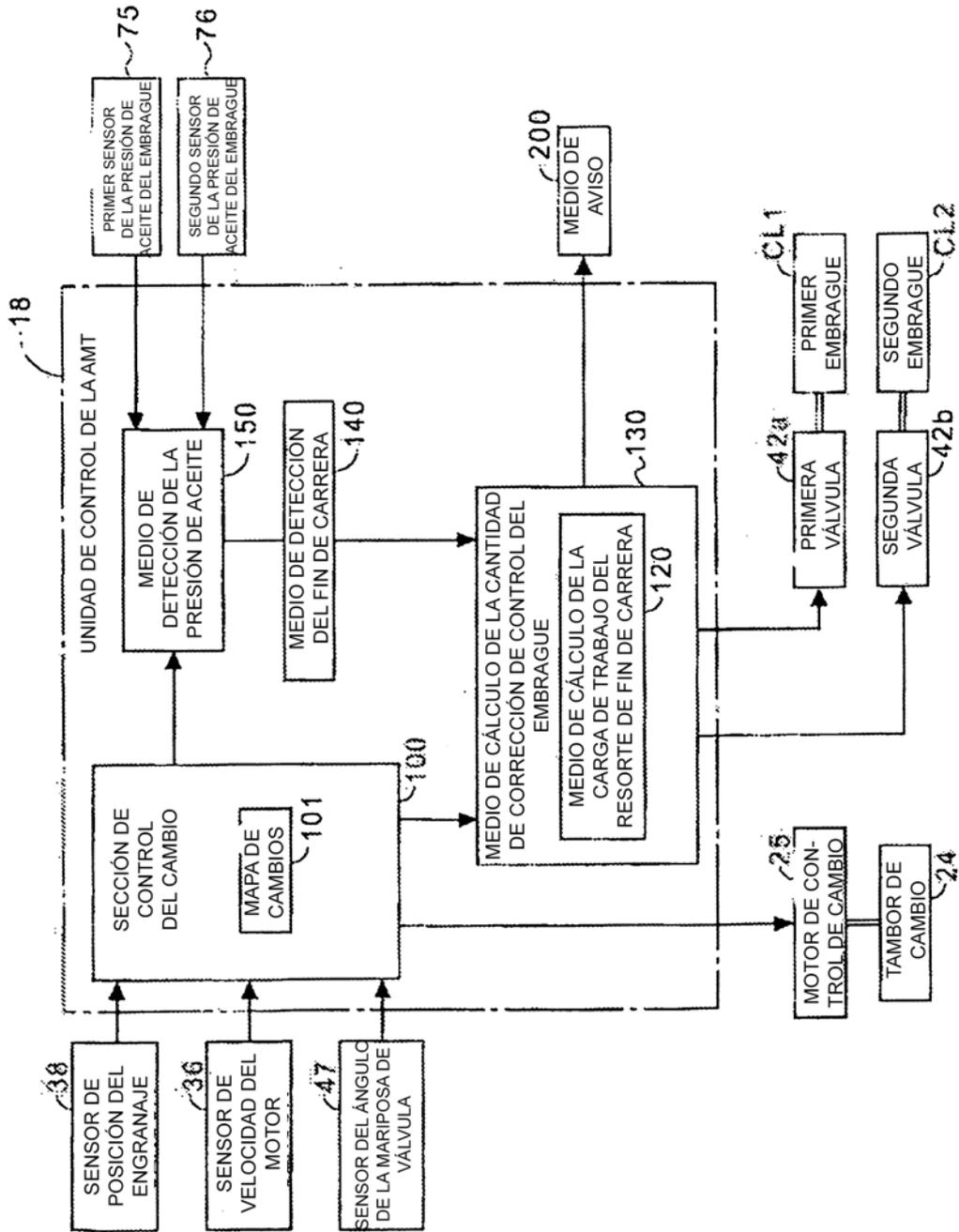


FIG.4

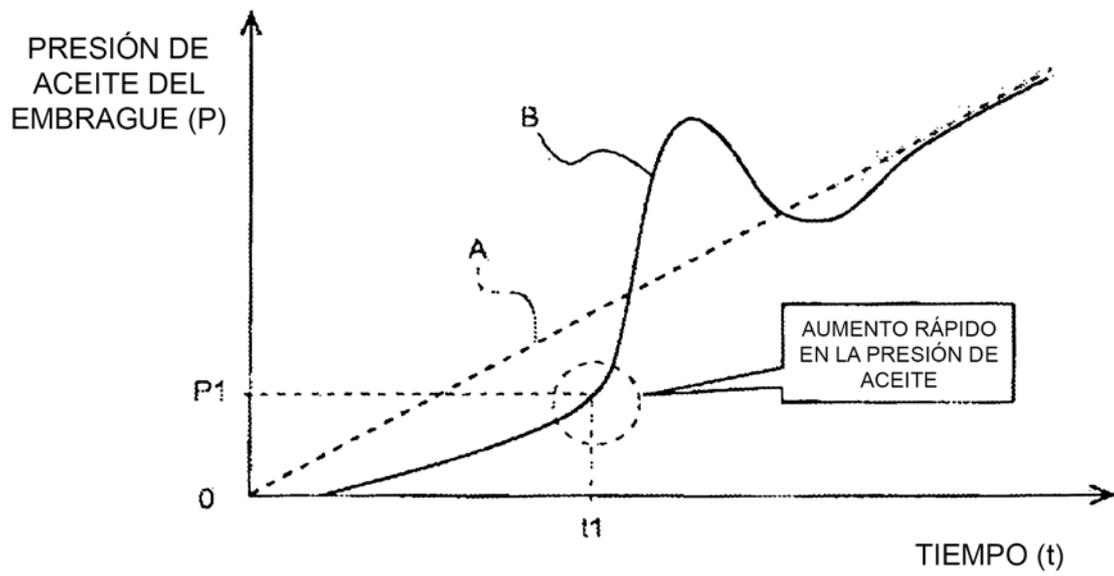


FIG.5

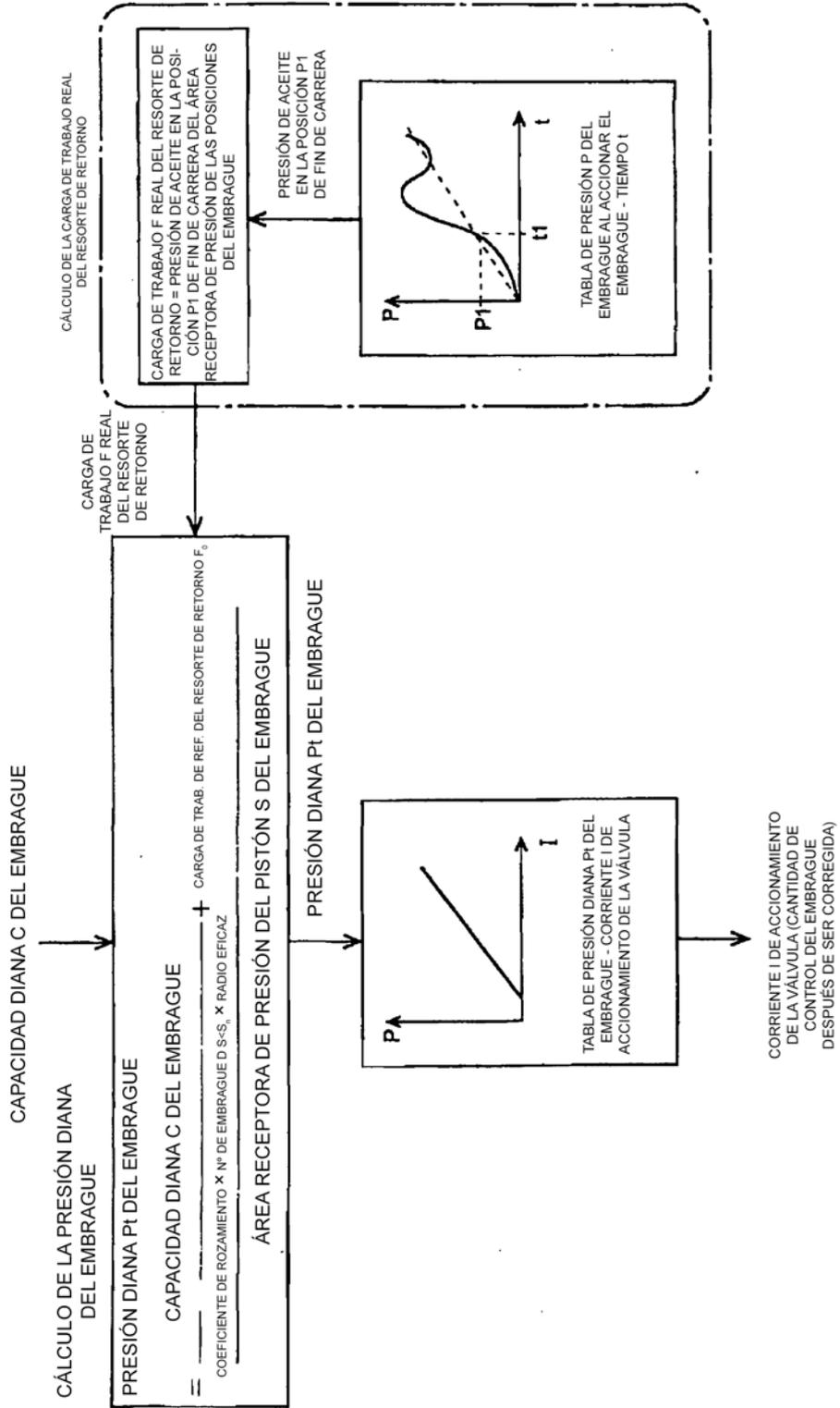


FIG.6

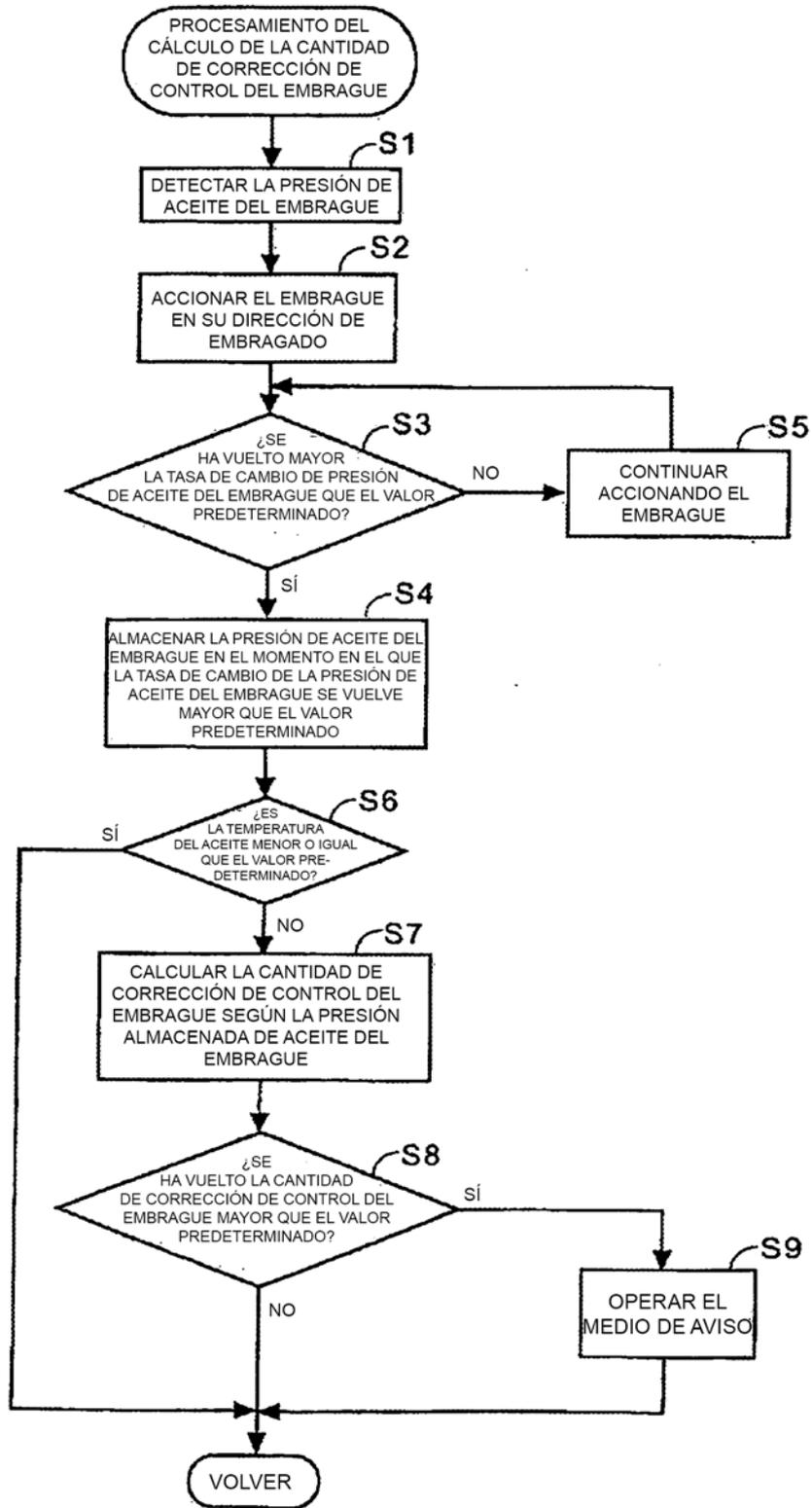


FIG. 7