



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 350 280**

51 Int. Cl.:
F16H 63/18 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **07828819 .8**

96 Fecha de presentación : **28.09.2007**

97 Número de publicación de la solicitud: **2068049**

97 Fecha de publicación de la solicitud: **10.06.2009**

54 Título: **Dispositivo de cambio de marcha.**

30 Prioridad: **29.09.2006 JP 2006-270104**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
20.01.2011

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
20.01.2011

73 Titular/es: **HONDA MOTOR Co., Ltd.**
1-1, Minami-Aoyama 2-chome
Minato-ku Tokyo 107-8556, JP

72 Inventor/es: **Shiozaki, Tomoo;**
Shiki, Kenichi;
Kanno, Yoshihisa y
Tomoda, Akihiko

74 Agente: **Ungría López, Javier**

ES 2 350 280 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

CAMPO TÉCNICO

La presente invención se refiere a un dispositivo de
5 cambio de marcha a usar en una transmisión de un motor de
un vehículo o análogos.

ANTECEDENTES DE LA INVENCION

Hasta ahora existe un dispositivo de cambio de mar-
cha en el que un tambor de cambio que cambia una etapa de
10 cambio de velocidad de una transmisión según una posición
rotacional alrededor de un eje, es girado por un acciona-
dor con su eje de accionamiento dispuesto paralelo a este
tambor de cambio, para cambiar por ello la etapa de cam-
bio de velocidad de la transmisión (por ejemplo, consúl-
15 tase el documento de Patente 1).

Por otra parte, también se ha considerado el empleo
de un mecanismo de tornillo sinfín de modo que el eje de
accionamiento del accionador sea sustancialmente ortogo-
nal al tambor de cambio (por ejemplo, consúltase el docu-
20 mento de Patente 2).

[Documento de Patente 1] Solicitud de Patente japo-
nesa no examinada, primera publicación número H11-82734

[Documento de Patente 2] Solicitud de Patente japo-
nesa no examinada, primera publicación número H09-324837

25 WO 2006/063879A describe un dispositivo de cambio de
marcha usado en una transmisión de un motor, incluyendo
un tambor de cambio (158) que cambia una etapa de cambio
de velocidad de la transmisión según una posición rota-
cional alrededor de un eje; un accionador (165) que tiene
30 un eje de accionamiento sustancialmente ortogonal a este
tambor de cambio; un mecanismo de trinquete (161) y un
engranaje de rueda (162) que está fijado coaxialmente en
el tambor de cambio, donde el tambor de cambio es girado
por el accionador mediante el mecanismo de trinquete y el
35 engranaje de rueda, para cambiar por ello la etapa de

cambio de velocidad de la transmisión, donde el engranaje de rueda tiene una pluralidad de agujas en su circunferencia exterior; al menos un par de cada aguja del engranaje de rueda y cada ranura de excéntrica de la leva de tambor están enganchadas una con otra; cada una de las ranuras de excéntrica del tambor de cambio (122) tiene un rango de mantenimiento a lo largo de la dirección circunferencial del tambor de cambio, y un rango variable en el que cambia una posición en una dirección de eje de tambor de cambio; y el rango de mantenimiento y el rango variable en cada ranura de excéntrica están suavemente conectados mediante una sección de curva.

US 4 448 093 representa un mecanismo de accionamiento paso a paso, incluyendo una leva de tambor en forma de tornillo sinfín (34) que tiene una ranura de excéntrica (38) en su circunferencia exterior; y un engranaje de rueda (24) que tiene una pluralidad de agujas (42) en su circunferencia exterior; al menos una aguja (42) del engranaje de rueda y la ranura de excéntrica de la leva de tambor están enganchadas una con otra; la ranura de excéntrica (38) de la leva de tambor tiene un rango de mantenimiento (36a) a lo largo de la dirección circunferencial de la leva de tambor, y un rango variable en el que cambia una posición en una dirección de eje de leva de tambor; y el rango de mantenimiento (36a) y el rango variable en cada ranura de excéntrica están suavemente conectados mediante una sección de curva.

JP 09324837 A, figuras 5 y 6, muestra un reductor de engranaje sinfín con una leva de tambor que tiene una ranura helicoidal con un paso constante, sin rango de mantenimiento específico, rango curvado y rango variable, y por ello no es utilizable para mover gradualmente un tambor de cambio en un dispositivo de cambio de marcha.

DESCRIPCIÓN DE LA INVENCION

35 [Problemas a resolver con la invención]

A propósito, en la técnica convencional anterior, la rotación del tambor de cambio se lleva a cabo con un husillo de desplazamiento que es paralelo a él, mediante un mecanismo de trinquete. Sin embargo, en este caso, el
5 husillo de desplazamiento se tiene que girar normal/hacia atrás cada vez que la etapa de cambio de velocidad se cambia una etapa, y por lo tanto una operación de cambio de velocidad puede durar un largo período de tiempo. Además, es probable que se produzca un ruido de golpeteo
10 durante la operación de cambio de velocidad debido a intervalos diminutos entre los componentes de los respectivos mecanismos. Además, dado que hay un efecto de par de un muelle de retorno del husillo de desplazamiento y un retén del tambor de cambio, es probable que aumente la
15 capacidad del accionador.

En consecuencia, un objeto de la presente invención es: acortar el tiempo de operación de cambio de velocidad; reducir el ruido de golpeteo durante la operación de cambio de velocidad; y reducir la capacidad del accionador, en un dispositivo de cambio de marcha usado en una
20 transmisión de un motor de un vehículo o análogos.

[Medios para resolver los problemas]

Con el fin de resolver los problemas anteriores, la presente invención emplea un dispositivo de cambio de
25 marcha según la reivindicación 1.

(1) Es decir, el dispositivo de cambio de marcha usado en una transmisión de un motor incluye: un tambor de cambio que cambia una etapa de cambio de velocidad de la transmisión según una posición rotacional alrededor de
30 un eje; un accionador que tiene un eje de accionamiento sustancialmente ortogonal a este tambor de cambio; una leva de tambor en forma de tornillo sinfín que está dispuesta paralela al eje de accionamiento de este accionador y que tiene una ranura de excéntrica en una circunferencia exterior; y un engranaje de rueda que está fijado
35

coaxialmente en el tambor de cambio y que tiene una pluralidad de agujas en una circunferencia exterior, donde al menos un par de cada aguja del engranaje de rueda y la ranura de excéntrica de la leva de tambor engancha una
5 con otra, y el tambor de cambio es girado por el accionador mediante la leva de tambor y el engranaje de rueda, para cambiar por ello la etapa de cambio de velocidad de la transmisión.

(2) Se puede disponer de modo que el accionador tenga su eje de accionamiento dispuesto en una orientación de dirección delantera-trasera, y mueve la leva de tambor mediante un árbol de transmisión intermedio.
10

(3) La ranura de excéntrica de la leva de tambor tiene un rango de mantenimiento a lo largo de la dirección circunferencial de la leva de tambor, y un rango variable en el que cambia una posición en la dirección del eje de leva de tambor; y el rango de mantenimiento y el rango variable están suavemente conectados.
15

[Efectos de la invención]

Según la invención descrita en (1) anterior, el accionador solamente tiene que ser girado en una dirección al desplazar la etapa de cambio de velocidad por una etapa, y el tiempo requerido para la operación de cambio de velocidad se puede acortar, permitiendo al mismo tiempo
20 las operaciones continuas de cambio de velocidad para desplazar más de una etapa de velocidad a la vez. Además, teniendo las agujas del engranaje de rueda constantemente enganchadas con la ranura de excéntrica de la leva de tambor en forma de tornillo sinfín, se puede evitar la
25 generación del ruido de golpeteo durante la operación de cambio de velocidad. Regulando también la rotación del engranaje de rueda y el tambor de cambio, se puede eliminar la necesidad del retén del tambor de cambio. Además, eliminando la necesidad de un muelle de retorno y el
30 retén, la capacidad del accionador se puede reducir lo-
35

grando al mismo tiempo una reducción de su tamaño y peso. Además, disponiendo el accionador de modo que su eje de accionamiento sea sustancialmente ortogonal al tambor de cambio, es posible evitar que el accionador sobresalga de la transmisión.

A causa de la forma de la ranura de excéntrica, el movimiento de las agujas que se mueven dentro de las ranuras de excéntrica es más gradual, la velocidad de rotación del tambor de cambio no cambia rápidamente, y se suprime el par aplicado al sistema debido a fuerza inercial, de modo que es posible reducir el tamaño y el peso de los respectivos componentes del mecanismo y el accionador. Además, dado que es posible un control suave con un nivel bajo de variación de carga, se puede lograr un aumento de la velocidad en la operación de cambio de velocidad, y se puede evitar la generación del ruido de golpeteo durante la operación de cambio de velocidad debido a intervalos diminutos entre los respectivos componentes de mecanismo.

En el caso de la configuración descrita en (2) anteriormente, se puede incrementar el nivel de libertad en la disposición del accionador.

En la configuración descrita en (3) anteriormente, conectando suavemente el rango de mantenimiento y el rango variable de las respectivas ranuras de excéntrica, el movimiento de las agujas que se mueven dentro de las respectivas ranuras de excéntrica es más gradual, y el tambor de cambio no cambia rápidamente su velocidad de rotación incluso cuando arranca o deja de girar. Por lo tanto, es posible reducir el tamaño y el peso de los respectivos componentes de mecanismo y el accionador, lograr un aumento de velocidad en la operación de cambio de velocidad, y evitar la generación del ruido de golpeteo durante la operación de cambio de velocidad.

BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

La figura 1 es una vista lateral derecha de una motocicleta en una realización de la presente invención.

La figura 2 es una vista lateral derecha de un motor de la motocicleta.

5 La figura 3 es un dibujo que representa una sección relevante del motor, siendo una vista en sección paralelamente desarrollada en la dirección izquierda-derecha.

La figura 4 es una vista en sección de transmisión de doble embrague del motor.

10 La figura 5 es un diagrama de configuración de la transmisión de doble embrague.

La figura 6 es una vista en sección de un doble embrague de la transmisión de doble embrague.

15 La figura 7A es una vista en sección correspondiente a una parte de la figura 6, que representa un primer ejemplo modificado de un paso de alimentación de aceite a un disco de embrague del doble embrague.

20 La figura 7B es una vista en sección correspondiente a una parte de la figura 6, que representa un segundo ejemplo modificado de un paso de alimentación de aceite al disco de embrague del doble embrague.

25 La figura 8 es una vista lateral de un soporte de cojinete que sujeta, en el lado izquierdo de una caja de transmisión, cojinetes de bolas para soportar la sección de extremo izquierdo de cada eje de la transmisión de doble embrague.

La figura 9 es una vista lateral derecha de un dispositivo de corte de presión hidráulica del doble embrague de la transmisión de doble embrague.

30 La figura 10 es una vista lateral izquierda del motor.

La figura 11A es una vista en sección de un dispositivo de cambio de marcha del motor.

35 La figura 11B es una vista en sección del dispositivo de cambio de marcha del motor.

La figura 12A es una vista en sección en A-A en la figura 11A.

La figura 12B es una vista en sección en B-B en la figura 11A.

5 La figura 13A es una vista lateral de una leva de tambor del dispositivo de cambio de marcha.

La figura 13B es una vista de desarrollo de una ranura de excéntrica en la circunferencia exterior de la leva de tambor.

10 La figura 14 es un diagrama que ilustra el encendido y apagado de conmutadores primero y segundo con respecto al ángulo rotacional de la leva de tambor.

La figura 15A es una tabla que ilustra el encendido y apagado de los respectivos conmutadores anteriores con respecto a regiones rotacionales de la leva de tambor.

La figura 15B es una tabla que representa el par de un motor de accionamiento de leva de tambor con respecto a regiones rotacionales de la leva de tambor.

La figura 16 es un dibujo que representa un ejemplo modificado de una disposición de los sensores primero y segundo, siendo una vista en sección correspondiente a la figura 12A y la figura 12B.

La figura 17A es un gráfico que representa el ángulo rotacional y la velocidad angular de un tambor de cambio con respecto al ángulo rotacional de leva de tambor del dispositivo de cambio de marcha, que representa un caso donde las ranuras de excéntrica están conectadas mediante una sección de curva.

La figura 17B es un gráfico que representa el ángulo rotacional y la velocidad angular de un tambor de cambio con respecto al ángulo rotacional de leva de tambor del dispositivo de cambio de marcha, que representa un caso donde las ranuras de excéntrica están conectadas, pero no mediante una sección de curva.

35 La figura 18 es un dibujo que representa un ejemplo

modificado de un dispositivo de válvula de solenoide en la transmisión de doble embrague, siendo una vista lateral correspondiente a la figura 10.

La figura 19 es un dibujo que representa otro ejemplo modificado de un dispositivo de válvula de solenoide en la transmisión de doble embrague, siendo una vista lateral correspondiente a la figura 10.

La figura 20 es una vista lateral derecha de la motocicleta con válvulas de solenoide dispuestas en ella como se representa en la figura 19.

[DESCRIPCIÓN DE LOS SÍMBOLOS DE REFERENCIA]

- | | | |
|----|------|--|
| | 1 | Motocicleta (vehículo del tipo de montar a horcajadas) |
| | 13 | Motor |
| 15 | 23 | Transmisión de doble embrague (transmisión) |
| | 24a | Tambor de cambio |
| | 41 | Dispositivo de cambio de marcha |
| | 121 | Engranaje de aguja (engranaje de rueda) |
| | 121a | Aguja |
| 20 | 122 | Leva de tambor |
| | 124 | Motor eléctrico (accionador) |
| | 125 | Eje de accionamiento |
| | 129 | Ranura de excéntrica |
| | 129a | Rango de mantenimiento |
| 25 | 129b | Rango variable |
| | 123 | Árbol de transmisión intermedio |

MEJOR MODO DE LLEVAR A LA PRÁCTICA LA INVENCION

Más adelante se describe una realización de la presente invención, con referencia a los dibujos. En la descripción siguiente, las orientaciones incluyendo las orientaciones delantera-trasera/izquierda-derecha son las mismas que las orientaciones en un vehículo, a no ser que se indique especialmente lo contrario. Además, en los dibujos, la flecha FR apunta al lado delantero del vehículo, la flecha LH apunta al lado izquierdo del vehículo, y

la flecha UP apunta al lado superior del vehículo.

Como se representa en la figura 1, una sección superior de una horquilla delantera 3 que soporta pivotantemente una rueda delantera 2 de una motocicleta (vehículo del tipo de montar a horcajadas) 1, se soporta de forma 5 dirigible mediante un vástago de dirección 4, en un tubo delantero 6 de una sección de extremo delantera de un bastidor de carrocería de vehículo 5. Un bastidor principal 7 se extiende hacia atrás del tubo delantero 6 y conecta con una chapa de pivote 8. En la chapa de pivote 8 se soporta de forma verticalmente basculante la sección de extremo delantera de un brazo basculante 9, y en la sección de extremo trasera de este brazo basculante 9 se soporta pivotantemente una rueda trasera 11. Entre el 15 brazo basculante 9 y el bastidor de carrocería de vehículo 5 se ha dispuesto una unidad de amortiguamiento 12. En el bastidor de carrocería de vehículo 5 está montado un motor (motor de combustión interna) 13 que sirve como un motor de la motocicleta 1.

Haciendo referencia también a la figura 2, el motor 20 13 es un motor de cuatro cilindros en paralelo con su eje de cigüeñal C1 a lo largo de la dirección a lo ancho del vehículo (dirección izquierda-derecha), y en su cárter 14 se facilita una sección de cilindro 15 que está vertical. A la sección trasera de esta sección de cilindro 15 está 25 conectado un cuerpo estrangulador 16 de un sistema de inducción, y a la sección delantera está conectado un tubo de escape 17. Dentro de la sección de cilindro 15 están montados alternativamente pistones 18 correspondientes a cilindros respectivos, y el movimiento alternativo de estos pistones 18 es convertido, mediante bielas 19, en 30 rotación de un cigüeñal 21.

Haciendo también referencia a la figura 3, a la parte trasera del cárter 14 está conectada integralmente una 35 caja de transmisión 22, y dentro de esta caja de transmi-

si3n 22 se alojan una transmisi3n de doble embrague 23 y un mecanismo de cambio 24. La secci3n derecha de la caja de transmisi3n 22 sirve como un c3rter de embrague 25, y dentro de este c3rter de embrague 25 se aloja un doble
5 embrague 26 de la transmisi3n de doble embrague 23. En la caja de transmisi3n 22 se ha dispuesto un motor de arranque 27 (cons3ltese la figura 3). La fuerza rotacional del cigüeñal 21 es enviada, mediante la transmisi3n de doble embrague 23, al lado izquierdo de la caja de transmisi3n
10 22, y despu3s es transmitida, por ejemplo mediante un mecanismo de transmisi3n de potencia del tipo de cadena, a la rueda trasera 11.

Como se representa en la figura 2, el motor 13 est3 configurado de tal manera que tres ejes principales, a
15 saber el cigüeñal 21, un eje principal 28 en la transmisi3n de doble embrague 23 paralelo al cigüeñal 21, y un contraeje 29, est3n en una disposici3n triangular. Espec3ficamente, los ejes C1 y C2 del cigüeñal 21 y el eje principal 28 est3n dispuestos en un plano divisor superior/inferior que sube hacia atr3s B en el c3rter 14, y
20 el eje C3 del contraeje 29 est3 dispuesto debajo del plano divisor B y en el lado trasero en el cigüeñal 21. As3, se reduce la longitud delantera-trasera del motor 13, y se puede incrementar el nivel de libertad de la disposici3n del motor 13. En el lado trasero y el lado ligeramente superior del eje principal 28 se ha dispuesto el
25 mecanismo de cambio 24.

Como se representa en la figura 3, en el lado interior de la secci3n inferior del c3rter 14 se han dispuesto
30 bombas de aceite primera y segunda 31 y 32 que comparten un eje de accionamiento 33 a lo largo de la direcci3n izquierda-derecha. La primera bomba de aceite 31 sirve para alimentar aceite a presi3n a respectivas secciones del motor, y su orificio de descarga est3 conectado, mediante
35 un paso principal de alimentaci3n de aceite 34, a una ga-

lería principal de aceite (no representada en el dibujo). Por otra parte, la segunda bomba de aceite 32 sirve para generar presión hidráulica para operar el doble embrague 26, y su orificio de descarga está conectado a un paso de alimentación de aceite 35 al doble embrague 26. El símbolo de referencia 37 denota una alcachofa que se extiende hacia abajo desde las respectivas bombas de aceite 31 y 32 a sumergir en aceite de motor en una bandeja colectora de aceite 36 debajo del cárter 14, y el símbolo de referencia 38 denota una bomba de agua que está dispuesta en el lado derecho de la sección inferior del cárter 14 y que tiene un eje de accionamiento coaxial con las respectivas bombas de aceite 31 y 32.

Aquí, como se muestra en la figura 5, la motocicleta 1 está provista de un sistema de transmisión automática incluyendo primariamente; la transmisión de doble embrague 23 dispuesta de manera que esté conectada al motor 13, un dispositivo de cambio de marcha 41 en el que un mecanismo de movimiento 39 está dispuesto en el mecanismo de cambio 24, y una unidad electrónica de control (UEC) 42 que controla las operaciones de la transmisión de doble embrague 23 y el dispositivo de cambio de marcha 41.

Haciendo también referencia a la figura 4, la transmisión de doble embrague 23 incluye; el eje principal 28 de una estructura doble que tiene ejes interior y exterior 43 y 44, el contraeje 29 dispuesto paralelo con este eje principal 28, un conjunto de engranajes de cambio de velocidad 45 dispuesto entre el eje principal 28 y el contraeje 29, el doble embrague 26 dispuesto coaxialmente en la sección de extremo derecho del eje principal 28, y un dispositivo de suministro de presión hidráulica 46 que suministra presión hidráulica operativa a este doble embrague 26. Más adelante, un cuerpo colectivo incluyendo el eje principal 28, el contraeje 29, y el conjunto de engranajes de cambio de velocidad 45 se puede denominar

una transmisión 47.

El eje principal 28 tiene una configuración donde la sección derecha del eje interior 43 que se extiende en la dirección izquierda-derecha de la caja de transmisión 22, está insertada a través del interior del eje exterior 44. En las circunferencias exteriores de los ejes interior y exterior 43 y 44 se han distribuido engranajes de accionamiento 48a a 48f para seis velocidades en el conjunto de engranajes de cambio de velocidad 45. Por otra parte, en la circunferencia exterior del contraeje 29 se han dispuestos engranajes accionados 49a a 49f para seis velocidades en el conjunto de engranajes de cambio de velocidad 45. Los respectivos engranajes de accionamiento 48a a 48f y los engranajes accionados 49a a 49f engranan uno con otro en cada una de las etapas de velocidad, respectivamente, formando pares de engranajes de cambio de velocidad 45a a 45f que corresponden a las respectivas etapas de velocidad. Cada uno de los pares de engranajes de cambio de velocidad 45a a 45f es tal que la relación de reducción sea menor (sea un engranaje de velocidad más alta) en orden de la primera velocidad a la sexta velocidad.

El doble embrague 26 incluye embragues de disco primero y segundo del tipo de presión hidráulica (más adelante, se pueden denominar simplemente embragues) 51a y 51b dispuestos coaxialmente adyacentes uno a otro, y los ejes interior y exterior 43 y 44 están conectados coaxialmente, respectivamente, a estos embragues 51a y 51b. Es posible enganchar y desenganchar individualmente los respectivos embragues 51a y 51b con la presencia/ausencia de suministro de presión hidráulica del dispositivo de suministro de presión hidráulica 46.

El mecanismo de cambio 24 mueve una pluralidad de horquillas de cambio 24b con la rotación de un tambor de cambio 24a dispuesto paralelo a los ejes respectivos 28 y

29, para conmutar por ello los pares de engranajes de cambio de velocidad a usar para transmisión de potencia al contraeje 29. En la sección de extremo izquierdo del tambor de cambio 24a se ha dispuesto el mecanismo de accionamiento 39. El símbolo de referencia S1 en la figura 5 denota un sensor (un par de excéntricas de conmutación 131 y un primer conmutador 133 o segundo conmutador 134 para detectar el ángulo rotacional de una leva de tambor 122 a describir más tarde) que detecta una cantidad de operación del mecanismo de accionamiento 39 para detectar la etapa de velocidad de la transmisión 47.

La unidad electrónica de control (UEC) 42, en base también a la información de los respectivos sensores anteriores, a la información de un sensor de abertura de palanca de acelerador T1, un sensor de abertura de válvula de mariposa T2 de un cuerpo estrangulador 16, un sensor de alojamiento de soporte lateral (o soporte central) SS, y por ejemplo, un conmutador de modo SW1 y un conmutador de cambio SW2 dispuesto en un manillar, controla las operaciones de la transmisión de doble embrague 23 y el dispositivo de cambio de marcha 41 para cambiar por ello la etapa de velocidad (posición de cambio) de la transmisión 47.

Un modo de cambio de velocidad a seleccionar por el conmutador de modo SW1 incluye un modo automático pleno en el que etapas de velocidad son conmutadas automáticamente en base a información de marcha del vehículo tal como la velocidad del vehículo y la revolución del motor, y un modo semiautomático en el que las etapas de velocidad son conmutadas solamente por operaciones del conmutador de cambio SW2 en base a la intención del conductor. El modo de cambio de velocidad corriente y la etapa de velocidad son presentados apropiadamente en un dispositivo medidor M dispuesto cerca del manillar por ejemplo. La UEC 42 comparte apropiadamente información de los respec-

tivos sensores con una UEC 42a para un dispositivo de inyección de carburante y una UEC 42b para un dispositivo antibloqueo de freno.

Además, uno de los respectivos embragues 51a y 51b
5 está enganchado y el otro está desenganchado, y la transmisión de potencia se lleva a cabo mediante la utilización de uno de los pares de engranajes de cambio de velocidad conectados a uno de los ejes interior y exterior 43 y 44, mientras que un par de engranajes de cambio de velocidad a usar después se preselecciona de entre los pares de engranajes de cambio de velocidad a conectar uno al otro de los ejes interior y exterior 43 y 44. A partir de este estado, uno de los respectivos embragues 51a y 51b se desengancha y el otro se engancha, para conmutar
10 por ello la transmisión de potencia utilizando el par seleccionado de engranajes de cambio de velocidad, y así la transmisión 47 es desplazada hacia arriba o hacia abajo. El símbolo de referencia S2 en la figura 5 denota un sensor de velocidad del vehículo que detecta la velocidad de rotación del eje principal 28 (que detecta la velocidad de rotación del engranaje de accionamiento 48e que engrana con el engranaje movido 49e que gira integralmente con el contraeje 29) para detección de la velocidad del vehículo, el símbolo de referencia S3 denota un sensor de velocidad de rotación que detecta la velocidad de rotación de un mecanismo de accionamiento primario 58a para detección de la velocidad de revolución del motor (velocidad de rotación del cigüeñal), y los símbolos de referencia S4 y S5 denotan respectivamente sensores de velocidad de rotación que detectan la velocidad de rotación de los ejes interior y exterior 43 y 44 (que detectan la velocidad de rotación de los engranajes accionados 49c y 49d que engranan con los respectivos engranajes de accionamiento 48c y 48d, que giran integralmente, de los ejes
15 20 25 30 35 interior y exterior 43 y 44).

Como se representa en la figura 6, el doble embrague 26 es tal que dentro del cárter de embrague 25 (dentro de la cámara hidráulica), el primer embrague 51a para engranajes impares esté dispuesto en el lado derecho (lado exterior en la dirección a lo ancho del vehículo) y el segundo embrague 51b esté dispuesto en el lado izquierdo (lado interior en la dirección a lo ancho del vehículo). Los respectivos embragues 51a y 51b son embragues multi-chapa de tipo húmedo que tienen una pluralidad de chapas de embrague alternativamente superpuestas en su dirección axial. La sección derecha del cárter de embrague 25 es una cubierta de embrague 69 que está fijada, pudiendo montarse y desmontarse, con una pluralidad de pernos (consúltese la figura 3 y la figura 4), y el primer embrague 51a está dispuesto hacia un lado de pared exterior derecha 69a de esta cubierta de embrague 69.

Los respectivos embragues 51a y 51b son embragues del tipo de presión hidráulica que desplazan chapas de presión 52a y 52b en la dirección axial con presión hidráulica suministrada externamente para ejercer por ello una fuerza de enganche predeterminada, e incluyen: muelles de retorno 53a y 53b que empujan las chapas de presión 52a y 52b al lado de desenganche de embrague; cámaras hidráulicas de lado de enganche 54a y 54b, que dan a las chapas de presión 52a y 52b una fuerza de presión hacia el lado de enganche de embrague; y cámaras hidráulicas de lado de desenganche 55a y 55b que dan a las chapas de presión 52a y 52b una fuerza de presión hacia el lado de desenganche de embrague y compensan la presión de su acción de retorno (que cancela una cantidad de la fuerza de presión incrementada por la fuerza centrífuga de los respectivos embragues 51a y 51b). En las cámaras hidráulicas de lado de desenganche 55a y 55b, la presión hidráulica de la primera bomba de aceite 31 opera constantemente en un estado de presión comparativamente baja.

Por otra parte, una presión hidráulica comparativamente alta del dispositivo de suministro de presión hidráulica 46 puede ser suministrada a las cámaras hidráulicas de lado de enganche 54a y 54b.

5 Haciendo también referencia a la figura 4, los respectivos embragues 51a y 51b están configurados con el fin de compartir un solo exterior de embrague 56 y tienen sustancialmente el mismo diámetro. El exterior de embrague 56 es de una forma de cilindro de extremo inferior
10 que se abre a la derecha, y en el lado izquierdo de su interior se ha dispuesto un centro de embrague 57a para el primer embrague 51a, y en el lado derecho de su interior se ha dispuesto un centro de embrague 57b para el segundo embrague 51b.

15 En el lado izquierdo de sección inferior del exterior de embrague 56 está conectado mediante un muelle amortiguador un engranaje primario movido 58, y el engranaje de accionamiento primario 58a del cigüeñal 21 engrana con este engranaje primario movido 58. El exterior de
20 embrague 56 es tal que su sección de cubo 56a se soporte relativamente y rotativamente mediante un cojinete de aguja en el eje principal 28 (eje exterior 44), y gire integralmente conjuntamente con la rotación del cigüeñal 21. En el lado izquierdo del engranaje primario movido 58
25 en la sección de cubo 56a del exterior de embrague 56 se han dispuesto integralmente y rotativamente un piñón de accionamiento 56b para mover las respectivas bombas de aceite 31 y 32. En el lado circunferencial interior derecho y en el lado circunferencial interior izquierdo de la
30 sección de pared exterior del exterior de embrague 56 se soporta respectivamente una pluralidad de chapas de embrague 61a para el primer embrague 51a y una pluralidad de chapas de embrague 61b para el segundo embrague 51b de manera que sean incapaces de girar relativamente.

35 El centro de embrague 57a del primer embrague 51a es

tal que su sección de cilindro central 62a esté enchavetada en la sección de extremo derecho del eje interior 43 que sobresale a la derecha de la sección de extremo derecho del eje exterior 44, y está fijada integralmente por una tuerca de bloqueo 78. La sección izquierda del centro de embrague 57a es una sección de pestaña 64a que se expande hacia la circunferencia interior de la sección de pared exterior del exterior de embrague 56. En la sección intermedia en dirección radial de la sección de pestaña 64a se facilita una sección de pared interior 65a que sobresale a la derecha, y en la circunferencia exterior de esta sección de pared interior 65a se soporta una pluralidad de discos de embrague 66a de manera que sean incapaces de girar relativamente. Los respectivos discos de embrague 66a y las respectivas chapas de embrague 61a están dispuestas de manera que se superpongan alternativamente en la dirección del eje de embrague.

En el lado derecho de la sección de pestaña 64a se ha dispuesto enfrente la chapa de presión 52a con un intervalo predeterminado entremedio, y entre el lado exterior de la circunferencia de esta chapa de presión 52a y el lado exterior de la circunferencia de la sección de pestaña 64a se han dispuesto en un estado laminado las respectivas chapas de embrague 61a y los respectivos discos de embrague 66a. Entre el lado interior de la circunferencia de la chapa de presión 52a y el lado interior de la circunferencia de la sección de pestaña 64a se ha formado la cámara hidráulica de lado de desenganche 55a, y se ha dispuesto el muelle de retorno 53a que empuja la chapa de presión 52a a la derecha (al lado distanciado de la sección de pestaña 64a, al lado de desenganche de embrague).

En el lado derecho del lado interior de la circunferencia de la chapa de presión 52a, se ha dispuesto enfrente una sección de pestaña de soporte 67a dispuesta

integralmente en la circunferencia exterior de la sección de cilindro central 62a, y entre esta sección de pestaña de soporte 67a y el lado interior de la circunferencia de la chapa de presión 52a se ha formado la cámara hidráulica de lado de enganche 54a.

Aquí, la sección de pestaña 64a está configurada con los lados circunferenciales interior y exterior separados uno de otro, y entre estos cuerpos separados interior y exterior se ha dispuesto un elemento amortiguador 59 hecho de un cuerpo elástico tal como caucho. Como resultado, se incrementa el rendimiento de amortiguamiento al el tiempo de desenganche de embrague del primer embrague 51a.

Por otra parte, el centro de embrague 57b del segundo embrague 51b es tal que su sección de cilindro central 62b esté enchavetada en la sección de extremo derecho del eje exterior 44 y está fijada integralmente por una tuerca de bloqueo 79. La sección izquierda del centro de embrague 57b es una sección de pestaña 64b que se expande hacia la circunferencia interior de la sección de pared exterior del exterior de embrague 56. En la sección intermedia en dirección radial de la sección de pestaña 64b se facilita una sección de pared interior 65b que sobresale a la derecha, y en la circunferencia exterior de esta sección de pared interior 65b se soporta una pluralidad de discos de embrague 66b de manera que sean incapaces de girar relativamente. Los respectivos discos de embrague 66b y las respectivas chapas de embrague 61b están dispuestos de manera que se superpongan alternativamente en la dirección del eje de embrague.

En el lado derecho de la sección de pestaña 64b se ha dispuesto enfrente la chapa de presión 52b con un intervalo predeterminado entremedio, y entre el lado exterior de la circunferencia de esta chapa de presión 52b y el lado exterior de la circunferencia de la sección de

pestaña 64a se han dispuesto en un estado laminado las respectivas chapas de embrague 61b y los respectivos discos de embrague 66b. Entre el lado interior de la circunferencia de la chapa de presión 52b y el lado interior de la circunferencia de la sección de pestaña 64b se ha formado la cámara hidráulica de lado de desenganche 55b, y se ha dispuesto el muelle de retorno 53b que empuja la chapa de presión 52b a la derecha (al lado distanciado de la sección de pestaña 64b, al lado de desenganche de embrague).

En el lado derecho del lado de circunferencia interior de la chapa de presión 52b se ha dispuesto enfrente una sección de pestaña de soporte 67b dispuesta integralmente en la circunferencia exterior de la sección de cilindro central 62b, y entre esta sección de pestaña de soporte 67b y el lado interior de la circunferencia de la chapa de presión 52b se ha formado la cámara hidráulica de lado de enganche 54b.

La sección de pestaña 64b está configurada de tal manera que sus lados circunferenciales interior y exterior estén integrados uno con otro. Sin embargo, como con la pestaña 64a, puede estar configurada por separado con un elemento amortiguador dispuesto en ella de forma interviniente.

Aquí, los respectivos embragues 51a y 51b son tales que los grosores de las respectivas chapas de embrague 61a y 61b sean diferentes uno de otro (la chapa de embrague 61a del primer embrague 51a se hace más gruesa que la chapa de embrague 61b del segundo embrague 51b), para tener por ello diferentes capacidades térmicas, teniendo al mismo tiempo el mismo número de discos y el mismo diámetro.

En un estado de parada del motor (estado de parada de las respectivas bombas de aceite 31 y 32), los respectivos embragues 51a y 51b, con las fuerzas de empuje de

los respectivos muelles de retorno 53a y 53b, desplazan las chapas de presión 52a y 52b a la derecha, obteniendo por ello un estado de desenganche de embrague donde el enganche de rozamiento entre las respectivas chapas de embrague 61a y 61b y los respectivos discos de embrague 66a y 66b ha sido desenganchado. Además, incluso cuando el motor está funcionando, en un estado donde el suministro de presión hidráulica del dispositivo de suministro de presión hidráulica 46 está parado, las fuerzas de empuje de los muelles de retorno 53a y 53b y la presión hidráulica de las respectivas cámaras hidráulicas de lado de desenganche 55a y 55b actúan en las chapas de presión 52a y 52b, produciendo por ello un estado de desenganche de embrague similar al mencionado anteriormente.

Por otra parte, en el primer embrague 51a, en un estado donde el motor está funcionando y se está suministrando una presión hidráulica comparativamente alta del dispositivo de suministro de presión hidráulica 46 a la cámara hidráulica de lado de enganche 54a, la chapa de presión 52a es desplazada a la izquierda (al lado de la sección de pestaña 64a, el lado de enganche de embrague) contra la presión hidráulica de la cámara hidráulica de lado de desenganche 55a y la fuerza de empuje del muelle de retorno 53a, con el fin de fijar las respectivas chapas de embrague 61a y los respectivos discos de embrague 66a, haciendo que enganchen con rozamiento uno con otro. Como resultado, esto produce un estado de enganche de embrague donde es posible la transmisión de par entre el exterior de embrague 56 y el centro de embrague 57a.

Igualmente, en el segundo embrague 51b, en un estado donde el motor está funcionando y se está suministrando una presión hidráulica comparativamente alta del dispositivo de suministro de presión hidráulica 46 a la cámara hidráulica de lado de enganche 54b, la chapa de presión 52b es desplazada a la izquierda (al lado de la sección

de pestaña 64b, el lado de enganche de embrague) contra la presión hidráulica de la cámara hidráulica de lado de desenganche 55b y la fuerza de empuje del muelle de retorno 53b, con el fin de fijar las respectivas chapas de embrague 61b y los respectivos discos de embrague 66b, haciendo que enganchen con rozamiento uno con otro. Como resultado, esto produce un estado de enganche de embrague donde es posible la transmisión de par entre el exterior de embrague 56 y el centro de embrague 57b.

10 Cuando a partir del estado de enganche de embrague de los respectivos embragues 51a y 51b se para el suministro de presión hidráulica a las cámaras hidráulicas de lado de enganche 54a y 54b, la presión hidráulica de las cámaras hidráulicas de lado de desenganche 55a y 55b y
15 las fuerzas de empuje de los muelles de retorno 53a y 53b hacen que las chapas de presión 52a y 52b se desplacen a la izquierda, produciendo por ello el estado de desenganche de embrague antes mencionado donde el enganche de rozamiento entre las respectivas chapas de embrague 61a y
20 61b y los respectivos discos de embrague 66a y 66b ha sido desenganchado, y por ello la transmisión de par resulta imposible entre el exterior de embrague 56 y los centros de embrague 57a y 57b. Como se ha descrito anteriormente, utilizando la presión hidráulica de las cámaras
25 hidráulicas de lado de desenganche 55a y 55b además de las fuerzas de empuje de los muelles de retorno 53a y 53b, es posible, aunque la presión hidráulica permanezca dentro de las cámaras hidráulicas de lado de enganche 54a y 54b debido a la fuerza centrífuga, mover fiablemente
30 las chapas de presión 52a y 52b.

Aquí, el aceite de motor suministrado a las cámaras hidráulicas de lado de desenganche 55a y 55b de los respectivos embragues 51a y 51b es guiado al exterior de las cámaras hidráulicas a través de pasos de aceite 68a y 68b
35 formados en las secciones de pared interiores 65a y 65b,

y es suministrado a las respectivas chapas de embrague 61a y 61b y los respectivos discos de embrague 66a y 66b en la circunferencia exterior de las secciones de pared interiores 65a y 65b. Así, liberando el aceite operativo
5 dentro de las cámaras hidráulicas de lado de desenganche 55a y 55b, es posible mantener el interior de las cámaras hidráulicas de lado de desenganche 55a y 55b a una presión predeterminada baja, mejorando al mismo tiempo la operación de lubricación y refrigeración de las respecti-
10 vas chapas de embrague 61a y 61b y los respectivos discos de embrague 66a y 66b en el estado de desenganche.

Los pasos de aceite antes mencionados 68a y 68b se pueden formar como un paso de aceite 168 como se representa por ejemplo en la figura 7A, sustancialmente perpendicular a la dirección del eje de embrague, en la sección de pestaña 64a del centro de embrague 57a, o se pueden formar como un paso de aceite 268 como se representa en la figura 7B, sustancialmente paralelo a la dirección del eje de embrague, en la sección de pestaña 64a del
15 centro de embrague 57a. La figura 7A y la figura 7B muestran el primer embrague 57a; sin embargo, se puede aplicar un ejemplo similar modificado al segundo embrague 51b.

Como se representa en la figura 4, la transmisión 47
25 es una transmisión del tipo de engrane constante en el que los engranajes de accionamiento 48a a 48f que corresponden a las respectivas etapas de velocidad están constantemente engranados con los engranajes accionados 49a a 49f. Los respectivos engranajes se clasifican ampliamente
30 como engranajes libres que pueden girar libremente con relación al eje, y engranajes deslizantes que están enchavetados al eje. Deslizando apropiadamente un engranaje deslizante arbitrario con el mecanismo de cambio 24, permiten la transmisión de potencia mediante la utilización
35 de un par de engranajes de cambio de velocidad que co-

rrresponde a alguna de las etapas de velocidad.

En el interior del eje principal 28 (eje interior 43) y el contraeje 29, se han formado respectivamente pasos primarios de alimentación de aceite 71 y 72, a través
5 de los que se puede suministrar presión hidráulica desde la primera bomba de aceite 31, y se suministra apropiadamente aceite de motor a través de estos pasos primarios de alimentación de aceite 71 y 72 al conjunto de engranajes de cambio de velocidad 45.

10 El eje interior 43 en el eje principal 28 es una forma de cilindro hueco de pared comparativamente gruesa, y este eje interior 43 está insertado relativamente rotativamente, mediante un cojinete de aguja, en el eje exterior en forma de cilindro de pared comparativamente gruesa 44.
15

La sección de extremo izquierdo del eje interior 43 llega a una pared exterior izquierda 22a de la caja de transmisión 22 y se soporta rotativamente en esta pared exterior izquierda 22a mediante un cojinete de bolas 73.
20 La sección de extremo izquierdo del eje interior 43 sobresale a la izquierda del cojinete de bolas 73, y en esta sección sobresaliente se ha enroscado una tuerca de bloqueo 74. Esta tuerca de bloqueo 74 y la sección de paso del eje interior 43 aprietan y fijan la rodadura interior del cojinete de bolas 73.
25

Haciendo referencia también a la figura 8, en la pared exterior izquierda 22a de la caja de transmisión 22 está fijada con un perno desde el interior del cárter una chapa de soporte 75, y esta chapa de soporte 75 y la sección de paso de la pared exterior izquierda 22a de la caja de transmisión 22 aprietan y fijan la rodadura exterior del cojinete de bolas 73. Como resultado, la posición en dirección axial del eje interior 43 se determina mediante el cojinete de bolas 73. La sección de extremo
30 izquierdo del eje interior 43 pasa a través de la pared
35

exterior izquierda 22a de la caja de transmisión 22. Sin embargo, el agujero pasante en esta pared exterior izquierda 22a (agujero de soporte del cojinete de bolas 73) para el eje interior 43 está herméticamente cerrado al
5 aceite desde el exterior de la caja de transmisión 22 por un tapón hermético 76.

La sección de extremo derecho del eje interior 43 pasa a través de una pared lateral derecha 22b de la caja de transmisión 22 (que también es la pared lateral iz-
10 quierda del cárter de embrague 25) y llega cerca de la pared exterior derecha 69a del cárter de embrague 25 (cubierta de embrague 69), y a esta sección de extremo derecho está unido el centro de embrague 57a del primer embrague 51a de manera que sea incapaz de girar relativa-
15 mente. La sección izquierda-derecha intermedia del eje interior 43 se soporta rotativamente, mediante el eje exterior 44 y un cojinete de bolas 77, en la pared lateral derecha 22b de la caja de transmisión 22. En la sección de extremo derecho del eje interior 43 está enroscada la
20 tuerca de bloqueo 78. Esta tuerca de bloqueo 78 y la sección de recepción de empuje del eje interior 43 aprietan y fijan la sección de cilindro central 62a del centro de embrague 57a.

El eje exterior 44 es más corto que el eje interior
25 43, y su sección de extremo izquierdo termina en la sección izquierda-derecha intermedia de la caja de transmisión 22. En una parte en el eje exterior 44 colocada a la izquierda del cojinete de bolas 77 se soportan los engranajes de accionamiento 48b, 48d, y 48f correspondientes a
30 las etapas pares (segunda velocidad, cuarta velocidad, y sexta velocidad) en el conjunto de engranajes de cambio de velocidad 45, en orden desde el lado izquierdo para la cuarta velocidad, la sexta velocidad, y la segunda velocidad. Por otra parte, en una parte en el eje interior 43
35 colocada a la izquierda de la sección de extremo izquier-

do del eje exterior 44 se soportan los engranajes de accionamiento 48a, 48c, y 48e correspondientes a las etapas impares (primera velocidad, tercera velocidad, y quinta velocidad) en el conjunto de engranajes de cambio de velocidad 45, en orden desde el lado izquierdo para el primer lado, la quinta velocidad, y la tercera velocidad.

La sección de extremo derecho del eje exterior 44 pasa a través de la pared lateral derecha 22b de la caja de transmisión 22 y llega al interior del cárter de embrague 25, y a esta sección de extremo derecho está unido el centro de embrague 57b del segundo embrague 51b de manera que sea incapaz de girar relativamente. En una parte en el eje exterior 44 entre el centro de embrague 57b y el cojinete de bolas 77 se soporta relativamente y rotativamente el exterior de embrague 56 (y el engranaje primario movido 58).

En la sección de extremo derecho del eje exterior 44 está enroscada la tuerca de bloqueo 79. Esta tuerca de bloqueo 79 y la sección de recepción de empuje del eje exterior 44 aprietan y fijan la rodadura interior del cojinete de bolas 77, el aro de distancia en el lado interior de la sección de cubo 56a del exterior de embrague 56, y la sección de cilindro central 62b del centro de embrague 57b.

En la pared lateral derecha 22b de la caja de transmisión 22 está fijada con un perno desde el lado exterior del cárter (lado de cárter de embrague 25) una chapa de soporte 81, y esta chapa de soporte 81 y la sección de paso de la pared lateral derecha 22b de la caja de transmisión 22 aprietan y fijan la rodadura exterior del cojinete de bolas 77. Como resultado, la posición en dirección axial con respecto a la caja de transmisión 22 en el eje exterior 44 se determina mediante el cojinete de bolas 77.

La sección izquierda del contraeje 29 se soporta ro-

tativamente, mediante un cojinete de bolas 82, en la pared exterior izquierda 22a de la caja de transmisión 22. La sección de extremo izquierdo del contraeje 29 sobresale a la izquierda del cojinete de bolas 82, y en esta
5 sección de extremo izquierdo está enchavetado y fijado con un perno un piñón de accionamiento 83 en el mecanismo para transmitir potencia a la rueda trasera 11. La periferia del piñón de accionamiento 83 y el tapón hermético 76 está cubierta con una cubierta de piñón 84 a montar en
10 el lado izquierdo de la caja de transmisión 22. La rodadura exterior del cojinete de bolas 82 es apretada y fijada por la chapa de soporte 75 y la sección de paso de la pared exterior izquierda 22a de la caja de transmisión 22 (consúltese la figura 8).

15 La sección derecha del contraeje 29 se soporta rotativamente, mediante un cojinete de bolas 86, en la pared lateral derecha 22b de la caja de transmisión 22. En la pared lateral derecha 22b de la caja de transmisión 22 se ha fijado con un perno una chapa de soporte 87, y esta
20 chapa de soporte 87 y la sección de paso de la pared lateral derecha 22b de la caja de transmisión 22 aprietan y fijan la rodadura exterior del cojinete de bolas 86. En una parte en el contraeje 29 colocada entre los respectivos cojinetes de bolas 82 y 86 se soporta, en orden de
25 los respectivos engranajes de accionamiento 48a a 48f, los engranajes accionados 49a a 49f correspondientes a las respectivas etapas de cambio de velocidad en el conjunto de engranajes de cambio de velocidad 45.

Aquí, la transmisión 47 está configurada como un tipo
30 de cartucho que se puede sacar integralmente con la pared lateral derecha 22b de la caja de transmisión 22, al exterior de la caja de transmisión 22.

La pared lateral derecha 22b de la caja de transmisión 22 está configurada de manera que se pueda montar/
35 tar/desmontar con una pluralidad de pernos a un cuerpo

principal de cárter, y funciona como un soporte de transmisión en el que esta pared lateral derecha 22b retiene la transmisión 47 como una sola unidad.

Se describe en términos generales la forma de sacar esta transmisión 47 al exterior de la caja de transmisión 22; en primer lugar, en el lado izquierdo del cárter, se desmontan la cubierta de piñón 84 y el tapón hermético 76, y se quita la tuerca de bloqueo 74 de la sección de extremo izquierdo del eje principal 28, desmontando al mismo tiempo el piñón de accionamiento 83 de la sección de extremo izquierdo del contraeje 29. Posteriormente, habiendo separado la cubierta de embrague 69 en el lado derecho del cárter y quitado la tuerca de bloqueo 78 y el centro de embrague 57a del eje interior 43, la tuerca de bloqueo 79, el centro de embrague 57b, el exterior de embrague 56, etc, se sacan del eje exterior 44, y entonces la transmisión 47 así como el soporte de transmisión se sacan a la derecha de la caja de transmisión 22. Entonces, el cojinete de bolas 73 que soporta la sección de extremo izquierdo del eje principal 28 y el cojinete de bolas 82 que soporta la sección de extremo izquierdo del contraeje 29, permanecen retenidos en la pared exterior izquierda 22a de la caja de transmisión 22 por la chapa de soporte 75.

Como se representa en la figura 5, el dispositivo de suministro de presión hidráulica 46 incluye primariamente: las respectivas bombas de aceite 31 y 32; el paso primario de alimentación de aceite 34 que se extiende desde el orificio de descarga de la primera bomba de aceite 31; un primer filtro de aceite 88 dispuesto en este paso primario de alimentación de aceite 34; el paso de alimentación de aceite 35 que se extiende desde el orificio de descarga de la segunda bomba de aceite 32; un segundo filtro de aceite 89 dispuesto en este paso de alimentación de aceite 35; válvulas de solenoide primera y

segunda (válvulas de solenoide lineales de tipo proporcional) 91a y 91b a las que está conectado el lado situado hacia abajo del paso de alimentación de aceite 35; pasos de alimentación de aceite primero y segundo 92a y 92b
5 que se extienden desde estas válvulas de solenoide 91a y 91b a las cámaras hidráulicas de lado de enganche 54a y 54b de los respectivos embragues 51a y 51b; y un dispositivo de corte de presión hidráulica 94 que devuelve la presión hidráulica de la segunda bomba de aceite 32 a la
10 bandeja colectora de aceite 36 al arrancar el motor.

Los símbolos de referencia S6 y S7 denotan un sensor hidráulico de presión y un sensor de temperatura del aceite dispuesto en el paso primario de alimentación de aceite 34 para detectar la presión hidráulica y temperatura del aceite, los símbolos de referencia R1 y R2 denotan válvulas de alivio dispuestas en pasos de aceite ramificados del paso primario de alimentación de aceite 34 y el paso de alimentación de aceite 35 para operar cuando se supera una presión predeterminada hidráulica, y los
15 símbolos de referencia S8 y S9 denotan sensores de presión hidráulica dispuestos en los respectivos pasos de alimentación de aceite 92a y 92b para detectar la presión hidráulica suministrada a los respectivos embragues 51a y 51b.

25 El paso de alimentación de aceite 35 es capaz de comunicar individualmente con cualquiera de los respectivos pasos de alimentación de aceite 92a y 92b con operación de las respectivas válvulas de solenoide 91a y 91b, y cuando el paso de alimentación de aceite 35 comunica con
30 alguno de los respectivos pasos de alimentación de aceite 92a y 92b, se suministra una presión hidráulica comparativamente alta desde la segunda bomba de aceite 32, mediante uno de los respectivos pasos de alimentación de aceite 92a y 92b, a una de las cámaras hidráulicas de lado de enganche 54a y 54b de los respectivos embragues 51a
35

y 51b.

Específicamente, cuando se aplica potencia eléctrica a la primera válvula de solenoide 91a, se corta la comunicación del paso de alimentación de aceite 35 con el
5 primer paso de alimentación de aceite 92a, y la presión hidráulica de la segunda bomba de aceite 32 y la presión hidráulica dentro de la cámara hidráulica de lado de enganche 54a vuelven a la bandeja colectora de aceite 36 mediante un paso de retorno de aceite 93a. Por otra parte,
10 te, cuando se aplica potencia eléctrica a la primera válvula de solenoide 91a, el paso de alimentación de aceite 35 comunica con el primer paso de alimentación de aceite 92a, y es posible suministrar presión hidráulica desde la segunda bomba de aceite 32 a la cámara hidráulica de lado de enganche 54a mediante el primer paso de
15 alimentación de aceite 92a.

Igualmente, cuando se aplica potencia eléctrica a la segunda válvula de solenoide 91b, se corta la comunicación del paso de alimentación de aceite 35 con el segundo
20 paso de alimentación de aceite 92b, y la presión hidráulica de la segunda bomba de aceite 32 y la presión hidráulica dentro de la cámara hidráulica de lado de enganche 54b vuelven a la bandeja colectora de aceite 36 mediante un paso de retorno de aceite 93b. Además, cuando se aplica
25 potencia eléctrica a la segunda válvula de solenoide 91b, el paso de alimentación de aceite 35 comunica con el segundo paso de alimentación de aceite 92b, y es posible suministrar presión hidráulica desde la segunda bomba de aceite 32 a la cámara hidráulica de lado de enganche 54b mediante el segundo paso de alimentación de aceite 92b.
30

Un paso de aceite de alivio de presión hidráulica 96a se bifurca del lado situado hacia abajo del segundo filtro de aceite 89 en el paso de alimentación de aceite 35, y este paso de aceite de alivio de presión hidráulica
35 96a conecta mediante una válvula 95 con un paso de aceite

de alivio de presión hidráulica 96b. Además, un paso de aceite de conmutación de presión hidráulica 98a se bifurca del lado situado hacia abajo del primer filtro de aceite 88 en el paso primario de alimentación de aceite 34, y este paso de aceite de conmutación de presión hidráulica 98a conecta mediante una válvula de conmutación de presión hidráulica 97 con un paso de aceite de conmutación de presión hidráulica 98b. El paso de aceite de conmutación de presión hidráulica 98b conecta con la válvula de alivio de presión hidráulica 95, y la válvula de alivio de presión hidráulica 95 es operada por la apertura y el cierre de la válvula de conmutación de presión hidráulica 97, utilizando la presión hidráulica del paso primario de alimentación de aceite 34. Estos pasos de aceite y válvulas son componentes primarios que forman el dispositivo de corte de presión hidráulica 94.

Con la operación de la válvula de alivio de presión hidráulica 95, los pasos de aceite de alivio de presión hidráulica 96a y 96b establecen o cortan la comunicación uno con otro, y cuando los pasos de aceite de alivio de presión hidráulica 96a y 96b comunican uno con otro, la presión hidráulica de la segunda bomba de aceite 32 vuelve mediante los pasos de aceite de alivio de presión hidráulica 96a y 96b a la bandeja colectora de aceite 36, y por ello cesa el suministro de la presión hidráulica de las respectivas válvulas de solenoide 91a y 91b a los respectivos embragues 51a y 51b. Como resultado, los respectivos embragues 51a y 51b se mantienen en el estado de desenganche reduciendo al mismo tiempo la carga en la segunda bomba de aceite 32.

Por otra parte, cuando la comunicación entre los pasos de aceite de alivio de presión hidráulica 96a y 96b está cortada, la presión hidráulica de la segunda bomba de aceite 32 no es devuelta a la bandeja colectora de aceite 36, y se suministra presión hidráulica a las res-

pectivas válvulas de solenoide 91a y 91b. Con la operación de las respectivas válvulas de solenoide 91a y 91b en este estado, se suministra presión hidráulica a los respectivos embragues 51a y 51b, haciendo que conmuten al
5 estado de enganche de embrague.

En la transmisión de doble embrague anterior 23, cuando el motor de la motocicleta 1 ha arrancado y la motocicleta 1 no está en marcha, ambos embragues respectivos 51a y 51b se mantienen en el estado de desenganche
10 con acciones del dispositivo de corte de presión hidráulica 94. Entonces, por ejemplo si el soporte lateral está almacenado (en el modo automático pleno), el conmutador de cambio es operado (en el modo semiautomático), o análogos, la transmisión 47 se pasa de un estado neutro donde la transmisión de potencia está cortada, para preparar
15 la motocicleta 1 para iniciar la marcha, a un estado de primera velocidad donde es posible la transmisión de potencia mediante el engranaje de primera velocidad (engranaje de inicio de marcha, par de engranajes de cambio de velocidad 45a), y, por ejemplo, cuando la velocidad de
20 revolución del motor incrementa a partir de este estado, el primer embrague 51a se pone en un estado de enganche mediante un estado de embrague semienganchado para iniciar la marcha de la motocicleta 1.

Además, cuando la motocicleta 1 está en marcha, la transmisión de doble embrague 23 pone solamente uno de los respectivos embragues 51a y 51b que corresponde a la posición de cambio corriente en el estado de enganche, mientras el otro permanece en el estado de desenganche,
30 para llevar a la práctica la transmisión de potencia mediante uno de los ejes interior y exterior 43 y 44 y alguno de los respectivos pares de engranajes de cambio de velocidad 45a a 45f (o ambos embragues se ponen en el estado de enganche y la transmisión se pone en el estado
35 neutro de espera). Entonces, la operación de la UEC 42

controla la transmisión de doble embrague 23 en base a información de marcha del vehículo, y crea preliminarmente un estado donde es posible la transmisión de potencia a través de un par de engranajes de cambio de velocidad que corresponde a la posición de cambio siguiente.

Específicamente, si la posición de cambio corriente está en una etapa de velocidad impar (o etapa de velocidad par), entonces la posición de cambio siguiente estará en una etapa de velocidad par (o una etapa de velocidad impar), y por lo tanto la salida del motor es transmitida mediante el primer embrague 51a (o el segundo embrague 51b) al eje interior 43 (o el eje exterior 44). Entonces, el segundo embrague 51b (o el primer embrague 51a) está en el estado de desenganche, y la salida del motor no se transmite al eje exterior 44 (o el eje interior 43) (o ambos embragues están en el estado de enganche, pero la transmisión está en el estado neutro y no se transmite la salida del motor).

Después de esto, cuando la UEC 42 determina que ha llegado el tiempo de cambio, con sólo poner el primer embrague 51a (o el segundo embrague 51b) en el estado de desenganche y el segundo embrague 51b (o el primer embrague 51a) en el estado de enganche, la transmisión se conmuta a transmisión de potencia que usa un par de engranajes de cambio de velocidad correspondiente a la posición de cambio siguiente preliminarmente seleccionada. Por ello, es posible cambiar rápida y suavemente de velocidad sin retardo de tiempo al cambiar de velocidad o discontinuidad en la transmisión de potencia (o en el caso de espera en el estado neutro, la posición de cambio se cambia a la posición de cambio siguiente, y entonces se engancha el embrague correspondiente).

Como se representa en la figura 2 y la figura 3, en el lado derecho de la sección inferior del cárter 14 y debajo de la cubierta de embrague 69 está montado un

cuerpo 101 del dispositivo de corte de presión hidráulica 94 del dispositivo de suministro de presión hidráulica 46. En este cuerpo 101, como se representa en la figura 9, sustancialmente en la dirección delantera-trasera, se han formado respectivamente una sección de alojamiento de válvula 102 para la válvula de alivio de presión hidráulica 95 y una sección de alojamiento de válvula 103 para la válvula de conmutación de presión hidráulica 97, y se han formado respectivamente las secciones principales de los pasos de aceite de alivio de presión hidráulica 96a y 96b, y los pasos de aceite de conmutación de presión hidráulica 98a y 98b.

Aquí, el dispositivo de corte de presión hidráulica 94 está dispuesto en el lado derecho de la sección inferior del cárter 14 y debajo de la cubierta de embrague 69, y por lo tanto el dispositivo de corte de presión hidráulica 94 es discreto y por ello se mantiene excelentemente el aspecto del motor 13, permitiendo al mismo tiempo la supresión de la proyección lateral del dispositivo de corte de presión hidráulica 94. Como resultado, se simplifica la estructura de cubierta y se asegura el ángulo de inclinación de la motocicleta 1. La línea GL en la figura 3 denota la superficie del suelo cuando la carrocería de vehículo se ha inclinado justo antes de que el tubo de escape 17 que se extiende debajo del motor 13 en la dirección delantera-trasera entre en contacto con la superficie del suelo. Dado que el cuerpo 101 del dispositivo de corte de presión hidráulica 94 está lejos de la superficie de la tierra, se mejora la protección del dispositivo de corte de presión hidráulica 94.

Como se representa en la figura 9, la válvula de alivio de presión hidráulica 95 tiene, delante de un cuerpo principal en forma de varilla, pistones primero y segundo 104 y 105, y está montada dentro de una sección de alojamiento de válvula 102 permitiendo al mismo tiempo

que alterne hacia delante y hacia atrás. En la sección de alojamiento de válvula 102, en el lado delantero del primer pistón 104 y en el lado trasero del segundo pistón 105, se ha formado respectivamente una cámara hidráulica de lado de alivio 106 y una cámara hidráulica de lado de retorno 107.

Haciendo también referencia a la figura 3, en el lado interior en la dirección de anchura del vehículo de la sección trasera del cuerpo 101 en el dispositivo de corte de presión hidráulica 94, se ha dispuesto el segundo filtro de aceite 89 que tiene una forma cilíndrica a lo largo de la dirección izquierda-derecha. En la sección trasera del cuerpo 101 del dispositivo de corte de presión hidráulica 94 se ha formado integralmente una cubierta 101a que cubre, desde el lado exterior en la dirección a lo ancho del vehículo, una sección de alojamiento para el segundo filtro de aceite en el cárter 14.

El aceite de motor descargado de la segunda bomba de aceite 32 avanza a través del segundo filtro de aceite 89 desde su lado circunferencial exterior a su sección central para ser filtrado, y posteriormente es alimentado a presión a través de una sección de comunicación 108a en el lado superior de la cubierta 101a al lado situado hacia arriba del paso de alimentación de aceite 35. El paso de alimentación de aceite 35 se extiende hacia arriba de la sección de comunicación 108a y llega a las respectivas válvulas de solenoide 91a y 91b dispuestas en el cárter de embrague 25 (consúltense las figuras 2 y 3).

Aquí, las respectivas válvulas de solenoide 91a y 91b están dispuestas en el mismo lado que el doble embrague 26 y el dispositivo de corte de presión hidráulica 94, es decir, en el lado derecho del motor, y por ello se pueden simplificar los pasos de suministro de presión hidráulica.

Como se representa en la figura 18, las respectivas

válvulas de solenoide 91a y 91b se pueden disponer en el mismo lado que el doble embrague 26 y el dispositivo de corte de presión hidráulica 94, es decir, en el lado derecho del motor y en el lado trasero del cárter de embrague 25, y también en este caso es posible, como en el caso mencionado anteriormente, simplificar los pasos de suministro de presión hidráulica.

Además, como se representa en la figura 19, las respectivas válvulas de solenoide 91a y 91b están dispuestas en el mismo lado y cerca del doble embrague 26 y el dispositivo de corte de presión hidráulica 94, y por ello es posible simplificar más los pasos de suministro de presión hidráulica. También las respectivas válvulas de solenoide 91a y 91b están provistas integralmente del dispositivo de corte de presión hidráulica 94, permitiendo por ello la reducción del número de componentes y pasos de montaje. La figura 20 representa una vista lateral de una motocicleta para el caso donde las válvulas de solenoide 91a y 91b están dispuestas como se representa en la figura 19.

Con referencia a la figura 5 y la figura 9, el paso de aceite de alivio de presión hidráulica 96a se ha formado de manera que llegue desde el lado interior de la cubierta 101a a la sección de alojamiento de válvula 102 para la válvula de alivio de presión hidráulica 95, y el paso de aceite de alivio de presión hidráulica 96b se ha formado de manera que llegue desde la sección de alojamiento de válvula 102 a la bandeja colectora de aceite 36.

Por otra parte, el paso de aceite de conmutación de presión hidráulica 98a se ha formado de manera que llegue desde una sección de comunicación 108c con el paso primario de alimentación de aceite 34 y a través de la cámara hidráulica de lado de retorno 107, a la sección de alojamiento de válvula 103 para la válvula de conmutación 97,

y el paso de aceite de conmutación de presión hidráulica 98b se ha formado de manera que llegue desde la sección de alojamiento de válvula 103 a la cámara hidráulica de lado de alivio 106.

5 La válvula de conmutación de presión hidráulica 97 es una válvula de solenoide del tipo normalmente abierto que abre los pasos de aceite de conmutación de presión hidráulica 98a y 98b cuando no se aplica potencia eléctrica, y que corta los pasos de conmutación de presión
10 hidráulica 98a y 98b cuando se aplica potencia eléctrica.

 Cuando no se aplica potencia eléctrica a esta válvula de conmutación de presión hidráulica 97, se suministra parte de la presión hidráulica de la primera bomba de aceite 31 a la cámara hidráulica de lado de retorno 107 y
15 también se suministra a la cámara hidráulica de lado de alivio 106 a través de la sección de alojamiento de válvula 103. La fuerza de empuje hacia delante con respecto a la válvula de alivio de presión hidráulica 95 debido a la presión hidráulica suministrada a la cámara
20 hidráulica de lado de alivio 106 es mayor que la fuerza de empuje hacia atrás con respecto a la válvula de alivio de presión hidráulica 95 debido a la presión hidráulica suministrada a la cámara hidráulica de lado de retorno 107, y cuando la presión hidráulica es suministrada a la
25 cámara hidráulica de lado de alivio 106, la válvula de alivio de presión hidráulica 95 se mueve hacia delante dentro de la sección de alojamiento de válvula 102. Entonces, los pasos de aceite de alivio de presión hidráulica 96a y 96b se abren, y la presión hidráulica de la
30 segunda bomba de aceite 32 vuelve a la bandeja colectora de aceite 36.

 Por otra parte, cuando se aplica potencia eléctrica a la válvula de conmutación de presión hidráulica 97, los pasos de aceite de conmutación de presión hidráulica 98a
35 y 98b se cierran, y cesa el suministro de la presión

hidráulica de la primera bomba de aceite 31 a la cámara hidráulica de lado de alivio 106. En consecuencia, la presión hidráulica dentro de la cámara hidráulica de lado de retorno 107 hace que la válvula de alivio de presión

5 hidráulica 95 se desplace hacia atrás y se cortan los pasos de aceite de alivio de presión hidráulica 96a y 96b, y es posible suministrar presión hidráulica a las respectivas válvulas de solenoide 91a y 91b sin hacer volver la presión hidráulica de la segunda bomba de aceite 32 a la

10 bandeja colectora de aceite 36.

La operación de dispositivo de corte de presión hidráulica 94 es controlada por la UEC 42 de modo que, al arrancar el motor (cuando se acciona un conmutador de arranque ST (consúltese la figura 5)), abre los pasos de

15 aceite de alivio de presión hidráulica 96a y 96b y hace volver el aceite de motor descargado de la segunda bomba de aceite 32 a la bandeja colectora de aceite 36 (devuelve la presión hidráulica), y cuando el motor ha arrancado (después de la explosión completa, y después de que la

20 velocidad de revolución del motor se ha estabilizado a una velocidad de revolución de marcha en vacío), corta los pasos de aceite de alivio de presión hidráulica 96a y 96b para permitir el suministro de presión de alimentación hidráulica al doble embrague 26. El inicio de la

25 marcha puede ser inhabilitado cuando se saca el soporte lateral, abriendo el horno de aceite de alivio de presión hidráulica 96.

Es decir, dado que el doble embrague 26 tiene gran capacidad, y el par de rotación requerido al tiempo de

30 arranque del motor, y la carga en la segunda bomba de aceite 32 es alto, entonces al arrancar el motor (en particular cuando la temperatura es baja), los respectivos embragues 51a y 51b están en el estado de desenganche y se suprime la operación de elevación de presión de la se-

35 gunda bomba de aceite 32. Como resultado, se evita el au-

mento del rozamiento para reducir la carga de arranque, y se mejora la arrancabilidad del motor. También se logra la miniaturización y reducción del peso del motor de arranque 27 y la batería (no representada en el dibujo).

5 En lugar de tener la configuración en la que la presión hidráulica del motor se aplica a ambos lados de la válvula de alivio de presión hidráulica 95 como se ha descrito anteriormente, la construcción puede ser tal que la presión hidráulica del motor se aplique a un lado y
10 una fuerza de reacción del muelle se aplique al otro lado. Además, como se representa con líneas de punto y trazo en el lado derecho en la figura 9, se puede proporcionar un mecanismo operativo 109 que opere la válvula de alivio de presión hidráulica 95 con otras fuerzas exter-
15 nas (un accionador electrónico, operación manual o análogos). Además, también es posible llevar a la práctica un control para cortar la presión de alimentación hidráulica al doble embrague 26 con señales de la UEC 42, etc, en tiempos distintos del tiempo de arranque del motor (por
20 ejemplo, cuando se saca el soporte lateral, como se ha mencionado anteriormente, el vehículo vuelca, se apaga un conmutador de apagado o análogos).

 Como se representa en la figura 6, en el lado interior de la cubierta de embrague 69 se han dispuesto tubos
25 primero, segundo y tercero 111, 112 y 113 que se extienden entre esta cubierta de embrague 69 y la sección de extremo derecho del eje principal 28 (eje interior 43). Los tubos respectivos 111, 112, y 113 están dispuestos coaxialmente con el eje principal 28, y están dispuestos
30 en orden desde el lado circunferencial interior del primero, segundo y tercero, de manera que se superpongan habiendo un intervalo predeterminado entremedio.

 Dentro de la sección derecha del eje interior 43 se ha formado una sección derecha hueca 114 que expande su
35 diámetro aproximadamente en tres pasos hacia la derecha.

La sección derecha hueca 114 está separada por una pared divisoria, del paso primario de alimentación de aceite 71 que llega desde su agujero de extremo izquierdo en el eje interior 43 a cerca del segundo embrague 51b, y en esta
5 sección derecha hueca 114 se ha insertado, desde su agujero de extremo derecho, la sección izquierda de los tubos respectivos 111, 112 y 113.

La circunferencia exterior lateral izquierda del primer tubo 111 se retiene de forma estanca al aceite en
10 la circunferencia interior lateral izquierda de la sección derecha hueca 114 mediante un elemento de sellado 111a. La circunferencia exterior lateral izquierda del segundo tubo 112 se retiene de forma estanca al aceite en la circunferencia interior de sección intermedia de la
15 sección derecha hueca 114 mediante un elemento de sellado 112a. La circunferencia exterior lateral izquierda del tercer tubo 113 se retiene de forma estanca al aceite en la circunferencia interior de lado derecho de la sección derecha hueca 114 mediante un elemento de sellado 113a.

20 Cada sección de extremo derecho de los tubos respectivos 111, 112, y 113 se inserta y retiene, respectivamente, de forma estanca al aceite, en soportes en forma de aro 111b, 112b y 113b. En la sección de extremo derecho de cada uno de los tubos 111, 112, y 113 se ha forma-
25 do, respectivamente, una pestaña. En la sección de extremo derecho del primer tubo 111, la pestaña se soporta en un estado de agarre entre el soporte 111b y la pared exterior derecha 69a de la cubierta de embrague 69. Además, la sección de extremo derecho del segundo tubo 112 es tal
30 que la pestaña se soporte en un estado de agarre entre el soporte 111b y el soporte 112b, y la sección de extremo derecho del tercer tubo 113 es tal que la pestaña se soporte en un estado de agarre entre el soporte 112b y el soporte 113b. El soporte 113b que tiene el tercer tubo
35 113 insertado a su través, está fijado con un perno en la

pared exterior derecha 69a de la cubierta de embrague 69 desde el lado interior del caso, y por ello los respectivos soportes 111b, 112b y 113b y los tubos respectivos 111, 112 y 113 están fijados en la cubierta de embrague 69.

Un espacio dentro del primer tubo 111 y espacios en forma de aro formados entre los tubos respectivos 111, 112, y 113 forman una pluralidad de pasos de aceite en eje 115, 116 y 117 coaxialmente superpuestos dentro del eje principal 28.

Específicamente, el espacio dentro del primer tubo 111 funciona como el primer paso de aceite en eje 115, mientras que su sección de extremo derecho comunica con el primer paso de alimentación de aceite 92a conectado a la posición de centro de embrague de la cubierta de embrague 69, y su sección de extremo izquierdo comunica con la cámara hidráulica de lado de enganche 54b del segundo embrague 51b mediante un paso de aceite de lado de enganche 115a que pasa a través de los ejes interior y exterior 43 y 44 y el centro de embrague 57b sustancialmente en la dirección radial del embrague.

Además, el espacio entre el primer tubo 111 y el segundo tubo 112 funciona como el segundo paso de aceite en eje 116, mientras que su sección de extremo derecho comunica con un paso primario de alimentación de aceite en cubierta 71a formado dentro de la cubierta de embrague 69, y su sección de extremo izquierdo comunica con la cámara hidráulica de lado de desenganche 55a del primer embrague 51a mediante un paso de aceite de lado de desenganche 116a que pasa a través del eje interior 43 y el centro de embrague 57a sustancialmente en la dirección radial del embrague. Se suministra presión hidráulica desde la primera bomba de aceite 31 al paso primario de alimentación de aceite en cubierta 71a.

Además, el espacio entre el segundo tubo 112 y el

tercer tubo 113 funciona como el tercer paso de aceite en eje 117, mientras que su sección de extremo derecho comunica con el segundo paso de alimentación de aceite 92b conectado a una posición en la cubierta de embrague 69 desviada del centro de embrague, y su sección de extremo izquierdo comunica con la cámara hidráulica de lado de enganche 54a del primer embrague 51a mediante un paso de aceite de lado de enganche 117a que pasa a través del eje interior 43 y el centro de embrague 57a sustancialmente en la dirección radial del embrague.

Además, el paso primario de alimentación de aceite 71 en el eje interior 43 es tal que su sección de extremo derecho comunique con la cámara hidráulica de lado de desenganche 55b del segundo embrague 51b mediante un paso de aceite de lado de desenganche 118a que pasa a través de los ejes interior y exterior 43 y 44 y el centro de embrague 57b sustancialmente en la dirección radial del embrague.

Aquí, los respectivos pasos de aceite en eje 115, 116 y 117 en el lado derecho del eje interior 43 son tales que la capacidad (área en sección) del segundo paso de aceite en eje 116, en el que actúa una presión hidráulica comparativamente baja, es menor que la capacidad de otros pasos de aceite en eje 115 y 117, en los que actúa una presión hidráulica comparativamente alta. Igualmente, la capacidad de cada uno de los pasos de aceite de lado de desenganche 116a y 118a es menor que la capacidad de los respectivos pasos de aceite de lado de enganche 115a y 117a.

Como se representa en la figura 10, en el lado izquierdo de la sección superior de la caja de transmisión 22 del motor 13, se ha dispuesto el mecanismo de accionamiento 39 del dispositivo de cambio de marcha 41.

Haciendo también referencia a la figura 11A y la figura 11B, el mecanismo de accionamiento 39 incluye: un

engranaje de aguja 121 coaxialmente fijado en la sección de extremo izquierdo del tambor de cambio 24a del mecanismo de cambio 24; una leva de tambor de tornillo sinfín 122 que engancha con este engranaje de aguja 121; y un
5 motor eléctrico 124 que da fuerza motriz rotacional a esta leva de tambor 122 mediante un árbol de transmisión intermedio 123, y el tambor de cambio 24a se hace girar por el accionamiento del motor eléctrico 124 para cambiar por ello las etapas de cambio de velocidad de la transmisión
10 sión 47.

El motor eléctrico 124 está dispuesto de modo que su eje de accionamiento rotacional C4 esté a lo largo de la dirección delantera-trasera, y su eje de accionamiento 125 sobresalga hacia el lado trasero. En la circunferencia exterior de sección de extremo de punta del eje de
15 accionamiento 125 se ha formado un engranaje de accionamiento 126, y este engranaje de accionamiento 126 engrana con un primer engranaje intermedio 127a del árbol de transmisión intermedio 123. Un segundo engranaje intermedio 127b de este árbol de transmisión intermedio 123 engrana con un engranaje movido 128 en la sección de extremo delantera de la leva de tambor 122. La leva de tambor 122 tiene el eje rotacional C5 paralelo al eje C4 del motor eléctrico 124, y en su circunferencia exterior de
20 sección delantera se han formado ranuras de excéntrica 129. Las respectivas ranuras de excéntrica 129 conectan una con otra formando una ranura roscada sustancialmente única (o múltiples), y parte de una pluralidad de agujas 121a que sobresalen en el engranaje de aguja 121 engancha con estas ranuras de excéntrica 129.
25 30

El engranaje de aguja 121 es tal que la pluralidad de agujas 121a a intervalos iguales en la dirección circunferencial en el lado izquierdo de su cuerpo principal en forma de disco sobresalen en paralelo con el tambor de
35 cambio 24a. El eje rotacional C5 de la leva de tambor 122

está dispuesto perpendicular al eje rotacional C6 a lo largo de la dirección izquierda-derecha en el engranaje de aguja 121 (tambor de cambio 24a). La sección superior del engranaje de aguja 121 solapa en la sección delantera de la leva de tambor 122 según se ve en vista lateral, y las respectivas agujas 121a colocadas en la sección superior del engranaje de aguja 121 enganchan respectivamente con las respectivas ranuras de excéntrica 129 en la circunferencia exterior de sección delantera de esta leva de tambor 122. Al menos un par de cada ranura de excéntrica 129 y cada aguja 121a tiene que enganchar una con otra.

Cuando el motor eléctrico 124 es movido con el control de la UEC 42, y la leva de tambor 122 ha girado una vez en la dirección de rotación normal (dirección de la flecha CW en la figura 12A y la figura 12B), cada ranura de excéntrica 129 es desplazada a la parte trasera solamente un línea (paso único) en su dirección de disposición (dirección delantera-trasera), haciendo que el engranaje de aguja 121 y el tambor de cambio 24a giren en la dirección de desplazamiento hacia arriba (dirección de la flecha UP en la figura 11A) solamente un ángulo que corresponda al paso único. El ángulo rotacional del tambor de cambio 24a corresponde entonces al ángulo para desplazar hacia arriba la etapa de cambio de velocidad de la transmisión 47 solamente una etapa de velocidad.

Igualmente, cuando el motor eléctrico 124 es movido y la leva de tambor 122 ha girado una vez en la dirección de rotación inversa (dirección de la flecha CCW en la figura 12A y la figura 12B), cada ranura de excéntrica 129 es desplazada a la parte delantera solamente un paso único, haciendo que el engranaje de aguja 121 y el tambor de cambio 24a giren en la dirección de bajada de cambio (dirección de la flecha DN en la figura 11A) solamente un ángulo que corresponde al paso único. El ángulo rotacional del tambor de cambio 24a corresponde entonces al

ángulo para desplazar hacia abajo la etapa de cambio de velocidad de la transmisión 47 solamente una etapa de velocidad.

La transmisión 47 puede establecer un estado donde
5 la transmisión de potencia es posible respectivamente en:
la posición de cambio corriente (posición de cambio en la que la transmisión de potencia se realiza realmente mediante el doble embrague 26); y en una posición de cambio en el lado desplazado hacia arriba o hacia abajo una etapa
10 pa de velocidad de esta posición de cambio (posición de cambio en que la transmisión de potencia está cortada mediante el doble embrague 26) (es decir, en posiciones de cambio de las respectivas etapas de velocidad pares y las etapas de velocidad impares), excepto para el estado neutro.
15

En dicha transmisión 47, si se realiza un cambio hacia arriba una etapa de velocidad, entonces se pone en un estado donde la transmisión de potencia es posible respectivamente en la posición de cambio corriente y en
20 una posición de cambio en el lado desplazado hacia arriba una etapa de velocidad. Si se realiza un cambio hacia abajo una etapa de velocidad, entonces se pone un estado donde la transmisión de potencia es posible respectivamente en la posición de cambio corriente y en una posición de cambio en el lado desplazado hacia abajo una etapa
25 pa de velocidad. La conmutación de las respectivas posiciones de cambio a usar por la transmisión 47 para realizar la transmisión de potencia real depende del estado de enganche de embrague en el que se ponga el doble embrague
30 26.

Como se representa en la figura 13B, cada una de las respectivas ranuras de excéntrica 129 incluye un rango de mantenimiento 129a en el que una posición en la dirección del eje de leva de tambor (dirección de disposición de
35 cada ranura de excéntrica 129) se mantiene constante, y

un rango variable 129b en el que la posición en la dirección del eje de leva de tambor cambia gradualmente. En un estado donde cada una de las agujas 121a está enganchada en el rango de mantenimiento 129a de cada ranura de excéntrica 129, el engranaje de aguja 121 y el tambor de cambio 24a no giran, aunque la leva de tambor 122 gire, y en un estado donde cada una de las agujas 121a está enganchada en el rango variable 129a de la ranura de excéntrica 129, el engranaje de aguja 121 y el tambor de cambio 24a giran en la dirección de cambio hacia arriba o en la dirección de bajada de cambio según la rotación de la leva de tambor 122.

El rango de mantenimiento 129a y el rango variable 129b en cada ranura de excéntrica 129 están suavemente conectados mediante una sección de curva 129c. Las secciones de curva 129c de las respectivas ranuras de excéntrica 129 están dispuestas en forma de arco a lo largo de la dirección circunferencial del engranaje de aguja 121 (dirección de disposición de las respectivas agujas 121a). Como resultado, cuando la leva de tambor 122 gira el engranaje de aguja 121, las respectivas agujas 121a entran suave y simultáneamente desde uno de los rangos a otro de los rangos de las respectivas ranuras de excéntrica 129. Por lo tanto, la rotación del tambor de cambio 24a es suave y uniforme, y también se puede reducir la carga en las agujas 121a y las ranuras de excéntrica 129.

Como se representa en la figura 11A, la figura 12A y la figura 12B, en la circunferencia exterior de sección trasera de la leva de tambor 122 se facilitan dos excéntricas de conmutación 131 alineadas en la dirección delantera-trasera. Además, por ejemplo, en el lado izquierdo de cada excéntrica de conmutación 131, se facilita un primer conmutador 133 o un segundo conmutador 134, a cuya superficie excéntrica mira una pieza de conmuta-

ción. Estas excéntricas de conmutación 131 y los sensores 133 y 134 forman el sensor S1 que detecta la posición rotacional de la leva de tambor 122.

Las respectivas excéntricas de conmutación 131 tienen sustancialmente la misma forma cuando se ve en la dirección axial de leva de tambor, y en su circunferencia exterior se ha formado una superficie excéntrica. La superficie excéntrica de cada excéntrica de conmutación 131 tiene una superficie de referencia 131a en una forma cilíndrica coaxial con la leva de tambor 122 y una superficie de elevación igualmente en forma de cilindro 131b que tiene su diámetro expandido con respecto al de la superficie de referencia 131a, y la superficie excéntrica se ha formado con estas dos superficies suavemente conectadas. Las respectivas excéntricas de conmutación 131 están dispuestas de modo que sus rangos de formación de superficie de elevación creen mutuamente una diferencia de fase predeterminada en la dirección rotacional de leva de tambor. Específicamente, con respecto al excéntrica de conmutación 131 para el primer conmutador 133, la excéntrica de conmutación 131 para el segundo conmutador 134 está dispuesta de manera que sea desplazado solamente un ángulo predeterminado en la dirección CCW.

Los respectivos conmutadores 133 y 134 detectan el estado rotacional de la leva de tambor 122 avanzando/retirando sus piezas de conmutación en un caso donde la pieza de conmutación mira a la superficie de referencia 131a de cada excéntrica de conmutación 131 (en un caso donde los respectivos conmutadores 133 y 134 están apagados), y en un caso donde la pieza de conmutación mira a la superficie de elevación 131b de cada excéntrica de conmutación 131 (en un caso donde los respectivos conmutadores 133 y 134 están encendidos). Los respectivos conmutadores 133 y 134 están dispuestos de manera que estén en la misma fase en la dirección rotacional de leva

de tambor.

La figura 14 es un diagrama que representa el encendido y apagado de los respectivos conmutadores primero y segundo 133 y 134 con respecto al ángulo rotacional de la
5 leva de tambor 122. Una región donde la superficie de elevación 131b de cada excéntrica de conmutación 131 mira a un punto "a", que es una posición de detección de los respectivos conmutadores 133 y 134 (la región donde los respectivos conmutadores 133 y 134 están encendidos),
10 significa una región de parada donde las respectivas agujas 121a del engranaje de aguja 121 están presentes dentro del rango de mantenimiento 129a de las respectivas ranuras de excéntrica 129 y el par motor del motor eléctrico 124 es cero (consúltese la figura 15B).

15 Entonces, poniendo la transmisión 47 de modo que se ponga en un estado de haber completado una operación de cambio de velocidad, incluso un ligero desplazamiento en la posición rotacional de la leva de tambor 122 no afecta a las posiciones de cambio, y aunque el par motor del motor eléctrico 124 sea cero, la rotación del tambor de
20 cambio 24a se restringe de manera que se mantenga en una posición de cambio predeterminada. El ángulo de la región de parada se pone igual o mayor que un ángulo a través del que la leva de tambor 122 gira por inercia cuando el
25 par motor del motor eléctrico 124 es cero.

Por otra parte, una región donde la superficie de referencia 131a de cada excéntrica de conmutación 131 mira al punto "a" (la región donde los respectivos conmutadores 133 y 134 están apagados) significa una región de
30 alimentación donde las respectivas agujas 121a del engranaje de aguja 121 están presentes dentro del rango variable 129b de las respectivas ranuras de excéntrica 129 de la leva de tambor 122 y el motor eléctrico 124 es movido a par normal (par máximo $\pm T_{max}$ establecido por el sistema)
35 (consúltese la figura 15B).

Entonces, la transmisión 47 está en el proceso de la operación de cambio de velocidad, y el tambor de cambio 24a gira a la dirección de cambio hacia arriba o en la dirección de bajada de cambio según la rotación de la leva de tambor 122. El ángulo de la región de alimentación
5 corresponde al ángulo de formación del rango variable 129b de las respectivas ranuras de excéntrica 129 en la leva de tambor 122.

Una región donde una de las superficies de elevación 10 131b de las respectivas excéntricas de conmutación 131 mira al punto "a" (la región donde uno de los respectivos conmutadores 133 y 134 está encendido) significa una región de corrección CW o CCW donde las respectivas agujas 121a del engranaje de aguja 121 están presentes cerca de
15 la sección de extremo del rango de mantenimiento 129a de las respectivas ranuras de excéntrica 129 de la leva de tambor 122 y el motor eléctrico 124 es movido a un par pequeño (el par mínimo $\pm T_{min}$ que supera el rozamiento del sistema) (consúltese la figura 15B).

20 Específicamente, en la región de corrección CCW donde solamente el segundo conmutador 134 que tiene la fase desplazada en la dirección CCW de la leva de tambor 122 está encendido, la corrección se realiza moviendo el motor eléctrico 124 a un par mínimo de rotación inversa ($-T_{min}$) para girar la leva de tambor 122 a un par bajo en
25 la dirección CCW para establecer la región de parada. Además, en la región de corrección CW donde solamente el primer conmutador 133 que tiene la fase desplazada en la dirección CW de la leva de tambor 122 está encendido, la
30 corrección se realiza moviendo el motor eléctrico 124 a un par de rotación normal mínimo ($+T_{min}$) para girar la leva de tambor 122 a un par bajo en la dirección CW para establecer la región de parada.

Como se representa en la figura 16, la única excéntrica de conmutación 131 está dispuesta en la leva de
35

tambor 122 para permitir que la superficie excéntrica de la excéntrica de conmutación 131 mire a los dos conmutadores 133 y 134 con el fin de tener la diferencia de fase en la dirección rotacional de leva de tambor, y esto permite el control similar, como se ha descrito anteriormente, reduciendo al mismo tiempo el número de excéntricas de conmutación. Además, los conmutadores 133 y 134 no se limitan a formarse como conmutadores del tipo de contacto mecánico, y se pueden formar como conmutadores que usan potencia eléctrica o magnética, o conmutadores del tipo sin contacto.

Las figuras 17A y 17B son gráficos que representan cambios en el ángulo rotacional y la velocidad angular del tambor de cambio 24a con respecto al ángulo rotacional de la leva de tambor 122. En el caso donde, según se ve en la presente realización, los respectivos rangos 129a y 129b de las respectivas ranuras de excéntrica 129 de la leva de tambor 122 están suavemente conectados mediante la sección de curva 129c (consúltese la figura 17A), los cambios en el ángulo rotacional del tambor de cambio 24a son más suaves, y el aumento de la velocidad de ángulo rotacional del tambor de cambio 24a antes y después del rango variable 129b es más suave, en comparación con el caso donde las respectivas ranuras de excéntrica 129 están conectadas de manera que se curven entre los respectivos rangos 129a y 129b, pero no mediante la sección de curva 129c (consúltese la figura 17B).

Por lo tanto, se suprime el par inercial del tambor de cambio 24a al tiempo del cambio hacia arriba y hacia abajo, y se puede suprimir la carga ejercida en los respectivos componentes del mecanismo. Además, cuando la leva de tambor 122 ha girado una vez, su posición rotacional es la posición inicial de la posición de cambio en el lado desplazado una etapa hacia arriba o hacia abajo, y es posible realizar de forma continua las operaciones de

cambio de velocidad a partir de este estado.

Como se ha descrito anteriormente, el dispositivo de cambio de marcha 41 en la realización anterior que se usa en la transmisión de doble embrague 23 del motor 13, incluye; el tambor de cambio 24a que cambia una etapa de cambio de velocidad de la transmisión de doble embrague 23 según una posición rotacional alrededor de un eje, el motor eléctrico 124 que tiene un eje de accionamiento sustancialmente ortogonal a este tambor de cambio 24a, la leva de tambor en forma de tornillo sinfín 122 que está dispuesta paralela al eje de accionamiento del motor eléctrico 124 y que tiene una pluralidad de ranuras de excéntrica 129 en la circunferencia exterior, y el engranaje de aguja 121 que está fijado coaxialmente en el tambor de cambio 24a y que tiene una pluralidad de las agujas 121a en la circunferencia exterior. Al menos un par de cada aguja del engranaje de aguja 121 y cada ranura de excéntrica 129 de la leva de tambor 122 están enganchadas una con otra, y el tambor de cambio 24a es girado por el motor eléctrico 124 mediante la leva de tambor 122 y el engranaje de aguja 121, para cambiar por ello la etapa de cambio de velocidad de la transmisión de doble embrague 23.

Según esta configuración, el motor eléctrico 124 solamente se tiene que girar en una dirección al desplazar una etapa la etapa de cambio de velocidad, y el tiempo requerido para la operación de cambio de velocidad se puede acortar, permitiendo al mismo tiempo operaciones continuas de cambio de velocidad para cambiar más de una etapa de velocidad a la vez. Además, teniendo las agujas 121a del engranaje de aguja 121 constantemente enganchadas con la ranura de excéntrica 129 de la leva de tambor en forma de tornillo sinfín 122, se puede evitar la generación del ruido de golpeteo durante la operación de cambio de velocidad. Además, regulando la rotación del en-

granaje de aguja 121 y el tambor de cambio 24a, se puede eliminar la necesidad del retén del tambor de cambio 24a. Además, eliminando la necesidad de un muelle de retorno y retén, se puede reducir la capacidad del motor eléctrico 124, logrando al mismo tiempo una reducción de su tamaño y peso. Además, disponiendo el motor eléctrico 124 de modo que su eje de accionamiento 125 sea sustancialmente ortogonal al tambor de cambio 24a, es posible evitar que el motor eléctrico 124 sobresalga de la transmisión de doble embrague 23.

Además, en el dispositivo de cambio de marcha 41, el motor eléctrico 124 está dispuesto de modo que su eje de accionamiento 125 esté en una orientación de dirección delantera-trasera, y la leva de tambor 122 es movida mediante el árbol de transmisión intermedio 123. Como resultado, el nivel de libertad en la disposición del motor eléctrico 124 se puede incrementar.

Además, en el dispositivo de cambio de marcha 41, las respectivas ranuras de excéntrica 129 de la leva de tambor 122 se cambian suavemente, y, por lo tanto, el movimiento de la aguja 121a que se mueve dentro de las ranuras de excéntrica 129 es más gradual, la velocidad de rotación del tambor de cambio 24a no cambia rápidamente, y se evita el par aplicado al sistema debido a fuerza inercial, de modo que es posible reducir el tamaño y el peso de los respectivos componentes de mecanismo y el motor eléctrico 124. Además, dado que es posible un control suave con un nivel bajo de variación de carga, se puede lograr un aumento de velocidad de la operación de cambio de velocidad, y se puede evitar la generación del ruido de golpeteo durante la operación de cambio de velocidad debido a intervalos diminutos entre los respectivos componentes de mecanismo.

Además, en el dispositivo de cambio de marcha 41, las respectivas ranuras de excéntrica 129 de la leva de

tambor 122 tienen el rango de mantenimiento 129a a lo largo de la dirección circunferencial de la leva de tambor y el rango variable 129b en el que cambia la posición en la dirección del eje de leva de tambor, y el rango de
5 mantenimiento 129a y el rango variable 129b están suavemente conectados. En consecuencia, el movimiento de las agujas 121a que se mueven dentro de las respectivas ranuras de excéntrica 129 es más gradual, y el tambor de cambio 24 no cambia rápidamente su velocidad de rotación ni
10 siquiera cuando arranca o deja de girar. Por lo tanto, es posible reducir el tamaño y el peso de los respectivos componentes del mecanismo y el motor eléctrico 124, lograr un aumento de velocidad en la operación de cambio de velocidad, y suprimir la generación del ruido de golpeteo
15 durante la operación de cambio de velocidad.

La presente invención no se limita a la realización anterior, y se puede aplicar a varios tipos de motores de combustión interna tales como un motor monocilindro, un motor del tipo en V, y un motor de tipo longitudinal que
20 tiene el eje de cigüeñal a lo largo de la dirección delantera-trasera. Además, la presente invención también se puede aplicar a un vehículo de tres o cuatro ruedas del tipo de silla de montar, o a un vehículo tipo scooter que tenga una sección de estribo de piso bajo, además de mo-
25 tocicletas.

La configuración de la realización anterior es un ejemplo de la presente invención, y también se puede aplicar a un vehículo de pasajeros de cuatro ruedas. Además, se pueden hacer varios tipos de modificaciones
30 sin apartarse del alcance de la invención.

APLICABILIDAD INDUSTRIAL

Es posible proporcionar un dispositivo de cambio de marcha en el que se acorta el tiempo de la operación de cambio de velocidad; se evita el ruido de golpeteo duran-
35 te la operación de cambio de velocidad, y se reduce la

capacidad del accionador.

REIVINDICACIONES

1. Un dispositivo de cambio de marcha usado en una transmisión (23) de un motor (13), incluyendo:

un tambor de cambio (24a) que cambia una etapa de
5 cambio de velocidad de la transmisión (23) según una posición rotacional alrededor de un eje (C6),

un accionador (124) que tiene un eje de accionamiento (125) sustancialmente ortogonal a este tambor de cambio (24a);

10 una leva de tambor en forma de tornillo sinfín (122) que está dispuesta paralela al eje de accionamiento (125) de este accionador (124) y que tiene una pluralidad de ranuras de excéntrica (129) en su circunferencia exterior; y

15 un engranaje de rueda (121) que está fijado coaxialmente en el tambor de cambio (24a),

donde el tambor de cambio (4a) es girado por el accionador (124) mediante la leva de tambor (122) y el engranaje de rueda (121), para cambiar por ello la etapa de
20 cambio de velocidad de la transmisión (23),

caracterizado porque el engranaje de rueda (121) tiene una pluralidad de agujas (121a) en su circunferencia exterior;

al menos un par de cada aguja (121a) del engranaje
25 de rueda (121) y cada ranura de excéntrica (129) de la leva de tambor (122) están enganchadas una con otra;

cada una de las ranuras de excéntrica (129) de la leva de tambor (122) tiene un rango de mantenimiento (129a) a lo largo de la dirección circunferencial de la
30 leva de tambor (122), y un rango variable (129b) en el que cambia una posición en una dirección de eje de leva de tambor; y el rango de mantenimiento (129a) y el rango variable (129b) en cada ranura de excéntrica (129) están conectados suavemente mediante una sección de curva
35 (129c).

2. El dispositivo de cambio de marcha según la reivindicación 1,

5 donde el accionador (124) tiene su eje de accionamiento (125) a disponer en una orientación de dirección delantera-trasera de un vehículo, y mueve la leva de tambor (122) mediante un árbol de transmisión intermedio (123).

3. El dispositivo de cambio de marcha según la reivindicación 1, donde el rango de mantenimiento (129a) está dispuesto de modo que:

10 su posición en la dirección del eje de leva de tambor se mantenga constante; y

15 el tambor de cambio (24a) no se gire en un estado donde cada aguja (121a) está enganchada con otra en el rango de mantenimiento (129a).

4. El dispositivo de cambio de marcha según la reivindicación 1, donde las secciones de curva (129c) de las respectivas ranuras de excéntrica (129) están dispuestas en forma de arco a lo largo de una dirección de disposición de las respectivas agujas (121a).

20

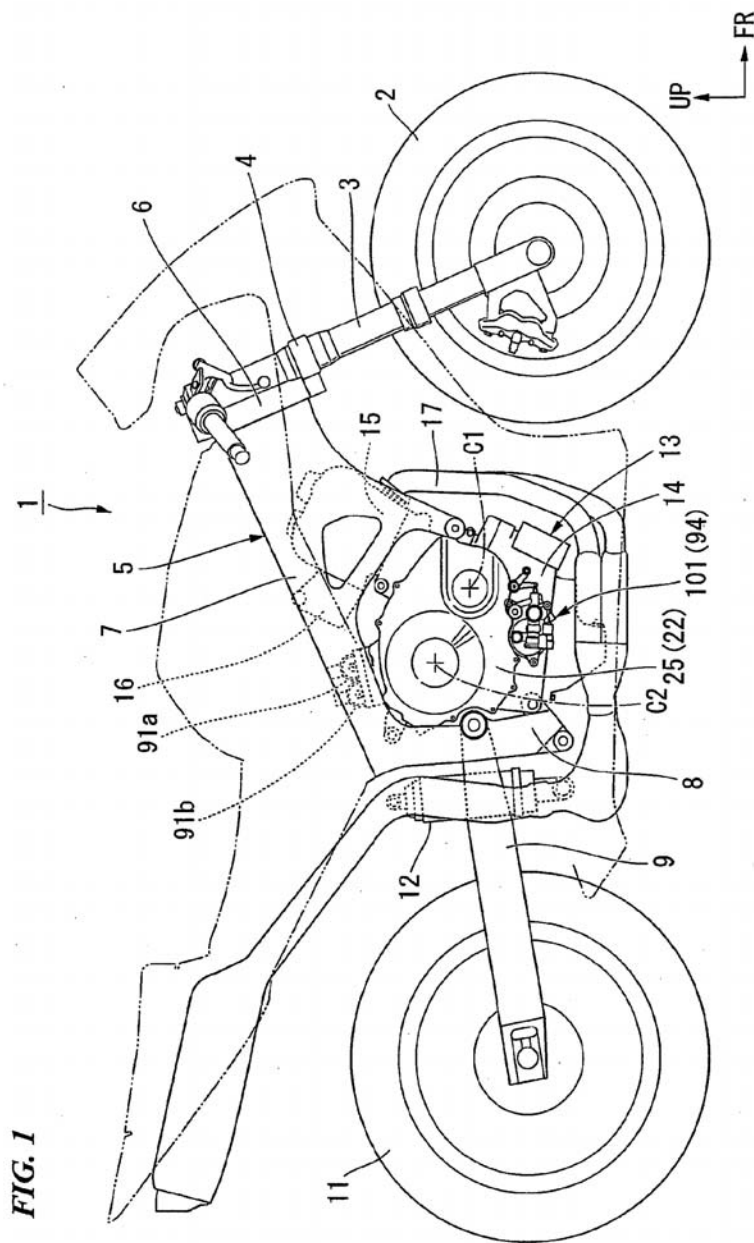


FIG. 2

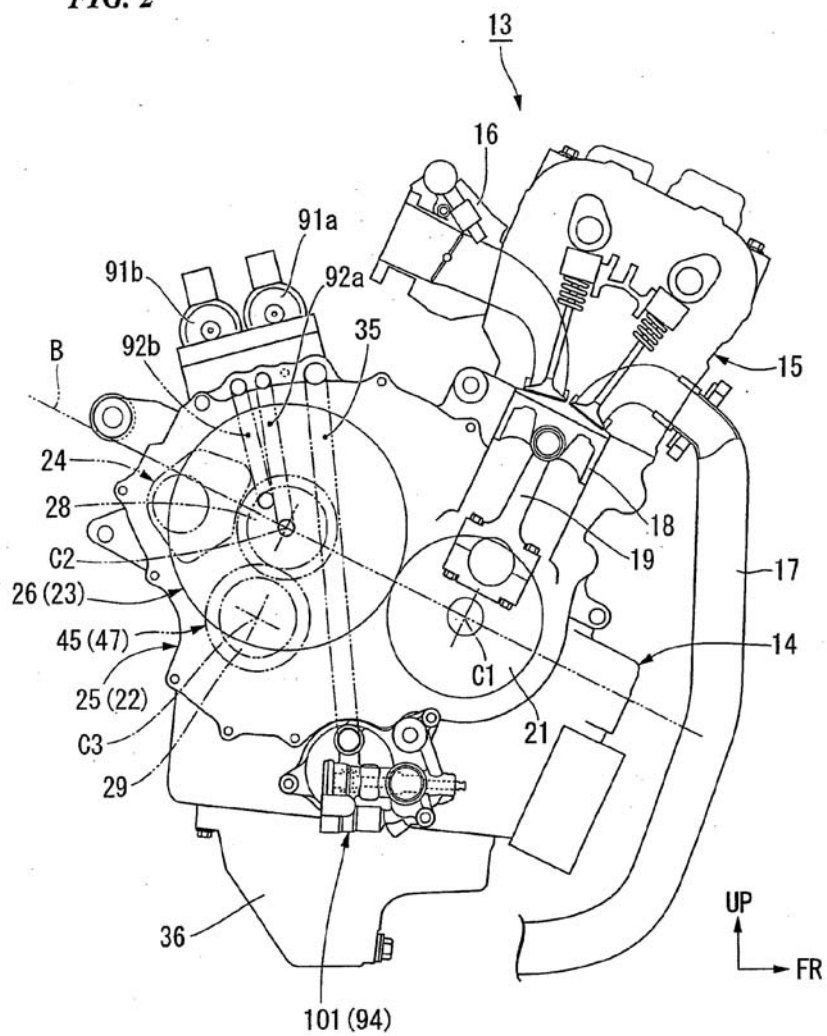


FIG. 3

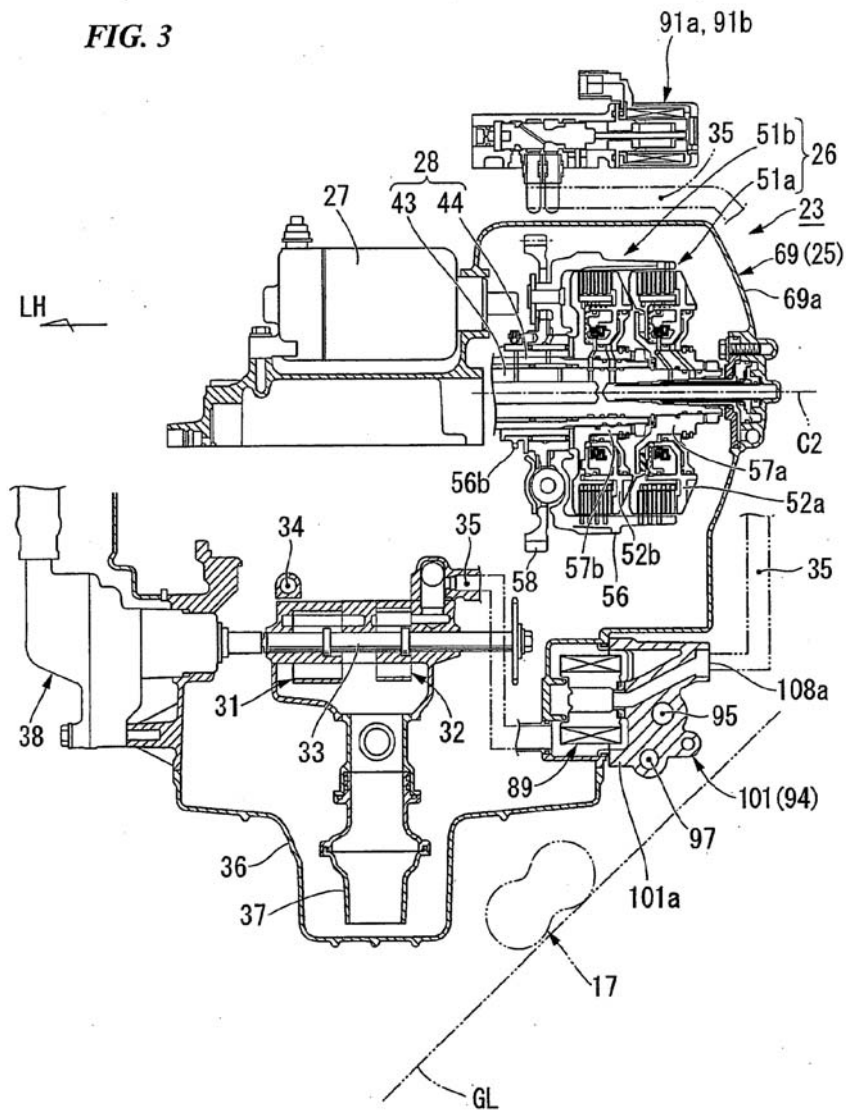


FIG. 4

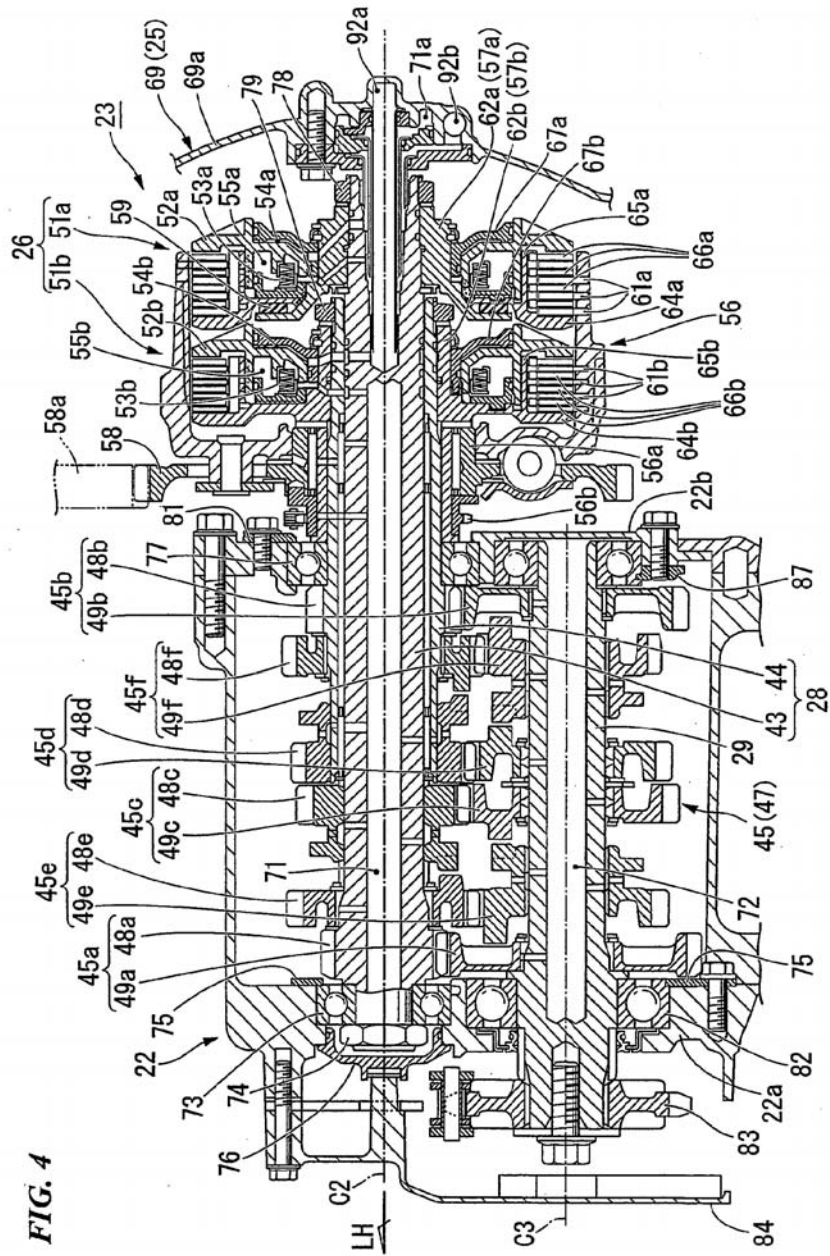


FIG. 5

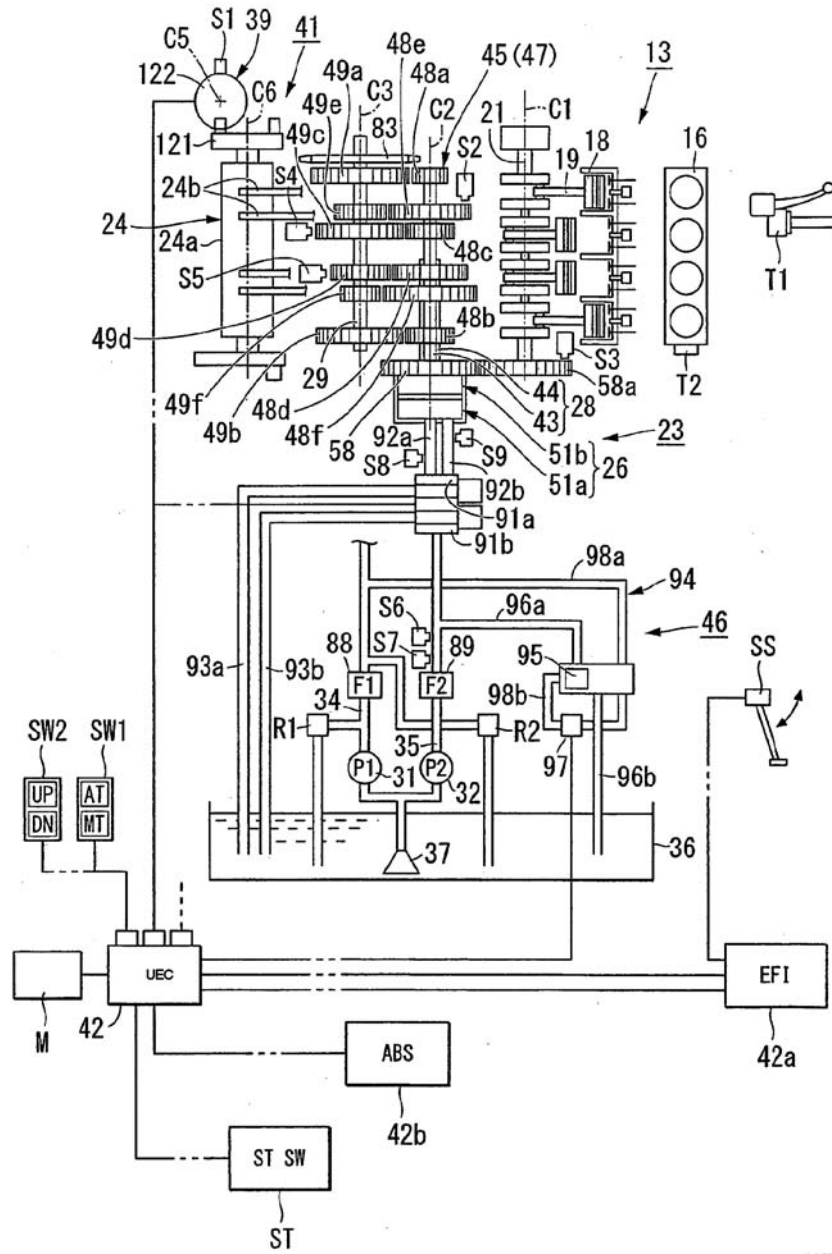


FIG. 6

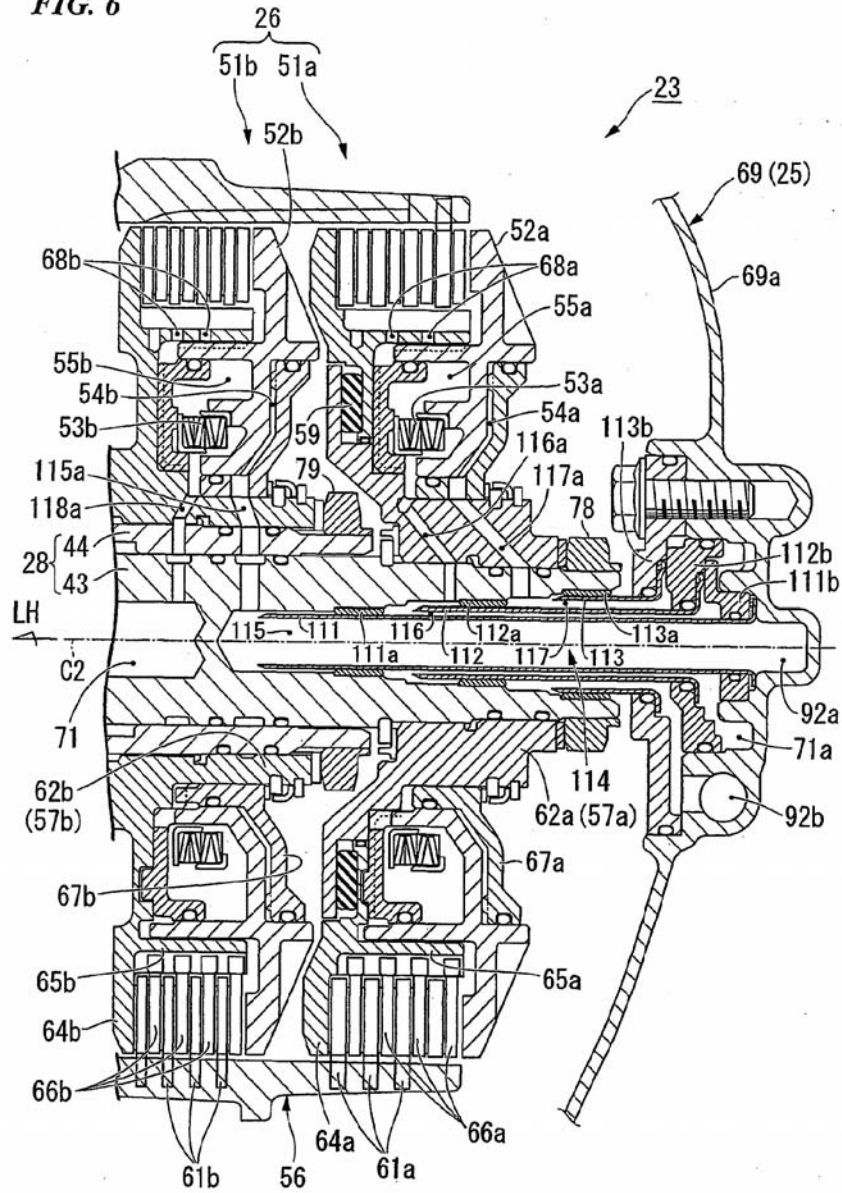


FIG. 7B

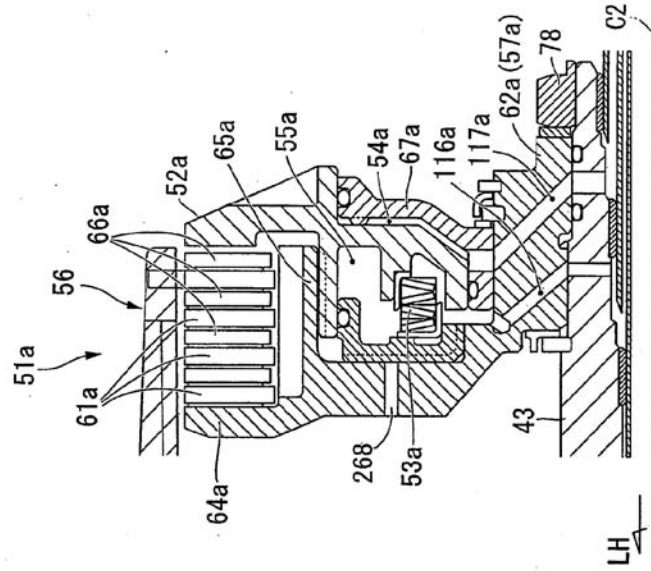


FIG. 7A

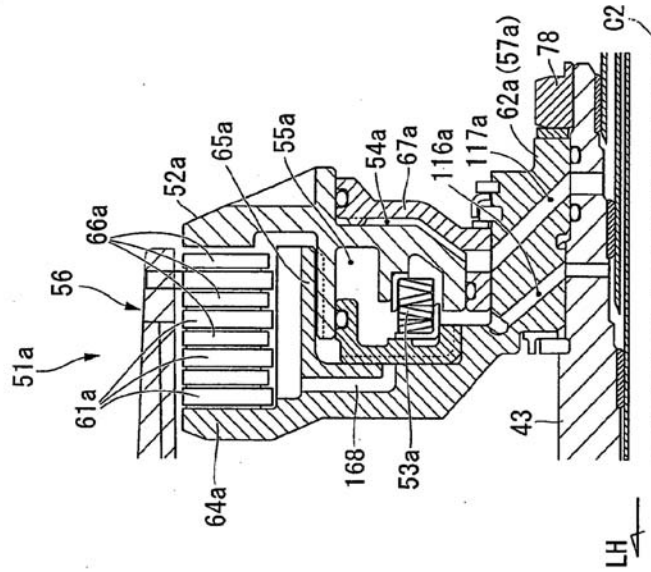
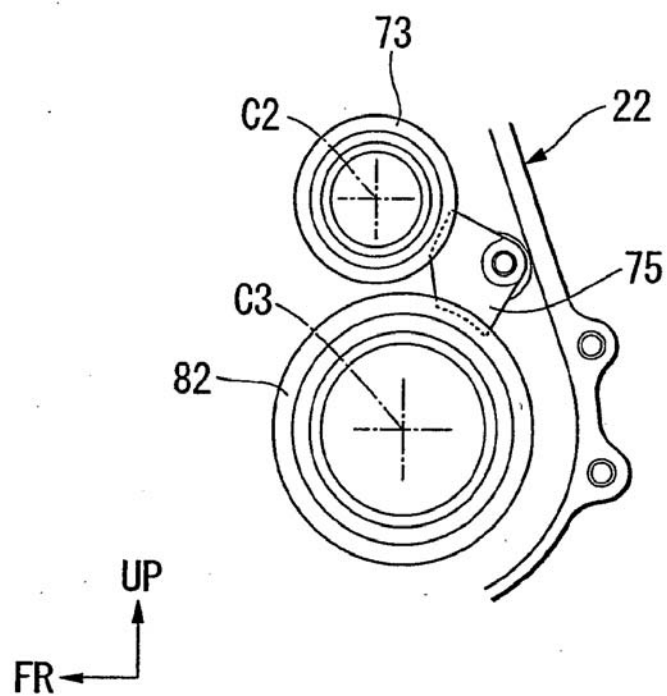


FIG. 8



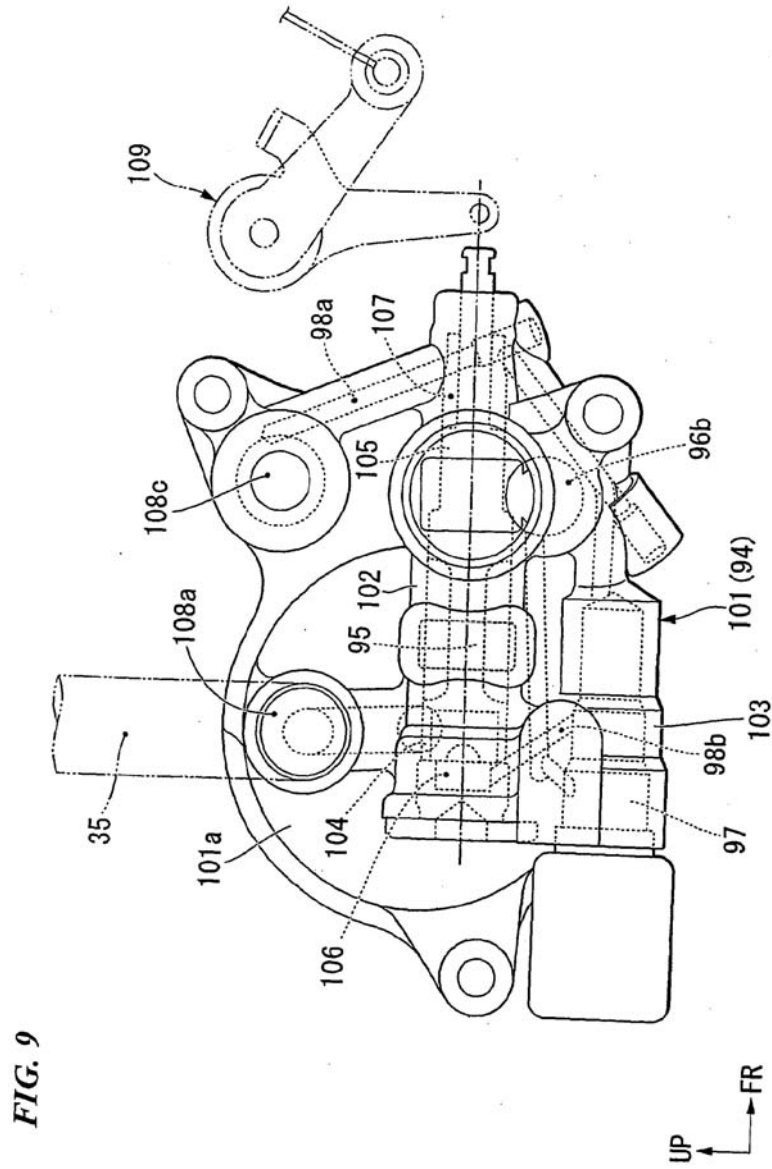


FIG. 10

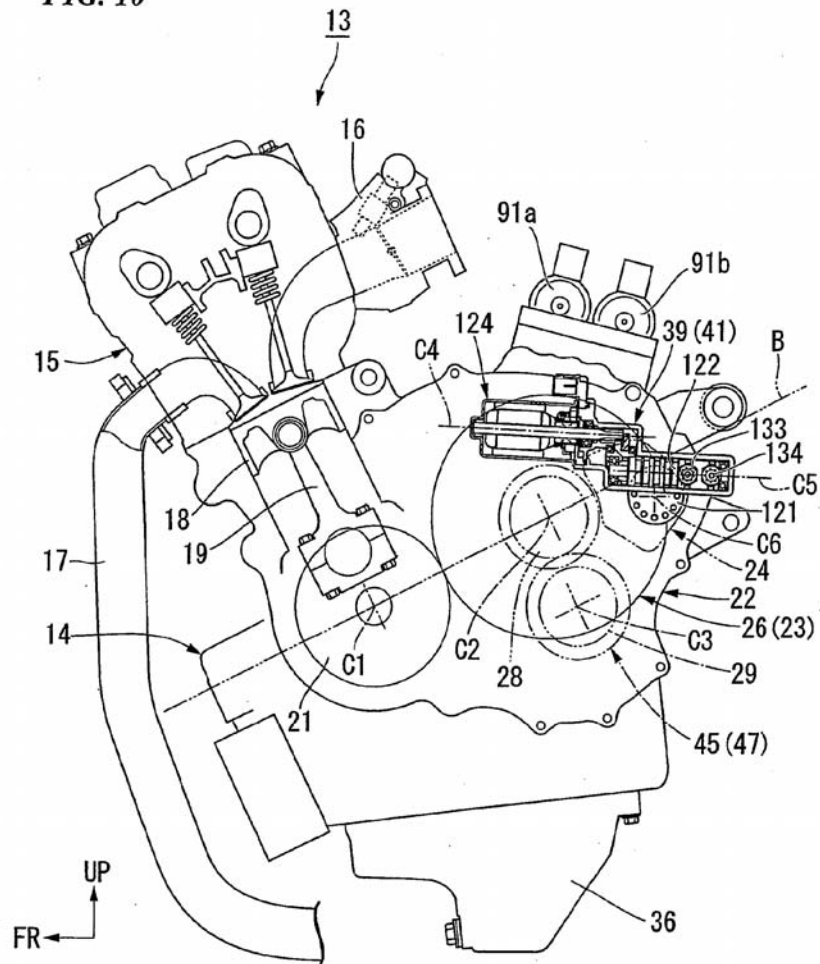


FIG. 11A

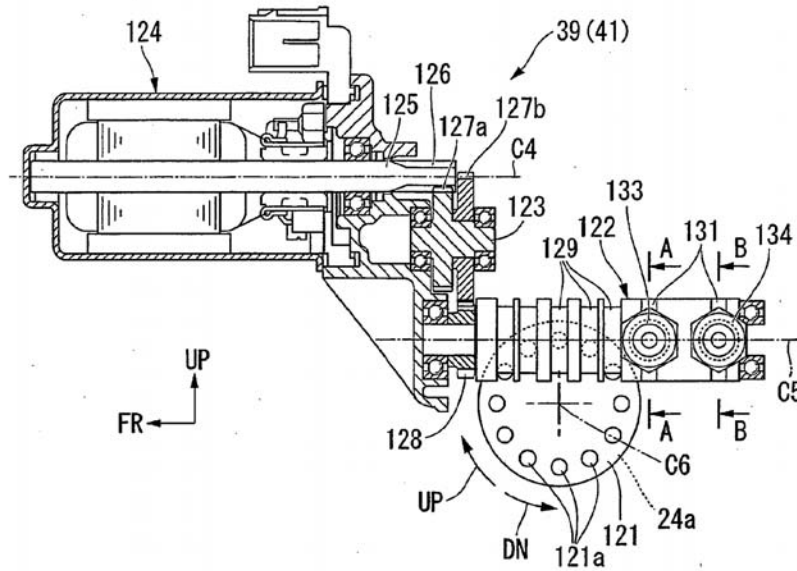


FIG. 11B

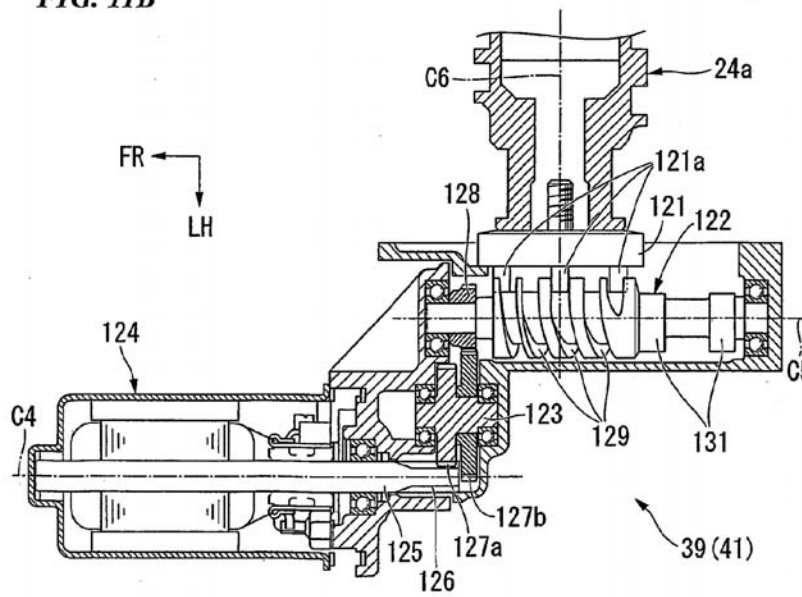


FIG. 12A

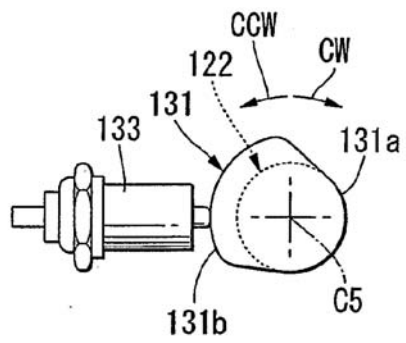


FIG. 12B

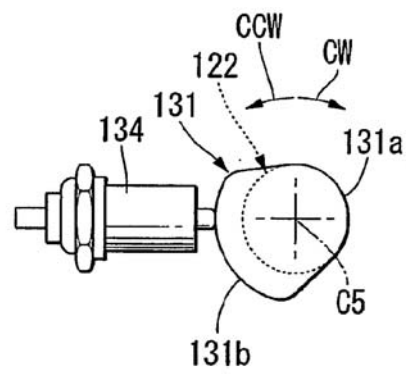


FIG. 13A

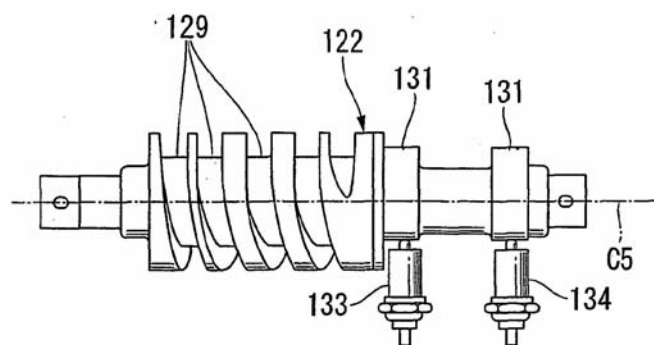


FIG. 13B

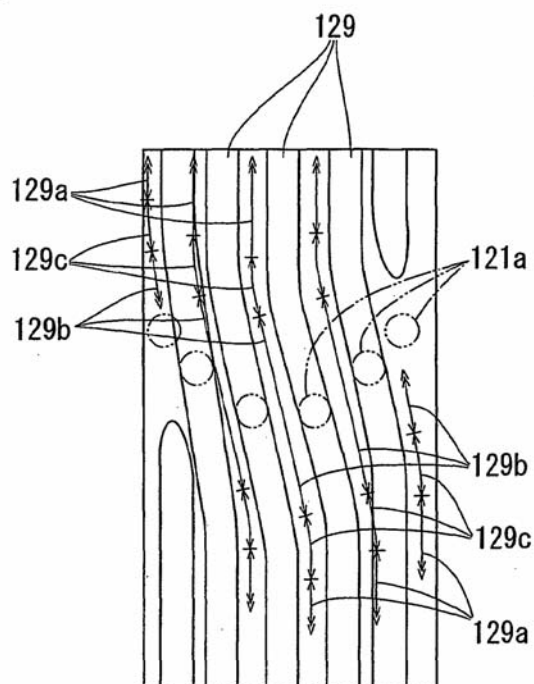


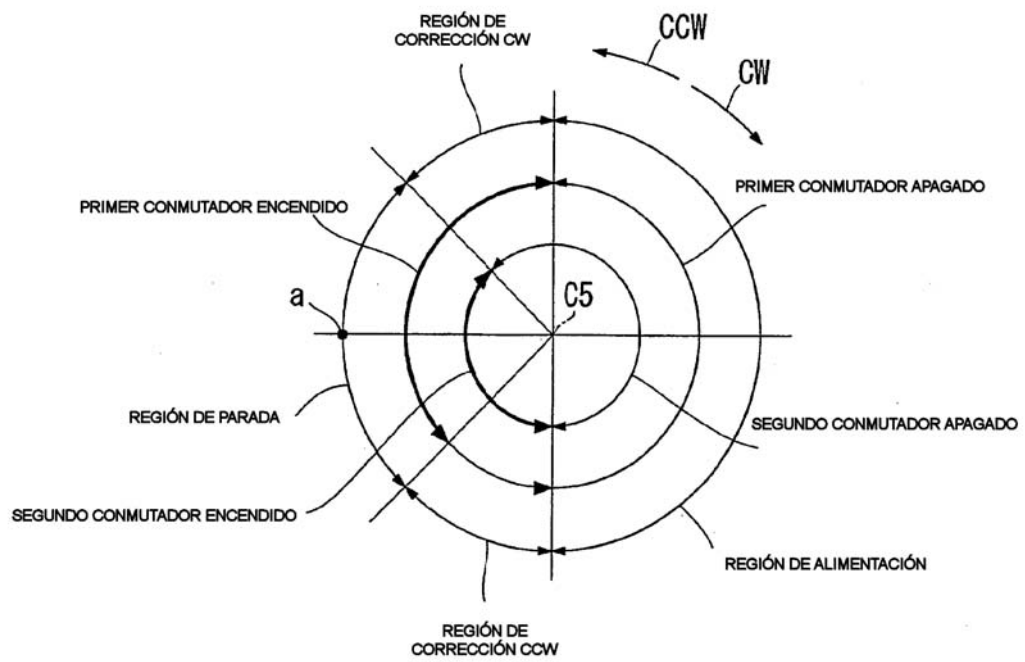
FIG. 14

FIG. 15A

REGIÓN	PRIMER CONMUTADOR	SEGUNDO CONMUTADOR
PARADA	ENCENDIDO	ENCENDIDO
CORRECCIÓN CCW	APAGADO	ENCENDIDO
ALIMENTACIÓN	APAGADO	APAGADO
CORRECCIÓN CW	ENCENDIDO	APAGADO

FIG. 15B

REGIÓN	PAR MOTOR
PARADA	0
CORRECCIÓN CCW	$-T_{min}$
ALIMENTACIÓN	$\pm T_{max}$
CORRECCIÓN CW	$+T_{min}$

FIG. 16

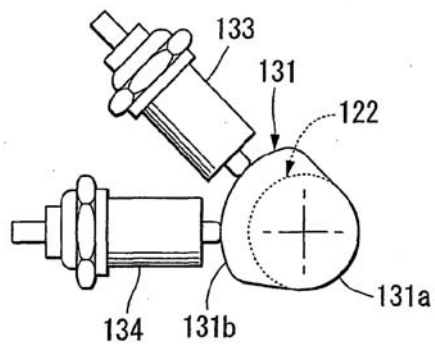


FIG. 17A

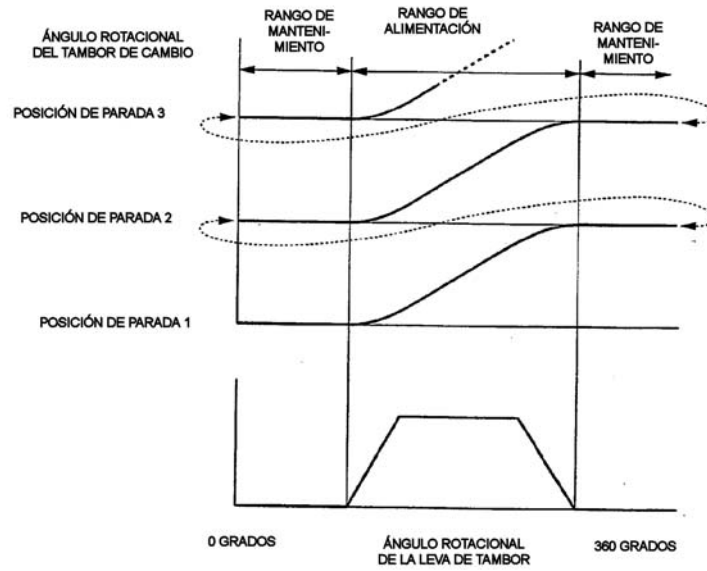


FIG. 17B

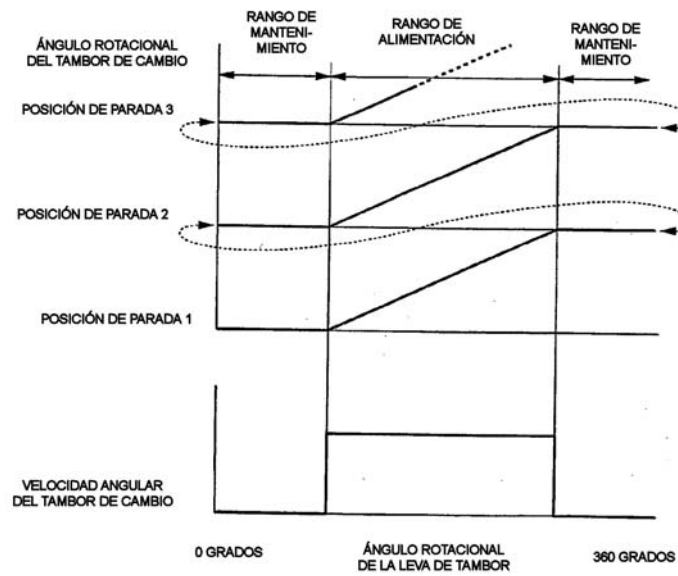


FIG. 18

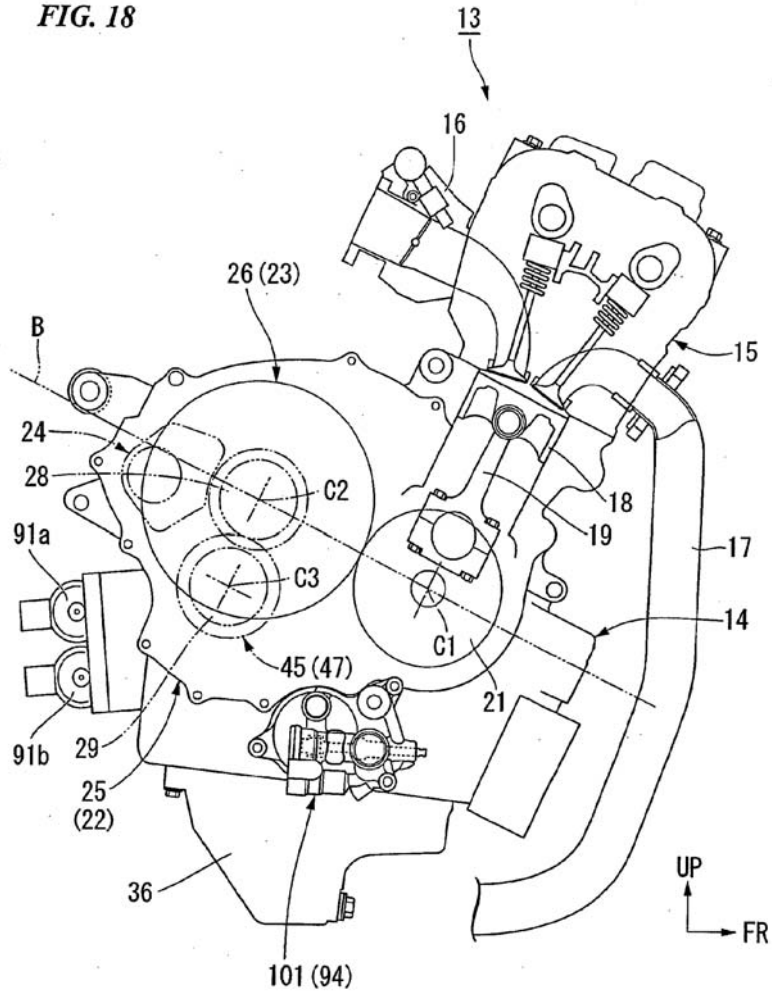


FIG. 19

