

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 394 381**

51 Int. Cl.:

F16H 61/688 (2006.01)
F16D 48/02 (2006.01)
F16D 11/10 (2006.01)
F16D 21/06 (2006.01)
F16D 48/06 (2006.01)
F16H 3/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **29.07.2008 E 08161303 (6)**

97 Fecha y número de publicación de la solicitud europea: **01.04.2009 EP 2042781**

54 Título: **Sistema de control de cambio de velocidad del tipo de doble embrague**

30 Prioridad:

26.09.2007 JP 2007249813

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:

31.01.2013

73 Titular/es:

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

72 Inventor/es:

**TSUKADA, YOSHIAKI;
OZEKI, TAKASHI;
KOJIMA, HIROYUKI;
NEDACHI, YOSHIAKI y
SUGITA, HARUOMI**

74 Agente/Representante:

UNGRÍA LÓPEZ, Javier

ES 2 394 381 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

Sistema de control de cambio de velocidad del tipo de doble embrague.

5 La presente invención se refiere a un sistema de control de cambio de velocidad del tipo de doble embrague adecuado para uso en un vehículo tal como una motocicleta.

10 Existe convencionalmente un sistema de control de cambio de velocidad del tipo de doble embrague incluyendo un mecanismo de transmisión que tiene una pluralidad de trenes de engranajes para posiciones de engranaje ordinales impares y posiciones de engranaje ordinales pares, y un par de embragues conectados respectivamente a ambos trenes de engranajes de posiciones de engranaje ordinales impares y pares, donde dicho mecanismo de transmisión es capaz de transmitir potencia usando selectivamente uno de los trenes de engranajes, uno de los embragues se engancha y el otro de los embragues se desengancha durante una operación normal con una posición de engranaje fija con el fin de transmitir potencia mediante el uso de uno de los trenes de engranajes conectados al embrague enganchado y de desarrollar una condición donde la transmisión de potencia puede ser realizada mediante el uso de un engranaje preliminarmente seleccionado de los trenes de engranajes conectados al embrague desenganchado, y, a partir de esta condición, el embrague enganchado se desengancha y el embrague desenganchado se engancha, por lo que se lleva a cabo el cambio entre la posición de engranaje ordinal impar y la posición de engranaje ordinal par (consúltese, por ejemplo, la Publicación de Patente japonesa número 2007-177904.

20 El mecanismo de transmisión puede realizar transmisión de potencia usando selectivamente uno de los trenes de engranajes a través de un proceso en el que un elemento deslizante girado como un cuerpo con un eje de soporte en cada uno de los trenes de engranajes se engancha de forma mutuamente no rotativa con un engranaje libre mutuamente rotativo en relación al eje de soporte.

25 La patente DE número 19751456 describe que, justo antes de la aparición de una demanda de cambio en el embrague doble que engrana en el eje de entrada de segundo engranaje rotativo sin carga, un engranaje está preseleccionado, pero no enganchado, y el segundo embrague del eje de entrada de segundo engranaje se cierre y regula de modo que el segundo embrague durante una operación de deslizamiento mantenga el eje de entrada de segundo engranaje a un nivel de velocidad predeterminado. El nivel de velocidad predeterminado está justo debajo de un nivel de velocidad sincronizado de un engranaje momentáneamente enganchado del eje de entrada de primer engranaje.

30 La patente DE número 102006008207 describe un método para eliminar ruido indeseado, especialmente traqueteo, en un mecanismo de engranaje de conmutación en paralelo que incluye poner un eje de accionamiento de un motor selectivamente en interacción de par con el eje de salida mediante uno de los engranajes parciales y un acoplamiento cerrado. El acoplamiento cerrado del engranaje parcial es operado cuando se produce ruido indeseado de modo que su deslizamiento se cambia. Características preferidas: el engranaje parcial se acopla cuando surge ruido indeseado de modo que su deslizamiento aumenta.

35 Mientras tanto, durante dicha operación normal, en el embrague desenganchado, una parte componente en el lado de fuente de accionamiento gira loca con relación a una parte componente en el lado de tren de engranajes. En este ejemplo, la parte componente en el lado de tren de engranajes del embrague y un tren de engranajes contiguo a la parte componente están en parada de rotación, y, al tiempo de cambio de la posición de engranaje, actúa una aceleración rotacional comparativamente alta en el tren de engranajes preliminarmente seleccionado. Por lo tanto, entre el engranaje libre y el elemento deslizante correspondiente a este tren de engranajes se puede generar un ruido de colisión en base a una holgura mecánica entre estos componentes, y se demanda una mejora de este punto.

40 El documento EP 1 826 053 A1 muestra un sistema de control de cambio de velocidad del tipo de doble embrague según el preámbulo de la reivindicación 1.

45 Consiguientemente, un objeto de la presente invención es reducir el ruido de colisión generado entre un engranaje libre y un elemento deslizante al tiempo de cambio de posición de engranaje, en un sistema de control de cambio de velocidad del tipo de doble embrague en el que el cambio de posición de engranaje se lleva a cabo por conmutación entre un par de embragues.

50 Como medio para resolver dicho problema, la invención expuesta en la reivindicación 1 reside en un sistema de control de cambio de velocidad del tipo de doble embrague incluyendo una unidad electrónica de control, un mecanismo de transmisión (por ejemplo, una transmisión 47 en una realización) que tiene una pluralidad de trenes de engranajes (por ejemplo, pares de engranajes de cambio de velocidad 45a a 45f en la realización) para posiciones de engranaje ordinales impares y posiciones de engranaje ordinales pares, y un par de embragues (por ejemplo, embragues de disco primero y segundo 51a y 51b en la realización) conectados respectivamente a ambos trenes de engranajes de posiciones de engranaje ordinales impares y pares, siendo capaz el mecanismo de transmisión de transmitir potencia usando selectivamente uno de los trenes de engranajes a través de un proceso en el que un elemento deslizante (por ejemplo, engranajes de deslizamiento 48c, 48d, 49e, 49f en la realización) que giran como un cuerpo con un eje de soporte (por ejemplo, un eje principal 28 y un contraeje 29 en la

realización) en cada uno de los trenes de engranajes se engancha de forma mutuamente no rotativa con un engranaje libre (por ejemplo, engranajes libres 48e, 48f, 49a a 49d en la realización) mutuamente rotativo en relación al eje de soporte, incluyendo el elemento deslizante (48c, 48d, 49e, 49f) y el engranaje libre (48e, 48f, 49a a 49d) una garra de lado de deslizamiento (SD) y una garra de lado libre (FD) respectivamente; y enganchándose uno de los embragues y desenganchándose el otro de los embragues durante una operación normal con una posición de engranaje fija con el fin de transmitir potencia mediante el uso de uno de los trenes de engranajes conectados al embrague enganchado y de desarrollar una condición donde la transmisión de potencia puede ser realizada mediante el uso de un engranaje preliminarmente seleccionado de los trenes de engranajes conectados al embrague desenganchado, y, a partir de esta condición, desenganchándose el embrague enganchado y enganchándose el embrague desenganchado para realizar por ello el cambio entre la posición de engranaje ordinal impar y la posición de engranaje ordinal par. Al tiempo de dicho cambio de dicha posición de engranaje, dicho embrague antes desenganchado es movido preliminarmente por una presión débil de aceite P1 hacia el lado de enganche de embrague cuando la unidad electrónica de control (42) determina un tiempo para cambio de marcha, por lo que se ejerce un par débil en los trenes de engranajes de cambio de velocidad preliminarmente seleccionados conectados al embrague antes desenganchado para reducir moderadamente la holgura en la dirección de giro entre las garras de lado de deslizamiento (SD) y unas garras de lado libre (FD) en los trenes de engranajes de cambio de velocidad, dando lugar al contacto de las garras de lado de deslizamiento (SD) y unas garras de lado libre (FD) una con otra, donde P1 es la presión de aceite no inferior a la presión de aceite mínima necesaria para reducir la holgura mecánica en el embrague desenganchado, y a continuación, el embrague en la condición desenganchada se pone en la condición enganchada ordinaria, mientras que el embrague en la condición enganchada se pone en la condición desenganchada.

La presión débil de aceite P1 se facilita en un tiempo T1 antes de suministrar una presión de aceite de enganche ordinaria P2 en el tiempo T2 para engancharse el embrague en la condición desenganchada, y antes de quitar la presión de aceite de enganche ordinaria P2 en el tiempo T3 para desengancharse el embrague en la condición enganchada.

El tiempo T3 para quitar la presión de aceite de enganche ordinaria P2 del embrague en la condición enganchada tiene lugar entre el tiempo T1 para proporcionar la presión débil de aceite P1 y el tiempo T2 para suministrar la presión de aceite de enganche ordinaria P2 al embrague en la condición desenganchada.

Cada uno de los embragues es un embrague hidráulico de aceite que exhibe una fuerza de enganche en base a una presión de aceite suministrada externamente.

Según la presente invención, al tiempo de cambio de posición de engranaje (al tiempo de conmutación entre los embragues), moviendo preliminarmente el embrague antes desenganchado una cantidad muy pequeña hacia el lado de enganche de embrague, el tren de engranajes preliminarmente seleccionado conectado a este embrague se gira bajo un par débil, por lo que la holgura en la dirección de giro entre el engranaje libre y el elemento deslizante en el tren de engranajes se puede reducir moderadamente, lo que hace posible reducir el ruido de colisión generado entre el engranaje libre y el elemento deslizante debido a la holgura al tiempo del cambio posterior de la posición de engranaje.

[Figura 1]

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

[Figura 2]

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

[Figura 3]

La figura 3 es un diagrama de bloques de un sistema de control de cambio de velocidad del tipo de doble embrague de la motocicleta.

[Figura 4]

La figura 4 es una vista en sección de una transmisión del tipo de doble embrague de la motocicleta.

[Figura 5]

La figura 5 es una vista en sección de un mecanismo de cambio para operar la transmisión del tipo de doble embrague.

[Figura 6]

La figura 6 es un gráfico que representa la condición en la que se suministran presiones de aceite de control de embrague en el sistema de control de cambio de velocidad del tipo de doble embrague.

5 [Figura 7]

La figura 7 ilustra las condiciones de enganche entre una garra de lado de deslizamiento y una garra de lado libre en la transmisión del tipo de doble embrague, donde (a) representa la condición durante una operación normal con una posición de engranaje fija, (b) representa la condición inmediatamente antes del cambio de posición de engranaje, y (c) representa la condición al tiempo de cambio de posición de engranaje.

10 A continuación se describirá una realización de la presente invención con referencia a los dibujos. A propósito, los lados (direcciones) delantero, trasero, izquierdo, derecho y análogos en la descripción siguiente son los mismos que los lados (direcciones) con respecto a un vehículo, a no ser que se especifique lo contrario. Además, la flecha FR en los dibujos indica el lado delantero del vehículo, la flecha LH indica el lado izquierdo del vehículo, y la flecha UP indica el lado superior del vehículo.

15 Como se representa en la figura 1, una parte superior de una horquilla delantera 3 que soporta rotativamente una rueda delantera 2 en una motocicleta (vehículo del tipo de montar a horcajadas) 1 se soporta de forma dirigitiva por un tubo delantero 6 dispuesto en una parte de extremo delantero de un bastidor de carrocería 5, a través de un vástago de dirección 4. Un manillar de dirección 4a está montado en una parte superior del vástago de dirección 4 (o la horquilla delantera 3). Un bastidor principal 7 se extiende hacia atrás desde el tubo delantero 6, para conectar con chapas de pivote 8. Las partes de extremo delantero de brazos basculantes 9 se soportan de forma verticalmente basculante en las chapas de pivote 8, y una rueda trasera 11 se soporta rotativamente en partes de extremo trasero de los brazos basculantes 9. Una unidad de amortiguamiento 12 está interpuesta entre el brazo basculante 9 y el bastidor de carrocería 5. En el lado interior del bastidor de carrocería 5 está suspendido un motor (motor de combustión interna) 13 como un primer motor de la motocicleta 1.

20 Con referencia a la figura 2, el motor 13 es un motor de cuatro cilindros en paralelo con un eje rotacional central C1 de un cigüeñal 21 puesto en la dirección a lo ancho del vehículo (dirección izquierda-derecha), donde unos cilindros 15 se alzan en un cárter 14, un pistón correspondiente 18 va montado alternativamente en cada uno de los cilindros 15, y el movimiento alternativo de cada pistón 18 es convertido a rotación del cigüeñal 21 a través de bielas 19. Un cuerpo estrangulador 16 está conectado a una parte trasera del cilindro 15, y un tubo de escape 17 está conectado a una parte delantera del cilindro 15.

30 Una caja de transmisión 22 está dispuesta en el lado trasero e integralmente con el cárter 14, y la caja de transmisión 22 encierra una transmisión del tipo de doble embrague 23 y un mecanismo de cambio 24. Una parte derecha de la caja de transmisión 22 se convierte en una caja de embrague 25, y la caja de embrague 25 contiene embragues dobles 26 de la transmisión del tipo de doble embrague 23. La potencia rotacional del cigüeñal 21 que sirve como una fuente de potencia motriz del motor 13 es enviada al lado izquierdo de la caja de transmisión 22 a través de la transmisión del tipo de doble embrague 23, y es transmitida a la rueda trasera 11 a través de un mecanismo de transmisión de potencia de un tipo de cadena, por ejemplo. Además, los símbolos C2 y C3 en la figura denotan respectivamente ejes rotacionales centrales de un eje principal 28 y un contraeje 29 de la transmisión del tipo de doble embrague 23.

35 Como se representa en la figura 3, la motocicleta 1 está provista de un sistema de control de cambio de velocidad del tipo de doble embrague que incluye principalmente la transmisión del tipo de doble embrague 23 dispuesta en conexión con el motor 13, un dispositivo de cambio de marcha 41 configurado dotando al mecanismo de cambio 24 de un mecanismo de movimiento 39, y una unidad electrónica de control (UEC) 42 para controlar las operaciones de la transmisión del tipo de doble embrague 23 y el dispositivo de cambio de marcha 41.

40 Con referencia también a la figura 4, la transmisión del tipo de doble embrague 23 incluye: el eje principal 28 que tiene una estructura doble compuesta de ejes interior y exterior 43, 44; el contraeje 29 dispuesto en paralelo al eje principal 28; un grupo de engranajes de cambio de velocidad 45 dispuesto a modo de puente entre el eje principal 28 y el contraeje 29; los embragues dobles 26 dispuestos coaxialmente en una parte de extremo derecho del eje principal 28; y un sistema de suministro de aceite a presión 46 para suministrar aceite a presión de trabajo a los embragues dobles 26. A continuación, el conjunto compuesto por el eje principal 28, el contraeje 29 y el grupo de engranajes de cambio de velocidad 45 se denomina transmisión 47.

45 El eje principal 28 tiene una estructura en la que una parte de extremo derecho del eje interior 43 que se extiende a modo de puente entre las partes izquierda y derecha de la caja de transmisión 22 está insertada de forma mutuamente rotativa en el eje exterior 44. En las periferias exteriores de los ejes interior y exterior 43, 44 están dispuestos de forma distribuida engranajes de accionamiento 48a a 48f para seis velocidades de marcha en el grupo de engranajes de cambio de velocidad 45. Por otra parte, engranajes movidos 49a a 49f para seis velocidades de marcha en el grupo de engranajes de cambio de velocidad 45 están dispuestos en la periferia exterior del contraeje 29. Los engranajes de accionamiento 48a a 48f y los engranajes movidos 49a a 49f engranan uno con otro en base

a cada posición de engranaje, constituyendo pares de engranajes de cambio de velocidad 45a a 45f correspondientes a las posiciones de engranaje, respectivamente. Además, los pares de engranajes de cambio de velocidad 45a a 45f disminuyen en relación de reducción (son engranajes de mayor aumento de velocidad) en el orden de la primera velocidad de marcha a la sexta velocidad de marcha.

5 Una parte de extremo izquierdo del eje interior 43 llega a una pared lateral izquierda 22a de la caja de transmisión 22, y se soporta rotativamente en la pared lateral izquierda 22a a través de un cojinete de bolas 73.

10 Por otra parte, una parte lateral derecha del eje interior 43 penetra en una pared lateral derecha 22b de la caja de transmisión 22 de manera que esté expuesta dentro de la caja de embrague 25, y una parte intermedia en la dirección izquierda-derecha del eje interior 43 se soporta rotativamente en la pared lateral derecha 22b de la caja de transmisión 22 a través de una parte intermedia en la dirección izquierda-derecha del eje exterior 44 que penetra en la pared lateral derecha 22b y a través de un cojinete de bolas 77.

15 El eje exterior 44 es más corto que el eje interior 43, y su parte de extremo izquierdo termina en una parte intermedia en la dirección izquierda-derecha de la caja de transmisión 22. En la porción del eje exterior 44 que está situada en el lado izquierdo con relación a la pared lateral derecha 22b, los engranajes movidos 48b, 48d y 48f correspondientes a posiciones de engranaje ordinales pares (velocidades segunda, cuarta y sexta) en el grupo de engranajes de cambio de velocidad 45 se soportan en el orden de la cuarta velocidad, la sexta velocidad y la segunda velocidad desde el lado izquierdo. Por otra parte, en la porción del eje interior 43 que está situada en el lado izquierdo de una parte de extremo izquierdo del eje exterior 44, los engranajes de accionamiento 48a, 48c y 48e correspondientes a posiciones de engranaje ordinales impares (velocidades primera, tercera y quinta) en el grupo de engranajes de cambio de velocidad 45 se soportan en el orden de la primera velocidad, la quinta velocidad y la tercera velocidad desde el lado izquierdo.

25 Las partes de extremo derecho e izquierdo del contraeje 29 se soportan rotativamente en las paredes laterales izquierda y derecha 22a, 22b de la caja de transmisión 22 a través de cojinetes de bolas 82, 86, respectivamente. La parte de extremo izquierdo del contraeje 29 sobresale al lado izquierdo de la pared lateral izquierda 22a, y un piñón de accionamiento 83 del mecanismo de transmisión de potencia para transmisión de potencia a la rueda trasera 11 está montado en la parte de extremo izquierdo.

30 Los engranajes movidos 49a a 49f en el grupo de engranajes de cambio de velocidad 45 correspondientes respectivamente a las posiciones de engranaje se soportan en la porción del contraeje 29 que está situada en el lado interior de la caja de transmisión 22, en el mismo orden que los engranajes de accionamiento 48a a 48f. Unos pasos principales de alimentación de aceite 71, 72 capaces de suministrar aceite a presión desde una bomba principal de aceite (no representada) para alimentación de presión de aceite a partes en el motor 13 están formados respectivamente en el eje principal 28 (eje interior 43) y el contraeje 29, y se suministra apropiadamente aceite de motor al grupo de engranajes de cambio de velocidad 45 a través de los pasos principales de aceite 71, 72.

35 Los embragues dobles 26 tienen embragues de disco primero y segundo de tipo hidráulico de aceite (a continuación se hará referencia a ellos en algunos casos simplemente como embragues) 51a, 51b dispuestos coaxialmente y de forma adyacente uno a otro, y los ejes interior y exterior 43, 44 están conectados coaxialmente respectivamente a los embragues 51a, 51b. Un engranaje primario movido 58 engranado con un engranaje de accionamiento primario 58a en el cigüeñal 21 está dispuesto coaxialmente en un exterior de embrague 56 que tiene en común los embragues 45 51a, 51b, y la fuerza de accionamiento rotacional del cigüeñal 21 se introduce en el exterior de embrague 56 a través de los engranajes 58, 58a. La fuerza de accionamiento rotacional introducida en el exterior de embrague 56 es transmitida individualmente a los ejes interior y exterior 43, 44 según las condiciones enganchada/desenganchada de los embragues 51a, 51b. Las condiciones enganchada/desenganchada de los embragues 51a, 51b son controladas individualmente por la presencia/ausencia de aceite a presión suministrado desde dicho sistema de suministro de aceite a presión 46.

50 Uno de los embragues 51a, 51b está enganchado mientras el otro está desenganchado, y la transmisión de potencia en la transmisión 47 se lleva a cabo mediante el uso de uno del par de engranajes de cambio de velocidad conectados a uno de los ejes interior y exterior 43, 44. Además, el par de engranajes de cambio de velocidad a usar a continuación se selecciona preliminarmente de entre los pares de engranajes de cambio de velocidad conectados al otro de los ejes interior y exterior 43, 44, y, a partir de esta condición, uno de los embragues 51a, 51b se desengancha mientras el otro se engancha, por lo que la transmisión de potencia en la transmisión 47 se conmuta a la efectuada mediante el uso del par de engranajes de cambio de velocidad preliminarmente seleccionado, dando lugar a cambio ascendente o a cambio descendente en la transmisión 47.

55 Como se representa en la figura 3, el sistema de suministro de aceite a presión 46 incluye: una bomba de aceite de embrague 32 como una fuente de generación de presión de aceite para los embragues dobles 26; un paso de alimentación de aceite 35 que se extiende desde un orificio de descarga de la bomba de aceite de embrague 32; accionadores de embrague primero y segundo 91a, 91b conectados al lado situado hacia abajo del paso de alimentación de aceite 35; y pasos de suministro de aceite primero y segundo 92a, 92b que se extienden desde los accionadores de embrague 91a, 91b a cámaras de aceite a presión de lado de enganche 54a, 54b (véase la figura 4) de los embragues 51a, 51b.

La bomba de aceite de embrague 32 se facilita por separado de la bomba principal de aceite, y opera aspirando el aceite de motor almacenado en una bandeja colectora de aceite 36 en el lado inferior del cárter 14 y descargando el aceite al paso de alimentación de aceite 35. Un filtro de aceite 89 para uso exclusivo en el paso de aceite está dispuesto en el paso de alimentación de aceite 35.

A propósito, los símbolos S6 y S7 en la figura denotan un sensor de presión de aceite y un sensor de temperatura del aceite para detectar la presión de aceite y la temperatura del aceite en el paso de alimentación de aceite 35; el símbolo R denota una válvula de alivio para controlar la subida de la presión de aceite dentro del paso de alimentación de aceite 35; y los símbolos S8, S9 denotan sensores de presión de aceite para detectar las presiones de aceite en los pasos de suministro de aceite 92a, 92b, es decir, las presiones del aceite alimentado a los embragues 51a, 51b.

La comunicación del paso de alimentación de aceite 35 y los pasos de suministro de aceite primero y segundo 92a, 92b se puede llevar a cabo individualmente mediante la operación de los accionadores de embrague 91a, 91b. Cuando se hace que el paso de alimentación de aceite 35 y el primer paso de suministro de aceite 92a comuniquen uno con otro a través del primer accionador de embrague 91a, se suministra una presión de aceite comparativamente alta desde la bomba de aceite de embrague 32 a través del primer paso de suministro de aceite 92a a la cámara de aceite a presión de lado de enganche 54a del primer embrague 51a, por lo que el primer embrague 51a se engancha. Por otra parte, cuando se hace que el paso de alimentación de aceite 35 y el segundo paso de suministro de aceite 92b comuniquen uno con otro a través del segundo accionador de embrague 91b, la presión de aceite procedente de la bomba de aceite de embrague 32 es suministrada a través del segundo paso de suministro de aceite 92b a la cámara de aceite a presión de lado de enganche 54b del segundo embrague 51b, por lo que el segundo embrague 51b se engancha.

Un paso de alivio de presión de aceite 96a provisto de una válvula de alivio de presión de aceite 95 se bifurca del paso de alimentación de aceite 35. La válvula de alivio de presión de aceite 95 es accionada por un accionador de válvula 95a para conmutar entre apertura y cierre del paso de alivio de presión de aceite 96a. El accionador de válvula 95a es controlado por la unidad electrónica de control 42 de manera que opere de la siguiente manera. Por ejemplo, al tiempo de arrancar el motor, el accionador de válvula 95a abre el paso de alivio de presión de aceite 96a, por lo que el aceite de alimentación a presión procedente de la bomba de aceite de embrague 32 es devuelto a la bandeja colectora de aceite 36, y, después del arranque del motor, el accionador de válvula 95a cierra el paso de alivio de presión de aceite 96a de modo que el aceite de alimentación a presión puede ser suministrado a los embragues dobles 26.

Además, los accionadores de embrague 91a, 91b están provistos respectivamente de pasos de retorno de aceite 93a, 93b para hacer volver el aceite a presión procedente de la bomba de aceite de embrague 32 a la bandeja colectora de aceite cuando se interrumpe la comunicación entre el paso de alimentación de aceite 35 y los pasos de suministro de aceite primero y segundo 92a, 92b.

Como se representa en las figuras 3 y 5, el mecanismo de cambio 24 mueve en la dirección axial una pluralidad de horquillas de cambio (en esta realización, cuatro) 24b por la rotación de un tambor de cambio 24a dispuesto en paralelo a los ejes 28, 29, por lo que se conmuta el par de engranajes de cambio de velocidad (posición de engranaje) usado para transmisión de potencia entre el eje principal 28 y el contraeje 29.

De las horquillas de cambio 24b, la que se extiende al lado del eje principal 28 y la que se extiende al lado del contraeje 29 constituyen un par, y los lados de extremo base de estas horquillas de cambio 24b son soportados de forma axialmente móvil por un par de vástagos de horquilla de cambio 24c, respectivamente. Cada una de las horquillas de cambio 24b está provista en su lado de extremo base de un saliente de deslizamiento 24e para enganche con una ranura de una pluralidad de ranuras excéntricas 24d dispuestas en la periferia exterior del tambor de cambio 24a. Cada una de las horquillas de cambio 24b tiene sus partes de punta enganchadas con un engranaje deslizante (descrito más tarde) en el grupo de engranajes de cambio de velocidad 45, en el lado del eje principal 28 y en el lado del contraeje 29. Al tiempo de la rotación del tambor de cambio 24a, cada horquilla de cambio 24b es movida en la dirección axial según la configuración de cada ranura excéntrica 24d, y el engranaje deslizante es movido en la dirección axial, por lo que la posición de engranaje en la transmisión 47 se cambia.

Dicho mecanismo de accionamiento 39 está dispuesto en un lado de extremo del tambor de cambio 24a. El mecanismo de accionamiento 39 incluye: un piñón 39a fijado coaxialmente al tambor de cambio 24a en el mecanismo de cambio 24; una leva de tambor en forma de tornillo sinfín 39b enganchada con el piñón 39a; y un motor eléctrico 39c para suministrar fuerza de accionamiento rotacional a la leva de tambor 39b. Moviendo el motor eléctrico 39c, el tambor de cambio 24a se gira apropiadamente, por lo que la posición de engranaje en la transmisión 47 se cambia. A propósito, el símbolo S1 en la figura denota un sensor para detectar la cantidad de operación (movimiento) del mecanismo de accionamiento 39 para detectar la posición de engranaje en la transmisión 47; el símbolo DS denota un sensor de ángulo rotacional para detectar el ángulo de giro real del tambor de cambio 24a; y el símbolo DT denota una garra para restringir el ángulo de giro en base a la posición de engranaje del tambor de cambio 24a.

5 Como se representa en la figura 4, la transmisión 47 es del tipo normalmente engranado en el que cada uno de los engranajes de accionamiento 48a a 48f y cada uno de los engranajes movidos 49a a 49f correspondientes a cada una de las posiciones de engranaje engranan normalmente uno con otro. Los engranajes se clasifican en sentido amplio en engranajes fijos que son rotativos integralmente con el eje de soporte relevante (cada uno de los ejes 28, 29), engranajes libres que son mutuamente rotativos en relación al eje de soporte, y engranajes de deslizamiento que son integralmente rotativos y axialmente móviles en relación al eje.

10 Específicamente, los engranajes de accionamiento 48a, 48b son engranajes fijos; los engranajes de accionamiento 48c, 48d son engranajes de deslizamiento; y los engranajes de accionamiento 48e, 48f son engranajes libres. Además, los engranajes movidos 49a a 49d son engranajes libres, y los engranajes movidos 49e, 49f son engranajes de deslizamiento. A continuación, los engranajes 48c, 48d, 49e, 49f se denominarán los engranajes de deslizamiento, y los engranajes 48e, 48f, 49a a 49d se denominarán los engranajes libres.

15 Entonces, siendo deslizados (movidos en la dirección axial) apropiadamente por el mecanismo de cambio 24 engranajes arbitrarios de los engranajes de deslizamiento, se habilita la transmisión de potencia mediante la utilización del par de engranajes de cambio de velocidad correspondientes a una de las posiciones de engranaje.

20 En un lado de los engranajes de deslizamiento 48c, 48d, aros de deslizamiento Sc, Sd que son integralmente rotativos y axialmente móviles en relación al eje de soporte relevante de la misma manera que los engranajes de deslizamiento 48c, 48d, se han dispuesto integralmente con estos últimos. Los aros de deslizamiento Sc, Sd se han dispuesto axialmente de forma adyacente a los engranajes libres 48e, 48f, respectivamente. Los aros de deslizamiento Sc, Sd están provistos respectivamente de garras de lado de deslizamiento (clavijas) D1c, D1d, mientras que los engranajes libres 48e, 48f están provistos respectivamente de garras de lado libre (clavijas) D1e, D1f correspondientes respectivamente a las garras de lado de deslizamiento D1c, D1d.

25 Además, en un lado de los engranajes de deslizamiento 49e, 49f, aros de deslizamiento Se, Sf que son integralmente rotativos y axialmente móviles en relación al eje de soporte relevante de la misma manera que los engranajes de deslizamiento 49e, 49f, se han dispuesto integralmente con estos últimos. Los aros de deslizamiento Se, Sf se han dispuesto axialmente de forma adyacente a los engranajes libres 49c, 49d, respectivamente. Los aros de deslizamiento Se, Sf están provistos respectivamente de garras de lado de deslizamiento (clavijas) D2e, D2f, mientras que los engranajes libres 49c, 49d están provistos respectivamente de garras de lado libre (clavijas) D2c, D2d correspondientes respectivamente a las garras de lado de deslizamiento D2e, D2f.

30 Además, garras de lado de deslizamiento (clavijas) D3e, D3f están dispuestas en el otro lado de los engranajes de deslizamiento 49e, 49f, y los engranajes libres 49a, 49b axialmente adyacentes a las garras de lado de deslizamiento D3e, D3f están provistos respectivamente de garras de lado libre (clavijas) D3a, D3b correspondientes respectivamente a las garras de lado de deslizamiento D3e, D3f.

35 La garra de lado de deslizamiento y la garra de lado libre enganchan una con otra de forma mutuamente no rotativa cuando el engranaje de deslizamiento correspondiente (incluido el aro de deslizamiento) y el engranaje libre se aproximan uno a otro, y el enganche se cancela cuando el engranaje de deslizamiento correspondiente y el engranaje libre se alejan uno de otro.

40 Entonces, con uno de los engranajes de deslizamiento y el engranaje libre correspondiente mutuamente enganchados de forma no rotativa uno con otro a través de la garra, se habilita la transmisión de potencia mediante el uso selectivo de uno del par de engranajes de cambio de velocidad entre el eje principal 28 y el contraeje 29.

45 Además, en la condición donde todos los enganches entre los engranajes de deslizamiento y los engranajes libres correspondientes están cancelados (en la condición representada en la figura 4), la transmisión de potencia entre los ejes 28 y 29 está inhabilitada, y esta condición es una condición neutra de la transmisión 47.

50 Como se representa en la figura 3, en base no solamente a los datos de dichos sensores, sino también a los datos de un sensor de posición de válvula de mariposa TS para el cuerpo estrangulador 16, un sensor de almacenamiento (interruptor) de soporte lateral (o soporte central) SS, un sensor de velocidad de rueda WS para la rueda delantera 2 así como, por ejemplo, un interruptor de modo SW1, un interruptor de selección de engranaje SW2, y un interruptor de cambio de punto muerto-accionamiento SW3 dispuesto en el manillar de dirección 4a, etc, la unidad electrónica de control 42 controla las operaciones de la transmisión del tipo de doble embrague 23 y el dispositivo de cambio de marcha 41, cambiando por ello la posición de engranaje (posición de cambio) en la transmisión 47.

55 El modo de cambio de velocidad seleccionado pulsando el interruptor de modo SW1 incluye un modo totalmente automático en el que la posición de engranaje en la transmisión 47 se cambia automáticamente en base a datos del vehículo tales como la velocidad del vehículo (velocidad de rueda) y la velocidad del motor, y un modo semiautomático en el que la posición de engranaje en la transmisión 47 solamente puede ser cambiada por la operación del interruptor de selección SW2 en base a la voluntad del conductor. El modo corriente de cambio de velocidad y la posición de engranaje se presentan, por ejemplo, en un dispositivo medidor M dispuesto cerca del manillar de dirección 4a. Además, mediante la operación del interruptor de punto muerto-accionamiento SW3, la transmisión 47 se puede conmutar entre una condición donde la transmisión de potencia en una posición de

engranaje predeterminada es posible y la condición neutra.

Además, el símbolo S2 en la figura denota un sensor de velocidad del vehículo para detectar la velocidad de giro del eje principal 28 (detectar la velocidad de giro del engranaje de accionamiento 48e engranado con el engranaje movido 49e que gira como un cuerpo con el contraeje 29) para detectar la velocidad del vehículo, y el símbolo S3 denota un sensor de velocidad de giro para detectar la velocidad de giro del engranaje primario movido 58 para detectar la velocidad del motor (la velocidad de giro del cigüeñal 21). La unidad electrónica de control 42 comparte los datos procedentes de los sensores con una UEC 42a para un sistema de inyección de carburante.

Como se representa en la figura 4, los embragues dobles 26 tienen una estructura en la que el primer embrague 51a conectado a los pares de engranajes de cambio de velocidad para posiciones de engranaje ordinales impares está dispuesto en el lado derecho (en el lado exterior en la dirección a lo ancho del vehículo) en la caja de embrague 25, y el segundo embrague 51b conectado a los pares de engranajes de cambio de velocidad para las posiciones de engranaje ordinales pares está dispuesto en el lado izquierdo (en el lado interior en la dirección a lo ancho del vehículo) en la caja de embrague 25. Cada uno de los embragues 51a, 51b es un embrague de discos múltiples de tipo húmedo que tiene una pluralidad de discos de embrague (discos de embrague 61a, 61b y chapas de embrague 66a, 66b) que se solapan alternativamente en la dirección axial.

Cada uno de los embragues 51a, 51b es de un tipo hidráulico de aceite en el que la chapa de presión 52a, 52b es desplazada en la dirección axial por el aceite a presión suministrado externamente, obteniendo por ello una fuerza de enganche predeterminada. Cada uno de los embragues 51a, 51b incluye un muelle de retorno 53a, 53b para empujar la chapa de presión 52a, 52b hacia el lado de desenganche de embrague; la cámara de aceite a presión de lado de enganche 54a, 54b para ejercer una fuerza de empuje hacia el lado de enganche de embrague en la chapa de presión 52a, 52b; y una cámara de aceite a presión de lado de desenganche 55a, 55b para ejercer una fuerza de empuje hacia el lado de desenganche de embrague en la chapa de presión 52a, 52b con el fin de asistir el movimiento de vuelta de ésta última. Cada una de las cámaras de aceite a presión de lado de desenganche 55a, 55b recibe normalmente un aceite a presión comparativamente baja de dicha bomba principal de aceite, y las cámaras de aceite a presión de lado de enganche 54a, 54b reciben selectiva e individualmente un aceite a presión comparativamente alta del sistema de suministro de aceite a presión 46 (la bomba de aceite de embrague 32).

Los embragues 51a, 51b comparten el único exterior de embrague 56 uno con otro, y están configurados de manera que tengan un diámetro sustancialmente igual. El exterior de embrague 56 tiene forma de un cilindro con fondo abierto al lado derecho, y una parte central de su parte inferior es soportada de forma mutuamente rotativa por una parte intermedia en la dirección izquierda-derecha del eje exterior 44. Un centro de embrague 57a para el primer embrague 51a está dispuesto en el lado interior izquierdo del exterior de embrague 56, mientras que un centro de embrague 57b para el segundo embrague 51b está dispuesto en el lado interior derecho del exterior de embrague 56. El centro de embrague 57a es soportado de forma integralmente rotativa en una parte de extremo derecho del eje interior 43, mientras que el centro de embrague 57b es soportado de forma integralmente rotativa en una parte de extremo derecho del eje exterior 44.

El engranaje primario movido 58 está montado en el lado izquierdo de una parte inferior del exterior de embrague 56, con un muelle amortiguador 59 entremedio, y el engranaje primario movido 58 engrana con el engranaje de accionamiento primario 58a del cigüeñal 21. Por lo tanto, la potencia rotacional del cigüeñal 21 es introducida en el exterior de embrague 56 a través del muelle amortiguador 59. El exterior de embrague 56 se gira concomitantemente a la rotación del cigüeñal 21 y por separado del eje principal 28.

Un piñón de accionamiento 56b para mover cada bomba de aceite está dispuesto de forma integralmente rotativa en el lado izquierdo, con relación al engranaje primario movido 58, del exterior de embrague 56. Una pluralidad de las chapas de embrague 61a para el primer embrague 51a son soportadas de forma integralmente rotativa en la periferia interior derecha del exterior de embrague 56, mientras que una pluralidad de las chapas de embrague 61b para el segundo embrague 51b se soportan de forma integralmente rotativa en la periferia interior izquierda del exterior de embrague 56.

El exterior de embrague 56 está provisto en su periferia exterior de una pluralidad de ranuras de enganche a lo largo de la dirección axial, mientras que las chapas de embrague 61a, 61b están provistas, cada una, en su periferia exterior de una pluralidad de salientes de enganche correspondientes a las ranuras de enganche, y los salientes de enganche enganchan de forma mutuamente no rotativa con las ranuras de enganche, por lo que las chapas de embrague 61a, 61b se soportan de forma integralmente rotativa en el exterior de embrague 56.

Una parte de pestaña 64a en el lado izquierdo del centro de embrague 57a del primer embrague 51a está provista de una parte de pared interior 65a que se alza hacia la derecha, y una pluralidad de los discos de embrague (chapas de rozamiento) 66a se soportan de forma integralmente rotativa en la periferia exterior de la parte de pared interior 65a.

El centro de embrague 57a está provisto en su periferia exterior de una pluralidad de ranuras de enganche a lo largo de la dirección axial, cada uno de los discos de embrague 66a está provisto en su periferia interior de una pluralidad de salientes de enganche correspondientes a las ranuras de enganche, y los salientes de enganche enganchan de

5 forma mutuamente no rotativa con las ranuras de enganche, por lo que los discos de embrague 66a se soportan de forma integralmente rotativa en el centro de embrague 57a. Dicha chapa de presión 52a está dispuesta enfrente en el lado derecho de la parte de pestaña 64a, y, entre el lado de la periferia exterior de la chapa de presión 52a y el lado de la periferia exterior de la parte de pestaña 64a, dichas chapas de embrague 61a y discos de embrague 66a están dispuestos en el estado de apilamiento alternativo en la dirección axial.

10 Entre el lado de la periferia interior de la chapa de presión 52a y el lado de la periferia interior de la parte de pestaña 64a se ha formado dicha cámara de aceite a presión de lado de desenganche 55a y se ha dispuesto el muelle de retorno 53a para empujar la chapa de presión 52a al lado derecho (al lado para alejamiento de la parte de pestaña 64a, es decir, al lado de desenganche de embrague).

15 Una parte de pestaña de soporte 67a dispuesta en la periferia exterior de una parte tubular central 62a en el lado derecho del centro de embrague 57a está dispuesta enfrente en el lado derecho del lado de la periferia interior de la chapa de presión 52a. Entre la parte de pestaña de soporte 67a y el lado de la periferia interior de la chapa de presión 52a se ha formado dicha cámara de aceite a presión de lado de enganche 54a y se ha dispuesto el muelle de retorno 53a.

20 Por otra parte, una parte de pestaña 64b en el lado izquierdo del centro de embrague 57b del segundo embrague 51b está provista de una parte de pared interior 65b que se alza hacia la derecha, y una pluralidad de los discos de embrague 66b se soportan de forma integralmente rotativa en la periferia exterior de la parte de pared interior 65b.

25 El centro de embrague 57b está provisto en su periferia exterior de una pluralidad de ranuras de enganche a lo largo de la dirección axial, cada uno de los discos de embrague 66b está provisto en su periferia interior de una pluralidad de salientes de enganche correspondientes a las ranuras de enganche, y los salientes de enganche enganchan de forma mutuamente no rotativa con las ranuras de enganche, por lo que los discos de embrague 66b se soportan de forma integralmente rotativa en el centro de embrague 57b. Dicha chapa de presión 52b está dispuesta enfrente en el lado derecho de la parte de pestaña 64b, y entre el lado de la periferia exterior de la chapa de presión 52b y el lado de la periferia exterior de la parte de pestaña 64b se ha dispuesto dichas chapas de embrague 61b y discos de embrague 66b en el estado de apilamiento alternativo en la dirección axial.

30 Entre el lado de la periferia interior de la chapa de presión 52b y el lado de la periferia interior de la parte de pestaña 64b se ha formado dicha cámara de aceite a presión de lado de desenganche 55b y se ha dispuesto un muelle de retorno 53b para empujar la chapa de presión 52b al lado derecho (al lado para alejamiento de la parte de pestaña 64b, es decir, al lado de desenganche de embrague).

35 Una parte de pestaña de soporte 67b dispuesta en la periferia exterior de una parte tubular central 62b en el lado derecho del centro de embrague 57b está dispuesta enfrente en el lado derecho en el lado de la periferia interior de la chapa de presión 52b. Entre la parte de pestaña de soporte 67b y el lado de la periferia interior de la chapa de presión 52b se ha formado dicha cámara de aceite a presión de lado de enganche 54b y se ha dispuesto el muelle de retorno 53b.

40 Una cubierta de embrague 69 que constituye el lado derecho de dicha caja de embrague 25 está provista de un primer paso de suministro de aceite 92a, un segundo paso de suministro de aceite 92b, y un paso principal de suministro de aceite en cubierta 71a. Además, se ha formado apropiadamente pasos de aceite que comunican individualmente con los pasos de aceite 92a, 92b, 71a en una parte hueca derecha 43a del eje interior 43.

45 Como resultado, se puede suministrar aceite a presión desde la bomba de aceite de embrague 32 a través del primer paso de suministro de aceite 92a y análogos a la cámara de aceite a presión de lado de enganche 54b del segundo embrague 51b, se puede suministrar aceite a presión desde dicha bomba principal de aceite a través del paso principal de suministro de aceite en cubierta 71 y análogos a la cámara de aceite a presión de lado de desenganche 55a del primer embrague 51a, y se puede suministrar aceite a presión desde la bomba de aceite de embrague 32 a través del segundo paso de suministro de aceite 92b y análogos a la cámara de aceite a presión de lado de enganche 54a del primer embrague 51a. Además, la cámara de aceite a presión de lado de desenganche 55b del segundo embrague 51b puede recibir aceite a presión de la bomba principal de aceite a través del paso principal de suministro de aceite 71 y análogos.

50 En la condición donde el motor está parado (en la condición donde las bombas de aceite están paradas), los embragues 51a, 51b están en la condición desenganchada donde las chapas de presión 52a, 52b son desplazadas al lado derecho por las fuerzas de empuje de los muelles de retorno 53a, 53b, y el enganche de rozamiento entre las chapas de embrague 61a, 61b y los discos de embrague 66a, 66b está cancelado. Además, en la condición donde el motor está funcionando y el suministro de aceite a presión del sistema de suministro de aceite a presión 46 está parado, las fuerzas de empuje de los muelles de retorno 53a, 53b y las presiones de aceite en las cámaras de aceite a presión de lado de desenganche 55a, 55b actúan en las chapas de presión 52a, 52b, por lo que los embragues 51a, 51b se ponen de nuevo en la condición desenganchada.

65 Por otra parte, en la condición donde el motor está funcionando y se suministra aceite a presión comparativamente alta desde el sistema de suministro de aceite a presión 46 a la cámara de aceite a presión de lado de enganche 54a

5 en el primer embrague 51a, la chapa de presión 52a es movida al lado izquierdo (al lado de la parte de pestaña 64a, es decir, al lado de enganche de embrague) contra la presión de aceite en la cámara de aceite a presión de lado de desenganche 55a y la fuerza de empuje del muelle de retorno 53a, y las chapas de embrague 61a y los discos de embrague 66a son empujados a enganche de rozamiento una con otra, dando lugar a la condición de embrague enganchado donde la transmisión de par entre el exterior de embrague 56 y el centro de embrague 57a es posible.

10 Igualmente, en la condición donde el motor está funcionando y se suministra aceite a presión comparativamente alta desde el sistema de suministro de aceite a presión 46 a la cámara de aceite a presión de lado de enganche 54b en el segundo embrague 51b, la chapa de presión 52b es movida al lado izquierdo (al lado de la parte de pestaña 64b, es decir, al lado de enganche de embrague) contra la presión de aceite en la cámara de aceite a presión de lado de desenganche 55b y la fuerza de empuje del muelle de retorno 53b, y la chapa de embrague 61b y los discos de embrague 66b son empujados a enganche de rozamiento uno con otro, dando lugar a la condición de embrague enganchado donde la transmisión de par entre el exterior de embrague 56 y el centro de embrague 57b es posible.

15 A propósito, cuando el suministro de aceite a presión a la cámara de aceite a presión de lado de enganche 54a, 54b está parado en la condición donde el embrague 51a, 51b está en la condición enganchada, la chapa de presión 52a, 52b es desplazada al lado izquierdo por el aceite a presión en la cámara de aceite a presión de lado de desenganche 55a, 55b y la fuerza de empuje del muelle de retorno 53a, 53b, y el enganche de rozamiento entre las chapas de embrague 61a, 61b y los discos de embrague 66a, 66b se cancela, dando lugar a la condición de embrague desenganchado donde la transmisión de par entre el exterior de embrague 56 y el centro de embrague 57a, 57b es imposible.

25 El aceite de motor suministrado a la cámara de aceite a presión de lado de desenganche 55a, 55b del embrague 51a, 51b es guiado al exterior de la cámara de aceite de presión a través de los pasos de aceite formados apropiadamente en la parte de pared interior 65a, 65b y análogos, suministrándose por ello apropiadamente a las chapas de embrague 61a, 61b y los discos de embrague 66a, 66b en la periferia exterior de la parte de pared interior 65a, 65b. Aliviando así el aceite de trabajo presente en la cámara de aceite a presión de lado de desenganche 55a, 55b, la presión de aceite dentro de la cámara de aceite a presión de lado de desenganche 55a, 55b se mantiene a una presión baja predeterminada, y se mejora la operación de lubricación y la operación de enfriamiento con respecto a las chapas de embrague 61a, 61b y los discos de embrague 66a, 66b en el embrague 51a, 51b en la condición desenganchada.

35 En la transmisión del tipo de doble embrague 23, en el caso en el que se determina que la motocicleta 1 se ha parado en base a que el soporte lateral está alzado o análogos realizada incluso después de arrancar el motor, ambos embragues 51a y 51b se mantienen en la condición desenganchada. Entonces, cuando, por ejemplo, se guarda el soporte lateral o se pulsa el interruptor SW1, SW2 o SW3, la transmisión 47 se cambia de la condición neutra a una condición de primera velocidad al objeto de permitir la transmisión de potencia mediante la utilización del primer engranaje (engranaje de arranque, es decir, el par de engranajes de cambio de velocidad 45a) como una preparación para arrancar la motocicleta 1, y, cuando, por ejemplo, la velocidad del motor aumenta a partir de esta condición, el primer embrague 51a es llevado a través de una condición de medio embrague a la condición enganchada, por lo que la motocicleta 1 arranca.

45 Durante la marcha de la motocicleta 1, solamente uno de los embragues 51a, 51b está en la condición enganchada dependiendo de sus posiciones de cambio corrientes, mientras que el otro se mantiene desenganchado. Como resultado, se transmite potencia a través de uno de los ejes interior y exterior 43, 44 y uno de los pares de engranajes de cambio de velocidad 45a a 45f. En este caso, la unidad electrónica de control 42 controla la operación de la transmisión del tipo de doble embrague 23 en base a datos del vehículo, con el fin de preparar preliminarmente una condición donde la transmisión de potencia mediante la utilización de un par de engranajes de cambio de velocidad correspondiente a la posición de cambio siguiente es posible.

50 Específicamente, donde la posición de cambio corriente (posición de engranaje) es, por ejemplo, una posición de engranaje ordinal impar (o posición de engranaje ordinal par), la posición de cambio siguiente es una posición de engranaje ordinal par (o posición de engranaje ordinal impar). En este caso, por lo tanto, se desarrolla preliminarmente una condición donde la transmisión de potencia mediante la utilización de un par de engranajes de cambio de velocidad para la posición de engranaje ordinal par (o posición de engranaje ordinal impar) es posible.

60 En este caso, el primer embrague 51a está en la condición enganchada, pero el segundo embrague 51b (o el primer embrague 56a) está en la condición desenganchada, de modo que la salida del motor (la potencia rotacional del cigüeñal 21) no es transmitida al eje exterior 44 (o el eje interior 43) y el par de engranajes de cambio de velocidad para la posición de engranaje ordinal par (o posición de engranaje ordinal impar).

65 A continuación, cuando la unidad electrónica de control 42 determina que se ha alcanzado un tiempo para cambio de marcha, el primer embrague 51a (o el segundo embrague 51b) se desengancha y el segundo embrague 51b (o el primer embrague 51a) se engancha, simplemente, por lo que la transmisión de potencia se conmuta a una para transmitir potencia mediante la utilización del par de engranajes de cambio de velocidad correspondiente a la posición de cambio siguiente que preliminarmente se ha seleccionado. Consiguientemente, es posible lograr un cambio de velocidad rápido y suave, sin ningún retardo de tiempo en el cambio de velocidad y sin ninguna interrupción de la transmisión de potencia.

Aquí, como se representa en la figura 6, al tiempo de cambio de la posición de engranaje en la transmisión 47 (al tiempo de conmutación entre los embragues 51a y 51b), se suministra una presión débil de aceite P1 a la cámara de aceite a presión de lado de enganche del embrague (51a o 51b) que ha estado en la condición desenganchada inmediatamente antes del cambio de posición de engranaje, por lo que el embrague es movido una cantidad muy pequeña al lado de enganche. A propósito, la presión débil de aceite P1 significa una presión de aceite no inferior a la presión de aceite mínima necesaria para reducir la holgura mecánica en el embrague (una presión de aceite no inferior a la presión de aceite correspondiente a la fuerza del muelle de retorno en el embrague).

Además, el tiempo inmediatamente antes del cambio de posición de engranaje significa el tiempo que va desde un tiempo T1 antes del tiempo T2 de suministrar una presión de aceite de enganche ordinaria P2 al embrague en la condición desenganchada al tiempo T2, en otros términos, el tiempo que va desde el tiempo T1 antes del tiempo T3 de quitar la presión de aceite de enganche ordinaria P2 en el embrague en la condición enganchada al tiempo T3. A propósito, los tiempos T2 y T3 pueden tener una diferencia de tiempo entre ellos o pueden ser idénticos.

Durante una operación normal con una posición de engranaje fija, en el embrague en la condición enganchada (embrague de lado enganchado), las partes componentes en el lado del cigüeñal 21 (las partes componentes giradas como un cuerpo con el engranaje primario movido 58, es decir, el exterior de embrague 56, y las chapas de embrague 61a, 61b, y análogos) y las partes componentes en el lado de la transmisión 47 (las partes componentes giradas como un cuerpo con el eje principal 28, es decir, el centro de embrague 57a o 57b, y los discos de embrague 66a, 66b, y análogos) giran integralmente una con otra.

Por otra parte, durante la operación normal, en el embrague en la condición desenganchada (embrague de lado desenganchado), las partes componentes en el lado del cigüeñal 21 giran locas en relación a las partes componentes en el lado de la transmisión 47 que están en el estado parado. En este caso, el par de engranajes de cambio de velocidad contiguo en el lado de la transmisión 47 del embrague también deja de girar.

Con referencia a la figura 7(a), durante la transmisión de potencia en la transmisión 47 (por ejemplo, durante una operación normal con una posición de engranaje fija), en el par de engranajes de cambio de velocidad para transmisión de potencia que está conectado al embrague de lado enganchado, las garras de lado de deslizamiento (denotadas en general con el símbolo SD en la figura 7) de los engranajes de deslizamiento (denotados en general con el símbolo SG en la figura 7) y las garras de lado libre (denotadas en general con el símbolo FD en la figura 7) de los engranajes libres (denotados en general con el FG en la figura 7) apoyan una en otra en la dirección de giro, para transmitir por ello una fuerza de accionamiento. Por otra parte, en el par de engranajes de cambio de velocidad preliminarmente seleccionado conectados al embrague de lado desenganchado, se genera una holgura mecánica en la dirección de giro entre las garras de lado de deslizamiento SD y las garras de lado libre FD.

Al tiempo de un cambio de posición de engranaje, el embrague de lado desenganchado es movido una cantidad muy pequeña hacia el lado de enganche de embrague inmediatamente antes del cambio, por lo que se ejerce un par débil en el par de engranajes de cambio de velocidad preliminarmente seleccionado conectado al embrague, y se reduce moderadamente la holgura en la dirección de giro entre las garras SD y FD en el par de engranajes de cambio de velocidad, dando lugar al contacto de las garras SD y FD una con otra (véase la figura 7(b)).

A continuación, el embrague de lado desenganchado se pone en la condición enganchada ordinaria, mientras que el embrague de lado enganchado se pone en la condición desenganchada, por lo que la posición de engranaje en la transmisión 47 puede ser conmutada al mismo tiempo que se suprime el ruido de colisión entre las garras SD y FD en el par de engranajes de cambio de velocidad preliminarmente seleccionado (véase la figura 7(c)).

Como se ha descrito anteriormente, el sistema de control de cambio de velocidad del tipo de doble embrague en la realización anterior incluye la transmisión 47 que tiene la pluralidad de pares de engranajes de cambio de velocidad 45a a 45f para posiciones de engranaje ordinales impares y posiciones de engranaje ordinales pares, y el par de embragues de discos múltiples de tipo hidráulico de aceite 51a, 51b conectados respectivamente a ambos pares de engranajes de cambio de velocidad de posición de engranaje ordinal impar y ordinal par, siendo capaz la transmisión 47 de transmisión de potencia usando selectivamente uno de los pares de engranajes de cambio de velocidad a través de un proceso en el que los engranajes deslizantes 48c, 48d, 49e, 49f girado como un cuerpo con el eje de soporte (el eje principal 28 o el contraeje 29) en cada uno de los pares de engranajes de cambio de velocidad enganchan de forma mutuamente no rotativa con el engranaje libre 48e, 48f, 49a a 49d mutuamente rotativo en relación al eje de soporte; y enganchándose uno de los embragues 51a, 51b y desenganchándose el otro durante una operación normal con una posición de engranaje fija con el fin de transmitir potencia mediante la utilización de uno de los pares de engranajes de cambio de velocidad conectados al embrague enganchado y de desarrollar una condición donde la transmisión de potencia pueda ser realizada mediante la utilización de un engranaje preliminarmente seleccionado de los pares de engranajes de cambio de velocidad conectados al embrague desenganchado, y, a partir de esta condición, desenganchándose el embrague enganchado y enganchándose el embrague desenganchado para realizar por ello un cambio entre la posición de engranaje ordinal impar y la posición de engranaje ordinal par; donde, al tiempo del cambio de la posición de engranaje, al embrague antes desenganchado se le suministra preliminarmente una presión débil de aceite P1 hacia el lado de enganche de embrague, por lo que el embrague antes desenganchado es movido una cantidad muy pequeña hacia el lado de

enganche de embrague.

5 Según esta configuración, al tiempo de cambio de la posición de engranaje (al tiempo de conmutación entre los embragues 51a y 51b), el embrague antes desenganchado es movido preliminarmente una cantidad muy pequeña hacia el lado de enganche de embrague, por lo que se da un par débil al par de engranajes de cambio de velocidad preliminarmente seleccionado conectados al embrague, y la holgura en la dirección de giro entre el engranaje libre y el engranaje deslizante en el par de engranajes de cambio de velocidad se puede reducir moderadamente. En consecuencia, es posible reducir el ruido de colisión generado entre el engranaje libre y el engranaje deslizante debido a la holgura, al tiempo del cambio de posición de engranaje posterior.

10 Además, la presente invención no se limita a la realización anterior. Por ejemplo, cada uno de los embragues 51a, 51b puede ser un embrague que obtenga una fuerza de enganche o una fuerza operativa de un muelle, un motor, un solenoide o análogos, y puede ser un embrague de tipo seco o un embrague de un solo disco.

15 Además, el motor 13 puede ser un motor monocilindro, un motor del tipo en V, un motor de tipo horizontal opuesto, o análogos, y puede ser un motor de tipo longitudinal que tenga un cigüeñal colocado a lo largo de la dirección delantera-trasera del vehículo, o análogos.

20 Además, la transmisión 47 puede ser una transmisión en la que un elemento deslizante separado de engranajes se deslice para conmutar por ello la posición de engranaje, y el número de velocidades puede ser inferior a seis o no menos de siete.

25 Además, el vehículo no se limita a una motocicleta, y puede ser un vehículo del tipo de montar a horcajadas con tres o cuatro ruedas. O la presente invención se puede aplicar a un vehículo de motor de tipo scooter que tenga una parte de estribo de suelo bajo.

Además, las configuraciones en la realización anterior constituyen simplemente un ejemplo de la presente invención.

30 Naturalmente, la presente invención es aplicable a coches de pasajeros de cuatro ruedas y análogos, y varias modificaciones son posibles dentro del alcance de la invención.

[Descripción de símbolos de referencia]

35 1: motocicleta (vehículo del tipo de montar a horcajadas)

13: motor

23: transmisión del tipo de doble embrague

40 26: doble embrague

28: eje principal (eje de soporte)

45 29: contraeje (eje de soporte)

45a a 45f: par de engranajes de cambio de velocidad (tren de engranajes)

47: transmisión (mecanismo de transmisión)

50 48c, 48d: engranaje de deslizamiento (elemento de deslizamiento, engranaje de accionamiento)

48e, 48f: engranaje libre (engranaje de accionamiento)

55 49a a 49d: engranaje libre (engranaje movido)

49e, 49f: engranaje de deslizamiento (elemento de deslizamiento, engranaje movido)

51a: primer embrague de disco (embrague)

60 51b: segundo embrague de disco (embrague)

REIVINDICACIONES

1. Un sistema de control de cambio de velocidad del tipo de doble embrague, incluyendo:

5 una unidad electrónica de control (42), un mecanismo de transmisión (47) que tiene una pluralidad de trenes de engranajes para posiciones de engranaje ordinales impares y posiciones de engranaje ordinales pares, y un par de embragues (51a, 51b) conectados respectivamente a dichos dos trenes de engranajes de posiciones de engranaje ordinales impares y pares,

10 siendo capaz dicho mecanismo de transmisión (47) de transmitir potencia usando selectivamente uno de dichos trenes de engranajes a través de un proceso en el que un elemento deslizante (48c, 48d, 49e, 49f) que se gira como un cuerpo con un eje de soporte (28, 29) en cada uno de dichos trenes de engranajes se engancha de forma mutuamente no rotativa con un engranaje libre (48e, 48f, 49c, 49d) mutuamente rotativo en relación a dicho eje de soporte (28, 29), incluyendo el elemento deslizante (48c, 48d, 49e, 49f) y el engranaje libre (48e, 48f, 49c, 49d) una
15 garra de lado de deslizamiento (SD) y una garra de lado libre (FD) respectivamente; y

enganchándose uno de dichos embragues (51a, 51b) y desenganchándose el otro de dichos embragues durante una operación normal con una posición de engranaje fija con el fin de transmitir potencia mediante el uso de uno de dichos trenes de engranajes conectados a dicho embrague enganchado y de desarrollar una condición donde la
20 transmisión de potencia puede ser realizada mediante el uso de un tren preliminarmente seleccionado de dichos trenes de engranajes conectados a dicho embrague desenganchado, y,

a partir de esta condición, desenganchándose dicho embrague enganchado y enganchándose dicho embrague desenganchado con el fin de realizar el cambio entre dicha posición de engranaje ordinal impar y dicha posición de engranaje ordinal par;
25

caracterizado porque, al tiempo de dicho cambio de dicha posición de engranaje,

dicho embrague antes desenganchado es movido preliminarmente por una presión débil de aceite P1 hacia el lado de enganche de embrague cuando la unidad electrónica de control (42) determina un tiempo para cambio de
30 marcha, por lo que se ejerce un par débil en los trenes de engranajes de cambio de velocidad preliminarmente seleccionados conectados al embrague antes desenganchado, para reducir moderadamente la holgura en la dirección de giro entre las garras de lado de deslizamiento (SD) y las garras de lado libre (FD) en los trenes de engranajes de cambio de velocidad, dando lugar al contacto del las garras de lado de deslizamiento (SD) y las
35 garras de lado libre (FD) una con otra,

donde P1 es la presión de aceite no inferior a la presión de aceite mínima necesaria para reducir la holgura mecánica en el embrague desenganchado y

40 a continuación, el embrague en la condición desenganchada se pone en la condición enganchada ordinaria, mientras que el embrague en la condición enganchada se pone en la condición desenganchada,

donde la presión débil de aceite P1 se facilita en un tiempo T1 antes de suministrar una presión de aceite de enganche ordinaria P2 en el tiempo T2 para engancha el embrague en la condición desenganchada, y antes de
45 quitar la presión de aceite de enganche ordinaria P2 en el tiempo T3 para desengancha el embrague en la condición enganchada, y

donde el tiempo T3 para quitar la presión de aceite de enganche ordinaria P2 del embrague en la condición enganchada tiene lugar entre el tiempo T1 para proporcionar la presión débil de aceite P1 y el tiempo T2 para
50 suministrar la presión de aceite de enganche ordinaria P2 al embrague en la condición desenganchada.

FIG. 2

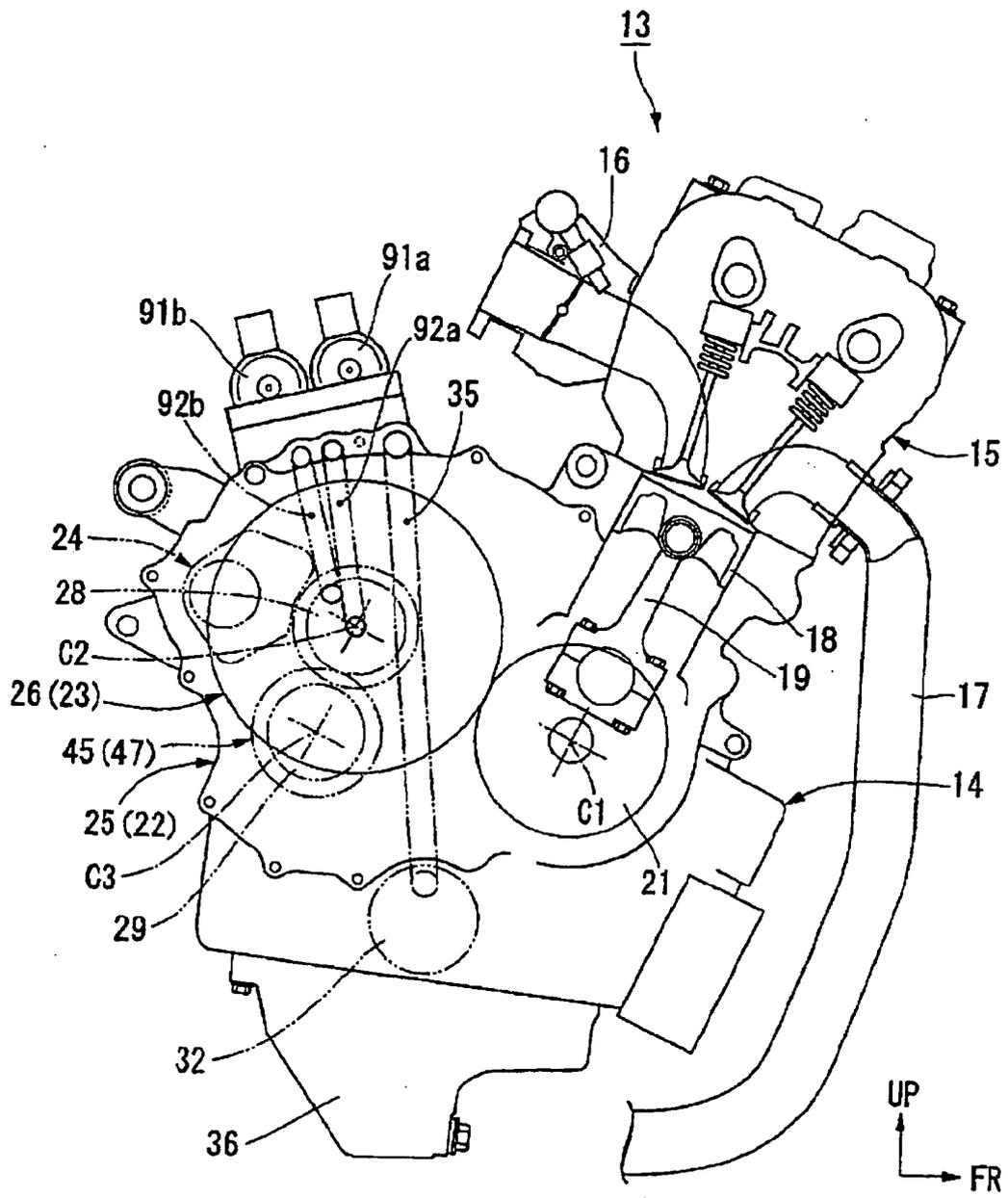


FIG. 3

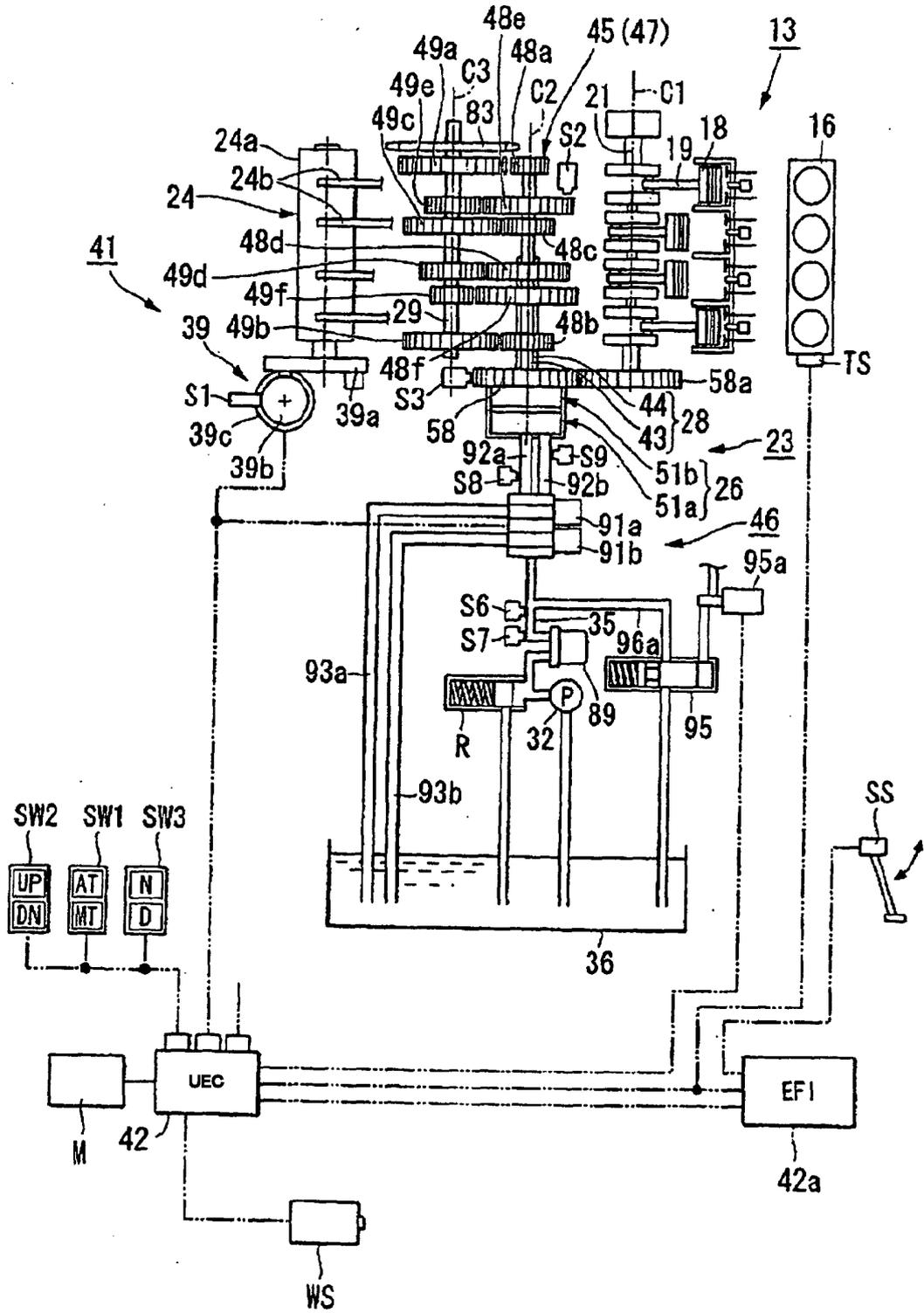


FIG. 4

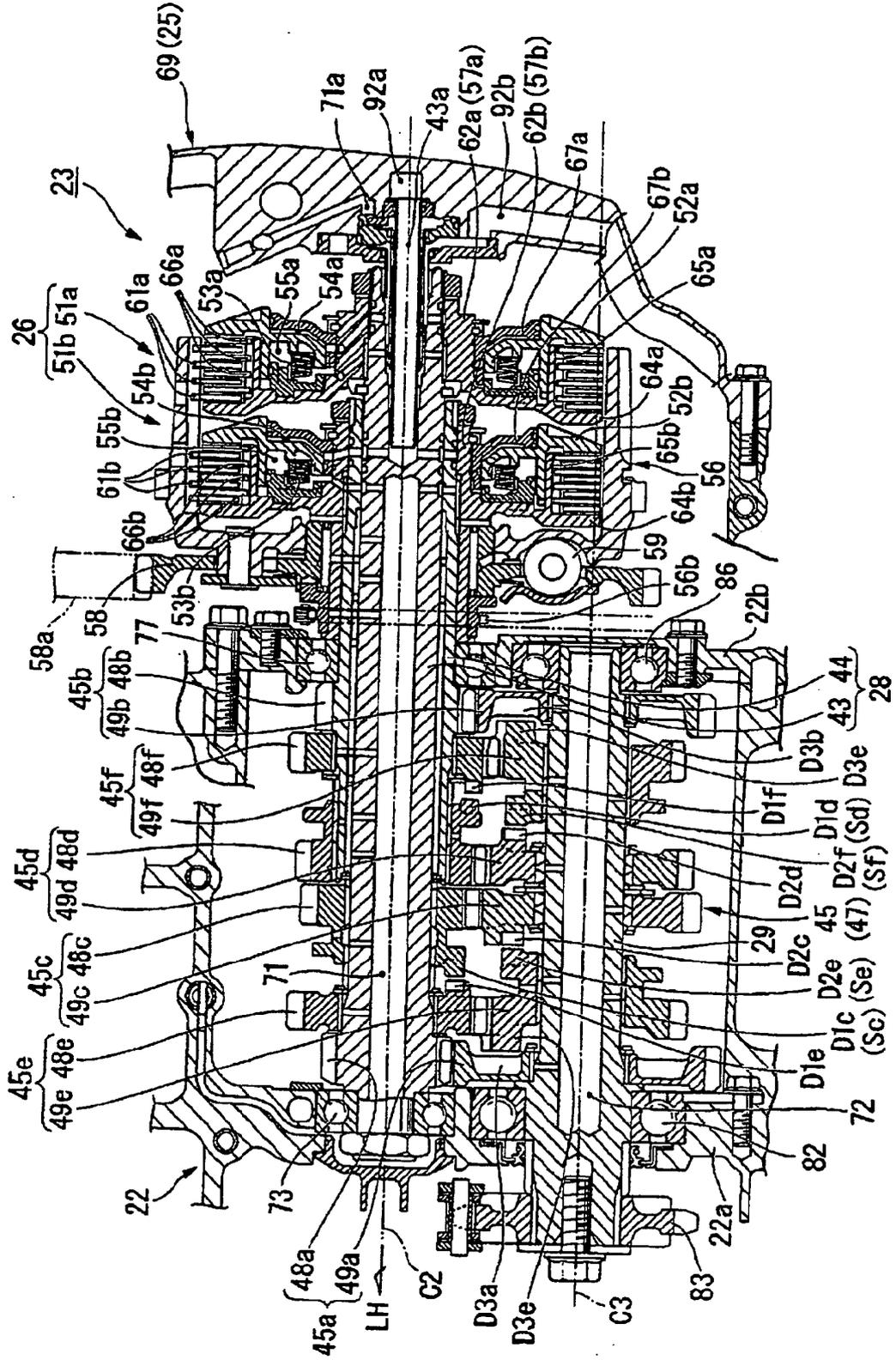


FIG. 5

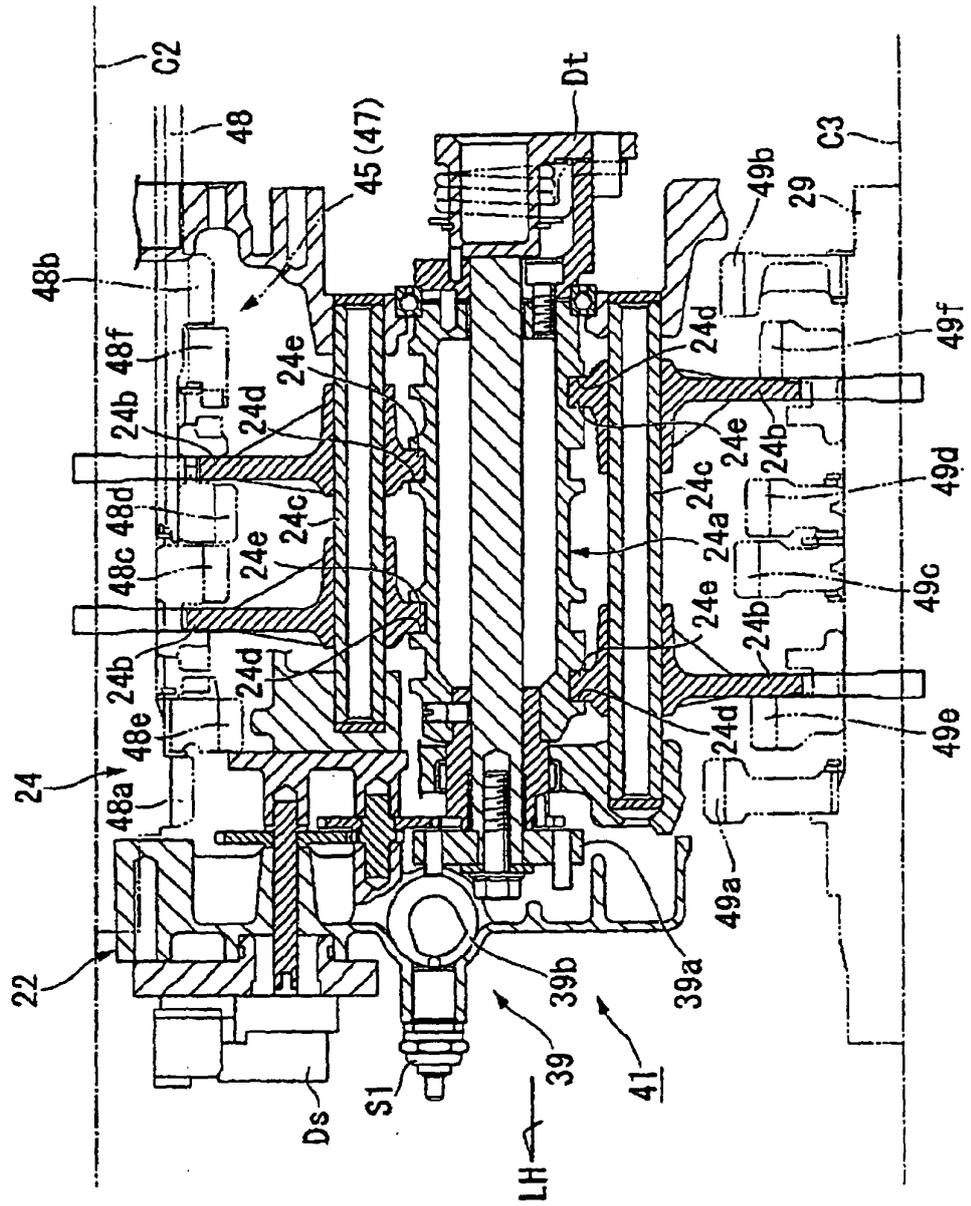


FIG. 6

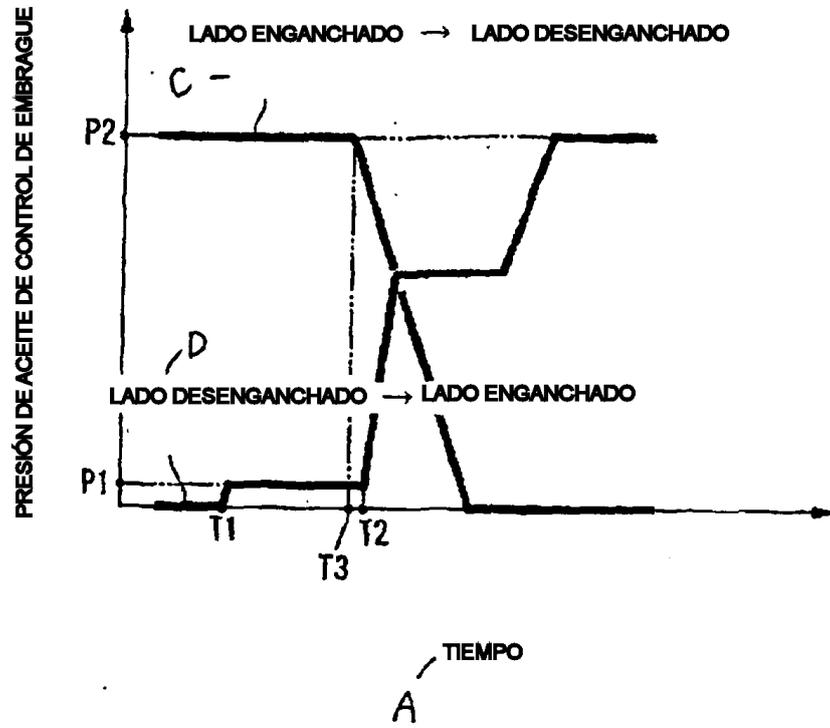
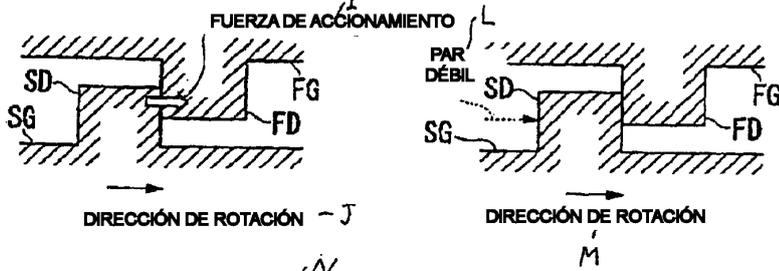


FIG. 7

(a) DURANTE OPERACIÓN NORMAL
 β - (EMBRAGUE DE LADO ENGANCHADO) (EMBRAGUE DE LADO DESENGANCHADO)



(b) INMEDIATAMENTE ANTES DE CAMBIO DE POSICIÓN DE ENGRANAJE
 (EMBRAGUE DE LADO ENGANCHADO) - H (EMBRAGUE DE LADO DESENGANCHADO) - K



(c) AL TIEMPO DEL CAMBIO DE POSICIÓN DE ENGRANAJE
 (LADO ENGANCHADO → LADO DESENGANCHADO) - O (LADO DESENGANCHADO → LADO ENGANCHADO) - Q

