

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 389 706**

51 Int. Cl.:
F16H 63/32 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

- 96 Número de solicitud europea: **08166785 .9**
- 96 Fecha de presentación: **16.10.2008**
- 97 Número de publicación de la solicitud: **2085665**
- 97 Fecha de publicación de la solicitud: **05.08.2009**

54 Título: **Transmisión de doble embrague**

30 Prioridad:
31.01.2008 JP 2008021576

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
30.10.2012

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
30.10.2012

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

72 Inventor/es:
**TSUKADA, YOSHIAKI;
OZEKI, TAKASHI;
KOJIMA, HIROYUKI y
NEDACHI, YOSHIAKI**

74 Agente/Representante:
UNGRÍA LÓPEZ, Javier

ES 2 389 706 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

Transmisión de doble embrague

5 La presente invención se refiere a una transmisión de doble embrague, y más específicamente a una transmisión de doble embrague capaz de reducir la frecuencia de los ruidos de golpe que tienen lugar en un embrague de garras al cambiar de punto muerto a primera velocidad.

10 Se conoce convencionalmente una transmisión incluyendo una pluralidad de pares de engranajes entre un eje principal y un contraeje donde una operación de cambio de velocidad se realiza moviendo un manguito soportado de forma axialmente deslizante o engranaje de cambio de velocidad por medio de una horquilla de cambio.

15 El documento de Patente 1 describe la construcción de una transmisión donde una horquilla de cambio es movida por un tambor de cambio y donde se facilita un mecanismo de enganche síncrono para un manguito que es movido por la horquilla de cambio. El mecanismo de enganche síncrono es un mecanismo conocido dispuesto entre un manguito y un engranaje de cambio de velocidad que engranan uno con otro deslizando axialmente, permitiendo un cambio suave sincronizando las rotaciones de ambas partes por rozamiento deslizante. JP-A número 2005-214215

20 El documento EP 1 770 315 describe una transmisión de doble embrague y representa la técnica anterior más próxima.

25 Normalmente, las transmisiones secuenciales que usan un tambor de cambio no emplean el mecanismo de enganche síncrono descrito anteriormente, sino que a menudo hacen que manguitos o engranajes de cambio de velocidad adyacentes enganchen uno con otro por medio de un embrague de garras incluyendo una pluralidad de dientes de retención y rebajes de retención. En transmisiones que emplean embragues de garras, si hay una diferencia en la velocidad de rotación entre un eje principal y un contraeje, puede tener lugar un ruido de golpe al enganchar un embrague de garras. Además, en una transmisión de doble embrague donde su eje principal tiene una estructura doble compuesta de un eje principal interior y un eje principal exterior y donde se ha previsto un primer embrague y un segundo embrague que transmiten la fuerza de accionamiento de rotación del eje principal interior y el eje principal exterior respectivamente, es posible cambiar a una etapa de velocidad adyacente conmutando la condición de conexión de un embrague. Sin embargo, considerando un ruido de golpe que tiene lugar al enganchar el embrague de garras, todavía hay espacio para mejorar el tiempo de enganche de un embrague en cada engranaje de cambio.

35 La figura 5 es una vista de desarrollo de un tambor de cambio 100 de una transmisión de doble embrague convencional. SM1 y SM2 son ranuras de guía con las que han de enganchar porciones cilíndricas convexas 71b y 72b (representadas por líneas de puntos) de una horquilla de cambio de lado de eje principal. SC1 y SC2 son ranuras de guía con las que han de enganchar porciones cilíndricas convexas 81b y 82b (representadas por líneas de puntos) de una horquilla de cambio de lado de contraeje. Cuando la posición rotacional de un tambor de cambio 30 está en punto muerto (N), las porciones cilíndricas convexas 81b y 82b están en la posición "C N-N" representada a la izquierda en el dibujo mientras que las porciones cilíndricas convexas 71b y 72b están en la posición "M N-N" representada a la derecha en el dibujo. Además, posiciones rotacionales predeterminadas siguientes a "C N-N" representada a la izquierda en el dibujo y posiciones rotacionales predeterminadas siguientes a "M N-N" representada a la derecha en el dibujo se ponen a intervalos de 30 grados, respectivamente.

45 En posición neutra, las porciones cilíndricas convexas 81b, 82b, 71b, y 72b de cada horquilla de cambio están en las posiciones media, media, derecha e izquierda, respectivamente, y el embrague de garras para cada engranaje no está enganchado. A continuación, cuando el tambor de cambio 30 gira hasta las posiciones ("C 1-N" y "M 1-N") correspondientes al engranaje de primera velocidad desde la posición neutra, la porción convexa cilíndrica 81b cambia desde una posición media a una posición izquierda para enganchar el embrague de garras para el engranaje de primera velocidad (flechas en trazo grueso en el dibujo). Entonces, las posiciones axiales de las otras porciones cilíndricas convexas 71b, 72b, y 82b no han cambiado.

55 Esta transmisión de doble embrague está configurada de modo que, cuando el embrague de garras para el engranaje de primera velocidad se enganche para completar un cambio a primera velocidad, el tambor de cambio 30 gire automáticamente 30 grados en la dirección de cambio ascendente en preparación para cambiar a segunda velocidad. Esta operación rotativa se denomina "cambio preliminar para cambio ascendente" prevista de manera que sea capaz de completar un cambio conmutando simplemente la condición de conexión del doble embrague cuando se envíe una orden de cambio de velocidad a segunda velocidad. El cambio preliminar para cambio ascendente hace que las horquillas de cambio se desplacen a las posiciones "C 1-2" y "M 1-2" representadas a la izquierda y a la derecha en el dibujo, respectivamente. Además, el cambio preliminar para cambio ascendente hace que SC2 conmute de una posición media a una posición derecha con el fin de mover la porción convexa cilíndrica 82b a la posición derecha, enganchando por ello el embrague de garras para un engranaje de segunda velocidad.

65 Como se ha descrito anteriormente, en transmisiones de doble embrague convencionales, dado que el embrague de garras para un engranaje de primera velocidad y el embrague de garras para un engranaje de segunda velocidad

enganchan en tiempos diferentes, hay posibilidad de que tenga lugar un ruido de golpe dos veces en el embrague de garras al cambiar de punto muerto a primera velocidad.

5 Un objeto de la presente invención es resolver el problema antes descrito asociado con la técnica anterior y proporcionar una transmisión de doble embrague capaz de reducir la frecuencia de los ruidos de golpe que tienen lugar en un embrague de garras al cambiar de punto muerto a primera velocidad.

10 Para lograr el objeto antes descrito, según una primera característica de la presente invención, se facilita una transmisión de doble embrague incluyendo una transmisión que tiene una pluralidad de pares de engranajes correspondiente al número de etapas de velocidad entre un eje principal y un contraeje, y un doble embrague dispuesto en el eje principal que transfiere o bloquea la fuerza de accionamiento de rotación de un motor a/de la transmisión, el eje principal está compuesto por un eje principal interior y un eje principal exterior que soporta rotativamente el eje principal interior; el doble embrague está compuesto por un primer embrague adaptado para transferir o bloquear la fuerza de accionamiento de rotación a transmitir al eje principal interior y un segundo embrague adaptado para transferir o bloquear la fuerza de accionamiento de rotación a transmitir al eje principal exterior; la transmisión está configurada de modo que la transmisión de fuerza de accionamiento de rotación entre engranajes de cambio adyacentes en cada eje sea realizada por un embrague de garras que consta de un diente de agarre y un rebaje de agarre; la transmisión está configurada para permitir que un cambio de marcha entre primera velocidad y segunda velocidad se haga conmutando la condición de conexión del doble embrague mientras que un embrague de garras para transmitir fuerza de accionamiento de rotación por un engranaje de primera velocidad y un embrague de garras para transmitir fuerza de accionamiento de rotación por un engranaje de segunda velocidad están enganchados; se facilita un tambor de cambio para conmutar la condición de enganche de los embragues de garras usando una horquilla de cambio adaptada para moverse a lo largo de una ranura de guía formada en una superficie del tambor de cambio; y la configuración de la ranura de guía se ha formado de modo que, cuando el tambor de cambio gire ángulos predeterminados para cambiar de punto muerto a primera velocidad, tanto el embrague de garras para el engranaje de primera velocidad como el embrague de garras para el engranaje de segunda velocidad enganchen simultáneamente, donde los pares de engranajes incluyen un engranaje deslizante montado de forma axialmente deslizante con el fin de seleccionar un par de engranajes que transmiten fuerza de accionamiento de rotación al contraeje y un engranaje no deslizante montado de forma axialmente no deslizante; al menos uno de los engranajes deslizantes está dispuesto en cada uno del eje principal interior, el eje principal exterior y el contraeje; el embrague de garras está dispuesto entre el engranaje deslizante y el engranaje no deslizante adyacente al engranaje deslizante en el mismo eje; y la fuerza de accionamiento de rotación es transferida o bloqueada entre el engranaje deslizante y el engranaje no deslizante que están adyacentes uno a otro en el mismo eje deslizando el engranaje deslizante por medio de la horquilla de cambio.

35 Además, según una segunda característica de la presente invención, el tambor de cambio es movido en rotación por un accionador.

40 Con la primera característica, dado que la configuración de la ranura de guía en el tambor de cambio se ha formado de modo que, cuando el tambor de cambio gire ángulos predeterminados para cambiar de punto muerto a primera velocidad, tanto el embrague de garras para un engranaje de primera velocidad como el embrague de garras para un engranaje de segunda velocidad enganchen simultáneamente, sea posible reducir la frecuencia de ruido de golpe que tiene lugar al cambiar de punto muerto a primera velocidad a solamente una vez, a diferencia del caso donde la configuración de la ranura de guía se ha formado de modo que, al cambiar de punto muerto a primera velocidad, el embrague de garras para primera velocidad enganche primero y luego enganche el embrague de garras para segunda velocidad.

50 Con la segunda característica, dado que el tambor de cambio es movido en rotación por el accionador, es fácil controlar eléctricamente el tiempo, el ángulo, la velocidad rotativa, y análogos de la rotación del tambor de cambio.

55 Con la tercera característica, dado que el par de engranajes está compuesto por un engranaje deslizante que está montado de forma axialmente deslizante con el fin de seleccionar un par de engranajes que transmiten fuerza de accionamiento de rotación al contraeje, y un engranaje no deslizante que está montado de forma axialmente no deslizante; el engranaje deslizante está dispuesto en cada uno del eje principal interior, el eje principal exterior y el contraeje; un embrague de garras está dispuesto entre el engranaje deslizante y el engranaje no deslizante adyacente al engranaje deslizante en el mismo eje; y la fuerza de accionamiento de rotación es transferida o bloqueada entre el engranaje deslizante y el engranaje no deslizante que están adyacentes uno a otro en el mismo eje deslizando el engranaje deslizante con la horquilla de cambio, es posible reducir la frecuencia de los ruidos de golpe que tienen lugar al cambiar de punto muerto a primera velocidad en una transmisión de doble embrague adaptada para enganchar o desenganchar el embrague de garras moviendo el engranaje deslizante por medio de la horquilla de cambio.

65 La figura 1 es una vista en sección de una transmisión de doble embrague según una realización de la presente invención.

La figura 2 es un diagrama esquemático que representa la relación posicional de engranajes de cambio de

velocidad.

La figura 3 es una vista en sección de un mecanismo de cambio de velocidad.

5 La figura 4 es una vista de desarrollo que representa la configuración de una ranura de guía en un tambor de cambio según una realización de la presente invención.

La figura 5 es una vista de desarrollo que representa la configuración de una ranura de guía en un tambor de cambio en el pasado.

10 Realizaciones preferidas de la presente invención se describirán con detalle más adelante con referencia a los dibujos. La figura 1 es una vista en sección de una transmisión de doble embrague 1 según una realización de la presente invención. La figura 2 es un diagrama esquemático que representa la disposición de engranajes de cambio de velocidad de la transmisión de doble embrague 1. La transmisión de doble embrague 1 incluye un doble
15 embrague TCL compuesto de un primer embrague CL1 y un segundo embrague CL2 y una transmisión secuencial de seis etapas hacia delante TM, y se aloja en un cárter 2 conjuntamente con un motor que sirve como una fuente de potencia.

20 La fuerza de accionamiento de rotación a transmitir desde un cigüeñal (no representado) del motor a un engranaje primario 3 que tiene un mecanismo de absorción de golpes 5 es enviada a un contraeje 9 equipado con un piñón de accionamiento 10 a través del doble embrague TCL, el eje principal exterior 6 como un husillo principal exterior, el eje principal interior soportado rotativamente 7 como un husillo principal interior, rotativamente articulado al eje principal exterior, y seis pares de engranajes dispuestos entre los ejes principales 6, 7 y el contraeje. La fuerza de accionamiento de rotación transmitida al piñón de accionamiento 10 es distribuida para accionar ruedas (no representadas) de un vehículo a través de una cadena de accionamiento a enrollar en el piñón.

25 La transmisión TM tiene seis pares de engranajes entre los ejes principales y el contraeje, y es posible seleccionar qué par de engranajes girar con el fin de enviar la fuerza de accionamiento de rotación en base a una combinación de la posición de un engranaje deslizante montado de forma axialmente deslizante en cada eje y la condición de enganche/desenganche del primer embrague CL1 y el segundo embrague CL2. El doble embrague TCL está dispuesto dentro de un cárter de embrague 4 que gira integralmente con el engranaje primario 3. El primer embrague CL1 está montado de forma no rotativa en el eje principal interior 7 y el segundo embrague CL2 está montado de forma no rotativa en el eje principal exterior 6. Entre el cárter de embrague 4 y cada uno de los embragues CL1 y CL2 se ha dispuesto una chapa de embrague 12 que se compone de cuatro chapas de embrague soportadas de forma no rotativa por el cárter de embrague 4 y cuatro chapas de rozamiento soportadas de forma no rotativa por
30 cada uno de los embragues CL1 y CL2.

35 El primer embrague CL1 y el segundo embrague CL2 están configurados de modo que conmuten a una condición de conexión cuando se produzca una fuerza de rozamiento contra la chapa de embrague 12 por una presión hidráulica suministrada desde una bomba hidráulica para movimiento con la rotación del cigüeñal. En la pared del cárter 2 se ha incrustado un divisor 8 que forma dos recorridos hidráulicos tubulares dobles dentro del eje principal interior 7. Cuando se suministra presión hidráulica a un recorrido de fluido hidráulico A1 formado en el eje principal interior a través del divisor 8, un pistón B1 desliza a la izquierda en el dibujo contra la resiliencia de un elemento elástico de modo que un muelle conmute el primer embrague CL1 a la condición de conexión. Igualmente, cuando se suministra
40 presión hidráulica a un recorrido de fluido hidráulico A2, un pistón B2 desliza a la izquierda en el dibujo para conmutar el segundo embrague CL2 a la condición de conexión. Entonces, cuando la presión hidráulica suministrada cae, B1 y B2 de ambos embragues CL1 y CL2 vuelven a la posición inicial por una resiliencia del elemento elástico 11. El suministro de presión hidráulica al primer embrague CL1 y el segundo embrague CL2 se lleva a cabo por conmutación, con una válvula de solenoide o análogos, el destino de presión hidráulica constantemente generada por la bomba hidráulica que es movida en rotación por el cigüeñal.

45 En la configuración descrita anteriormente, aunque la fuerza de accionamiento de rotación del engranaje primario 3 solamente gira el cárter de embrague 4 a no ser que se suministre una presión hidráulica al primer embrague CL1 o el segundo embrague CL2, cuando se suministra presión hidráulica, el eje principal exterior 6 o el eje principal interior 7 es movido para girar integralmente con el cárter de embrague 4. Entonces, también es posible hacer una condición de medio embrague regulando la intensidad de la presión hidráulica a suministrar.

50 El eje principal interior 7 conectado al primer embrague CL1 soporta los engranajes de accionamiento M1, M3, y M5 de engranajes de etapa de velocidad de número impar (primera velocidad, tercera velocidad, y quinta velocidad). El engranaje de accionamiento de primera velocidad M1 está formado integralmente con el eje principal interior 7. El engranaje de accionamiento de tercera velocidad M3 es axialmente deslizante y está montado de forma circunferencialmente no rotativa, y el engranaje de accionamiento de quinta velocidad M5 está montado de forma axialmente no deslizante y circunferencialmente rotativa.

65 Por otra parte, el eje principal exterior 6 conectado al segundo embrague CL2 soporta los engranajes de accionamiento M2, M4, y M6 de etapas de velocidad de número par (segunda velocidad, cuarta velocidad, y sexta

velocidad). El engranaje de accionamiento de segunda velocidad M2 está formado integralmente con el eje principal interior 7. El engranaje de accionamiento de cuarta velocidad M4 está montado de forma axialmente deslizante y de forma circunferencialmente no rotativa, y el engranaje de accionamiento de sexta velocidad M6 está montado de forma axialmente no deslizante y circunferencialmente rotativa.

Además, el contraeje 9 soporta los engranajes movidos C1 a C6 enganchados con los engranajes de accionamiento M1 a M6. Los engranajes movidos de velocidad primera a cuarta C1 a C4 están montados de forma axialmente no deslizante y circunferencialmente rotativa, y los engranajes movidos de velocidad quinta y sexta C5 y C6 están montados de forma axialmente deslizante y de forma circunferencialmente no rotativa.

Del tren de engranajes antes descrito, los engranajes de accionamiento M3 y M4 y los engranajes movidos C5 y C6, es decir, los "engranajes deslizantes" que son axialmente deslizantes, están configurados para deslizar con el movimiento de una horquilla de cambio descrita más tarde, y estos engranajes deslizantes están formados con ranuras de gancho 51, 52, 61, y 62 respectivamente con las que engancha una porción de mordaza de la horquilla de cambio.

Además, los engranajes de cambio de velocidad (engranajes de accionamiento M1, M2, M5, M6 y los engranajes movidos C1 a C4) distintos de los engranajes deslizantes descritos anteriormente, es decir, "engranajes no deslizantes" que son axialmente no deslizantes, están configurados para transferir o bloquear la fuerza de accionamiento de rotación entre los engranajes deslizantes y los engranajes no deslizantes que están adyacentes uno a otro. Esta configuración permite que la transmisión de doble embrague 1 de esta realización seleccione arbitrariamente un par de engranajes para transmitir fuerza de accionamiento de rotación en base a una combinación de las posiciones de los engranajes deslizantes y la condición de conexión/desconexión de ambos embragues CL1 y CL2.

Además, dado que el primer embrague CL1 transfiere o bloquea la fuerza de accionamiento de rotación entre las etapas de velocidad de número impar (primera velocidad, tercera velocidad, quinta velocidad), y el segundo embrague CL2 transfiere o bloquea la fuerza de accionamiento de rotación entre las etapas de velocidad de número par (segunda velocidad, cuarta velocidad, sexta velocidad), las condiciones de conexión del primer embrague CL1 y el segundo embrague CL2 son conmutadas alternativamente cuando se realizan secuencialmente cambios ascendentes.

En la transmisión de doble embrague de esta realización se emplea un mecanismo de embrague de garras para transferir o bloquear la fuerza de accionamiento de rotación entre un engranaje deslizante y un engranaje no deslizante. El mecanismo de embrague de garras está adaptado para transmitir fuerza de accionamiento de rotación enganchando sus porciones convexas y cóncavas que constan de dientes de retención y rebajes de retención, respectivamente, y esta estructura simple permite la transmisión de potencia de accionamiento con una poca pérdida de transmisión.

La figura 3 es una vista en sección del mecanismo de cambio de velocidad 20 adaptado para accionar los engranajes deslizantes de la transmisión. La figura 4 es una vista de desarrollo que representa la forma (configuración) de la ranura de guía en el tambor de cambio 30. El mecanismo de engranaje de cambio 20 en esta realización está equipado con cuatro horquillas de cambio 71, 72, 81 y 82 montadas deslizantemente en dos ejes de guía 31, 32 para mover los cuatro engranajes deslizantes. Cada una de las cuatro horquillas de cambio tiene pinzas de guía (71a, 72a, 81a, y 82a) para enganchar con los engranajes deslizantes, y porciones cilíndricas convexas (71b, 72b, 81b y 82b) para enganchar con las ranuras de guía formadas en el tambor de cambio 30.

El eje de guía 31 tiene la horquilla de cambio 71 que engancha con el engranaje de accionamiento de tercera velocidad M3 y la horquilla de cambio 72 que engancha con el engranaje de accionamiento de cuarta velocidad M4, y el eje de guía 32 en el lado exterior tiene la horquilla de cambio 81 que engancha con el engranaje movido de quinta velocidad C5 y la horquilla de cambio 82 que engancha con el engranaje movido de sexta velocidad C6.

En una superficie del tambor de cambio 30 dispuesto paralelo a los ejes de guía 31 y 32 se han formado ranuras de guía SM1 y SM2 para enganchar con las horquillas de cambio de lado de eje principal 71 y 72 y ranuras de guía SC1 y SC2 para enganchar con las horquillas de cambio de lado de contraeje 81 y 82. Esto hace que los engranajes deslizantes M3, M4, C5 y C6 se muevan a lo largo de las configuraciones de las cuatro ranuras de guía con la rotación del tambor de cambio 30.

El tambor de cambio 30 es movido para que gire hasta una posición predeterminada por un motor eléctrico 21 que sirve como un accionador. La fuerza de accionamiento de rotación del motor eléctrico 21 es transmitida a un tambor de eje de cambio 29 que soporta el tambor de cambio cilíndrico hueco 30 a través de un primer engranaje 23 fijado a un eje rotativo 22 y un segundo engranaje 24 que engancha con el primer engranaje 23. Un sensor de posición de marcha 27 detecta la posición rotativa del tambor de cambio 30 en base a la posición rotativa de una excéntrica 28 que se hace girar por un pasador 26 incrustado en un dispositivo de cambio 25 fijado al tambor de eje de cambio 29.

En la configuración descrita anteriormente, la transmisión de doble embrague 1 permite una operación de cambio

automático en base a la revolución del motor y la velocidad del automóvil, o una operación de cambio semiautomático que permite que el conductor realice una operación de cambio por medio de un conmutador de cambio o análogos realizando simultáneamente el control de la rotación/accionamiento del tambor de cambio 30 y el control de conexión/desconexión del doble embrague TCL.

5 Las posiciones de las cuatro horquillas de cambio con relación a una posición rotacional del tambor de cambio 30 se describen más adelante con referencia a la vista de desarrollo de la figura 4. Los ejes de guía 31 y 32 están dispuestos aproximadamente 90 grados circunferencialmente lejos del eje de rotación del tambor de cambio 30. Por ejemplo, cuando la posición rotacional del tambor de cambio 30 está en punto muerto (N) las horquillas de cambio 81 y 82 están en la posición "C N-N" representada a la izquierda en el dibujo, y las horquillas de cambio 71 y 72 están en la posición "M NN" representada a la derecha en el dibujo. En este dibujo, las porciones cilíndricas convexas (71b, 72b, 81b y 82b) de cada horquilla de cambio en punto muerto se representan por líneas de puntos. Además, las posiciones rotacionales predeterminadas que siguen a "C N-N" representadas a la izquierda en el dibujo y las posiciones rotacionales predeterminadas que siguen a "M N-N" representadas a la derecha en el dibujo se ponen a intervalos de 30 grados, respectivamente.

Para la posición de cambio de una horquilla de cambio que se determina por cada ranura de guía, las ranuras de guía SM1 y SM2 para el eje principal están configuradas de manera que tengan dos posiciones, "posición izquierda" o "posición derecha", mientras que las ranuras de guía SC1 y SC2 para el contraeje están configuradas de manera que tengan tres posiciones, "posición izquierda", "posición media" o "posición derecha".

25 Cuando el tambor de cambio está en la posición neutra, las horquillas de cambio están en la posición media para la horquilla de cambio 81, la posición media para la horquilla de cambio 82, la posición derecha para la horquilla de cambio 71, y la posición izquierda para la horquilla de cambio 72, respectivamente. Ésta es una condición donde ninguno de los cuatro engranajes deslizantes a mover por las respectivas horquillas de cambio está enganchado con los engranajes no deslizantes adyacentes, y por lo tanto, aunque el primer embrague CL1 o el segundo embrague CL2 esté conectado, no se transmite fuerza de accionamiento de rotación del engranaje primario 3 al contraeje 9.

30 A continuación, cuando el tambor de cambio 30 gira desde la posición neutra antes descrita a una posición ("C 1-2" y "M 1-2") correspondiente al engranaje de primera velocidad, la horquilla de cambio 81 es conmutada desde la posición media a la posición izquierda y por ello el engranaje movido de quinta velocidad C5 es conmutado desde la posición media a la posición izquierda. Esto lo prepara para que el engranaje movido de quinta velocidad C5 enganche con el engranaje movido de primera velocidad C1 a través del embrague de garras con el fin de transmitir fuerza de accionamiento de rotación por medio del engranaje de primera velocidad. Además, al mismo tiempo, la horquilla de cambio 82 es conmutada desde la posición media a la posición derecha y por ello el engranaje movido de sexta velocidad C6 es conmutado desde la posición media a la posición derecha. Este lo prepara para que el engranaje movido de sexta velocidad C6 enganche con el engranaje movido de segunda velocidad C2 a través del embrague de garras con el fin de transmitir fuerza de accionamiento de rotación por medio del engranaje de segunda velocidad. Entonces, las posiciones axiales de las otras horquillas de cambio 71, 72 no han cambiado.

40 Es decir, la transmisión de doble embrague en esta realización está configurada de modo que, cuando el tambor de cambio 30 se gire desde la posición neutra a una posición correspondiente al engranaje de primera velocidad, el embrague de garras para el engranaje de primera velocidad y el embrague de garras para el engranaje de segunda velocidad enganchen simultáneamente (consúltese la flecha de trazo grueso en el dibujo). Consiguientemente, el ruido de golpe solamente tiene lugar una vez en el embrague de garras al cambiar de la posición neutra al engranaje de primera velocidad. La diferencia en la relación de cambio de engranaje entre la primera velocidad y la segunda velocidad es mayor que entre otras etapas de cambio y el ruido de golpe que tiene lugar al enganchar el embrague de garras para la segunda velocidad tiende a ser más alto, pero la posibilidad de que un ocupante sea consciente de los ruidos de golpe se reduce debido a la menor frecuencia de ruido.

50 El tambor de cambio 100 del pasado, representado en la figura 5, está configurado de modo que, cuando el tambor de cambio 100 se gira desde la posición neutra a una posición correspondiente al engranaje de primera velocidad, solamente el embrague de garras para el engranaje de primera velocidad engancha, y entonces cuando el primer embrague CL1 se conmuta a la condición de conexión para completar el cambio al engranaje de primera velocidad, el embrague de garras para el engranaje de segunda velocidad es enganchado por "cambio de velocidad preliminar de lado de cambio ascendente" para girar automáticamente el tambor de cambio 100 30 grados en la dirección de cambio ascendente. Es decir, en el tambor de cambio 100 del pasado, dado que el embrague de garras para el primer engranaje y el embrague de garras para el segundo engranaje enganchan en diferentes tiempos al cambiar de la posición neutra al engranaje de primera velocidad, hay posibilidad de que el ruido de golpe tenga lugar dos veces en el embrague de garras al cambiar de punto muerto a primera velocidad.

65 En el tambor de cambio 30 en esta realización, el embrague de garras para el engranaje de segunda velocidad engancha simultáneamente con el enganche del embrague de garras para el engranaje de primera velocidad al cambiar de punto muerto al engranaje de primera velocidad, es decir, el "cambio de velocidad preliminar de lado de cambio ascendente" en el tambor de cambio en el pasado se lleva a cabo al mismo tiempo. En esta condición, cuando el primer embrague CL1 es conmutado a la condición de conexión, se transmite fuerza de accionamiento de

rotación en el orden del eje principal interior 7, el engranaje movido de primera velocidad M1, el engranaje movido de primera velocidad C1, el engranaje movido de quinta velocidad C5, y el contraeje 9, y es enviada desde un piñón de accionamiento 10. Cuando el primer embrague CL1 está conectado y se selecciona el engranaje de primera velocidad, el segundo embrague CL2 está en el estado desconectado, y por lo tanto el eje principal exterior 6 es movido en rotación por la viscosidad de un lubricante introducido entre el eje principal interior 6 y el eje principal exterior 7.

Además, cuando se envía una orden de cambio de velocidad de primera velocidad a segunda velocidad en este estado, el primer embrague CL1 es desconectado y el segundo embrague CL2 es conmutado a la condición de conexión, y el recorrido de transmisión de fuerza de accionamiento de rotación es conmutado en el orden del eje principal exterior 6, el engranaje de accionamiento de segunda velocidad M2, el engranaje movido de segunda velocidad C2, el engranaje movido de sexta velocidad C6, y el contraeje 9.

El tambor de cambio 30 de esta realización y el tambor de cambio 100 del pasado difieren solamente en la configuración de cambiar de punto muerto a primera velocidad y son los mismos en las otras configuraciones. Además, en el tambor de cambio 30 de esta realización, dado que el embrague de garras de primera velocidad y el embrague de garras de segunda velocidad enganchan simultáneamente al cambiar de punto muerto a primera velocidad, las posiciones "C 1-N" y "M 1N" en el tambor de cambio 100 del pasado no son necesarias, la longitud general de las ranuras de guía SC1, SC2, y M1, M2 se acorta un ángulo de rotación predeterminado (30 grados).

A continuación, a la terminación de la operación de cambio de primera velocidad a segunda velocidad, se lleva a cabo el cambio de velocidad preliminar de lado de cambio ascendente que permite completar una operación de cambio de segunda velocidad a tercera velocidad simplemente conmutando el doble embrague TCL. En este cambio de velocidad preliminar de lado de cambio ascendente de segunda velocidad a tercera velocidad, el eje de guía para el contraeje se mueve desde la posición "C 1-2" a "C 3-2" representada a la izquierda en el dibujo y también el eje de guía para el eje principal se mueve de la posición "M 1-2" a "M 3-2" representada a la derecha en el dibujo. En cuanto al desplazamiento de las ranuras de guía con este movimiento, solamente la ranura de guía SC1 es conmutada desde la posición izquierda a la posición derecha, y por ello la horquilla de cambio 81 se mueve desde la posición izquierda a la posición derecha para poner el engranaje movido de quinta velocidad C5 y el engranaje movido de tercera velocidad C3 en enganche uno con otro por medio del embrague de garras.

A la terminación del cambio de velocidad preliminar de cambio ascendente de segunda velocidad a tercera velocidad, la conexión del doble embrague TCL es conmutada desde el segundo embrague CL1 al primer embrague CL2. Es decir, la operación de cambio de segunda velocidad a tercera velocidad puede ser realizada simplemente conmutando el embrague. Este cambio de velocidad preliminar de cambio ascendente se lleva a cabo de la misma manera hasta que se seleccione el engranaje de quinta velocidad.

Al cambio de velocidad de cambio ascendente antes descrito de segunda a tercera velocidad, la ranura de guía SC1 pasa la posición media en "C N-2" representada a la izquierda en el dibujo, es decir, una posición donde el embrague de garras no engancha. Para el tambor de cambio 30, los ángulos son detectados a intervalos de 30 grados por el sensor de posición de marcha 27 y también su velocidad rotativa puede ser regulada finamente por el motor eléctrico 21. Esto hace posible, por ejemplo, hacer la velocidad rotativa de "C 1-2" a "C N-2" representada a la izquierda en el dibujo, es decir, la velocidad cuando el embrague de garras se desengancha entre los engranajes movidos C1 y C5, diferente de la velocidad rotativa de "C N-2" a "C 3-2", es decir, la velocidad cuando el embrague de garras engancha entre los engranajes movidos C5 y C3, y también permite la "espera de punto muerto", es decir, parar durante un tiempo predeterminado en la posición "C N2". Esto permite una reducción sustancial de los choques de cambio que tienden a producirse cuando el embrague de garras engancha o desengancha. También es posible regular secuencialmente el tiempo de accionamiento y la velocidad de accionamiento del tambor de cambio 30 según el número de etapas de velocidad, la revolución del motor, y análogos, al cambiar de velocidad.

Como se ha descrito anteriormente, en la transmisión de doble embrague de la presente invención, dado que la configuración de la ranura de guía en el tambor de cambio está formada de modo que, cuando el tambor de cambio gire ángulos predeterminados para cambiar de punto muerto a primera velocidad, los embragues de garras para el primer engranaje y el segundo engranaje se enganchan simultáneamente, es posible reducir la frecuencia de ruido de golpe que tiene lugar en el embrague de garras, en comparación con la configuración de la ranura de guía formada de modo que, al cambiar de punto muerto a primera velocidad, solamente el embrague de garras para la primera velocidad engancha primero y luego engancha el embrague de garras para la segunda velocidad.

La configuración, tal como el número de etapas de velocidad, de la transmisión de doble embrague, la configuración de la ranura de guía en el tambor de cambio, y análogos no se limitan a la realización descrita anteriormente, sino que se pueden modificar de varias formas. Por ejemplo, si la transmisión de doble embrague está configurada de modo que los embragues de garras para la primera velocidad y la segunda velocidad enganchen simultáneamente al cambiar de punto muerto a primera velocidad, es posible cambiar el número de horquillas de cambio según el número de etapas de velocidad y análogos y también cambiar consiguientemente la configuración de la ranura de guía en el tambor de cambio. Además, la configuración de la ranura de guía en el tambor de cambio según la presente invención es efectiva incluso cuando un cambio de velocidad preliminar de cambio ascendente no se

ES 2 389 706 T3

realiza en el tiempo como se ha descrito en la realización anterior. Los engranajes de cambio de velocidad de la transmisión pueden incluir una etapa de marcha atrás.

- 5 1: transmisión de doble embrague
- 6: eje principal exterior
- 7: eje principal interior
- 10 9: contraeje
- 30: tambor de cambio
- 15 31, 32: eje de guía
- 55, 56: dientes de retención
- 71, 72, 81, 82: horquilla de cambio
- 20 C1-C6: tren de engranajes movidos
- M1-M6: tren de engranajes de accionamiento
- CL1: primer embrague
- 25 CL2: segundo embrague
- SC1, SC2: Ranura de guía de lado de contraeje
- 30 SM1, SM2: ranura de guía de lado de eje principal
- TCL: embrague doble

REIVINDICACIONES

1. Una transmisión de doble embrague (1) incluyendo:

5 una transmisión que tiene una pluralidad de pares de engranajes correspondientes al número de etapas de velocidad entre un eje principal y un contraeje (9); y

10 un doble embrague (TCL) dispuesto en el eje principal, estando adaptada la transmisión de doble embrague (1) para transferir o bloquear la fuerza de accionamiento de rotación de un motor a/de la transmisión por medio del doble embrague (TCL),

donde: el eje principal incluye un eje principal interior (7) y un eje principal exterior (6) que soporta rotativamente el eje principal interior (7);

15 el doble embrague (TCL) incluye un primer embrague (CL1) adaptado para transferir o bloquear la fuerza de accionamiento de rotación a transmitir al eje principal interior (7), y un segundo embrague (CL2) adaptado para transferir o bloquear la fuerza de accionamiento de rotación a transmitir al eje principal exterior (6);

20 la transmisión está configurada para realizar la transmisión de fuerza de accionamiento de rotación entre engranajes de cambio de velocidad adyacentes en cada eje por un embrague de garras que tiene un diente de agarre y un rebaje de agarre; la transmisión está configurada de modo que, cuando un embrague de garras para transmitir fuerza de accionamiento de rotación con un engranaje de primera velocidad y un embrague de garras para transmitir fuerza de accionamiento de rotación con un engranaje de segunda velocidad están enganchados, se cambia la velocidad entre la primera velocidad y la segunda velocidad conmutando una condición de conexión del doble embrague (TCL);

25 se facilita un tambor de cambio (30) para conmutar una condición de enganche del embrague de garras moviendo una horquilla de cambio (71, 72, 81, 82);

30 la horquilla de cambio (71, 72, 81, 82) está configurada para moverse a lo largo de una ranura de guía formada en una superficie del tambor de cambio (30); y

35 la configuración de la ranura de guía se ha formado de modo que, cuando el tambor de cambio (30) se gire ángulos predeterminados para cambiar la velocidad de punto muerto a primera velocidad, el embrague de garras para el engranaje de primera velocidad y el embrague de garras para el engranaje de segunda velocidad enganchen simultáneamente,

40 donde el par de engranajes incluye un engranaje deslizante que está montado de forma axialmente deslizante para seleccionar un par de engranajes operables para transmitir una fuerza de accionamiento rotativo al contraeje (9), y un engranaje no deslizante montado de forma axialmente no deslizante;

al menos uno de los engranajes deslizantes está dispuesto en cada uno del eje principal interior (7), el eje principal exterior (6), y el contraeje (9);

45 el embrague de garras está dispuesto entre el engranaje deslizante y el engranaje no deslizante adyacente al engranaje deslizante en el mismo eje; y

50 la fuerza de accionamiento de rotación es transferida o bloqueada entre el engranaje deslizante y el engranaje no deslizante que son adyacentes uno a otro en el mismo eje deslizando el engranaje deslizante por medio de la horquilla de cambio (71, 72, 81, 82).

2. La transmisión de doble embrague (1) según la reivindicación 1, donde el tambor de cambio (30) es movido en rotación por un accionador.

FIG. 1

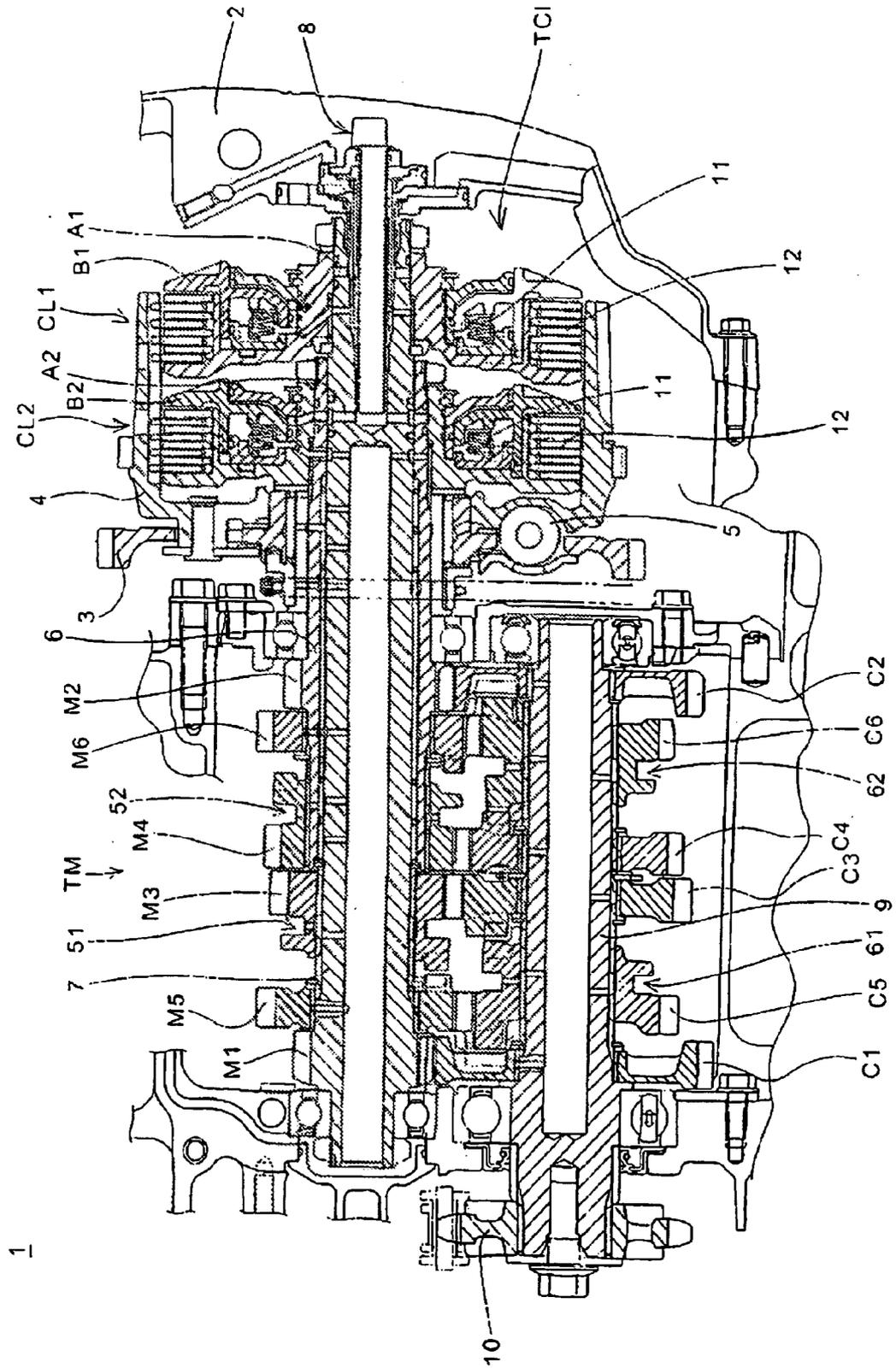


FIG. 2

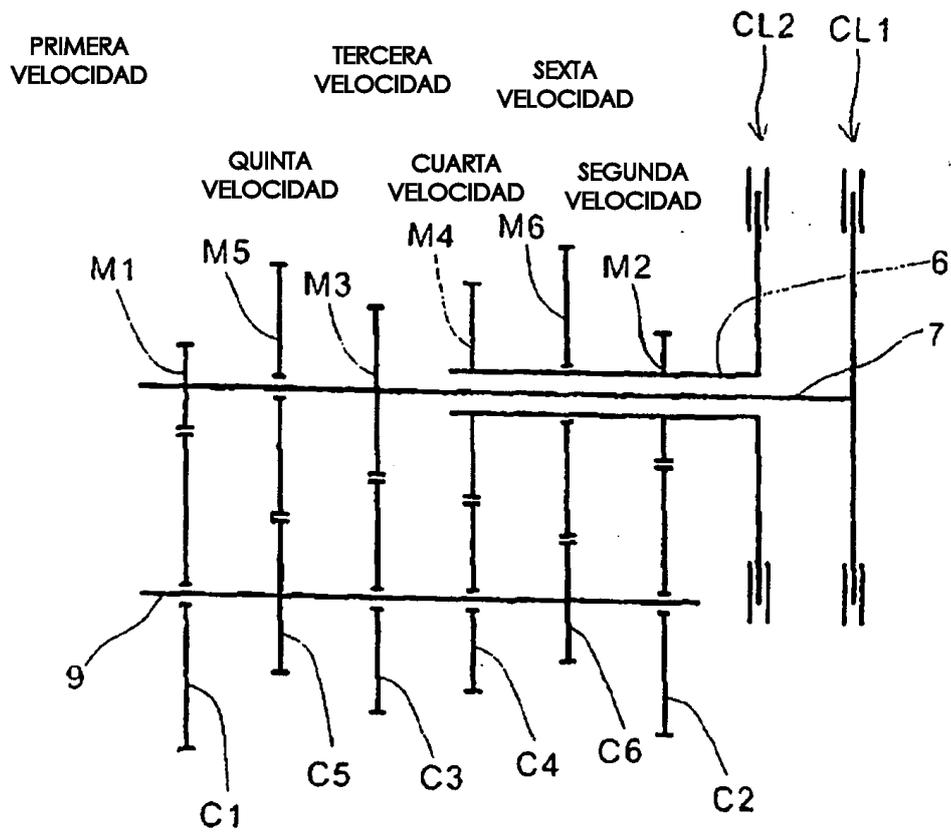


FIG. 3

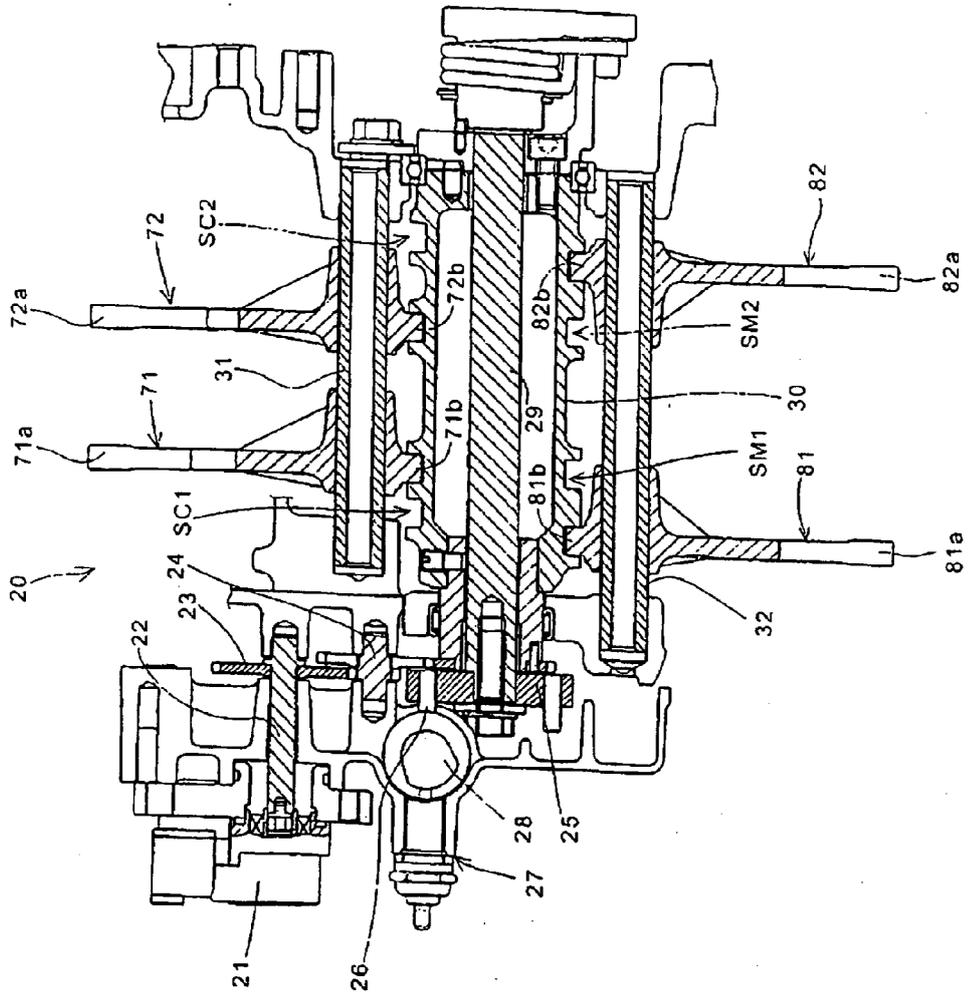


FIG. 4

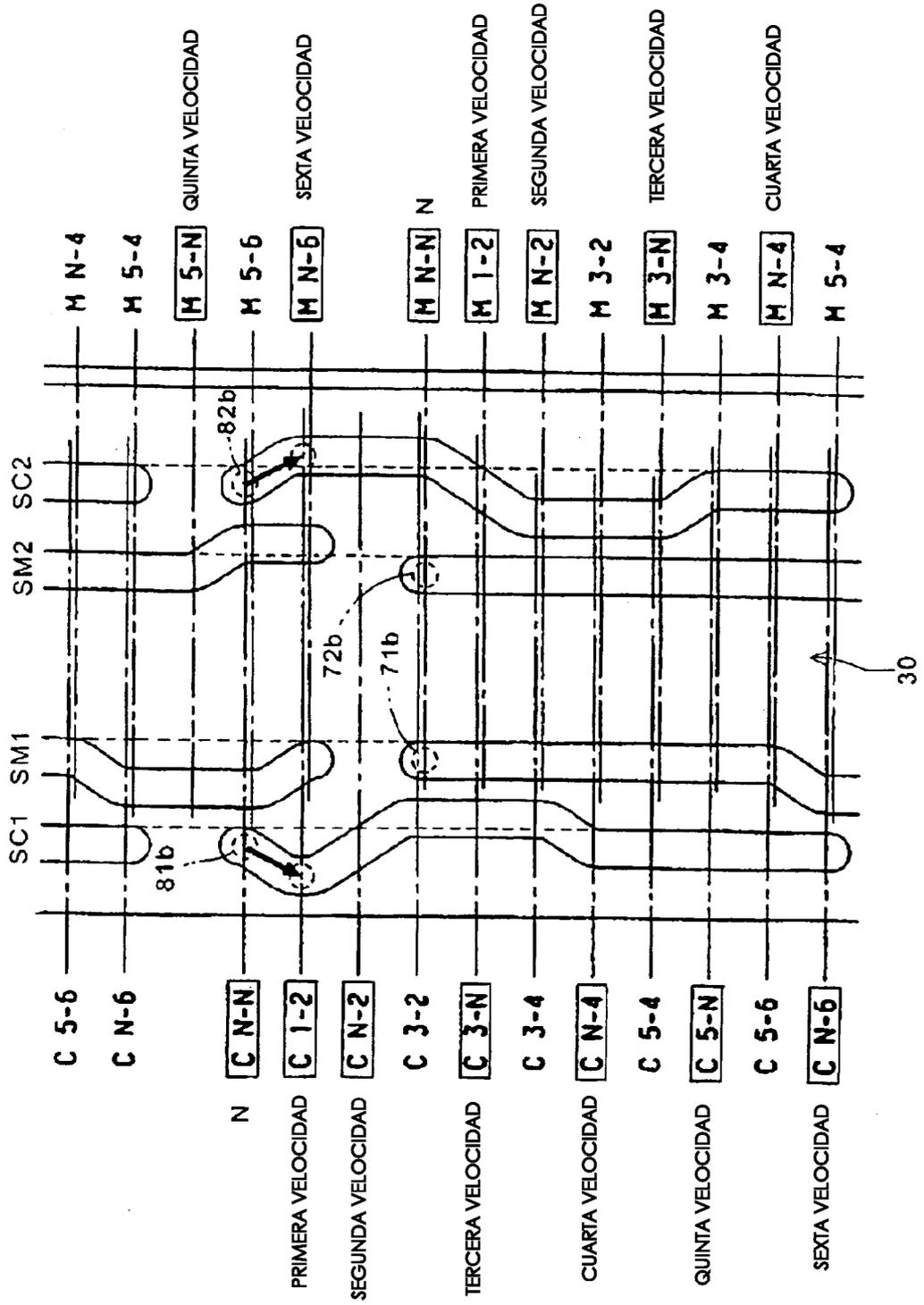


FIG. 5

