

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 620 416**

51 Int. Cl.:

F16H 63/30 (2006.01)

F16D 11/10 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **16.07.2008** **E 08160524 (8)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **08.03.2017** **EP 2042784**

54 Título: **Aparato de cambio de velocidad del tipo de doble embrague**

30 Prioridad:

28.09.2007 JP 2007255124

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

28.06.2017

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 2 620 416 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

Aparato de cambio de velocidad del tipo de doble embrague

5 La presente invención se refiere a aparatos de cambio de velocidad del tipo de doble embrague y, en particular, a un aparato de cambio de velocidad del tipo de doble embrague que aplica un embrague de garras a engranajes de cambio de velocidad que deslizan en un eje principal y un contraeje para cambiar el número de etapas de cambio de velocidad.

10 Se conoce en la técnica relacionada una transmisión polietápica que tiene una pluralidad de pares de engranajes de cambio de velocidad configurados de tal manera que la operación de cambio se ejecute para permitir que las horquillas de cambio deslicen paralelas a un eje principal y a un contraeje para mover engranajes de cambio de velocidad y manguitos deslizantes en el eje principal y el contraeje. También se conoce una transmisión automática que elimina la operación de cambio del operador permitiendo que un accionador, tal como un motor eléctrico o
15 análogos, accione tales horquillas de cambio.

El documento de patente 1 describe una transmisión automática que permite que un accionador accione horquillas de cambio y configurado para aplicar un mecanismo de engrane sincronizado a un manguito movido por la horquilla de cambio para reducir el choque de cambio durante el cambio.

20 [Documento de Patente 1]

Publicación de Patente japonesa número 2006-153235

25 Sin embargo, el mecanismo de engrane sincronizado mostrado en el documento de Patente 1 se compone de una pluralidad de partes para sincronizar las velocidades de rotación de los engranajes; por lo tanto, la estructura es complicada y es probable que el peso de la transmisión aumente.

30 Un aparato de cambio de velocidad del tipo de doble embrague puede estar configurado para incluir un doble embrague compuesto de un primer embrague y un segundo embrague de modo que la operación de cambio pueda ser habilitada entre dos etapas de cambio de velocidad adyacentes conmutando los estados de enganche/desenganche entre el primer embrague y el segundo embrague. En tal caso, se desea simplificar la estructura sin usar dicho mecanismo de engrane sincronizado.

35 La publicación de patente WO número 2008/041429, una solicitud anterior del solicitante de la presente invención, que también representa un estado de la técnica, publicada después de la fecha de presentación de la presente solicitud, describe un dispositivo de control de cambio para una transmisión de vehículo, en el que medios de accionamiento para girar un tambor de cambio están conectados al tambor de cambio. Los medios de accionamiento tienen una fuente de potencia colocada en el lado de extremo axial del tambor de cambio y también
40 tiene un eje de transmisión al que se transmite potencia desde la fuente de potencia en el lado de extremo axial del tambor de cambio. La potencia del eje de transmisión es transmitida al otro lado de extremo axial del tambor de cambio. La construcción evita la disposición concentrada de los medios de accionamiento en el lado axial del tambor de cambio para reducir el tamaño de un motor de combustión interna.

45 La patente EP número 1770306 describe un sistema de transmisión de potencia para vehículo en el que el cambio lo realiza un primer embrague de cambio y un segundo embrague de cambio a los que se transmite potencia de un motor. Una transmisión de un sistema de transmisión de potencia de vehículo tiene una primera parte de cambio y una segunda parte de cambio que cambian la potencia de un motor de combustión interna, un primer embrague de cambio que transmite e interrumpe la potencia a la primera parte de cambio, y un segundo embrague de cambio que
50 transmite e interrumpe la potencia a la segunda parte de cambio. Un embrague de arranque que transmite e interrumpe la potencia al primer embrague de cambio y el segundo embrague de cambio está formado por un embrague centrífugo que tiene una zapata de embrague.

55 La patente GB número 2081822 describe un embrague de garras en una caja de engranajes de motocicleta que incluye un manguito de cambio fijado con el contraeje y enganchable con engranajes que tienen rebajes, cada uno capaz de recibir un par de salientes en el manguito, siendo un saliente de cada par más largo que el otro, para proporcionar un enganche inicial suave con un rebaje, arrastrando posteriormente el otro saliente el rebaje para minimizar la holgura.

60 Un objeto de la presente invención es resolver el problema de la técnica existente descrita anteriormente y proporcionar un aparato de cambio de velocidad del tipo de doble embrague que aplica un embrague de garras a engranajes de cambio de velocidad deslizados en un eje principal y un contraeje para cambiar el número de etapas de cambio de velocidad.

65 Para lograr el objeto anterior, la presente invención se caracteriza porque un aparato de cambio de velocidad del tipo de doble embrague incluye una transmisión que tiene seis pares de engranajes dispuestos entre un eje principal

5 y un contraeje, y un doble embrague dispuesto en el eje principal, conectándose/desconectándose una fuerza de accionamiento rotacional procedente de una fuente de potencia entre la transmisión y la fuente de potencia por el doble embrague. El eje principal se compone de un tubo interior, también designado eje principal interior, que lleva tres engranajes impares de etapa de cambio de velocidad, también designados engranajes de accionamiento de primera, tercera y quinta velocidad, y un tubo exterior, también designado eje principal exterior, que lleva tres engranajes pares de etapa de cambio de velocidad, también designados engranajes de accionamiento de segunda, cuarta y sexta velocidad. El doble embrague incluye un primer embrague adaptado para conectar/desconectar una fuerza de accionamiento rotacional transmitida al tubo interior y un segundo embrague adaptado para conectar/desconectar una fuerza de accionamiento rotacional al tubo exterior. El contraeje lleva seis engranajes movidos, también designados engranajes movidos de primera, segunda, tercera, cuarta, quinta y sexta velocidad engranados con los seis engranajes de accionamiento respectivamente. Los engranajes movidos de primera velocidad a cuarta velocidad están montados en el contraeje de manera que sean incapaces de deslizamiento axial y circunferencialmente rotativos. Los engranajes movidos de quinta velocidad y sexta velocidad están montados en el contraeje de manera que sean axialmente deslizantes e incapaces de rotación circunferencial. El engranaje de accionamiento de primera velocidad está formado integralmente con el eje principal interior. El engranaje de accionamiento de tercera velocidad está montado en el eje principal interior de manera que sea axialmente deslizante e incapaz de rotación circunferencial. El engranaje de accionamiento de quinta velocidad está montado en el eje principal interior de manera que sea incapaz de deslizamiento axial y circunferencialmente rotativo. El engranaje de accionamiento de segunda velocidad está formado integralmente con el eje principal exterior. El engranaje de accionamiento de cuarta velocidad está montado en el eje principal exterior de manera que sea axialmente deslizante e incapaz de rotación circunferencial. El engranaje de accionamiento de sexta velocidad está montado en el eje principal exterior de manera que sea incapaz de deslizamiento axial y circunferencialmente rotativo.

25 Cada engranaje deslizante se hace deslizar por una horquilla correspondiente de horquillas de cambio cada una de las cuales engancha un engranaje correspondiente de los engranajes deslizantes para conectar/desconectar la fuerza de accionamiento rotacional entre el engranaje deslizante y el engranaje no deslizante coaxialmente adyacente. Los engranajes de accionamiento de primera velocidad y segunda velocidad no representan engranajes no deslizantes. Se aplica un mecanismo de embrague de garras a una estructura de conectar o desconectar la fuerza rotacional entre el engranaje deslizante y el engranaje no deslizante coaxialmente con el fin de transmitir la fuerza de accionamiento rotacional enganchando un diente de retención con un agujero de retención. El engranaje movido de quinta velocidad está formado con dientes de retención que están configurados de tal manera que dos tipos de dientes de retención de altura axial diferente uno de otro están dispuestos alternativamente, estando circunferencialmente espaciados los dientes de retención uno de otro a intervalos regulares. La configuración de los dientes de retención es de altura axial diferente y el enganche con el único agujero de retención solamente se aplica al embrague de garras entre el engranaje movido de primera velocidad y el engranaje movido de quinta velocidad.

Se exponen realizaciones preferidas en las reivindicaciones dependientes.

40 [Figura 1]

La figura 1 es una vista en sección transversal de un aparato de cambio de velocidad del tipo de doble embrague según una realización de la presente invención.

45 [Figura 2]

La figura 2 es una vista esquemática que ilustra una disposición de engranajes de cambio de velocidad del aparato de cambio de velocidad.

50 [Figura 3]

La figura 3 es una vista en sección transversal de un mecanismo de cambio que mueve engranajes deslizantes de una transmisión.

55 [Figura 4]

La figura 4 es una vista de desarrollo que ilustra las formas de ranuras de guía de un tambor de cambio.

60 [Figura 5]

La figura 5 incluye una vista frontal (a) de un engranaje movido de primera velocidad y una vista en sección transversal (b) tomada a lo largo de la línea D-D de la figura 5(a).

65 [Figura 6]

La figura 6 es una vista en sección transversal tomada a lo largo de la línea E-E de la figura 5(a).

[Figura 7]

5 La figura 7 incluye una vista frontal (a) de un engranaje movido de quinta velocidad y una vista en sección transversal (b) tomada a lo largo de la línea F-F de la figura 7(a).

[Figura 8]

10 La figura 8 es una vista en sección transversal tomada a lo largo de la línea G-G de la figura 7(a).

15 A continuación se describirá una realización preferida de la presente invención con detalle con referencia al dibujo acompañante. La figura 1 es una vista en sección transversal de un aparato de cambio de velocidad del tipo de doble embrague 1 según una realización de la presente invención. La figura 2 es un diagrama esquemático que ilustra una disposición de engranajes de cambio de velocidad del aparato de cambio de velocidad 1. El aparato de cambio de velocidad de doble embrague incluye un TCL de doble embrague compuesto de un primer embrague CL1 y un segundo embrague CL2, y una transmisión secuencial de seis velocidades hacia delante TM. El aparato de cambio de velocidad está alojado dentro de un cárter 2 conjuntamente con un motor (no representado) como una fuente de potencia de un vehículo.

20 Se transmite una potencia de accionamiento rotacional desde un cigüeñal (no representado) del motor a un engranaje primario 3 que tiene un mecanismo amortiguador 5. La potencia de accionamiento rotacional es enviada desde él a un contraeje 9 provisto de un piñón de accionamiento 10 a través del TCL de doble embrague, un eje principal exterior 6 como un tubo externo, un eje principal interior 7 como un tubo interior soportados rotativamente por el tubo exterior, y seis pares de engranajes dispuestos entre los ejes principales 6, 7 y un contraeje 9. La fuerza de accionamiento rotacional transmitida al piñón de accionamiento 10 es transmitida a una rueda de accionamiento (no representada) de un vehículo mediante una cadena de accionamiento enrollada alrededor del piñón de accionamiento 10.

30 La transmisión TM tiene seis pares de engranajes dispuestos entre los ejes principales y el contraeje. La transmisión TM puede seleccionar un par de engranajes a través del que se envía la fuerza de accionamiento rotacional, en base a la combinación de las posiciones de engranajes deslizantes axialmente soportados deslizantemente en los ejes respectivos con los estados de enganche/desenganche de los embragues primero y segundo CL1, CL2. El TCL de doble embrague está dispuesto dentro de una caja 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, mientras que el segundo embrague CL2 está montado de forma no rotativa en el eje principal exterior 6. Una chapa de embrague 12 está dispuesta entre la caja de embrague 4 y cada uno de los embragues CL1, CL2. La chapa de embrague 12 se compone de cuatro chapas de embrague soportadas de forma no rotativa por la caja de embrague 4 y cuatro chapas de rozamiento soportadas de forma no rotativa por cada uno de los embragues CL1, CL2.

40 Cada uno de los embragues primero y segundo CL1, CL2 está configurado para recibir presión hidráulica suministrada por una bomba hidráulica movida por la rotación del cigüeñal para permitir que la chapa de embrague 12 produzca una fuerza de rozamiento, conmutando por ello al estado de enganche. Un distribuidor 8 que forma dos recorridos hidráulicos de tubo doble dentro del eje principal interior 7 está soterrado en la superficie de pared del cárter 2. Si se suministra presión hidráulica mediante el distribuidor 8 a un recorrido de aceite A1 formado en el eje principal interior 7, se hace deslizar un pistón B1 hacia la izquierda en la figura contra la fuerza elástica de un elemento elástico 11 tal como un muelle o análogos para conmutar el primer embrague CL1 al estado de enganche. Igualmente, si se suministra presión hidráulica a un recorrido de aceite A2, se hace deslizar un pistón B2 hacia la izquierda para conmutar el segundo embrague CL2 al estado de enganche. Si se reduce la presión hidráulica suministrada, ambos embragues CL1, CL2 se hacen volver a una posición original por la fuerza elástica del elemento elástico 11. El suministro de presión hidráulica a los embragues primero o segundo CL1, CL2 es ejecutado por una válvula de solenoide o análogos que conmuta el destino de la presión hidráulica constantemente producida por la bomba hidráulica movida por el cigüeñal.

55 Con dicha configuración descrita anteriormente, la fuerza de accionamiento rotacional del engranaje primario 3 gira solamente la caja de embrague 4 a no ser que la presión hidráulica sea suministrada al primer embrague CL1 o el segundo embrague CL2. Si se suministra presión hidráulica, el eje principal exterior 6 o el eje principal interior 7 se gira con accionamiento integralmente con la caja de embrague 4. A propósito, la magnitud de la presión hidráulica suministrada se ajusta entonces para crear también un enganche de embrague parcial.

60 El eje principal interior 7 conectado al primer embrague CL1 lleva engranajes de accionamiento M1, M3, M5 para etapas de velocidad impares (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 está montado en el eje principal interior de manera que sea axialmente deslizante e incapaz de rotación circunferencial. El engranaje de accionamiento de quinta velocidad M5 está montado en el eje principal interior de manera que sea incapaz de deslizamiento axial y circunferencialmente rotativo.

5 El eje principal exterior 6 conectado al segundo embrague CL2 lleva engranajes de accionamiento M2, M4, M6 para etapas de velocidad pares (segunda velocidad, cuarta velocidad y sexta velocidad). El engranaje de accionamiento de segunda velocidad M2 está formado integralmente con el eje principal exterior 6. El engranaje de accionamiento de cuarta velocidad M4 está montado en el eje principal exterior de manera que sea axialmente deslizante e incapaz de rotación circunferencial. El engranaje de accionamiento de sexta velocidad M6 está montado en el eje principal exterior de manera que sea incapaz de deslizamiento axial y circunferencialmente rotativo.

10 El contraeje 9 lleva engranajes movidos C1, C2, C3, C4, C5 y C6 engranados con los engranajes de accionamiento M1, M2, M3, M4, M5, y M6, respectivamente. Los engranajes movidos de primera a cuarta velocidad C1 a C4 están montados en el contraeje de manera que sean incapaces de deslizamiento axial y circunferencialmente rotativos. Los engranajes movidos de quinta y sexta velocidad C5, C6 están montados en el contraeje de manera que sean axialmente deslizantes e incapaces de rotación circunferencial.

15 Los engranajes de accionamiento M3, M4 y los engranajes movidos C5, C6 de los trenes de engranajes descritos anteriormente, es decir, cada uno de los "engranajes deslizantes" axialmente deslizantes está configurado para deslizarse junto con la operación de una horquilla correspondiente de las horquillas de cambio descritas más adelante. Los engranajes deslizantes están formados respectivamente con ranuras de enganche 51, 52, 61 y 62 adaptadas para enganchar las porciones de uña de las horquillas de cambio.

20 Los engranajes de cambio de velocidad (los engranajes de accionamiento M1, M2, M5, M6 y los engranajes movidos C1-C4) distintos de los engranajes deslizantes descritos anteriormente, es decir, los engranajes "no deslizantes" axialmente no deslizantes están configurados para ejecutar la conexión/desconexión de la potencia de accionamiento rotacional con los engranajes deslizantes adyacentes. El aparato de cambio de velocidad del tipo de

25 doble embrague 1 según la realización descrita anteriormente puede seleccionar opcionalmente un par de engranajes que transmiten fuerza de accionamiento rotacional a través de la combinación de las posiciones de los engranajes deslizantes con el enganche/desenganche de los embragues primero y segundo CL1, CL2.

30 El primer embrague CL1 ejecuta la conexión/desconexión de la fuerza de accionamiento rotacional de las etapas impares de cambio de velocidad (primera velocidad, tercera velocidad y quinta velocidad). Por otra parte, el segundo embrague CL2 ejecuta la conexión/desconexión de la fuerza de accionamiento rotacional de las etapas de velocidad pares (segunda velocidad, cuarta velocidad y sexta velocidad). Así, si el cambio ascendente se ejecuta secuencialmente, los estados de enganche de los embragues primero y segundo CL1, CL2 son conmutados alternativamente.

35 En el aparato de cambio de velocidad de doble embrague 1 de la presente realización, se aplica un mecanismo de embrague de garras a una estructura de conectar o desconectar una fuerza de accionamiento rotacional entre el engranaje deslizante y el engranaje no deslizante. Este mecanismo de embrague de garras transmite la fuerza de accionamiento rotacional a través del engrane de las respectivas formas sobresaliente y rebajada de un diente de

40 retención y un agujero de retención. Así, la configuración simple puede transmitir una fuerza de accionamiento con menos pérdida de transmisión. Esto puede lograr la reducción del tamaño y la reducción de peso del aparato de cambio de velocidad del tipo de doble embrague 1 simplificando más la configuración de la transmisión, en comparación con la configuración provista de un mecanismo de engrane sincronizado entre un engranaje deslizante y un engranaje no deslizante para sincronizar sus rotaciones.

45 La figura 3 es una vista en sección transversal de un mecanismo de cambio 20 que mueve los engranajes deslizantes de la transmisión. La figura 4 es una vista de desarrollo que ilustra las formas de las ranuras de guía en un tambor de cambio 30. Para accionar los cuatro engranajes deslizantes indicados anteriormente, el mecanismo de cambio 20 de la realización está provisto de cuatro horquillas de cambio 71, 72, 81, 82, específicamente, estando

50 montadas deslizantemente las horquillas de cambio 71, 72 en el eje de guía 31, estando montadas deslizantemente las horquillas de cambio 81, 82 en el eje de guía 32. Las cuatro horquillas de cambio están provistas de respectivas pinzas de guía (71a, 72a, 81a, 82a) enganchadas con los engranajes deslizantes correspondientes y con salientes cilíndricos (71b, 72b, 81b, 82b) enganchados con las ranuras correspondientes de guía formadas en el tambor de cambio 30.

55 El eje de guía 31 está montado con la horquilla de cambio 71 enganchada con el engranaje de accionamiento de tercera velocidad M3 y con la horquilla de cambio 72 enganchada con el engranaje de accionamiento de cuarta velocidad M4. El otro eje de guía 32 está montado con la horquilla de cambio 81 enganchada con el engranaje movido de quinta velocidad C5 y con la horquilla de cambio 82 enganchada con el engranaje movido de sexta velocidad C6.

60 Ranuras de guía SM1 y SM2 enganchadas con las horquillas de cambio de lado de eje principal 71 y 72, respectivamente, y ranuras de guía SC1 y SC2 enganchadas con las horquillas de cambio de lado de contraeje 81 y 82 están formadas en la superficie del tambor de cambio 30 dispuesto paralelo a los ejes de guía 31, 32. Así, cada uno de los engranajes deslizantes M3, M4, C5 y C6 es movido a lo largo de una forma correspondiente de las respectivas formas de las cuatro ranuras de guía junto con la rotación del tambor de cambio 30.

65

- 5 El tambor de cambio 30 es movido rotativamente a una posición predeterminada por un motor eléctrico 21 como un accionador. La fuerza de accionamiento rotacional del motor eléctrico 21 es transmitida a un eje de tambor de cambio 29 que soporta el tambor cilíndrico hueco 30 mediante un primer engranaje 23 fijado a un eje rotacional 22 y mediante un segundo engranaje 24 engranado con el primer engranaje 23. La posición girada del tambor de cambio 30 es detectada por el sensor de posición de cambio 27. Específicamente, el sensor de posición de cambio 27 la detecta a través de la posición girada de una excéntrica de sensor 28 girada por patillas de sensor 26 soterradas en una chapa sensora 25 fijada al eje de tambor de cambio 29.
- 10 Con tal configuración descrita anteriormente, el aparato de cambio de velocidad del tipo de doble embrague 1 ejerce paralelamente el control de accionamiento de giro en el tambor de cambio 30 y el control de enganche/desenganche en el TCL de doble embrague. Esto puede hacer posible ejecutar el cambio automático de marcha en respuesta a las revoluciones del motor y a la velocidad del vehículo o el cambio semiautomático de marcha sometido a operación de cambio realizada por el conductor con un interruptor de cambio o análogos.
- 15 Se describe la relación posicional entre la posición de giro del tambor de cambio 30 y las cuatro horquillas de cambio con referencia a la vista de desarrollo de la figura 4. Los ejes de guía 31, 32 están dispuestos en posiciones respectivas espaciadas circunferencialmente una de otra aproximadamente 90° con referencia al eje de giro del tambor de cambio 30. Por ejemplo, si la posición de giro del tambor de cambio 30 está en punto muerto (N), las horquillas de cambio 81, 82 están situadas en una posición designada "C N-N" a la izquierda de la figura, mientras que las horquillas de cambio 71, 72 están situadas en una posición designada "M N-N" a la derecha en la figura. En esta figura, un círculo en línea discontinua indica la posición del saliente cilíndrico (71b, 72b, 81b, 82b) en cada horquilla de cambio al tiempo de punto muerto. Las posiciones de rotación predeterminadas continuas hacia abajo desde la indicación "C N-N" de la izquierda de la figura están dispuestas a intervalos de 30°. Igualmente, las posiciones de giro predeterminadas continuas hacia abajo desde la indicación "M N-N" a la derecha de la figura están dispuestas a intervalos de 30°.
- 20 Las posiciones de cambio de las horquillas de cambio determinadas por las ranuras de guía asociadas son tales que las ranuras de guía SM1, SM2 en el lado de eje principal asuman dos posiciones, "la posición izquierda" y "la posición derecha", mientras que las ranuras de guía SC1, SC2 en el lado de contraeje asumen tres posiciones, "la posición izquierda", "la posición media" y "la posición derecha".
- 30 Las horquillas de cambio durante el punto muerto están situadas de la siguiente manera: la horquilla de cambio 81: posición media, la horquilla de cambio 82: posición media, la horquilla de cambio 71: posición derecha: y la horquilla de cambio 72: posición izquierda. Este estado es tal que los cuatro engranajes deslizantes movidos por las respectivas horquillas de cambio asociadas no están engranados con un engranaje correspondiente de los engranajes no deslizantes adyacentes. Así, aunque los embragues primero y segundo CL1, CL2 estén enganchados, la fuerza de accionamiento rotacional del engranaje primario 3 no es transmitida al contraeje 9.
- 35 Si el tambor de cambio 30 se gira a la posición ("C 1-N" y "M 1-N") correspondiente al engranaje de primera velocidad de la posición neutra indicada anteriormente, la horquilla de cambio 81 es conmutada desde la posición media a la posición izquierda haciendo que el engranaje movido de quinta velocidad C5 conmute a la posición izquierda desde la posición media. Esto permite que el engranaje movido de quinta velocidad C5 engrane con el engranaje movido de primera velocidad C1 mediante el embrague de garras, proporcionando el estado de transmisión de fuerza de accionamiento rotacional. En este estado, si el primer embrague CL1 es conmutado después al estado de enganche, la fuerza de accionamiento rotacional es transmitida en el orden del eje principal interior 7, el engranaje de accionamiento de primera velocidad M1, el engranaje movido de primera velocidad C1, el engranaje movido de quinta velocidad C5 y el contraeje 9, y enviada desde el piñón de accionamiento 10.
- 40 Cuando se completa el cambio ascendente al engranaje de primera velocidad, el tambor de cambio 30 se gira automáticamente en la dirección ascendente 30°. Esta operación se llama "cambio ascendente preliminar" que intenta completar el cambio conmutando solamente el estado de enganche del TCL de doble embrague cuando se emite una orden de cambio ascendente de la primera velocidad a la segunda velocidad. Este cambio ascendente preliminar permite que los dos ejes de guía se desplacen a las posiciones respectivas de "C 1-2" y "M 1-2" indicadas a la izquierda y a la derecha, respectivamente, de la figura con relación al tambor de cambio 30.
- 45 Los cambios de las ranuras de guía resultantes del cambio ascendente preliminar son tales que solamente la ranura de guía SC2 sea conmutada desde la posición media a la posición derecha. Esto permite que la horquilla de cambio 82 se desplace a la posición derecha, haciendo por ello que el engranaje movido C6 engrane con el engranaje movido C2 mediante el embrague de garras. Al tiempo de completar el cambio ascendente preliminar desde la primera velocidad a la segunda velocidad, dado que el segundo embrague CL2 está en el estado desenganchado, el eje principal exterior 6 se gira de la siguiente manera por la viscosidad del aceite lubricante introducido entre el eje principal interior 7 y el eje principal exterior 6.
- 50 La operación de deslizamiento del engranaje movido C6 por el cambio ascendente preliminar descrito anteriormente completa una preparación para transmitir la fuerza de accionamiento rotacional mediante el engranaje de segunda
- 55
- 60
- 65

velocidad. Si se emite una orden de cambio ascendente desde la primera velocidad a la segunda velocidad en este estado, el primer embrague CL1 se desengancha mientras que el segundo embrague CL2 se conmuta al estado de enganche. Esta operación de conmutación del TCL de doble embrague envía de forma instantánea la fuerza de accionamiento rotacional mediante el engranaje de segunda velocidad.

5 Cuando se completa la operación de cambio de la primera velocidad a la segunda velocidad, se ejecuta el cambio ascendente preliminar para completar la operación de cambio de la segunda velocidad a la tercera velocidad solamente por la conmutación del TCL de doble embrague. En el cambio ascendente preliminar de la segunda
10 velocidad a la tercera velocidad, el eje de guía de lado de contraeje es movido a la posición "C 3-2" desde "C 1-2" indicado a la izquierda de la figura, mientras que el eje de guía de lado de eje principal es movido a la posición "M 3-2" desde "M 1-2" a la derecha de la figura. Los cambios de las ranuras de guía resultantes de tales movimientos son
15 tales que solamente la ranura de guía SC1 conmuta desde la posición izquierda a la posición derecha. Esto permite que la horquilla de cambio 81 se desplace desde la posición izquierda a la posición derecha, haciendo por ello que el engranaje movido de quinta velocidad C5 y el engranaje movido de tercera velocidad C3 engranen uno con otro mediante el embrague de garras.

20 Cuando se completa el cambio ascendente preliminar de la segunda velocidad a la tercera velocidad, el estado de enganche del TCL de doble embrague es conmutado desde el segundo embrague CL2 al primer embrague CL1. En otros términos, solamente la conmutación de los embragues proporciona el estado donde la operación de cambio de la segunda velocidad a la tercera velocidad se puede ejecutar. Este cambio ascendente preliminar puede ser ejecutado igualmente desde entonces hasta que se selecciona el engranaje de quinta velocidad.

25 Durante el cambio ascendente preliminar desde la segunda velocidad a la tercera velocidad descrita anteriormente, la ranura de guía SC1 pasa por la posición media de "C N-2" indicada en el lado izquierdo de la figura, es decir, la posición donde el engrane del embrague de garras no se ejecuta. El ángulo del tambor de cambio 30 es detectado por el sensor de posición de cambio 27 a intervalos de 30° y la velocidad de giro del tambor de cambio puede ser
30 ajustada minuciosamente por el motor eléctrico 21. Esto puede permitir, por ejemplo, que la velocidad de giro de "C 1-2" a "C 1-2" indicada a la izquierda de la figura, es decir, la velocidad de cuando se libera el engrane del embrague de garras entre los engranajes movidos C1, C5 difiere de la velocidad de giro de "C N-2" a "C 3-2", es decir, la
35 velocidad que hay cuando el embrague de garras está enganchado entre los engranajes movidos C5, C3. Además, esto puede ejecutar "espera de punto muerto" donde el tambor de cambio 30 para durante el tiempo predeterminado en la posición de "C N-2". Así, es posible reducir de forma significativa el choque de cambio que tiende a producirse de otro modo al tiempo del enganche/desenganche del embrague de garras. Además, el tiempo de accionamiento y la velocidad de accionamiento del tambor de cambio 30 se pueden ajustar secuencialmente según las etapas de cambio de velocidad y las revoluciones del motor durante el cambio.

40 La figura 5 incluye una vista frontal (a) del engranaje movido de primera velocidad C1 y una vista en sección transversal (b) tomada a lo largo de la línea D-D. La figura 6 es una vista en sección transversal tomada a lo largo de la línea E-E de la figura 5(a). La figura 7 incluye una vista frontal del engranaje movido de quinta velocidad C5 y una
45 vista en sección transversal tomada a lo largo de la línea F-F de la figura 7(a). La figura 8 es una vista en sección transversal tomada a lo largo de la línea G-G de la figura 7(a). Como se ha descrito anteriormente, los engranajes movidos C1, C5 son el par de engranajes y engranan axialmente uno con otro por el embrague de garras, transmitiendo por ello la fuerza de accionamiento rotacional transmitida desde el eje principal interior 7 mediante el engranaje de accionamiento de primera velocidad M1 al contraeje 9.

50 El engranaje movido de primera velocidad C1 es un engranaje no deslizante que está montado en el contraeje 9 de manera que sea incapaz de deslizamiento axial y capaz de rotación circunferencial con respecto al contraeje 9. El engranaje movido de primera velocidad C1 se ha formado con cuatro agujeros de retención 35 cada uno conformado en un sector general. Los agujeros de retención 35 están cortados por cuatro paredes 36 de sección rectangular.

55 El engranaje movido de quinta velocidad C5 es un engranaje deslizante que está montado en el contraeje 9 de manera que sea axialmente deslizante e incapaz de rotación circunferencial. El engranaje movido de quinta velocidad C5 se ha formado con ocho dientes de retención formados de manera que tengan la misma forma según se ve desde la dirección axial. Los dientes de retención están configurados de tal manera que dos tipos de dientes de retención 55, 56 de altura axial diferente uno de otro están dispuestos alternativamente. Los dientes de retención
60 55, 56 están circunferencialmente espaciados uno de otro a intervalos regulares. Cuando los dientes de retención 55, 56 están engranados con los agujeros de retención 35 del engranaje deslizante C1, los dientes de retención 55, 56 adyacentes uno a otro están insertados en un agujero de retención 35.

65 Cuando el engranaje movido de quinta velocidad C5 se aproxima al engranaje movido rotativo de primera velocidad C1 al enganchar el embrague de garras, el diente de retención largo 55 apoya contra la pared 36 antes que el diente corto de retención 56. A continuación, los dos dientes de retención 55, 56 enganchan con un solo agujero de retención 35. De esta forma, la fuerza de accionamiento rotacional del primer engranaje movido C1 es transmitida al engranaje movido de quinta velocidad C5 mediante los dientes de retención largos 55 más fuertes que los dientes de retención cortos 56.

Según la configuración donde los dientes de retención enganchados con el único agujero de retención están provistos de las etapas descritas anteriormente, se puede reducir el intervalo circunferencial definido entre la pared y el diente de retención cuando los dientes de retención están insertados. Durante la marcha en la primera velocidad, este intervalo circunferencial se define entre el diente de retención corto 56 y la pared 36. El intervalo es significativamente pequeño en comparación con el de la configuración existente donde, por ejemplo, el embrague de garras se compone solamente de cuatro dientes de retención 55. En el aparato de cambio de velocidad del tipo de doble embrague 1 según la presente realización, dado que el primer embrague CL1 es conmutado al segundo embrague CL2 cuando se ejecuta cambio ascendente desde la primera velocidad a la segunda velocidad, un plano donde el diente de retención y el agujero de retención apoyan uno contra otro es conmutado a una superficie lateral del diente de retención corto 56 desde una superficie lateral del diente de retención largo 55. En este caso, dado que el intervalo entre el diente de retención 56 y la pared del agujero de retención 35 es pequeño, la aparición de ruido y choque durante la parada se puede reducir significativamente. Así, es posible reducir el choque de cambio que tiene lugar durante el cambio ascendente desde la primera velocidad a la segunda velocidad. A propósito, en la presente realización, la configuración donde los dientes de retención enganchados con el único agujero de retención están provistos de las etapas se aplica solamente al embrague de garras entre el engranaje movido de primera velocidad C1 y el engranaje movido de quinta velocidad C5.

Según el aparato de cambio de velocidad del tipo de doble embrague perteneciente a la presente invención descrito anteriormente, el embrague de garras adaptado para transmitir la fuerza de accionamiento rotacional enganchando los dientes de retención con el agujero de retención se aplica entre el engranaje deslizante montado deslizantemente en el eje principal o el contraeje y el engranaje no deslizante coaxialmente adyacente al engranaje deslizante. La conexión/desconexión de la fuerza de accionamiento rotacional entre el engranaje deslizante y el engranaje no deslizante puede ser ejecutada por el enganche de las formas rebajadas y sobresalientes. Así, es posible simplificar la configuración de la transmisión en comparación con la aplicación de un mecanismo de engrane sincronizado que tiene una estructura complicada para sincronizar las rotaciones de los engranajes de cambio de velocidad adyacentes. Así, es posible reducir el tamaño y el peso del aparato de cambio de velocidad del tipo de doble embrague.

A propósito, las formas del diente de retención y del agujero de retención del embrague de garras, el número de etapas de los engranajes de cambio de velocidad y análogos no se limitan a la realización descrita anteriormente y se pueden modificar de varias formas. Por ejemplo, los dos embragues que constituyen el doble embrague pueden disponerse manera que estén enfrente de una superficie correspondiente de las superficies delantera y trasera del engranaje primario. Además, el número de trenes de engranajes de la transmisión puede incluir una pluralidad de etapas de cambio de velocidad hacia delante y una etapa de cambio de velocidad hacia atrás.

[Descripción de caracteres de referencia]

1: aparato de cambio de velocidad del tipo de doble embrague, 6: eje principal exterior, 7: eje principal interior, 9: contraeje, 30: tambor de cambio, 31, 32: eje de guía, 35: agujero de retención, 55, 56: diente de retención, 71, 72, 81, 82: horquilla de cambio, C1-C6: tren de engranajes movidos, C1: engranaje movido de primera velocidad, C5: engranaje movido de quinta velocidad, M1-M6: tren de engranajes de accionamiento, CL1: primer embrague, CL2: segundo embrague, TCL: doble embrague.

REIVINDICACIONES

1. Un aparato de cambio de velocidad del tipo de doble embrague (1) incluyendo

5 una transmisión (TM) que tiene seis pares de engranajes dispuestos entre un eje principal (6, 7) y un contraeje (9), y un doble embrague (TCL) dispuesto en el eje principal (6, 7), conectándose/desconectándose una fuerza de accionamiento rotacional procedente de una fuente de potencia entre la transmisión (TM) y la fuente de potencia por el doble embrague (TCL),

10 donde el eje principal (6, 7) se compone de un tubo interior (7), también designado eje principal interior (7), que lleva tres engranajes impares de etapa de cambio de velocidad (M1, M3, M5), también designados engranajes de accionamiento de primera (M1), tercera (M3) y quinta velocidad (M5), y un tubo exterior (6), también designado eje principal exterior (6), que lleva tres engranajes pares de etapa de cambio de velocidad (M2, M4, M6), también designados engranajes de accionamiento de segunda (M2), cuarta (M4) y sexta velocidad (M6);

15 donde el doble embrague (TCL) incluye un primer embrague (CL1) adaptado para conectar/desconectar una fuerza de accionamiento rotacional transmitida al tubo interior (7) y un segundo embrague (CL2) adaptado para conectar/desconectar una fuerza de accionamiento rotacional al tubo exterior (6);

20 donde el contraeje (9) lleva seis engranajes movidos (C1, C2, C3, C4, C5, C6), también designados engranajes movidos de primera (C1), segunda (C2), tercera (C3), cuarta (C4), quinta (C5) y sexta velocidad (C6) engranados con los seis engranajes de accionamiento (M1, M2, M3, M4, M5, M6) respectivamente, donde los engranajes movidos de primera velocidad a cuarta velocidad (C1, C2, C3, C4) están montados en el contraeje (9) de manera que sean incapaces de deslizamiento axial y circunferencialmente rotativos,

25 donde los engranajes movidos de quinta velocidad y sexta velocidad (C5, C6) están montados en el contraeje (9) de manera que sean axialmente deslizantes e incapaces de rotación circunferencial, donde el engranaje de accionamiento de primera velocidad (M1) está formado integralmente con el eje principal interior (7), donde el engranaje de accionamiento de tercera velocidad (M3) está montado en el eje principal interior (7) de manera que sea axialmente deslizante e incapaz de rotación circunferencial,

30 donde el engranaje de accionamiento de quinta velocidad (M5) está montado en el eje principal interior (7) de manera que sea incapaz de deslizamiento axial y circunferencialmente rotativo,

35 donde el engranaje de accionamiento de segunda velocidad (M2) está formado integralmente con el eje principal exterior (6),

40 donde el engranaje de accionamiento de cuarta velocidad (M4) está montado en el eje principal exterior (6) de manera que sea axialmente deslizante e incapaz de rotación circunferencial,

45 donde el engranaje de accionamiento de sexta velocidad (M6) está montado en el eje principal exterior (6) de manera que sea incapaz de deslizamiento axial y circunferencialmente rotativo,

50 donde cada engranaje deslizante (M3, M4, C5, C6) se hace deslizar por una horquilla correspondiente de las horquillas de cambio (71, 72, 81, 82) cada una de las cuales engancha un engranaje correspondiente de los engranajes deslizantes para conectar/desconectar la fuerza de accionamiento rotacional entre el engranaje deslizante (M3, M4, C5, C6) y el engranaje no deslizante (M5, M6, C1, C2, C3, C4) coaxialmente adyacente,

55 donde los engranajes de accionamiento de primera velocidad (M1) y segunda velocidad (M2) no representan engranajes no deslizantes;

60 donde se aplica un mecanismo de embrague de garras a una estructura de conectar o desconectar la fuerza rotacional entre el engranaje deslizante y el engranaje no deslizante coaxialmente con el fin de transmitir la fuerza de accionamiento rotacional enganchando un diente de retención con un agujero de retención, donde el engranaje movido de quinta velocidad (C5) está formado con dientes de retención que están configurados de tal manera que dos tipos de dientes de retención (55, 56) de altura axial diferente uno de otro estén dispuestos alternativamente, estando circunferencialmente espaciados los dientes de retención (55, 56) uno de otro a intervalos regulares, y

65 donde la configuración de los dientes de retención que son de altura axial diferente y enganchan con el único agujero de retención se aplica solamente al embrague de garras entre el engranaje movido de primera velocidad (C1) y el engranaje movido de quinta velocidad (C5).

2. El aparato de cambio de velocidad del tipo de doble embrague (1) según la reivindicación 1, donde un agujero de retención (35) está formado en uno, que tiene un diámetro exterior más grande, del engranaje deslizante y el engranaje no deslizante.

3. El aparato de cambio de velocidad del tipo de doble embrague (1) según una de las reivindicaciones 1 o 2, donde la horquilla de cambio (71, 72, 81, 82) está montada deslizantemente en un eje de guía (31, 32) dispuesto paralelo al eje principal (6, 7) y al contraeje (9) y se hace deslizar junto con la rotación de un tambor de cambio dispuesto paralelo al eje de guía.

5 4. El aparato de cambio de velocidad del tipo de doble embrague (1) según la reivindicación 3, donde dos de los ejes de guía (31, 32) están destinados a las horquillas de cambio (71, 72, 81, 82), uno de los ejes de guía (31, 32) está montado con al menos una horquilla de cambio adaptada para accionar el engranaje deslizante de lado de eje principal, y el otro eje de guía está montado con al menos una horquilla de cambio adaptada para accionar el engranaje deslizante de lado de contraeje.

10 5. El aparato de cambio de velocidad del tipo de doble embrague (1) según alguna de las reivindicaciones 1 a 4, donde el aparato de cambio de velocidad del tipo de doble embrague (1) está configurado de tal manera que el cambio entre etapas de cambio de velocidad adyacentes una a otra por conmutación de los estados de enganche y desenganche del doble embrague (TCL) pueda ser habilitado enganchando simultáneamente un embrague de garras a enganchar cuando una fuerza de accionamiento rotacional es transmitida en una etapa de cambio de velocidad predeterminada y un embrague de garras a enganchar cuando una fuerza de accionamiento rotacional es transmitida en una etapa de cambio de velocidad adyacente a la etapa de cambio de velocidad predeterminada.

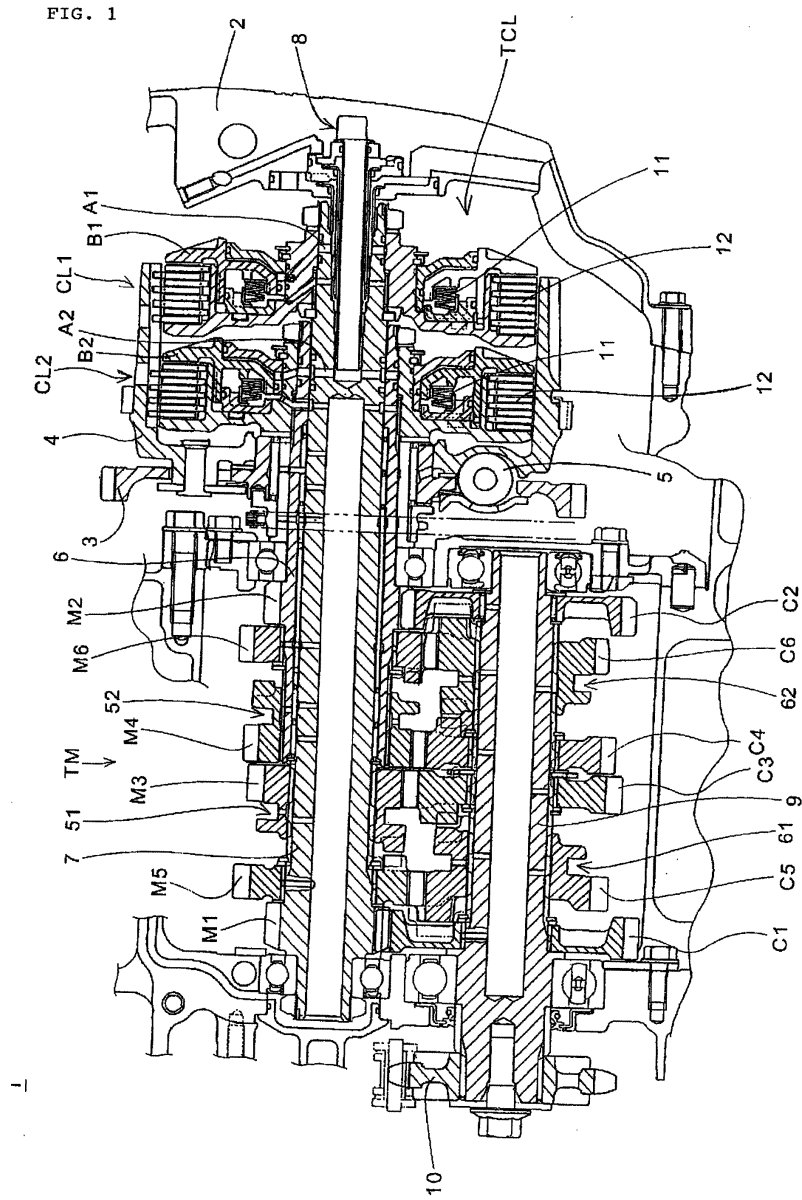


FIG. 2

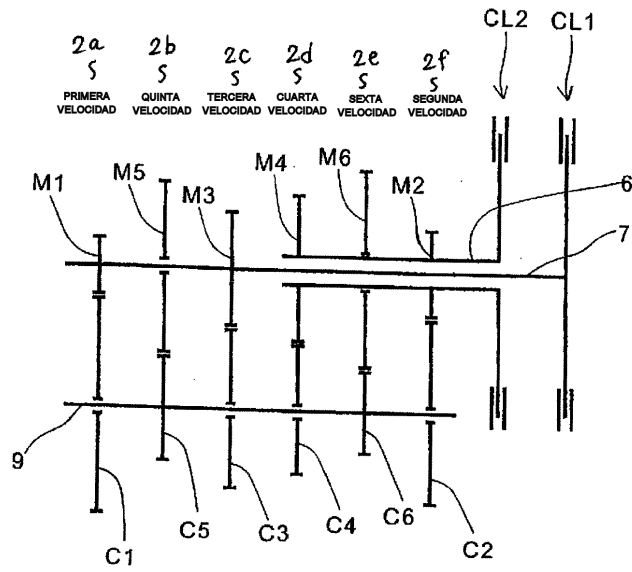
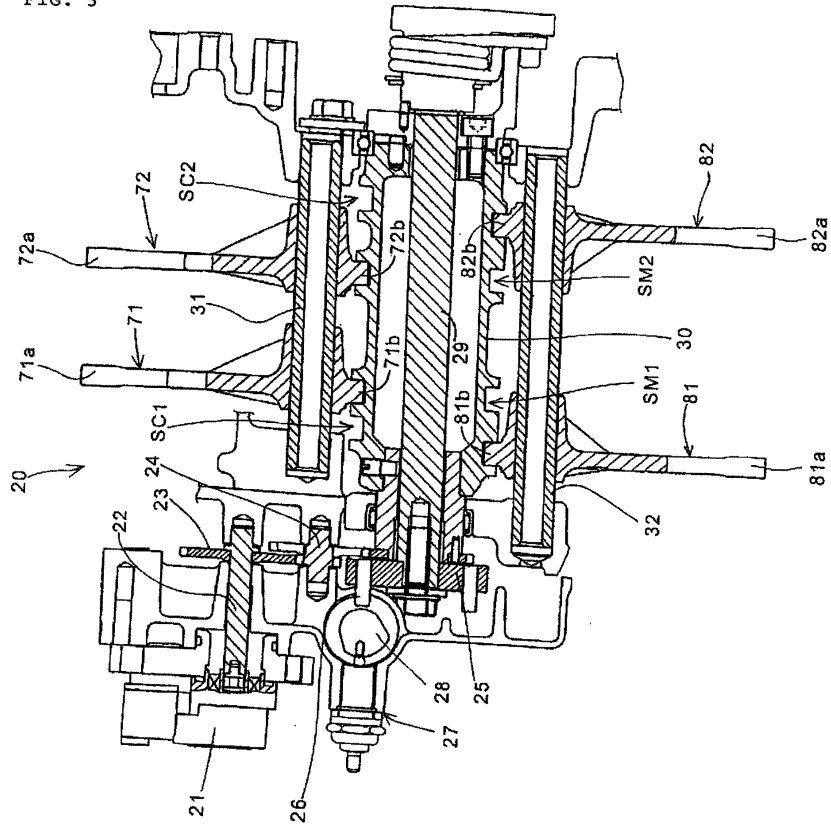


FIG. 3



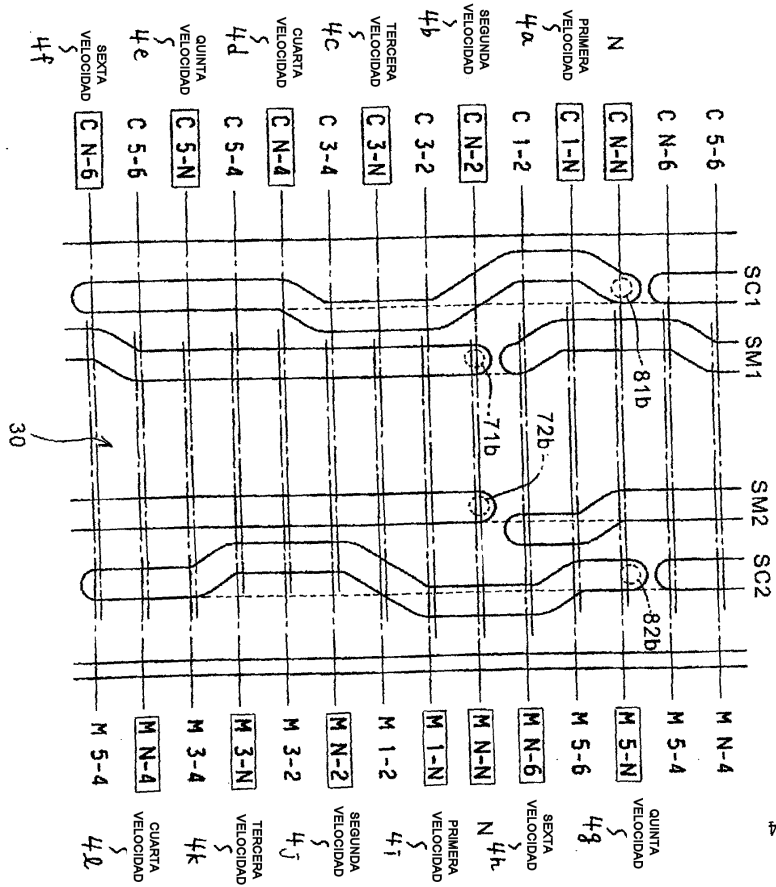


FIG. 4

FIG. 5

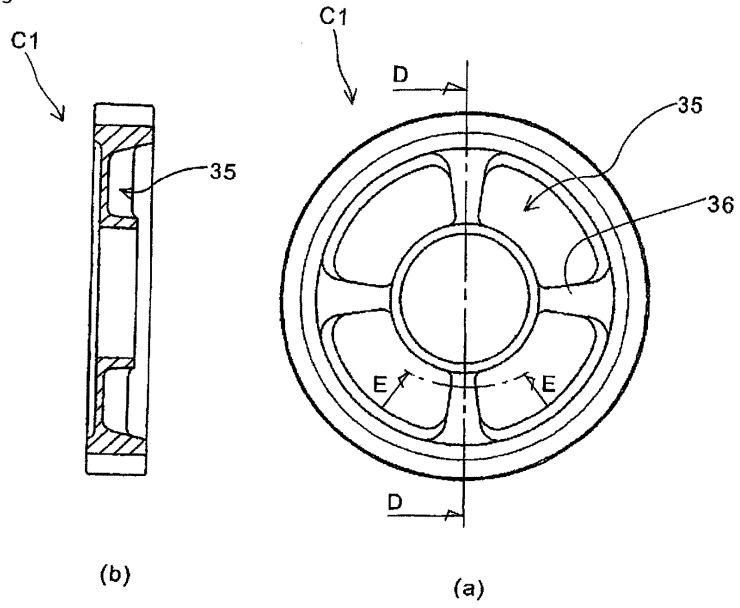


Fig. 6

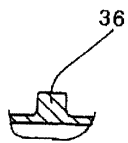


FIG. 7

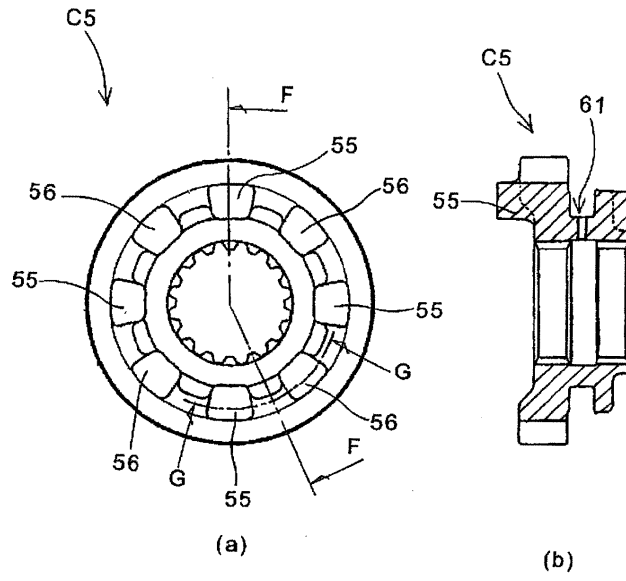


FIG. 8

