



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 363 814**

51 Int. Cl.:
F16H 37/04 (2006.01)
F16H 3/12 (2006.01)
F16H 3/093 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **07731515 .8**
96 Fecha de presentación : **24.01.2007**
97 Número de publicación de la solicitud: **1977140**
97 Fecha de publicación de la solicitud: **08.10.2008**

54 Título: **Grupo motopropulsor con motor auxiliar unido a un árbol intermedio de la caja de velocidades.**

30 Prioridad: **25.01.2006 FR 06 00678**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
17.08.2011

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
17.08.2011

73 Titular/es: **RENAULT S.A.S.**
13-15, Quai Alphonse le Gallo
92100 Boulogne Billancourt, FR

72 Inventor/es: **Raoul, Michel**

74 Agente: **Elzaburu Márquez, Alberto**

ES 2 363 814 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

Grupo motopropulsor con motor auxiliar unido a un árbol intermedio de la caja de velocidades.

La invención concierne al ámbito de los grupos motopropulsores para vehículos automóviles, y en particular al ámbito de los grupos motopropulsores que tienen un motor principal, un motor auxiliar y una caja de cambios de árboles paralelos.

En este ámbito, la solicitud de patente WO 2005/065 976 (EATON CORPORATION) ha descrito una caja de cambios que comprende un árbol primario macizo y un árbol primario hueco coaxiales unidos a un primer motor por un embrague doble. El árbol primario hueco comprende acanaladuras arrastradas en rotación por un rotor de un segundo motor. Las relaciones de transmisión de la caja de cambios son establecidas gracias a sincronizadores de dientes rectos. Las secuencias de transición de una relación de transmisión de la caja de cambios a una relación de transmisión adyacente, comprenden dos etapas. Una primera etapa en la que el sincronizador de dientes rectos de la relación de transmisión adyacente es enclavado, y una segunda etapa en la que el par motor bascula de un árbol primario al otro árbol primario. Lo que permite tener una transición bajo par. En una caja de cambios de este tipo, el espacio ocupado por el segundo motor se añade a la longitud de la caja de cambios. Las relaciones de transmisión de marcha atrás, de segunda y de cuarta son activadas por el árbol primario macizo. Cuando una de estas relaciones de transmisión está activa, un embrague suplementario permite unir el segundo motor al primer motor. El embrague suplementario ocupa un espacio extra que se añade a la longitud de la caja de cambios. El documento EP 845 618 muestra las características del preámbulo de la reivindicación 1.

La invención propone un grupo motopropulsor que tenga un motor principal y un motor auxiliar que ponga remedio a los inconvenientes precedentes y especialmente cuyo motor auxiliar pueda ser unido, ya sea al motor principal, o a las ruedas del vehículo, o bien a los dos simultáneamente, y esto para todas las relaciones de transmisión de la caja de cambios, y esto sin necesidad de embrague suplementario.

El grupo motopropulsor para vehículo automóvil, está equipado con un motor principal, un motor auxiliar y una caja de cambios de árboles paralelos. La caja de cambios comprende al menos un árbol primario unido al motor principal por un dispositivo de embrague, al menos un árbol secundario provisto de un piñón de ataque que engrana con una corona de diferencial, un árbol intermedio no coaxial con los árboles primario y secundario, y una pluralidad de sincronizadores aptos para solidarizar de manera selectiva en rotación un árbol primario con un árbol secundario. El árbol intermedio está provisto de una rueda de arrastre, unida al motor auxiliar, y unida en rotación de manera permanente con el árbol primario o los árboles primarios.

Si hay un solo árbol primario, la rueda de arrastre está unida a este árbol primario. Si hay varios árboles primarios unidos al motor principal por un dispositivo de embrague, la rueda de arrastre está unida en rotación a cada uno de los árboles primarios.

Se concibe que en un grupo motopropulsor de este tipo, el motor auxiliar puede ser unido al motor principal, y no a las ruedas del vehículo, cuando ningún sincronizador establezca unión entre uno de los árboles primarios y uno de los árboles secundarios, y el dispositivo de embrague establezca la unión entre el motor principal y uno de los árboles primarios. El motor auxiliar puede igualmente arrastrar las ruedas del vehículo según la totalidad de las relaciones de transmisión de la caja de cambios, sin estar unido al motor principal. Para esto ningún embrague establece unión entre el motor principal y uno de los árboles primarios, y al menos uno de los sincronizadores establece una unión entre uno de los árboles primarios y uno de los árboles secundarios. El motor auxiliar puede igualmente arrastrar las ruedas del vehículo según la totalidad de las relaciones de transmisión de la caja de cambios, al tiempo que igualmente está unido al motor principal. En este grupo motopropulsor, no es necesario accionar un embrague suplementario a aquél o a aquéllos que arrastran el árbol primario o los árboles primarios.

De acuerdo con una variante, el grupo motopropulsor comprende una caja de cambios robotizada, provista de al menos un accionador motorizado de mando de sincronizadores y/o del dispositivo de embrague.

Ventajosamente, la caja de cambios comprende un árbol primario principal y un árbol primario auxiliar unidos, cada uno, de manera selectiva al motor principal por el dispositivo de embrague, estando montada la rueda de arrastre fija al árbol intermedio, cuyo árbol intermedio está provisto de un par de piñones fijos de desmultiplicación, que engranan, uno con un piñón fijo del árbol primario principal, el otro con un piñón fijo del árbol primario auxiliar.

Ventajosamente, el dispositivo de embrague presenta una posición enclavada principal en la que el árbol primario principal está sincronizado con el motor principal, una posición neutra en la que ningún árbol primario está unido al motor principal, y una posición enclavada auxiliar en la que el árbol primario auxiliar está sincronizado con el motor principal.

Ventajosamente, el árbol intermedio está provisto de un piñón intermedio de marcha atrás, que engrana con un piñón de marcha atrás montado en el árbol secundario, estando montado un sincronizador de marcha atrás, ya sea en el árbol intermedio, o bien en el árbol secundario. La velocidad de rotación de la rueda de arrastre puede ser superior a la velocidad de rotación del piñón intermedio de marcha atrás.

Ventajosamente, el grupo motopropulsor comprende medios de fijación del motor auxiliar. La rueda de arrastre y un motor auxiliar están unidos por una cadena. La velocidad de rotación de un rotor del motor auxiliar puede ser superior a la velocidad de rotación del árbol primario o de los árboles primarios.

5 Ventajosamente, el motor principal es un motor térmico y el motor auxiliar es un generador apto para transformar energía mecánica en otra energía, especialmente eléctrica.

10 De acuerdo con una variante, la caja de cambios comprende un sincronizador doble de dientes rectos, montado en uno de los árboles secundarios, que contribuye con las relaciones de transmisión de marcha atrás y con la relación de transmisión de primera velocidad, estando intercalada una rueda libre entre un manguito deslizante del citado sincronizador y un piñón loco de primera, siendo el piñón de primera el piñón del árbol secundario situado más próximo al piñón de ataque.

De acuerdo con otra variante, la caja de cambios comprende un sincronizador doble y un sincronizador simple de tipo de conos de fricción montados en uno de los árboles primarios, contribuyendo el citado sincronizador doble de fricción con al menos tres relaciones de transmisión de marcha adelante.

15 De acuerdo con un modo particular de realización de la invención, la caja de cambios presenta cinco relaciones de transmisión de marcha adelante. El sincronizador doble de fricción y el sincronizador doble de dientes rectos son accionados por un primer accionador motorizado según dos posiciones de selección diferentes. El sincronizador simple de fricción solidariza un piñón de segunda situado en el mismo lado del sincronizador simple que el dispositivo de embrague, siendo accionados el citado sincronizador simple y el dispositivo de embrague por un sincronizador motorizado.

20 De acuerdo con un modo particular de realización de la invención, la caja de cambios presenta seis relaciones de transmisión de marcha adelante. El sincronizador doble de fricción y el sincronizador doble de dientes rectos son accionados por un primer accionador motorizado según dos posiciones de selección diferentes. El sincronizador simple de fricción solidariza un piñón de segunda situado en el lado opuesto al citado sincronizador simple con respecto al dispositivo de embrague, siendo accionados el citado sincronizador simple y el citado dispositivo de embrague por un segundo accionador motorizado según una misma posición de selección.

Otras características y ventajas de la invención se pondrán de manifiesto con la lectura de la descripción detallada de algunos modos de realización tomados a título de ejemplos no limitativos e ilustrados por los dibujos anejos, en los cuales:

30 - la figura 1 es un corte longitudinal según el plano I - I de la figura 2, de un primer modo de realización de caja de cambios robotizada híbrida de seis velocidades;

- la figura 2 es un corte transversal parcial de la caja de cambios robotizada híbrida de seis velocidades que muestra el sistema de mando de las horquillas; y

- la figura 3 es un corte longitudinal de un segundo modo de realización de una caja de cambios robotizada híbrida de cinco velocidades.

35 Como ilustra la figura 1, un modo de realización de un grupo motopropulsor de vehículo, comprende una caja de cambios provista de un cárter principal 1 y de un cárter auxiliar 2. Un dispositivo de embrague 3 une un árbol primario principal 4 a un cigüeñal 5 de un motor térmico, no representado, a través de un volante amortiguador 6 representado en silueta en la figura 1. Un árbol secundario 7 está provisto de un piñón de ataque 8 que engrana con una corona de diferencial 9 y así queda unido a las ruedas del vehículo de manera permanente.

40 El árbol primario principal 4 se extiende en toda la longitud de la caja de cambios, desde un lado de la caja de cambios que contiene el dispositivo de embrague 3 hasta una zona de fondo 10 que contiene una pluralidad de sincronizadores 11. La caja de cambios comprende igualmente un árbol intermedio 12, paralelo y no coaxial con el árbol primario principal 4 y con el árbol secundario 7.

45 El árbol primario principal 4 comprende sucesivamente, de izquierda a derecha en la figura 1, un cojinete de bolas 13, un piñón loco 14 para la segunda relación de transmisión de velocidad que por simplificación se denominará « piñón de segunda » 14, un cuerpo de sincronizador simple 15 montado en acanaladuras, un piñón loco 16 para cuarta y sexta relaciones de transmisión de velocidad que por simplificación se denominará « piñón de cuarta y de sexta » 16, montado en un anillo 16a, un cuerpo de sincronizador doble 17 montado en acanaladuras, un piñón loco 18 para las relaciones de transmisión de tercera o de quinta velocidad, que por simplificación se denominará « piñón de tercera y de quinta » montado en un anillo, un dentado de marcha atrás 19, un dentado de primera velocidad 20, un primer piñón de desmultiplicación 21 montado en acanaladuras, un árbol primario auxiliar 22 en forma de manguito montado en dos cojinetes de agujas 22a, un manguito 23 montado en acanaladuras, y una campana exterior 24 que envuelve al dispositivo de embrague 3 montada libre en rotación.

55 El árbol primario auxiliar 22 recibe sucesivamente de izquierda a derecha en la figura 1, un segundo piñón de desmultiplicación 25 hecho solidario por acanaladuras del manguito 22, un cojinete de bolas 26 y acanaladuras de

arrastre del dispositivo de embrague 3. El árbol primario auxiliar 22 es coaxial con el árbol primario principal 4 con respecto al cual puede girar sobre los cojinetes 22a.

5 El dispositivo de embrague 3 comprende un conjunto multidisco principal 27 que une la campana exterior 24 con el árbol primario principal 4 y un segundo conjunto multidisco auxiliar 28 que arrastra al árbol primario auxiliar 22. Los dos conjuntos multidisco 27 y 28 son coaxiales. El conjunto multidisco auxiliar 28 está ligeramente desplazado axialmente con respecto al conjunto multidisco principal 27, hacia el lado del árbol primario auxiliar 22.

10 El conjunto multidisco principal 27 comprende una pluralidad de discos exteriores unidos en rotación con la campana exterior 24 gracias a muescas que cooperan con una ranura practicada en un faldón 24a de la campana exterior 24. El conjunto multidisco principal 27 comprende igualmente una pluralidad de discos interiores intercalados con la pluralidad de discos exteriores y solidarios en rotación de un pistón principal 29 gracias a dientes de cada uno de los discos de la pluralidad de discos interiores que cooperan con ranuras. Las dos pluralidades de discos del conjunto de discos principal 27 son móviles en traslación entre el faldón 24a de la campana exterior 24 y una parte cilíndrica correspondiente 29a del pistón principal 29. La campana exterior 24 comprende un tope axial no representado, que impide a la pluralidad de discos desplazarse en el lado izquierdo de la figura 1. El pistón principal 29 comprende un tope axial 30 situado a la derecha del conjunto multidisco principal 27 apto para comprimir el conjunto multidisco principal 27 contra el tope axial de la campana exterior 24.

15 El pistón principal 29, móvil axialmente, está unido en rotación con una campana interior principal 31, solidaria del manguito 23 y que arrastra el árbol primario principal 4. Un tope de agujas 32 está dispuesto axialmente entre la campana exterior 24 y la campana interior principal 31. Un dispositivo de asistencia principal 33 está dispuesto axialmente entre la campana interior principal 31 y el pistón principal 29.

20 El conjunto multidisco auxiliar 28 está compuesto de una pluralidad de discos exteriores y una pluralidad de discos interiores, intercalados entre sí. Los discos exteriores son solidarios de una campana exterior auxiliar 34 que contornea al dispositivo de asistencia 33 y al conjunto multidisco principal 27. La campana auxiliar 34 está fijada rigidamente a la campana exterior principal 24. Los discos interiores están unidos en rotación a un pistón auxiliar 35. Las dos pluralidades de discos auxiliares son móviles en traslación a lo largo del eje del dispositivo de embrague 3 gracias a ranuras practicadas en partes de faldón 34a de la campana exterior auxiliar 34 y 35a del pistón auxiliar 35.

25 La campana exterior auxiliar 34 comprende un tope axial, no representado, situado a la derecha del conjunto multidisco auxiliar 28. El pistón auxiliar 35 comprende un tope axial 36 que permite comprimir el conjunto multidisco auxiliar 28 hacia el tope de la campana auxiliar 34. El pistón auxiliar 35 está unido en rotación con una campana interior auxiliar 37 gracias a dispositivos de asistencia auxiliares 38. Un tope axial de agujas 40 está dispuesto axialmente entre el pistón principal 29 y el pistón auxiliar 35. El pistón auxiliar 35 presenta dedos de mando 39 que se extienden axialmente y que atraviesan la campana interior auxiliar 37. Los dedos de mando 39 pueden ser accionados por una horquilla de mando F2b del dispositivo de embrague 3 por intermedio de un cojinete de bolas 39a. La campana interior auxiliar 37 arrastra al árbol primario auxiliar 22 gracias a acanaladuras.

30 Se va a describir ahora el funcionamiento del dispositivo de embrague 3. El conjunto que comprende la horquilla de mando de embrague F2b, el pistón auxiliar 35, y el pistón principal 29, forma un conjunto móvil axialmente y comprimido por el dispositivo de puesta en presión 33a.

35 Cuando la horquilla de mando de embrague F2b no está accionada, el dispositivo de puesta en presión 33a mantiene en posición terminal hacia la izquierda de la figura 1, los pistones principal 29 y auxiliar 35. El conjunto multidisco principal 27 está en estado comprimido y el conjunto multidisco auxiliar 28 está en estado no comprimido. Esta posición constituye una posición de enclavamiento principal del dispositivo de embrague 3. En esta posición, el motor está unido al árbol primario principal 4. En esta posición, la adherencia tiene lugar entre la campana exterior principal 24 y la campana interior principal 31 que arrastra al árbol primario principal 4.

40 Cuando la horquilla de mando de embrague F2b es desplazada hacia la derecha de la figura 1, el conjunto de los dos pistones 29 y 35 comprime el dispositivo de puesta en presión 33a y permite a los discos exteriores e interiores del conjunto multidisco principal 27 separarse sin por ello comprimir más el conjunto multidisco auxiliar 28. Esta posición de la horquilla F2b corresponde a una posición neutra del dispositivo de embrague 3 en la cual el motor no está unido ni al árbol primario principal 4, ni al árbol primario auxiliar 22.

45 Cuando la horquilla de mando de embrague F2b es desplazada todavía más hacia la derecha de la figura 1, el conjunto multidisco principal 27 continúa estando en estado libre y el conjunto multidisco auxiliar 28 es comprimido. Esta posición constituye una posición de enclavamiento auxiliar del dispositivo de embrague 3 en la cual el motor está unido al árbol primario auxiliar 22.

50 Se van a describir ahora los piñones de los otros árboles de la caja de cambios. El árbol secundario 7 comprende de izquierda a derecha en la figura 1, un cojinete de bolas 41, un piñón fijo de segunda 42, un anillo tirante 42a, un piñón fijo de cuarta y de sexta 43, un anillo tirante 43a, un piñón fijo 44 de tercera y de quinta que se apoya axialmente en un resalte 7a del árbol secundario 7. El árbol secundario 7 comprende sucesivamente, de izquierda a derecha a partir del resalte 7a, un piñón loco de marcha atrás 45, un cuerpo de sincronizador de dientes rectos 46

montado en acanaladuras, un piñón loco de primera 47 que se apoya axialmente en el piñón de ataque 8. La extremidad derecha del árbol secundario 7 está montada en rotación en un cojinete de rodillos 48.

La caja de cambios comprende igualmente un árbol intermedio 12 montado en rotación en dos cojinetes 49 y 50 situados, cada uno, en sus extremidades. La extremidad situada en el lado del dispositivo de embrague 3 está montada a rotación en el cojinete de bolas 50 fijado al cárter de embrague 2. Un soporte añadido 51 comprende una parte 52 fijada al cárter principal 1 y una parte 53 que sobresale radialmente en el interior del cárter 1. La parte en saliente 53 recibe el cojinete 49. La parte 52 está fijada al cárter principal 1 por medios de fijación que comprenden tornillos 54.

Gracias a la existencia del soporte añadido 51, se comprende que el sincronizador 17 puede quedar alojado fácilmente en el cárter principal 1, a pesar del hecho de que el espacio ocupado por el sincronizador 17 rebasa la extremidad del árbol intermedio 12. Los piñones 45 y 47, y el sincronizador 46 correspondiente a las relaciones de transmisión de marcha atrás y de primera están desplazados en el eje secundario 7, con el fin de favorecer todavía más la aproximación del árbol intermedio 12 y del árbol primario principal 4.

Gracias a los medios de fijación del soporte añadido 51 al cárter principal 1, el árbol intermedio 12 queda inmovilizado cualquiera que sea la dirección de los esfuerzos radiales que se ejerzan sobre él. El árbol intermedio 12 comprende sucesivamente, de izquierda a derecha en la figura 1, un piñón intermedio de marcha atrás 55 montado libre en el árbol intermedio 12, una rueda de arrastre 56, un primer piñón de desmultiplicación 57 y un segundo piñón de desmultiplicación 58. La rueda de arrastre 56 y los dos piñones de desmultiplicación 57 y 58 son monobloques con el árbol intermedio 12. La rueda de arrastre 56 coopera con una cadena 59 unida a un rotor de un motor auxiliar 71 del vehículo, visible en la figura 2.

El segundo piñón de desmultiplicación 58 presenta un número de dientes inferior al primer piñón de desmultiplicación 57. Cuando el dispositivo de embrague 3 está en posición de enclavamiento principal, el árbol primario 4 presenta una velocidad de rotación idéntica al cigüeñal 5. El piñón loco 18 puede arrastrar al vehículo según la relación de transmisión de tercera. Cuando el dispositivo de embrague 3 está en posición de enclavamiento auxiliar, el árbol primario auxiliar 22 presenta una velocidad de rotación idéntica al cigüeñal 5. El árbol primario principal 4 es arrastrado con una velocidad de rotación superior a la del cigüeñal 5, y el piñón loco 18 puede arrastrar al vehículo según la relación de transmisión de quinta.

El sincronizador simple 15 y el sincronizador doble 17 son del tipo de conos de fricción, tales como los descritos por ejemplo en la solicitud de patente francesa FR-A-2 821 652 a la cual podrá referirse.

El piñón loco de primera 47 está equipado con una rueda libre 47a, tal como la descrita en la solicitud de patente EP 1 273 825 (RENAULT).

El sincronizador doble de dientes rectos 46 es mandado por una horquilla F1b. El sincronizador doble de fricción 17 es mandado por una horquilla F1a. El sincronizador simple de fricción 15 es mandado por una horquilla F2a y el dispositivo de embrague 3 es mandado por la horquilla F2b.

El piñón loco de segunda 14 engrana con el piñón fijo de segunda 42 y constituye, con el sincronizador simple 15, un módulo de segunda velocidad. El piñón loco 16 y el piñón fijo 43 constituyen con una parte del sincronizador doble 17 un módulo de cuarta y de sexta velocidades. El piñón loco 18 y el piñón fijo 44 constituyen, con la otra parte del segundo accionador doble de fricción 17, un módulo de tercera y de quinta velocidades. El dentado 19 engrana con el piñón intermedio de marcha atrás 55, el cual engrana igualmente con el piñón loco 45 de marcha atrás. El dentado 19, el piñón intermedio de marcha atrás 55 y el piñón loco 45 de marcha atrás constituyen, con una parte del sincronizador doble 46, un módulo de marcha atrás. El dentado 20 engrana con el piñón loco de primera velocidad 47 y, con la otra parte del sincronizador 46, constituye un módulo de primera velocidad. Los primeros piñones de desmultiplicación 21 y 57 engranan conjuntamente así como los segundos piñones de desmultiplicación 25 y 58. El conjunto de los módulos de la caja de cambios está situado en un conjunto mecánico delimitado en un lado por el cárter principal 1 y en el otro lado por el tabique 2a del cárter de embrague 2. Los cojinetes de bolas 13 y 41 están fijados en el cárter principal 1. El cojinete de rodillos 48 así como los cojinetes de bolas 26 y 50 están fijados en el tabique 2a del cárter de embrague 2.

La figura 2 muestra un sistema de mando 70 del grupo motopropulsor así como la corona de diferencial 9, el eje 4a de los árboles primario principal 4 y auxiliar 22 y del dispositivo de embrague 3, el eje 12a del árbol intermedio 12, el eje 7a del árbol secundario 7. El grupo motopropulsor comprende un motor auxiliar 71 unido al árbol intermedio 12 por la cadena 59. El motor auxiliar 71 es una máquina eléctrica que acumula las funciones de arrancador, de alternador, y de motor de arrastre.

El sistema de mando 70 comprende un primer accionador motorizado 72 apto para hacer pivotar un primer bloque de selección 73 alrededor de un eje 73a transversal con respecto a los árboles de la caja de cambios. El primer bloque de selección 73 está provisto de un primer dedo de paso 74 y de un segundo dedo de paso 75. El primer accionador 72 está provisto de un dispositivo de selección 76 capaz de desplazar en traslación el primer bloque de selección 73 entre una primera posición de selección ilustrada en la figura 2 en la cual el primer dedo de paso 74

coopera con un primer vástago de arrastre de horquilla 77 y una segunda posición de selección, no representada en la figura 2, en la cual el segundo dedo de paso 75 coopera con un segundo vástago de arrastre de horquilla 78. El primer vástago de arrastre de horquilla 77 arrastra la horquilla F1b para accionar el sincronizador de dientes rectos 46. El segundo vástago de arrastre de horquilla 78 arrastra la horquilla F1a para accionar el sincronizador doble 17.

5 El sistema de mando 70 comprende igualmente un segundo accionador motorizado 79 capaz de hacer pivotar un segundo bloque de selección 80 alrededor de un eje transversal 80a. El segundo bloque de selección 80 está provisto de un dedo de paso 81 que coopera con un vástago de arrastre de horquilla 82 unido, por una parte, a la horquilla F2a de arrastre del sincronizador simple 15 y, por otra, a la horquilla F2b de accionamiento del dispositivo de embrague 3.

10 El primer accionador 72 arrastra alternativamente las horquillas F1a y F1b según dos posiciones de selección diferentes. El segundo accionador 79 arrastra alternativamente las horquillas F2a o F2b.

15 Se va a describir ahora el funcionamiento de la caja de cambios. El piñón loco de segunda 14 engrana con el piñón fijo de segunda 42. El piñón loco 16, de cuarta y de sexta, engrana con el piñón fijo 43 correspondiente. El piñón loco 18, de tercera y de quinta, engrana con el piñón fijo 44 correspondiente. El dentado 19 de marcha atrás engrana con el piñón intermedio de marcha atrás 55, el cual engrana igualmente con el piñón loco de marcha atrás 45. El dentado 20 de primera engrana con el piñón loco 47 correspondiente.

20 El enclavamiento de una relación de transmisión de primera velocidad o de marcha atrás necesita accionar en primer lugar la horquilla de embrague F2b con el fin de llevar el dispositivo de embrague 3 a una configuración neutra. La operación necesita a continuación accionar la horquilla F1b hacia el piñón loco correspondiente 16 o 18, y después llevar la horquilla F2b a la posición de enclavamiento principal en la cual el conjunto multidisco principal 27 está apretado.

25 La transición entre la relación de transmisión de primera y la relación de transmisión de segunda se hace enclavando directamente el sincronizador simple 15 desplazando la horquilla F2a hacia el piñón de segunda 14, es decir hacia la izquierda de la figura 1. Este enclavamiento tiene lugar mientras que la horquilla F1b permanece en posición de primera enclavada. La velocidad de rotación del árbol secundario 7 es impuesta por el sincronizador de segunda 15. La rueda libre 47a permite al piñón loco de primera 47 tener una velocidad de rotación inferior a la del árbol secundario 7. La transición entre las relaciones de transmisión de primera y de segunda tiene lugar bajo par.

30 Cuando la relación de transmisión de segunda está enclavada y la velocidad del vehículo aumenta, la transición de relación de transmisión que hay que preparar no es la transición de segunda hacia la relación de transmisión de primera y viene la transición de la relación de transmisión de segunda hacia una relación de transmisión de tercera o de cuarta. Un calculador, no representado, manda al primer accionador 72 llevar la horquilla F1b a la posición neutra, y después cambiar de posición de selección con el fin de quedar listo para accionar la horquilla F1a.

35 La transición entre la relación de transmisión de segunda y la relación de transmisión de tercera o de cuarta se hace enclavando directamente la horquilla F1a hacia el piñón correspondiente 16 o 18, simultáneamente con el retorno de la horquilla F2a a una posición neutra. La coincidencia del movimiento de enclavamiento de la horquilla F1a con el movimiento de desenclavamiento de la relación de transmisión de segunda por la horquilla F2a permite realizar una transición bajo par sin actuar sobre el dispositivo de embrague 3.

40 La transición entre la relación de transmisión de tercera y la relación de transmisión de cuarta se hace con una interrupción del par de corta duración. El primer accionador 72 desplaza la horquilla F1b hacia la izquierda de la figura 1 y el sincronizador doble 17 pasa de una configuración de tercera enclavada a una configuración neutra e inmediatamente después a una configuración de cuarta enclavada.

45 La transición de la relación de transmisión de tercera a la relación de transmisión de quinta se hace dejando la horquilla F1a enclavada con el piñón 18 y desplazando la horquilla F2b hacia la derecha de la figura 1. El dispositivo de embrague 3 pasa de una posición de enclavamiento principal a una posición de enclavamiento auxiliar, pasando, de manera transitoria, por una posición neutra. La transición de tercera a quinta es igualmente una transición con una interrupción de par de corta duración.

Lo mismo ocurre con la transición entre las relaciones de transmisión de cuarta y de sexta velocidades. Los piñones de desmultiplicación 57 y 58 permiten desdoblarse las relaciones de transmisión establecidas por el sincronizador doble 17 actuando únicamente sobre el dispositivo de embrague 3.

50 La transición entre la relación de transmisión de cuarta y la relación de transmisión de quinta se hace haciendo coincidir el desplazamiento de la horquilla F1a por el primer accionador 72 desde el piñón 16 hasta el piñón 18 pasando por una posición neutra y el desplazamiento de la horquilla F2b por el segundo accionador 79. La simultaneidad de las dos fases de transición del dispositivo de embrague 3 y del sincronizador doble 17 permite obtener una transición de cuarta a quinta velocidad con un tiempo de interrupción del par igualmente de corta duración.

55 La transición entre las relaciones de transmisión de quinta y de sexta velocidad se hace desplazando únicamente la horquilla F1a y tiene lugar con una interrupción del par de corta duración.

- En la caja de cambios, las transiciones entre dos relaciones de transmisión cualesquiera de marcha adelante tienen lugar, ya sea bajo par para las relaciones de transmisión inferiores o iguales a la tercera, o bien con una interrupción del par de corta duración. La diferencia entre dos relaciones de transmisión superiores o iguales a la tercera es más pequeña que la diferencia entre dos relaciones de transmisión inferiores o iguales a la tercera. Los tiempos de transición entre dos relaciones de transmisión de corta duración son casi insensibles para el conductor cuyo vehículo se comporta casi como si estuviera equipado con una caja de cambios de transición bajo par para el conjunto de estas relaciones de transmisión. La duración de la interrupción de par durante una transición de relación de transmisión es de algunos centenares de milisegundos, véase inferior a 100 milisegundos.
- Se va a describir ahora el comportamiento de la caja de cambios unida, por una parte, a un motor térmico por el cigüeñal 5 y, por otra, al motor auxiliar 71 por la cadena 59. Cuando el motor térmico y el vehículo están parados, la fase de arranque se hace situando la horquilla F2b en posición de enclavamiento auxiliar, estando las otras horquillas de la caja de cambios en posición neutra. En esta configuración, el árbol secundario 7 no es arrastrado por ningún piñón y el par motor transita del motor auxiliar 71 que actúa como arrancador, al segundo piñón de desmultiplicación 58, al árbol primario auxiliar 22, y al motor térmico y permite a éste arrancar.
- Inversamente, cuando el vehículo está parado, y el motor térmico gira, el par motor es transmitido, ya sea por el árbol primario auxiliar 22, o bien por el árbol primario principal 4 hacia el motor auxiliar 71 que actúa como alternador que entonces puede recargar las baterías del vehículo. Cuando una relación de transmisión de primera o de segunda está enclavada, el motor térmico y el motor auxiliar 71 contribuyen a facilitar la energía mecánica al árbol primario principal 4.
- En un funcionamiento del vehículo en medio urbano, el motor térmico puede estar parado y el motor auxiliar 71 arrastra solo el árbol primario principal 4 por los primeros piñones de desmultiplicación 21 y 57. El paso de las relaciones de transmisión de marcha atrás o el de las cuatro primeras relaciones de transmisión de velocidad, tiene lugar como se describió anteriormente.
- En un funcionamiento del vehículo en carretera, el motor auxiliar 71 y el motor térmico contribuyen conjuntamente al arrastre del vehículo. Cuando el motor térmico es solicitado a un régimen para el cual el rendimiento energético es mediocre, el motor auxiliar 71 facilita energía mecánica. Inversamente, cuando el vehículo está en descenso, un calculador puede configurar el motor auxiliar 71 para que lo esencial del freno motor sea realizado por el motor auxiliar 71 y la energía mecánica del vehículo es transformada en energía eléctrica.
- La figura 3 ilustra otro modo de realización de la invención en forma de una caja de cambios híbrida de cinco relaciones de transmisión hacia delante. En este modo de realización se encuentran el conjunto de las características estructurales anteriormente descritas en relación con las figuras 1 y 2 salvo las características vinculadas con el módulo de las relaciones de transmisión de segunda, de cuarta y de sexta así como el modo de accionamiento de estos módulos. Las piezas idénticas o similares llevan las mismas referencias que en las figuras 1 y 2.
- Se van a describir ahora únicamente las partes diferentes correspondientes a la parte izquierda de la figura 3. El árbol primario principal 4 comprende, de izquierda a derecha, el cojinete 13, un sincronizador secundario de conos de fricción 100 y un piñón loco de segunda y cuarta velocidades 101 que coopera en su izquierda un manguito deslizante del sincronizador simple 100 y en su derecha con un manguito deslizante del sincronizador doble 17. El sincronizador simple 100 es accionado por una horquilla F'2a arrastrada por el segundo accionador 79 (véase la figura 2). El árbol secundario 7 está provisto de izquierda a derecha en la figura con el cojinete de bolas 41, después un tirante, un piñón 102, montado en acanaladuras del árbol secundario 7. El resto de la caja de cambios, ilustrado en la figura 3, es idéntico al modo de realización anteriormente descrito refiriéndose a las figuras 1 y 2.
- El piñón 101 engrana con el piñón loco 101. El segundo accionador 79 está provisto de un bloque de selección de dos dedos de paso opuestos que contribuyen a empujar dos vástagos de arrastre de horquilla que se desplazan en un mismo eje paralelo a los árboles de la caja de cambios. Cuando el bloque de selección del segundo accionador 79 gira en un sentido de rotación, uno de los dedos de paso arrastra un vástago de arrastre de horquilla que empuja la horquilla F2b hacia la derecha de la figura 3. Cuando el mismo bloque de selección gira en el otro sentido, el otro dedo de paso tira de otro vástago de arrastre que tira de la horquilla F'2a igualmente hacia la derecha de la figura 3.
- Se van a describir ahora las partes del funcionamiento de esta caja de cambios que difieren del funcionamiento de la caja de cambios anteriormente descrita. La transición entre la relación de transmisión de primera y la relación de transmisión de segunda, se hace bajo par accionando la horquilla F'2a hacia la derecha de la figura 3 mientras que la horquilla F1b permanece enclavada. Cuando el régimen del motor es tal que haya que configurar la caja de cambios en una posición que la prepare para una transición de segunda hacia tercera, la horquilla F1b es llevada a la posición neutra y el primer accionador 72 cambia de posición de selección para estar listo para desplazar la horquilla F1a hacia la derecha de la figura 3.
- Durante la transición entre la relación de transmisión de segunda y la relación de transmisión de tercera o de cuarta, el segundo accionador 79 lleva la horquilla F'2a a la posición neutra de manera simultánea con el enclavamiento de la horquilla F1a, ya sea hacia el piñón loco 18 de la relación de transmisión de tercera, o bien hacia la izquierda de la figura 3 para sincronizar el piñón loco 101. La simultaneidad de estos dos cambios permite realizar una transición

bajo par de la relación de transmisión de segunda hacia la relación de transmisión de tercera o de cuarta. La transición de la relación de transmisión de tercera a la relación de transmisión de cuarta presenta una interrupción de par de corta duración. Lo mismo ocurre con la transición de la relación de transmisión de tercera a la relación de transmisión de quinta.

- 5 Como en el modo de realización precedente, la transición entre la relación de transmisión de cuarta a la relación de transmisión de quinta consiste en sincronizar el desplazamiento de la horquilla F1a y de la horquilla F2b de manera que el instante de interrupción de par debida al sincronizador doble de fricción y al dispositivo de embrague 3 coincidan. En este modo de realización, el mismo piñón loco 101 puede ser sincronizado con el árbol primario principal 4, ya sea por la acción del primer accionador 72, o bien por la acción del segundo accionador 79.

10

REIVINDICACIONES

1. Grupo motopropulsor para vehículo automóvil, equipado con un motor principal, un motor auxiliar (71) y una caja de cambios de árboles paralelos, cuya caja de cambios comprende al menos un árbol primario (4) unido al motor principal por un dispositivo de embrague (3), al menos un árbol secundario (7) provisto de un piñón de ataque (8) que engrana con una corona de diferencial (9), un árbol intermedio (12) no coaxial con los árboles primario (4, 22) y secundario (7), y una pluralidad de sincronizadores (15, 17, 46) aptos para solidarizar de manera selectiva en rotación un árbol primario (4) con un árbol secundario (7), que comprende un árbol primario principal (4) y un árbol primario auxiliar (22) unidos, cada uno, de manera selectiva al motor principal por el dispositivo de embrague (3); estando provisto el árbol intermedio (12) de una rueda de arrastre (56), unida al motor auxiliar (71) y unida en rotación de manera permanente con los árboles primarios (4, 22), caracterizado porque la rueda de arrastre (56) está montada fija en el árbol intermedio (12), cuyo árbol intermedio (12) está provisto de un par de piñones fijos de desmultiplicación (57 - 58), que engranan, uno (57) con un piñón fijo (21) del árbol primario principal (4), el otro (58) con un piñón fijo (25) del árbol primario auxiliar (22).
2. Grupo motopropulsor de acuerdo con la reivindicación 1, que comprende una caja de cambios robotizada provista de al menos un accionador motorizado (72, 79) de mando de sincronizadores (15, 17, 46) y/o del dispositivo de embrague (3).
3. Grupo motopropulsor de acuerdo con las reivindicaciones 1 o 2, en el cual el dispositivo de embrague (3) presenta una posición enclavada principal en la que el árbol primario principal (4) está sincronizado con el motor principal, una posición neutra en la que ningún árbol primario está unido al motor principal, y una posición enclavada auxiliar en la que el árbol primario auxiliar (22) está sincronizado con el motor principal.
4. Grupo motopropulsor de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el cual el árbol intermedio (12) está provisto de un piñón intermedio de marcha atrás (55), que engrana con un piñón de marcha atrás (45) montado en el árbol secundario (7), estando montado un sincronizador de marcha atrás (46) ya sea en el árbol intermedio (12), o bien en el árbol secundario (7).
5. Grupo motopropulsor de acuerdo con la reivindicación 4, en el cual la velocidad de rotación de la rueda de arrastre (56) es superior a la velocidad de rotación del piñón intermedio de marcha atrás (55).
6. Grupo motopropulsor de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, que comprende medios de fijación del motor auxiliar (71) y en el cual la rueda de arrastre (56) y un rotor del motor auxiliar (71) están unidos por una cadena (59).
7. Grupo motopropulsor de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el cual la velocidad de rotación de un rotor del motor auxiliar es superior a la velocidad de rotación del árbol primario (4) o de los árboles primarios (4, 22).
8. Grupo motopropulsor de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el cual el motor principal es un motor térmico y el motor auxiliar (71) es un generador apto para transformar energía mecánica en otra energía, especialmente eléctrica.
9. Grupo motopropulsor de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, que comprende un sincronizador doble de dientes rectos (46), montado en el árbol secundario (7), que contribuye con las relaciones de transmisión de marcha atrás y con la relación de transmisión de primera velocidad, estando intercalada una rueda libre (47a) entre un manguito deslizante del citado sincronizador (46) y un piñón loco de primera (47), siendo el piñón de primera (47) el piñón del árbol secundario (7) situado más próximo al piñón de ataque (8).
10. Grupo motopropulsor de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, que comprende un sincronizador doble (17) y un sincronizador simple (15, 100) del tipo de conos de fricción montados en uno (4) de los árboles primarios, contribuyendo el citado sincronizador doble (17) de fricción con al menos tres relaciones de transmisión de marcha adelante.
11. Grupo motopropulsor de acuerdo con las reivindicaciones 9 y 10, tomadas en su conjunto, que presenta cinco relaciones de transmisión de marcha adelante, en el cual el sincronizador doble (17) de fricción y el sincronizador doble (46) de dientes rectos son accionados por un primer accionador motorizado (72) según dos posiciones de selección diferentes, en el cual el sincronizador simple (100) de fricción solidariza un piñón de segunda (101) situado en el mismo lado del citado sincronizador simple (100) que el dispositivo de embrague (3), siendo accionados el citado sincronizador simple (100) y el dispositivo de embrague (3) por un segundo accionador motorizado (79).
12. Grupo motopropulsor de acuerdo con las reivindicaciones 9 y 10, tomadas en su conjunto, que presenta seis relaciones de transmisión de marcha adelante, en el cual el sincronizador doble de fricción (17) y el sincronizador doble de dientes rectos (46) son accionados por un primer accionador motorizado (72) según dos posiciones de selección diferentes, en el cual el sincronizador simple (15) de fricción solidariza un piñón de segunda (14) situado en el lado opuesto al citado sincronizador simple (15) con respecto al dispositivo de embrague (3), siendo acciona-

dos el citado sincronizador simple (15) y el dispositivo de embrague (3) por un segundo accionador motorizado (79) según una misma posición de selección.

Fig. 2

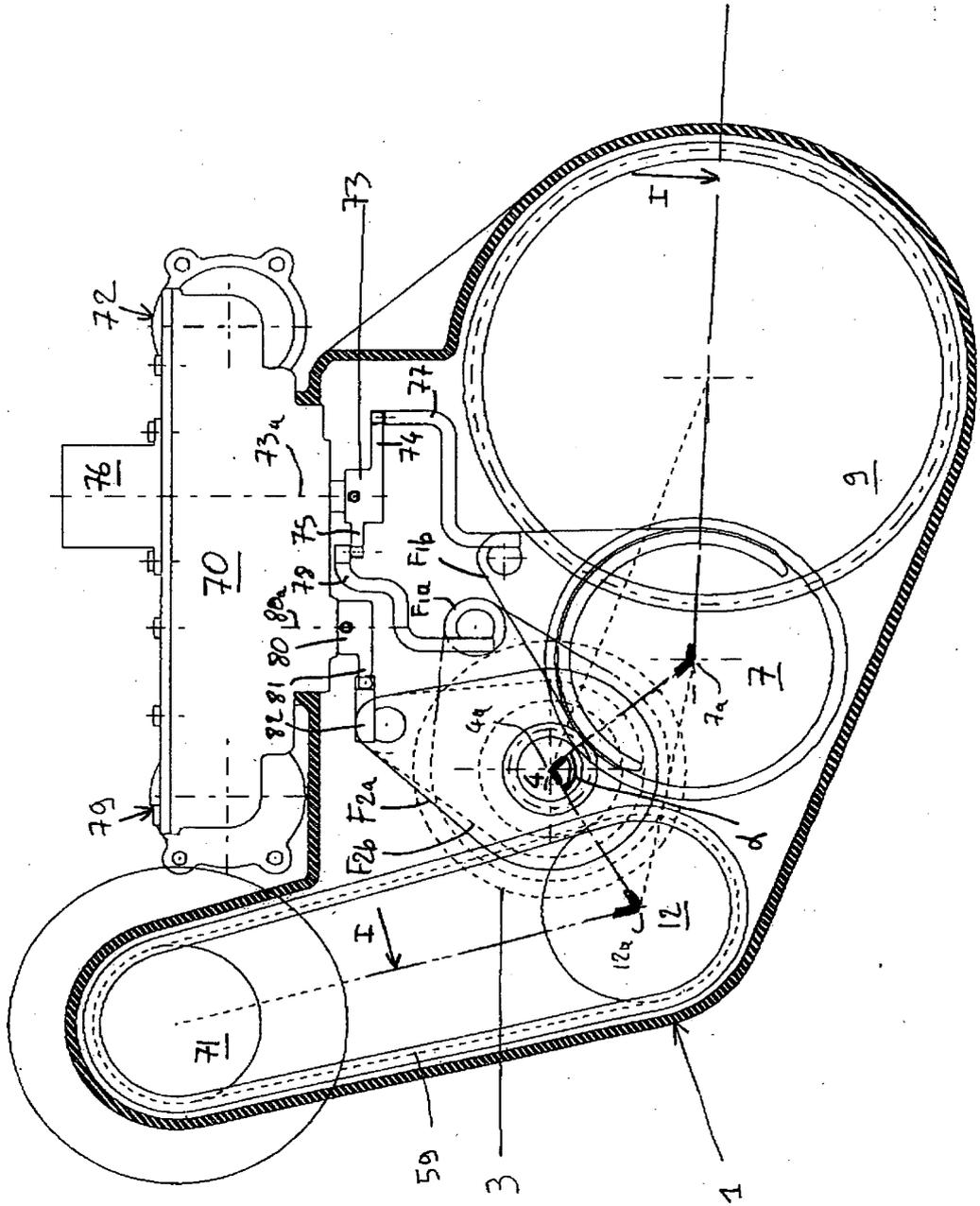


Fig. 3

