

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 842 406**

51 Int. Cl.:

F16H 37/04 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **07.10.2016 PCT/FR2016/052593**

87 Fecha y número de publicación internacional: **13.04.2017 WO17060645**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **07.10.2016 E 16788737 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **21.10.2020 EP 3359847**

54 Título: **Conjunto de caja de cambios para vehículo agrícola con amplio rango de velocidades**

30 Prioridad:

08.10.2015 FR 1559579

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

14.07.2021

73 Titular/es:

**GROUPEMENT INTERNATIONAL DE MÉCANIQUE
AGRICOLE (100.0%)
41 Avenue Blaise Pascal
60000 Beauvais, FR**

72 Inventor/es:

**LADRIERE, PASCAL;
FOLLIOU, DIDIER y
CUEVAS MELO, OSCAR**

74 Agente/Representante:

ISERN JARA, Jorge

ES 2 842 406 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

Conjunto de caja de cambios para vehículo agrícola con amplio rango de velocidades

5 La presente invención se refiere a un conjunto de caja de cambios para un vehículo agrícola motorizado.

10 Las cajas de cambios de un vehículo agrícola motorizado permiten proporcionar un gran número de relaciones de posibles velocidades del vehículo para poder transportar o remolcar aparatos de trabajo en condiciones óptimas con respecto a la naturaleza del suelo a trabajar. Dicho de otro modo, las cajas de cambios permiten adaptar la velocidad del vehículo a las variaciones de resistencia al avance que se encuentra. Por añadidura, las cajas de cambios recientes comprenden al menos dos árboles de embrague paralelos para poder pasar de una velocidad a otra sin pérdida de carga, dicho de otro modo, sin pérdida de motricidad durante el cambio de velocidad.

15 También, las cajas de cambios de los vehículos agrícolas convencionales comprenden un gran número de relaciones de posibles velocidades en rangos de velocidades próximas entre sí.

20 Ahora bien, hoy en día, se requieren cajas de cambios que no solo presenten un gran número de relaciones de posibles velocidades, sino también en rangos de velocidades espaciadas, de muy lentas a muy rápidas, extendiéndose, por ejemplo, desde unos pocos cientos de metros por hora hasta 50 km por hora.

Para hacerlo, se ha ideado la implementación de sistemas de trenes de engranajes epicicloidales escalonados dentro de las cajas de cambios. En efecto, este sistema de transmisión mecánica permite obtener grandes relaciones de reducción, aunque sea relativamente compacto en comparación con los reductores de engranajes convencionales.

25 Se puede hacer referencia al documento DE 10 2013 110 709 A1, que describe un conjunto de caja de cambios destinado precisamente a obtener amplios rangos de velocidades. Comprende, por tanto, un sistema de trenes de engranajes epicicloidales escalonados acoplados a la entrada del árbol motor y que permiten proporcionar una pluralidad de primeras relaciones de transmisión. El sistema de trenes de engranajes epicicloidales está acoplado a la salida de dos dispositivos de embrague paralelos. Cada uno de los dispositivos de embrague tiene un árbol de embrague de entrada acoplado al sistema de trenes de engranajes epicicloidales y un árbol de embrague de salida. El conjunto comprende, para cada uno de los dispositivos de embrague, una rueda grande de embrague de alta velocidad y una rueda pequeña de embrague de baja velocidad montadas locas en el árbol de embrague de salida para poder proporcionar dos segundas relaciones de transmisión. También comprende para cada uno de los dispositivos de embrague, un dispositivo de acoplamiento de embrague para poder acoplar una u otra de las ruedas de baja y alta velocidad al árbol de embrague de salida. Además, el conjunto comprende un árbol de salida que tiene una rueda pequeña de salida de alta velocidad que se engrana con las ruedas grandes de embrague de alta velocidad y una rueda grande de salida de baja velocidad que se engrana con las ruedas pequeñas de embrague de baja velocidad de dos dispositivos de embrague. Se entiende que las ruedas mencionadas en el presente documento son ruedas dentadas de engranajes paralelos. No obstante, el árbol de salida está equipado con un piñón cónico que se engrana con una rueda cónica, que está acoplada mecánicamente a un diferencial.

45 Gracias a este conjunto de caja de cambios se obtiene un vehículo motorizado que comprende un gran número de relaciones de velocidad en un amplio rango de velocidades. No obstante, se ha podido observar, para ciertos vehículos y en ciertas condiciones de uso, un desgaste prematuro de las ruedas de embrague. Es más, la multitud de trenes de engranajes sucesivos o paralelos de tales conjuntos de caja de cambios lastra su rendimiento mecánico.

50 También, un problema que se plantea y que la presente invención pretende resolver es proporcionar un conjunto de caja de cambios que permita, en concreto, reducir el desgaste de los elementos que la componen y también mejorar el rendimiento mecánico.

55 Con esta finalidad, se propone un conjunto de caja de cambios para un vehículo agrícola motorizado que comprende: un sistema de trenes de engranajes epicicloidales escalonados para proporcionar una pluralidad de primeras relaciones de transmisión; un dispositivo de embrague que tiene, un árbol de embrague de entrada acoplado a dicho sistema de trenes de engranajes epicicloidales y un árbol de embrague de salida; una rueda grande de embrague de alta velocidad y una rueda pequeña de embrague de baja velocidad montadas locas en dicho árbol de embrague de salida para poder proporcionar dos segundas relaciones de transmisión; un dispositivo de acoplamiento de embrague para poder acoplar una u otra de dichas ruedas de baja y alta velocidad a dicho árbol de embrague de salida; y, un árbol de salida que tiene una rueda pequeña de salida de alta velocidad que se engrana con dicha rueda grande de embrague de alta velocidad y una rueda grande de salida de baja velocidad que se engrana con dicha rueda pequeña de embrague de baja velocidad. El conjunto de embragues además comprende un dispositivo de desacoplamiento entre dicho árbol de salida y dicha rueda grande de salida de baja velocidad para poder liberar dicho árbol de salida de dicha rueda pequeña de embrague de baja velocidad.

65 De este modo, una característica de la invención radica en la posibilidad de poder desacoplar el árbol de salida y la rueda grande de salida de baja velocidad, cuando precisamente, el árbol de salida se impulsa a alta velocidad a través de la rueda pequeña de salida de alta velocidad al engranarse con la rueda grande de embrague de alta velocidad.

5 Dado que, en efecto, cuando el árbol de salida se impulsa a alta velocidad, la rueda grande de salida de baja velocidad se vuelve impulsora y, por lo tanto, impulsa a gran velocidad la rueda pequeña de embrague de baja velocidad, con el riesgo de dañarla. El desacoplamiento permite así poner en reposo la rueda grande de salida de baja velocidad y, en consecuencia, la rueda pequeña de embrague de baja velocidad. De este modo se preserva la rueda pequeña de embrague de baja velocidad. Por añadidura, dado que estas ruedas están paradas, se mejora el rendimiento mecánico de la caja de cambios.

10 Según un modo de realización preferido de la invención, dicha rueda grande de salida de baja velocidad está montada loca en dicho árbol de salida. También, dicho dispositivo de desacoplamiento comprende una rueda fija unida a dicho árbol de salida y un elemento de acoplamiento unido a dicha rueda fija capaz de ser controlado para enganchar dicha rueda fija y dicha rueda grande de salida de baja velocidad. De esta manera, el dispositivo de desacoplamiento, constituido por varios elementos, es reversible. Dicho de otro modo, el elemento de acoplamiento se puede controlar entre una posición de acoplamiento de la rueda fija y de la rueda grande de salida de baja velocidad y una posición de desacoplamiento donde la rueda de salida de baja velocidad está libre con respecto a la rueda fija.

15 Además, el dispositivo de embrague comprende un embrague controlable, por ejemplo, hidráulicamente, que está situado entre dicho árbol de embrague de entrada y dicho árbol de embrague de salida. De este modo, el árbol de embrague de entrada y el árbol de embrague de salida son coaxiales y el embrague controlable está instalado entre los dos.

20 Según un modo de implementación de la invención particularmente ventajoso, el conjunto de caja de cambios comprende además: otro dispositivo de embrague que tiene otro árbol de embrague de entrada acoplado a dicho sistema de trenes de engranajes epicicloidales y otro árbol de embrague de salida; otra rueda grande de embrague de alta velocidad y otra rueda pequeña de embrague de baja velocidad montadas locas en dicho otro árbol de embrague de salida para poder proporcionar otras dos segundas relaciones de transmisión, dichas otras ruedas de embrague de alta y baja velocidad, grande y pequeña, se engranan respectivamente con dichas ruedas de salida de alta y baja velocidad, pequeña y grande; y, otro dispositivo de acoplamiento de embrague para poder acoplar una u otra de dichas otras ruedas de baja y alta velocidad a dicho otro árbol de embrague de salida.

25 Dicho de otro modo, el conjunto de la caja de cambios comprende dos dispositivos de embrague, teniendo cada uno, un árbol de embrague de entrada acoplado a dicho sistema de trenes de engranajes epicicloidales y un árbol de embrague de salida. Cada dispositivo de embrague comprende otra rueda grande de embrague de alta velocidad y una rueda pequeña de embrague de baja velocidad montadas locas en dicho otro árbol de embrague de salida para poder proporcionar dos segundas relaciones de transmisión, engranándose dichas ruedas de embrague de alta y baja velocidad, grande y pequeña, respectivamente con dichas ruedas de salida de alta y baja velocidad, pequeña y grande. También comprenden, cada uno, un dispositivo de acoplamiento de embrague para poder acoplar una u otra de dichas ruedas de baja y alta velocidad a dicho árbol de embrague de salida.

30 De este modo, gracias a los dos dispositivos de embrague paralelos y a su árbol de embrague de salida, cada uno equipado con una rueda grande de embrague de alta velocidad y una rueda pequeña de embrague de baja velocidad, se obtiene, como se explica más adelante, cuatro segundas relaciones de transmisión diferentes. De esta manera, según un modo de implementación de la invención particularmente ventajoso, en el que el sistema de trenes de engranajes epicicloidales escalonados proporciona siete primeras relaciones de transmisión, se pueden obtener entonces veintiocho velocidades diferentes.

35 También, dicho otro dispositivo de embrague comprende otro embrague controlable situado entre dicho otro árbol de embrague de entrada y dicho otro árbol de embrague de salida. El otro embrague controlable desempeña el mismo papel que el primero en el primer dispositivo de embrague.

40 Según un modo de realización de la invención particularmente ventajoso, el conjunto de caja de cambios además comprende un módulo inversor situado entre dicho sistema de trenes de engranajes epicicloidales escalonados y dicho dispositivo de embrague para poder invertir el sentido de rotación de dicho árbol de embrague de entrada. Cuando el conjunto de caja de cambios comprende dos dispositivos de embrague, el módulo inversor se acopla en paralelo a los dos dispositivos de embrague mediante unos medios que se describirán con más detalle en el resto de la descripción.

45 Por añadidura, dicho módulo inversor comprende por un lado un árbol de recepción acoplado a dicho sistema de trenes de engranajes epicicloidales escalonados y, por otro lado, dos ruedas de inversión montadas locas sobre dicho árbol de recepción y dos embragues de inversión para poder acoplar alternativamente dichas dos ruedas de inversión a dicho dispositivo de embrague.

50 Según otro modo de realización de la invención, el módulo inversor está situado aguas arriba del sistema de trenes de engranajes epicicloidales escalonados. Asimismo, se explicará con más detalle en el resto de la descripción, las consecuencias sobre la disposición de los diferentes elementos.

55 De este modo, gracias a los dos embragues de inversión que enganchan el árbol de recepción por fricción a una u otra de las dos ruedas de inversión, se pasa con más facilidad de un sentido de rotación a un sentido inverso y, por

tanto, de una marcha hacia delante a una marcha atrás con mayor comodidad.

Además, el conjunto de caja de cambios comprende un módulo reductor de transmisión situado entre dicho sistema de trenes de engranajes epicicloidales y dicho dispositivo de embrague para poder reducir las relaciones de transmisión de dicha pluralidad de relaciones de transmisión. Tal módulo reductor de transmisión permite, ya sea transmitir el movimiento de rotación a la salida del sistema de trenes de engranajes epicicloidales escalonados sin reducción ni desmultiplicación al dispositivo de embrague, ya sea reducir considerablemente el movimiento de rotación para poder obtener velocidades extremadamente bajas. Un reductor de este tipo permite, por ejemplo, obtener velocidades del orden de 250 m por hora.

También, dicho sistema de trenes de engranajes epicicloidales escalonados comprende tres juegos de ruedas planetarias y tres juegos de ruedas satélite montados respectivamente en dichos tres juegos de ruedas planetarias. El sistema de trenes de engranajes epicicloidales escalonados se describirá con más detalle en el resto de la descripción. Tal sistema mecánico permite obtener, en efecto, para una velocidad de entrada dada, una gama más amplia de relaciones de transmisión con un volumen mínimo.

Otras particularidades y ventajas de la invención se apreciarán mejor tras la lectura de la siguiente descripción de un modo de realización particular de la invención, aportada a modo indicativo, pero no limitativo, con referencia al dibujo adjunto en el que:

- la única figura es una vista lateral esquemática de un conjunto de caja de cambios conforme a la invención.

La figura única ilustra un conjunto de caja de cambios 10 que tiene cuatro subconjuntos sucesivos entre un árbol de entrada 11 acoplado al árbol motor, no representado, y un árbol de salida 13. El conjunto de caja de cambios 10 tiene de este modo: un sistema de trenes de engranajes epicicloidales escalonados 12; un módulo reductor de transmisión 14; un módulo inversor de marcha 15; y, dos dispositivos de embrague paralelos, un primero 16 y un segundo 18.

El árbol de entrada 11 se prolonga a través del sistema de trenes de engranajes epicicloidales escalonados 12 mediante una primera sección de árbol hueco 20 que atraviesa un primer planetario interno 22 y está unido a un primer portasatélites 24. Este último comprende un primer juego de satélites 26 que se engranan al primer planetario interior 22 y a un primer planetario exterior 28. Este primer grupo constituye un primer tren de engranajes epicicloidales 30.

Es más, el sistema de trenes de engranajes epicicloidales escalonados 12 tiene un primer dispositivo de bloqueo 32 que permite, en una posición de distensión, acoplar en rotación el primer planetario interior 22 y el primer portasatélites 24 y, en una posición activa, mantener en una posición fija el primer planetario solar interior 22 mientras se libera el primer portasatélites 24.

El primer planetario exterior 28 está unido a una sección intermedia de árbol hueco 34 que se extiende coaxialmente por la prolongación de la primera sección de árbol hueco 20 y atraviesa un segundo dispositivo de bloqueo 36 para alcanzar, simétricamente al primer planetario exterior 28, un segundo planetario exterior 38. En el interior de este segundo planetario exterior 38 se engrana un segundo juego de satélites 40 soportado por un portasatélites 42 unido a una última sección de árbol hueco 44, que se extiende coaxialmente por la prolongación de la sección intermedia de árbol hueco 34.

El segundo juego de satélites 40 se engrana asimismo a un segundo planetario interno 46 que está unido a un tercer portasatélites 48. El segundo planetario interior 46 y el tercer portasatélites 48 están atravesados libremente por la última sección de árbol hueco 44.

El tercer portasatélites 48 soporta un tercer juego de satélites 50, que se engrana con un tercer planetario interior 52 y un tercer planetario exterior 54.

El segundo dispositivo de bloqueo 36 permite, en una posición de distensión, acoplar en rotación el primer planetario exterior 28 unido al segundo planetario exterior 38 y al tercer planetario exterior 54 y, en una posición activa, mantener el tercer planetario exterior 54 en una posición fija, mientras que el primer planetario exterior 28 y el segundo planetario exterior 38 asociados, están libres.

El sistema de trenes de engranajes epicicloidales escalonados 12 tiene un tercer dispositivo de bloqueo 56 que permite, en una posición de distensión, acoplar en rotación la última sección de árbol hueco 44 y el tercer planetario interior 52. En una posición activa, el tercer dispositivo de bloqueo 56 permite mantener el tercer planetario interior 52 en una posición fija, mientras que la última sección de árbol hueco 44 está libre.

Además, el primer 22, segundo 46 y tercer 52 planetarios interiores presentan el mismo número de dientes. Por ejemplo, este está comprendido entre sesenta y cinco y sesenta y siete dientes. En lo que respecta a los satélites del primer 26, segundo 40 y tercer 50 juegos de satélites, presentan el mismo número de dientes, por ejemplo, entre diecisiete y diecinueve dientes. En cuanto al primer 28, segundo 38 y tercer 54 planetarios exteriores, también presentan el mismo número de dientes, ventajosamente, comprendido entre ciento uno y ciento tres dientes.

5 De este modo, los tres dispositivos de bloqueo 32, 36 y 56, controlados, cada uno, por un dispositivo hidráulico, son susceptibles de estar, cada uno, en dos estados, en reposo o activos y, por consiguiente, el conjunto de los tres dispositivos puede estar en ocho estados distintos. En la práctica, se usan siete relaciones de transmisión entre el árbol de entrada 11 y la última sección de árbol hueco 44.

De este modo, una primera primera relación de velocidad A, corresponde a un estado en el que el primer dispositivo de bloqueo 32 está en reposo, mientras que, el segundo 36 y el tercer 56 dispositivos de bloqueo están activos.

10 Una segunda primera relación de velocidad B, corresponde a un estado en el que el primer 32 y tercer 56 dispositivos de bloqueo están en reposo, mientras el segundo dispositivo de bloqueo 36 está activo.

15 Una tercera primera relación de velocidad C, corresponde a un estado en el que el primer 32 y el segundo 36 dispositivos de bloqueo están en reposo, mientras el tercer dispositivo de bloqueo 56 está activo.

Una cuarta primera relación de velocidad D, corresponde a un estado en el que el primer 32, segundo 36 y tercer 56 dispositivos de bloqueo están en reposo.

20 Una quinta primera relación de velocidad E, corresponde a un estado en el que el primer 32 y el segundo 36 dispositivos de bloqueo están activos, mientras el tercer dispositivo de bloqueo 56 está en reposo.

Una sexta primera relación de velocidad F, corresponde a un estado en el que el primer 32 y el tercer 56 dispositivos de bloqueo están activos, mientras el segundo dispositivo de bloqueo 36 está en reposo.

25 Asimismo, una séptima primera relación de velocidad G, corresponde a un estado en el que el primer dispositivo de bloqueo 32 está activo, mientras el segundo 36 y el tercer 56 dispositivos de bloqueo están en reposo.

La última sección de árbol hueco 44 se prolonga a través del módulo reductor de transmisión 14 y termina en un extremo de acoplamiento de la última sección 58.

30 El módulo reductor de transmisión 14 presenta una sección de reducción de árbol hueco 60 que se extiende coaxialmente por la prolongación de la última sección de árbol hueco 44 hasta el módulo inversor de marcha 15 que se describirá más adelante.

35 La sección de reducción de árbol hueco 60 presenta un extremo de acoplamiento de la sección de reducción 62 que se extiende enfrente del extremo de acoplamiento de la última sección 58. Es más, el extremo de acoplamiento de la última sección 58 tiene por detrás, una rueda pequeña de última sección de reducción 64, mientras que el extremo de acoplamiento de la sección de reducción 62 tiene por detrás, una rueda grande de sección de reducción 66 montada loca.

40 Además, el módulo reductor de transmisión 14 tiene, por un lado, un elemento de acoplamiento en rotación 68 de la rueda pequeña de la última sección de reducción 64 y de la rueda grande de la sección de reducción 66, y por otro lado un dispositivo de acoplamiento de reducción 70. El elemento de acoplamiento en rotación 68 comprende un eje de reducción 72, que se extiende en paralelo a la sección de reducción de árbol hueco 60 y a la última sección de árbol hueco 44, cuyo eje de reducción 72 comprende, por un lado, una rueda grande de eje de reducción 74 que se engrana a la rueda pequeña de la última sección de reducción 64 y, por otro lado, una rueda pequeña de eje de reducción 76 que se engrana con la rueda grande de sección de reducción 66. En cuanto al dispositivo de acoplamiento de reducción 70, este permite acoplar, en una primera posición, el extremo de acoplamiento de la última sección 58 directamente al extremo de acoplamiento de la sección de reducción 62 y, en una segunda posición, el extremo de acoplamiento de la sección de reducción 62 a la rueda grande de la sección de reducción 66. También, en la primera posición de acoplamiento del dispositivo de acoplamiento de reducción 70, el extremo de acoplamiento de la última sección 58 se engancha directamente al extremo de acoplamiento de la sección de reducción 62 sin reducir la velocidad de rotación, mientras que en la segunda posición de acoplamiento, el extremo de acoplamiento de la sección de reducción 62 se engancha a la rueda grande de la sección de reducción 66. Y en esta segunda posición de acoplamiento, teniendo en cuenta las relaciones de diámetro de las diferentes ruedas o, las relaciones de los dientes de estas ruedas, se obtiene una fuerte reducción de velocidad entre la última sección de árbol hueco 44 y la sección de reducción de árbol hueco 60.

60 Según un primer modo de realización en el que la caja de cambios 10 está construida para poder proporcionar veintiuna relaciones de velocidad, por una parte, la rueda pequeña de la última sección de reducción 64 tiene, por ejemplo, entre veinticinco y veintisiete dientes, mientras que la rueda grande de sección de reducción 66 tiene entre cincuenta y nueve y sesenta y un dientes, y por otro lado, la rueda grande de eje de reducción 74 tiene entre sesenta y sesenta y dos dientes, mientras que la rueda pequeña de eje de reducción 76 tiene entre trece y quince.

65 Según un segundo modo de realización en el que la caja de cambios 10 proporciona veintiocho relaciones de velocidad, por una parte, la rueda pequeña de la última sección de reducción 64 tiene, por ejemplo, entre veintiún y

veintitrés dientes, mientras que la rueda grande de sección de reducción 66 tiene entre setenta y setenta y dos dientes y, por otro lado, la rueda grande de eje de reducción 74 tiene entre sesenta y setenta y dos dientes, mientras que la rueda pequeña de eje de reducción 76 tiene entre veintiuno y veintitrés.

5 El módulo inversor de marcha 15, recibe, a la entrada, la sección de reducción de árbol hueco 60, la cual se prolonga por un árbol de recepción 75 y tiene dos ruedas de salida de inversión, una primera rueda de salida de inversión 78 y una segunda rueda de salida de inversión 80. Las dos ruedas de salida de inversión 78, 80 se accionan en rotación en el mismo sentido. En cambio, como se explica más adelante, la primera rueda de salida de inversión 78 está acoplada directamente a los dos dispositivos de embrague paralelos 16, 18, mientras que la segunda rueda de salida de inversión 80 está acoplada a la misma por medio de un elemento de acoplamiento inversor 82. Este último comprende una rueda de entrada de acoplamiento inverso 91 que se engrana a la segunda rueda de salida de inversión 80 y una rueda de salida de acoplamiento inverso 92.

15 La segunda rueda de salida de inversión 80 comprende, por ejemplo, entre sesenta y seis y sesenta y ocho dientes, y la primera rueda de salida de inversión 78 comprende entre cuarenta y seis y cuarenta y ocho dientes, mientras que, la rueda de entrada de acoplamiento inverso 91 comprende entre treinta y tres y treinta y cinco dientes y la rueda de salida de acoplamiento inverso 92 comprende entre veintitrés y veinticinco dientes.

20 Se observará que el módulo reductor de transmisión 14 es opcional y, por lo tanto, cuando no está instalado en el conjunto de las cajas de cambios, la última sección de árbol hueco 44 se prolonga por el árbol de recepción 75 y, por tanto, se une directamente al módulo inversor de marcha 15.

25 Es más, según una variante de realización, el módulo inversor de marcha 15 está situado aguas arriba del sistema de trenes de engranajes epicicloidales escalonados y el árbol de entrada corresponde entonces a la salida del inversor, mientras que el árbol de recepción se prolonga y termina en una rueda correspondiente a la primera rueda de salida de inversión 78.

30 En lo que respecta al primer dispositivo de embrague 16, este comprende una primera rueda de embrague de entrada 84 montada en un primer árbol de embrague de entrada 86, un primer embrague controlable 88 y un primer árbol de embrague de salida 90. Se observará que la primera rueda de embrague de entrada 84 engrana tanto la primera rueda de salida de inversión 78 como la rueda de salida de acoplamiento inverso 92 del elemento de acoplamiento inversor 82.

35 Además, una primera rueda grande de embrague de alta velocidad 94 está montada loca en el primer árbol de embrague de salida 90 y una primera rueda pequeña de embrague de baja velocidad 96 está montada también loca en el primer árbol de embrague de salida 90. Entre las dos, un primer dispositivo de acoplamiento de embrague 98 está instalado en el primer árbol de embrague de salida 90. Este primer dispositivo de acoplamiento de embrague 98 se puede controlar en una primera posición en la que acopla en rotación el primer árbol de embrague de salida 90 con la primera rueda grande de embrague de alta velocidad 94. También se puede controlar en una segunda posición en la que acopla en rotación el primer árbol de embrague de salida 90 con la primera rueda pequeña del embrague de baja velocidad 96. Se observará que el primer dispositivo de acoplamiento de embrague 98 puede, por añadidura, controlarse en una posición neutra, intermedia, entre la primera y la segunda posición, en la que está libre tanto con respecto a la primera rueda grande de embrague de alta velocidad 94 como con la primera rueda pequeña de embrague de baja velocidad 96.

45 Es más, según el primer modo de realización en el que la caja de cambios 10 proporciona veintiuna relaciones de velocidad, la primera rueda de embrague de entrada 84, la primera rueda grande de embrague de alta velocidad 94 y la primera rueda pequeña de embrague de baja velocidad 96 comprenden, por ejemplo, respectivamente, entre cincuenta y nueve y sesenta y un dientes, entre cuarenta y seis y cuarenta y ocho dientes y, entre veinte y veintidós dientes. En lo que respecta al segundo modo de realización en el que la caja de cambios 10 proporciona veintiocho relaciones de velocidad, la primera rueda de embrague de entrada 84, la primera rueda grande de embrague de alta velocidad 94 y la primera rueda pequeña de embrague de baja velocidad 96 comprenden, respectivamente, entre sesenta y sesenta y dos dientes, entre treinta y seis y treinta y ocho dientes y, entre veinte y veintidós dientes.

55 Paralelamente, el segundo dispositivo de embrague 18 comprende: una segunda rueda de embrague de entrada 100 montada en un segundo árbol de embrague de entrada 102 y engranándose a la única primera rueda de salida de inversión 78, un segundo embrague controlable 104 y un segundo árbol de embrague de salida 106. Una segunda rueda grande de embrague de alta velocidad 108 está montada loca en el segundo árbol de embrague de salida 106, mientras que una segunda rueda pequeña de embrague de baja velocidad 110 está montada loca en el mismo. Entre las dos, un segundo dispositivo de acoplamiento de embrague 112 está instalado en segundo árbol de embrague de salida 106. Es controlable en una primera posición en la que acopla en rotación al segundo árbol de embrague de salida 106 con la segunda rueda grande de embrague de alta velocidad 108, y en una segunda posición en la que acopla en rotación el segundo árbol de embrague de salida 106 con la segunda rueda pequeña de embrague de baja velocidad 110. De manera análoga al primer dispositivo de embrague 16, el segundo dispositivo de acoplamiento de embrague 112 también se puede controlar en una posición neutra entre la primera y la segunda posición, que permite obtener los mismos efectos.

Además, la rueda de salida de acoplamiento inverso 92 del elemento de acoplamiento inversor 82 se engrana, en la figura, con la primera rueda de embrague de entrada 84, pero podría engranarse igualmente a la segunda rueda de embrague de entrada 100, sin más modificaciones para lograr la misma funcionalidad.

5 Asimismo, según el primer modo de realización en el que la caja de cambios 10 proporciona veintiuna relaciones de velocidad, la segunda rueda de embrague de entrada 100, la segunda rueda grande de embrague de alta velocidad 108 y la segunda rueda pequeña de embrague de baja velocidad 110 comprenden, respectivamente, entre veinticinco y veintisiete dientes, entre cuarenta y seis y cuarenta y ocho dientes y, entre veinte y veintidós dientes. En lo que
10 respecta al segundo modo de realización en el que la caja de cambios 10 proporciona veintiocho relaciones de velocidad, la segunda rueda de embrague de entrada 100, la primera rueda grande de embrague de alta velocidad 108 y la primera rueda pequeña de embrague de baja velocidad 110 comprenden, respectivamente, entre veinticuatro y veintiséis dientes, entre cuarenta y cuatro y cuarenta y seis dientes y, entre veinticinco y veintisiete dientes.

15 El primer modo de realización según el cual, para los dos dispositivos de embrague 16, 18, las ruedas de embrague de alta velocidad 94, 108 presentan el mismo número de dientes que las ruedas de embrague de baja velocidad 96, 110, es ventajoso en términos de estandarización. En cambio, la primera rueda de embrague de entrada 84 del primer dispositivo de embrague 16 presenta un número de dientes diferente al de la segunda rueda de embrague de entrada 100 del segundo dispositivo de embrague 18, para poder proporcionar segundas relaciones de transmisión diferentes.
20 Tal dispositivo permite diseñar un mismo conjunto, de rueda de embrague de alta velocidad/dispositivo de acoplamiento de embrague/rueda pequeña de embrague de baja velocidad y, en consecuencia, con un coste más ventajoso.

A continuación, se describe el árbol de salida 13 y sus diferentes modos de conexión con los dos dispositivos de
25 embrague 16, 18. De este modo, en el árbol de salida 13, está montada una rueda pequeña de salida de alta velocidad 114 montada fija y una rueda grande de salida de baja velocidad 116 montada loca. La rueda pequeña de salida de alta velocidad 114 se engrana a la vez con la segunda rueda grande de embrague de alta velocidad 108 y con la primera rueda grande de embrague de alta velocidad 94, mientras que la rueda grande de salida de baja velocidad 116 se engrana a la vez con la segunda rueda pequeña de embrague de baja velocidad 110 y con la primera rueda
30 pequeña de embrague de baja velocidad 96. También, el árbol de salida 13 está provisto de un dispositivo de desacoplamiento 118, que comprende una rueda fija 115 unida al árbol de salida 13 y un elemento de acoplamiento controlable 117. Este último se puede controlar entre una posición de acoplamiento, donde engancha la rueda fija 115 con la rueda grande de salida de baja velocidad 116 y, por tanto, en la que se acopla en rotación al árbol de salida 13 y la rueda grande de salida de baja velocidad 116, y una posición de desacoplamiento, en la que la rueda fija 115 está
35 libre de la rueda grande de salida de baja velocidad 116 y, por consiguiente, en la que la rueda grande de salida de baja velocidad 116 está libre con respecto al árbol de salida 13.

Según el primer modo de realización en el que la caja de cambios 10 proporciona veintiuna relaciones de velocidad, la rueda pequeña de salida de alta velocidad 114 y la rueda grande de salida de baja velocidad 116 comprenden, por
40 ejemplo, respectivamente, entre treinta y ocho y cuarenta dientes y, entre setenta y siete y setenta y nueve dientes. En lo que respecta al segundo modo de realización en el que la caja de cambios 10 proporciona veintiocho relaciones de velocidad, la rueda pequeña de salida de alta velocidad 114 y la rueda grande de salida de baja velocidad 116 comprenden, por ejemplo, respectivamente, entre cuarenta y dos y cuarenta y cuatro dientes y, entre setenta y nueve y ochenta y un dientes.

45 Gracias al dispositivo de acoplamiento/desacoplamiento 118, la rueda grande de salida de baja velocidad 116 y, por tanto, la primera y la segunda ruedas pequeñas de embrague de baja velocidad 96, 110 pueden liberarse con respecto al árbol de salida 13 y, por consiguiente, permanecer en reposo, cuando este se acciona a alta velocidad por medio de la rueda pequeña de salida de alta velocidad 114. En tales circunstancias, es el segundo árbol de embrague de salida 106 y, por tanto, la segunda rueda grande de embrague de alta velocidad 108 el que provoca el accionamiento del árbol de salida 13, puesto que la segunda rueda de embrague de entrada 100 presenta un número menor de
50 dientes que el de la primera rueda de embrague de entrada 84. De este modo, cuando la última sección de árbol hueco 44 se acciona en rotación a su velocidad máxima gracias al sistema de trenes de engranajes epicicloidales escalonados 12, el dispositivo de acoplamiento de reducción 70 está en la primera posición de acoplamiento y el módulo inversor de marcha 15 está en una posición de marcha hacia delante, es decir que la primera rueda de salida de inversión 78 es impulsora, mientras que el segundo embrague 104 está enganchado, la velocidad del árbol de salida 13 es máxima. También, desacoplando la rueda grande de salida de baja velocidad 116 del árbol de salida 13, la rueda grande de salida de baja velocidad 116 y la primera y segunda ruedas pequeñas de embrague de baja
55 velocidad 96, 110 se ponen en reposo. Si no se ponen en reposo, sus velocidades son entonces muy altas, del orden de 20.000 rev/min. Y en tales circunstancias, su desgaste se acelera. De este modo, gracias al desacoplamiento, la primera y la segunda ruedas pequeñas de embrague de baja velocidad 96, 110 se preservan de un envejecimiento prematuro.

65 También es ventajoso liberar la primera y segunda ruedas pequeñas de embrague de baja velocidad 96, 110 con respecto al árbol de salida 13, antes de alcanzar velocidades extremas, cuando el primer árbol de embrague de salida 90 por medio de la primera rueda grande de embrague de alta velocidad 94 provoca el accionamiento del árbol de

salida 13. La primera y segunda ruedas pequeñas de embrague de baja velocidad 96, 110, están, por lo tanto, en reposo en una gama más amplia de velocidades y, en consecuencia, se conservan mejor.

5 Es más, al disminuir el número de elementos mecánicos móviles, se mejora el rendimiento mecánico del conjunto de la caja de cambios 10 según la invención.

10 Además, el árbol de salida 13 presenta un extremo de salida terminado en un piñón cónico 120 para poder conectarse mecánicamente a un diferencial, no representado. El árbol de salida también está equipado con una rueda de salida 122 destinada a acoplarse en rotación a un árbol de accionamiento de otras ruedas 124 por medio de un embrague de cuatro ruedas motrices 126. Este último presenta una rueda de entrada 125. Dicho de otro modo, además de las dos ruedas traseras del vehículo agrícola motorizado, que se accionan a través del piñón cónico 120, las dos ruedas delanteras del vehículo agrícola motorizado son accionadas por medio del árbol de accionamiento de otras ruedas 124.

15 Según el primer modo de realización en el que la caja de cambios 10 proporciona veintiuna relaciones de velocidad y según una primera variante, la rueda de salida 122 y la rueda de entrada 125 comprenden, por ejemplo, respectivamente, entre treinta y cuatro y treinta y seis dientes y, entre sesenta y cinco y sesenta y siete dientes. Según una segunda variante, la rueda de salida 122 y la rueda de entrada 125 comprenden, por ejemplo, respectivamente, entre treinta y tres y treinta y cinco y entre sesenta y seis y sesenta y ocho dientes. En lo que respecta al segundo modo de realización en el que la caja de cambios 10 proporciona veintiocho relaciones de velocidad y según una primera variante, la rueda de salida 122 y la rueda de entrada 125 comprenden, por ejemplo, respectivamente, entre cuarenta y siete y cuarenta y nueve y entre setenta y siete y setenta y nueve dientes. Según una segunda variante, la rueda de salida 122 y la rueda de entrada 125 comprenden, por ejemplo, respectivamente, entre treinta y nueve y cuarenta y uno y entre sesenta y siete y sesenta y nueve dientes.

25 Asimismo, el conjunto de caja de cambios 10 tiene un eje motor 128 acoplado, por ejemplo, directamente al árbol de entrada 11 y que pasa axialmente y libremente a través del sistema del tren de engranajes epicicloidales escalonados 12, el módulo reductor de transmisión 14 y el módulo inversor de marcha 15, y todo ello sucesivamente a través de: la primera sección de árbol hueco 20, la sección intermedia de árbol hueco 34, la última sección de árbol hueco 44, la sección de reducción de árbol hueco 60 para desembocar en perpendicular a los dos dispositivos de embrague paralelos 16, 18. Gracias al eje motor 128, es posible accionar las bombas hidráulicas, en particular, no representadas, gracias a unos elementos de accionamiento situados no en la prolongación axial de los dispositivos de embrague paralelos 16, 18, sino sustancialmente en perpendicular a los embragues controlables 88, 104. También, estos elementos de accionamiento comprenden una rueda de accionamiento de bomba 130 acoplada al eje motor 128 por medio de una rueda de transferencia 132 montada loca en el segundo árbol de embrague de salida 106, entre el segundo embrague controlable 104 y la segunda rueda grande de embrague de alta velocidad 108, engranándose la rueda de transferencia 132 a una rueda de transmisión 134 unida al eje motor 128. De este modo, el conjunto de caja de cambios está sustancialmente acortado axialmente. Se ofrece esta posibilidad porque el segundo embrague controlable 104 es más corto que el primero 88 y permite así liberar un espacio para montar la rueda de transferencia 132.

40 Además, la rueda de accionamiento de la bomba 130, la rueda de transferencia 132 y la rueda de transmisión 134 comprenden, por ejemplo y respectivamente, entre veinticuatro y veintiséis dientes, entre cincuenta y tres y cincuenta y seis dientes y entre treinta y cuatro y treinta y seis dientes.

REIVINDICACIONES

1. Conjunto de caja de cambios (10) para vehículo agrícola motorizado que comprende:

- 5 - un sistema de trenes de engranajes epicicloidales escalonados (12) para proporcionar una pluralidad de primeras relaciones de transmisión;
- un dispositivo de embrague (16) que tiene, un árbol de embrague de entrada (86) acoplado a dicho sistema de trenes de engranajes epicicloidales (12) y un árbol de embrague de salida (90);
- 10 - una rueda grande de embrague de alta velocidad (94) y una rueda pequeña de embrague de baja velocidad (96) montadas locas en dicho árbol de embrague de salida (90) para poder proporcionar dos segundas relaciones de transmisión;
- un dispositivo de acoplamiento de embrague (98) para poder acoplar una u otra de dichas ruedas de baja (96) y alta (94) velocidad a dicho árbol de embrague de salida (90);
- 15 - un árbol de salida (13) que tiene una rueda pequeña de salida de alta velocidad (114) que se engrana con dicha rueda grande de embrague de alta velocidad (94) y una rueda grande de salida de baja velocidad (116) que se engrana con dicha rueda pequeña de embrague de baja velocidad (96);

caracterizado por que además comprende un dispositivo de desacoplamiento (118) entre dicho árbol de salida (13) y dicha rueda grande de salida de baja velocidad (116) para poder liberar dicho árbol de salida (13) de dicha rueda pequeña de embrague de baja velocidad (96).

2. Conjunto de caja de cambios según la reivindicación 1, caracterizado por que dicha rueda grande de salida de baja velocidad (116) está montada loca en dicho árbol de salida (13).

25 3. Conjunto de caja de cambios según la reivindicación 1, caracterizado por que dicho dispositivo de desacoplamiento (118) comprende una rueda fija unida a dicho árbol de salida (13) y un elemento de acoplamiento unido a dicha rueda fija capaz de ser controlado para enganchar dicha rueda fija y dicha rueda grande de salida de baja velocidad (116).

30 4. Conjunto de caja de cambios según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, caracterizado por que dicho dispositivo de embrague (16) comprende un embrague controlable (88) situado entre dicho árbol de embrague de entrada (86) y dicho árbol de embrague de salida (90).

35 5. Conjunto de caja de cambios según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4, caracterizado por que además comprende:

- otro dispositivo de embrague (18) que tiene, otro árbol de embrague de entrada (102) acoplado a dicho sistema de trenes de engranajes epicicloidales (12) y otro árbol de embrague de salida (106);
- otra rueda grande de embrague de alta velocidad (108) y otra rueda pequeña de embrague de baja velocidad (110) montadas locas en dicho otro árbol de embrague de salida (106) para poder proporcionar otras dos segundas relaciones de transmisión, engranándose dichas otras ruedas de embrague de alta y baja velocidad, grande (108) y pequeña (110), respectivamente, con dichas ruedas de salida de alta y baja velocidad, pequeña (114) y grande (116); y,
- 40 - otro dispositivo de acoplamiento de embrague (112) para poder acoplar una u otra de dichas otras ruedas de baja (110) y alta (108) velocidad con dicho otro árbol de embrague de salida (106).

45 6. Conjunto de caja de cambios según la reivindicación 5, caracterizado por que dicho otro dispositivo de embrague (18) comprende otro embrague controlable (104) situado entre dicho otro árbol de embrague de entrada (102) y dicho otro árbol de embrague de salida (106).

50 7. Conjunto de caja de cambios según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 6, caracterizado por que además comprende un módulo inversor (15) situado entre dicho sistema de trenes de engranajes epicicloidales escalonados (12) y dicho dispositivo de embrague (16) para poder invertir el sentido de rotación de dicho árbol de embrague de entrada (86, 102).

55 8. Conjunto de caja de cambios según la reivindicación 7, caracterizado por que dicho módulo inversor (15) comprende, por un lado, un árbol de recepción (75) acoplado a dicho sistema de trenes de engranajes epicicloidales escalonados (12) y, por otro lado, dos ruedas de inversión (78, 80) montadas locas en dicho árbol de recepción (75) y dos embragues de inversión para poder acoplar alternativamente dichas dos ruedas de inversión (78, 80) a dicho dispositivo de embrague.

60 9. Conjunto de caja de cambios según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 8, caracterizado por que además comprende un módulo reductor de transmisión (14) situado entre dicho sistema de trenes de engranajes epicicloidales escalonados (12) y dicho dispositivo de embrague (16) para poder reducir las relaciones de transmisión de dicha pluralidad de relaciones de transmisión.

65 10. Conjunto de caja de cambios según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 9, caracterizado por que dicho

ES 2 842 406 T3

sistema de trenes de engranajes epicicloidales escalonados (12) comprende tres juegos de ruedas planetarias (22, 28; 46, 38; 52, 54) y tres juegos de ruedas satélite (26; 40; 50) montados respectivamente en dichos tres juegos de ruedas planetarias (22, 28; 46, 38; 52, 54).

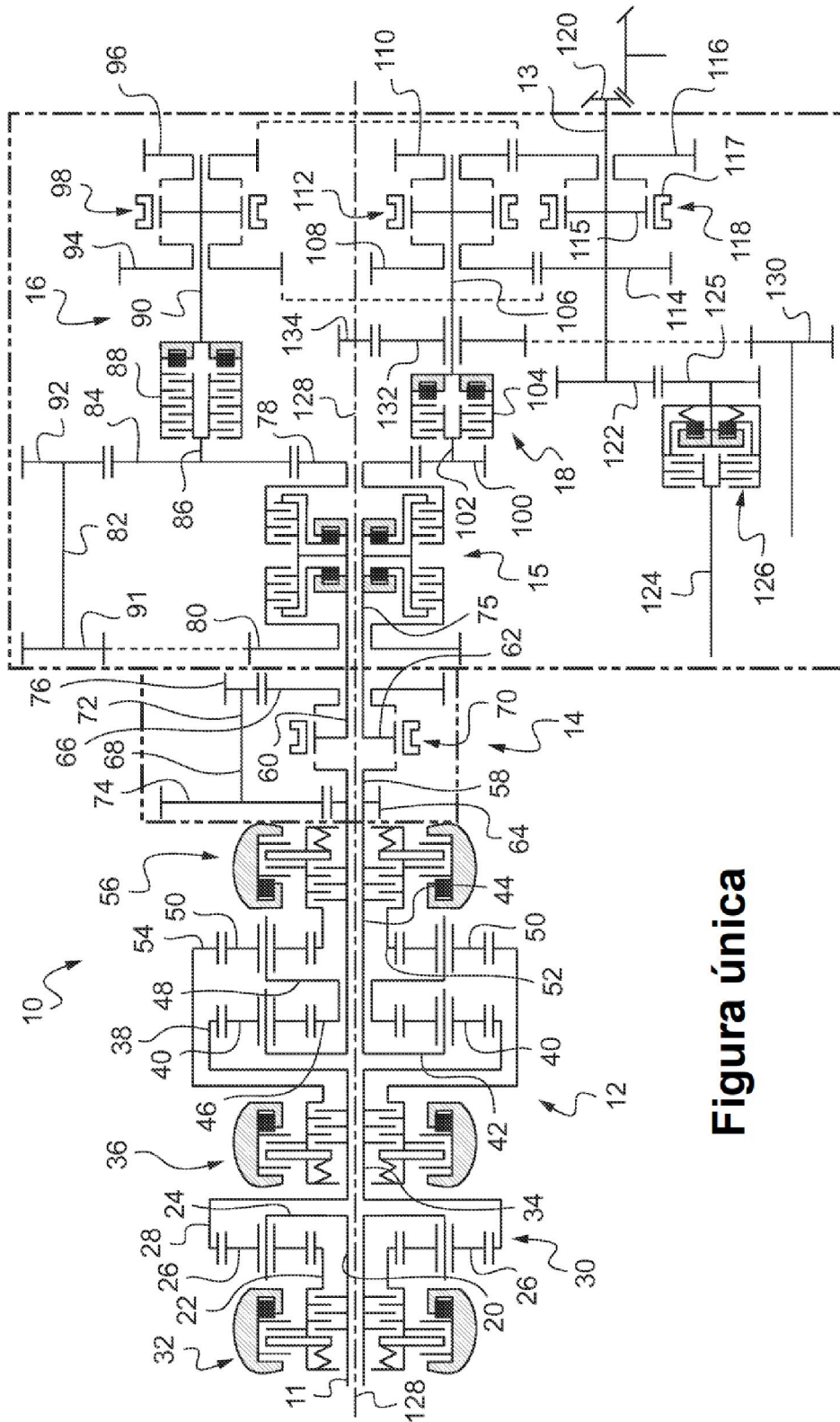


Figura única