

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 560 811**

51 Int. Cl.:

F16H 3/093 (2006.01)

F16H 37/04 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **31.05.2011** **E 11723434 (4)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **25.11.2015** **EP 2577097**

54 Título: **Sistema de transmisión**

30 Prioridad:

01.06.2010 DE 102010029597

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

22.02.2016

73 Titular/es:

DEERE & COMPANY (100.0%)
One John Deere Place
Moline, IL 61265, US

72 Inventor/es:

OTTEN, ULRICH

74 Agente/Representante:

DE ELZABURU MÁRQUEZ, Alberto

ES 2 560 811 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Sistema de transmisión

5 La invención se refiere a un sistema de transmisión para un vehículo agrícola, con una primera unidad de transmisión, una segunda unidad de transmisión acoplada a la anterior en el lado de salida y una tercera unidad de transmisión acoplada a la anterior en el lado de salida, comprendiendo la segunda unidad de transmisión un árbol de entrada, un árbol de salida y dos árboles de transmisión, pudiendo ser llevado a unión de accionamiento el árbol de entrada con los árboles de transmisión y pudiendo ser llevados a unión de accionamiento los árboles de transmisión con el árbol de salida, y en donde la tercera unidad de transmisión comprende un árbol de entrada que puede ser llevado a unión de accionamiento con un árbol de salida dispuesto paralelo al anterior. Además, la invención se refiere a un sistema de la caja de engranajes para un sistema de transmisión de este tipo.

15 En el estado conocido de la técnica se conocen disposiciones de transmisión para vehículos de trabajo agrícolas, por ejemplo para tractores o cosechadoras, que presentan un sistema de engranaje mediante varias unidades de transmisión dispuestas una tras otra. Disposiciones de transmisión de este tipo sirven para satisfacer las elevadas exigencias en relación con una expansión de la transmisión lo más finamente escalonada posible, pero también amplia, tal como se exige en el caso de vehículos de trabajo agrícolas. Además, disposiciones de transmisión de este tipo se emplean, por los mismos motivos, también en el sector de las máquinas de construcción.

20 El documento EP 1624232 A1 da a conocer un sistema de transmisión para un vehículo automóvil de trabajo con varias unidades de transmisión dispuestas una tras otra. Una primera unidad de transmisión está configurada como engranaje reversible y está unida con una segunda unidad de transmisión. La segunda unidad de transmisión presenta un árbol de entrada unido con una fase de distribución y un árbol de salida. Además, en la segunda unidad de transmisión están previstos dos árboles de transmisión. Los árboles de transmisión son accionados a través de la fase de distribución. Mediante pares de ruedas dentadas que están dispuestos mediante ruedas dentadas sobre los árboles de transmisión y el árbol de salida, el árbol de salida puede ser accionado con diferentes relaciones de transmisión. El árbol de salida de la segunda unidad de transmisión está unido con una tercera unidad de transmisión. La tercera unidad de transmisión representa un cambio de marchas posterior y posibilita un escalonamiento adicional de las relaciones de transmisión elegidas en la segunda unidad de transmisión. El sistema de transmisión dado a conocer está adaptada para posibilitar, en el caso de una expansión global correspondiente, un escalonamiento ventajoso de las marchas con una complejidad constructiva comparativamente baja. La estructura constructiva elegida, que además está condicionada por el tipo de las unidades de transmisión elegidas, presenta sin embargo, sólo un bajo grado de compactación y variabilidad, puesto que partiendo de la construcción elegida, posibilidades de variación en relación con número de revoluciones de salida máximas o mínimas predeterminadas o elegidas se pueden realizar de manera problemática y sólo con una complejidad constructiva relativamente grande y una gran multiplicidad de piezas. A este respecto, por ejemplo, debe modificarse la distancia entre ejes de al menos un árbol de transmisión, lo cual requiere otras medidas constructivas tales como la adaptación de horquillas de cambio, etc. Lo mismo es válido para posibilidades para ampliar y adaptar el espectro de potencia predeterminado por el sistema de transmisión, así como para posibilidades para la combinación con accionamientos adicionales o secundarios.

45 También repercute de manera desventajosa el que tanto una estructura del sistema de transmisión dado a conocer en el documento EP 1624232 A1, como una estructura de otras disposiciones de transmisión conocidas del tipo arriba mencionado presentan un transcurso afectado con elevadas oscilaciones e inconstante o bien de la potencia de pérdida en función del número de revoluciones o bien de la velocidad de marcha del vehículo respectivo, lo cual es desventajoso para la realización de automatismos de transmisión, en particular en la aplicación de estrategias de marcha en relación con un consumo optimizado del combustible, dado que en transcurros afectados por oscilaciones o bien inconstantes se pueden producir rápidamente conexiones oscilantes. Además, un sistema de transmisión de este tipo se adecua sólo de manera condicionada para su empleo en una máquina agrícola tal como, por ejemplo, en un tractor agrícola, dado que un árbol de toma sólo puede ser unido de manera indirecta con el árbol de entrada del sistema de transmisión.

55 El documento US 2007/0131046 A1 muestra una transmisión con un conjunto de ruedas planetarias con tres embragues de fricción con el fin de alcanzar un flujo del momento de giro a través del conjunto de ruedas planetarias a un sistema de ruedas dentadas de árboles de transmisión.

La misión en la que se fundamenta la invención se considera en indicar un sistema de transmisión del tipo mencionado al comienzo, mediante la cual se puedan superar uno o varios de los problemas antes mencionados.

60 El problema se resuelve conforme a la invención mediante la enseñanza de la reivindicación 1 o bien 12. Otras ejecuciones ventajosas y perfeccionamientos de la invención se desprenden de las reivindicaciones subordinadas.

Conforme a la invención, un sistema de transmisión del tipo mencionado al comienzo está configurada de modo que la primera unidad de transmisión está configurada como engranaje planetario, y una rueda principal perteneciente al engranaje planetario, el árbol de entrada y el árbol de salida de la segunda unidad de transmisión, así como el árbol de entrada de la tercera unidad de transmisión están dispuestos coaxialmente entre sí, estando unida sin posibilidad de giro una salida del engranaje planetario con el árbol de entrada de la segunda unidad de transmisión, y estando unido sin posibilidad de giro el árbol de salida de la segunda unidad de transmisión con el árbol de entrada de la tercera unidad de transmisión. El engranaje planetario se distingue ventajosamente por su pequeña extensión constructiva en dirección axial dentro del sistema de transmisión. Además, mediante el uso del engranaje planetario se fija un eje de rotación para todo el sistema de transmisión sobre el cual se pueden disponer tanto la rueda principal, los árboles de entrada de la segunda y tercera unidad de transmisión como el árbol de salida de la segunda unidad de transmisión. Mediante la coaxialidad dada de los árboles mencionados o bien de la rueda principal entre sí, se crean posibilidades de soporte para las piezas constructivas de la transmisión, lo cual posibilita de nuevo un modo constructivo compacto con posibilidades para el montaje previo de distintos componentes de la transmisión y, con ello, se crea una complejidad de montaje menor y un elevado grado de compatibilidad y variabilidad.

El árbol de entrada y el árbol de salida de la segunda unidad de transmisión presentan un lugar de asiento común, siendo posible apoyar el árbol de salida en el árbol de entrada, por ejemplo mediante la configuración del árbol de entrada como árbol hueco y el soporte del árbol de salida dentro del árbol de entrada o a la inversa. Para el soporte en el lugar de asiento común están previstos al menos dos cojinetes, de los cuales uno se ha de asociar al árbol de entrada y otro se ha de asociar al árbol de salida. Mediante un lugar de asiento común para los dos árboles se minimiza el espacio constructivo a lo largo del eje de rotación de los árboles.

En la segunda unidad de transmisión, los árboles de transmisión pueden llevarse a una unión de accionamiento a través de pares de ruedas dentadas elegidos, distintos entre sí, estando previstos sobre los árboles de transmisión dispositivos de embrague que posibilitan un control o bien conexión de los pares de ruedas dentadas elegidos. Habitualmente, por cada dispositivo de embrague se controlan o bien conectan dos pares de ruedas dentadas, siendo imaginable también la conexión de más o menos pares de ruedas dentadas con un dispositivo de embrague. Puede variar el número de los dispositivos de acoplamiento en los respectivos árboles de transmisión, pudiendo estar previstos uno, dos o más. La expresión dispositivo de embrague se ha de entender en este caso y en lo que sigue, en particular en las reivindicaciones, de manera representativa para dispositivos con los que pueden ser controlados o bien conectados pares de ruedas dentadas. A este respecto, pueden emplearse dispositivos de sincronización o también embragues de láminas, embragues de garras o similares. Preferiblemente, aquí y en lo que sigue pasan a emplearse, sin embargo, dispositivos de sincronización como dispositivos de embrague, pudiendo emplearse también, alternativamente, embragues de láminas o embragues de garras o similares. En función de la ejecución de la segunda unidad de transmisión, los pares de ruedas dentadas pueden variar en número y tamaño y, en particular, pueden diseñarse de manera distinta en función de las distancias de los árboles de transmisión al árbol de entrada o bien árbol de salida. Así, el sistema de transmisión puede adaptarse a los requisitos de potencia deseados por un consumidor. A distancias iguales de los árboles de transmisión del árbol de entrada o bien del árbol de salida, con la segunda unidad de transmisión pueden realizarse esencialmente saltos de cambios de marcha constantes, en donde en los árboles de transmisión, las ruedas dentadas de sincronización de uno de los árboles de transmisión son idénticas con las ruedas dentadas de sincronización del otro árbol de transmisión. Esto posibilita el que los pares de ruedas dentadas en los dos árboles de transmisión puedan presentar el mismo número de dientes, la misma forma de diente y, visto desde un punto de vista técnico de producción, incluso el mismo número de partes. Esto conduce a una realización económica del segundo sistema de transmisión. Saltos de cambio de marcha constantes pueden ser ventajosos, ante todo, en el caso de vehículos agrícolas o por ejemplo en el caso de tractores, siendo determinada la magnitud de los saltos de cambio de marcha principalmente por la característica de una máquina de accionamiento del vehículo y siendo adaptable a los requisitos específicos del vehículo agrícola respectivo. Habituales para vehículos agrícolas son saltos de cambio de marcha constantes de 16% a 25%. Con un sistema de accionamiento de acuerdo con la invención, para la segunda unidad de accionamiento, en el caso de distancias entre ejes iguales de los árboles de transmisión al árbol de entrada o bien de salida, pueden configurarse pares de ruedas dentadas mediante los cuales se alcancen saltos de cambio de marcha constantes en el intervalo mencionado con desviaciones relativamente pequeñas de sólo +/- 1,0% puntos. En este caso, puede utilizarse aquí un módulo de igual tamaño para todas las ruedas dentadas, lo cual significa de nuevo una ventaja de costes en la producción de las ruedas dentadas (minimización de los costes de los tiempos de equipamiento de las máquinas talladoras de engranajes). Si se quiere alcanzar una desviación de menos de +/- 1,0% puntos, esto se puede alcanzar mediante una elección de diferentes módulos para los respectivos pares de ruedas dentadas (cadena de ruedas). En el caso de una distancia entre ejes desigual de los árboles de transmisión al árbol de entrada o bien árbol de salida, con la segunda unidad de transmisión pueden realizarse también saltos de cambio de marcha variables. En este caso, las ruedas dentadas de sincronización en uno de los árboles de transmisión ya no son iguales a las ruedas dentadas de sincronización enfrentadas del otro árbol de transmisión. No obstante, la estructura global remanente del segundo sistema de transmisión permanece casi invariable (tal como la caja, dispositivo de embrague, soporte de árboles, dispositivos de conexión así como secuencia de montaje y ajuste de la transmisión). Únicamente la o las horquillas de cambio del dispositivo de cambio deben adaptarse de manera correspondiente a la

nueva geometría. Saltos de cambio de marcha variables se utilizan en vehículos agrícolas y vehículos industriales cuando tienen prioridad, por ejemplo, fines de transporte. El sistema de transmisión se distingue, por consiguiente, junto a la elevada compactibilidad ya arriba mencionada, por su elevado grado de compatibilidad y variabilidad, ya que hace posible satisfacer las más diversas aplicaciones y exigencias, tanto en el sector de vehículos agrícolas como en el sector de vehículos industriales, sin que con ello deban utilizarse básicamente diferentes conceptos de transmisión.

El sistema de transmisión puede presentar un árbol de transmisión el cual representa, por una parte, un árbol de entrada para el engranaje planetario y, por otra, un árbol de salida del sistema de transmisión. Para ello, el árbol de transmisión como árbol de entrada para la transmisión planetaria puede estar unido con éste, por ejemplo, en el lado de la brida, y puede extenderse como árbol de salida coaxialmente hacia la rueda principal, hacia el árbol de entrada y el árbol de salida de la segunda unidad de transmisión, así como hacia el árbol de entrada de la tercera unidad de transmisión mediante la primera, segunda y tercera unidades de transmisión. La rueda principal del engranaje planetario puede estar unida, por ejemplo, con el árbol de entrada de la segunda unidad de transmisión. El árbol de entrada unido con la rueda principal del engranaje planetario, así como el árbol de salida de la segunda unidad de transmisión, como también el árbol de entrada de la tercera unidad de transmisión pueden estar configurados como árboles huecos, a través de los cuales se puede extender el árbol de transmisión. El árbol de transmisión puede utilizarse de esta forma como accionamiento para otra unidad de transmisión. Por ejemplo, el árbol de transmisión puede servir como accionamiento para una transmisión del árbol de toma que puede conectarse como unidad de transmisión adicional al sistema de transmisión.

En relación con la tercera unidad de transmisión, el árbol de entrada puede ser llevado a unión de accionamiento con el árbol de salida a través de pares de ruedas dentadas diferentes entre sí. Para ello, sobre el árbol de entrada o también sobre el árbol de salida puede o pueden estar previstos uno (o varios) dispositivos de embrague que posibilitan una elección de los correspondientes pares de ruedas dentadas. El árbol de salida está dispuesto paralelamente al árbol de entrada y, de esta forma, puede utilizarse como árbol de entrada para otra unidad de transmisión. Por ejemplo, el árbol de salida de la tercera unidad de transmisión puede servir como accionamiento de un engranaje diferencial que puede ser conectada como unidad de transmisión adicional al sistema de transmisión. El árbol de salida puede estar provisto de una rueda dentada cónica, a través de la cual puede ser introducido el accionamiento de un engranaje diferencial. La tercera unidad de transmisión puede representar, por consiguiente, una transmisión de grupos, a través de la cual se pueden realizar diferentes escalones de velocidad en función de las marchas proporcionadas por la segunda unidad de transmisión.

Además, en la tercera unidad de transmisión, entre el árbol de entrada y el árbol de salida puede estar dispuesto adicionalmente otro dispositivo de embrague con un par de ruedas dentadas correspondiente, a través del cual el árbol de entrada puede ser llevado a unión de accionamiento con el árbol de salida. Con ello, junto a los pares de ruedas dentadas arriba mencionados del dispositivo de embrague de la tercera unidad de transmisión puede crearse una unión de accionamiento adicional entre el árbol de entrada y el árbol de salida en la tercera unidad de transmisión, por ejemplo para alcanzar un número de revoluciones de salida máximo. De esta manera, puede crearse, por ejemplo, una transmisión adicional que posibilita un número de revoluciones de salida máximo el cual se encuentra por encima de los números de revoluciones de salida alcanzables con los pares de ruedas dentadas arriba mencionados del dispositivo de embrague. Los pares de ruedas dentadas del dispositivo de embrague adicional pueden ser, además, intercambiables o bien variables independientemente de los otros pares de ruedas dentadas, de modo que sin una gran complejidad de montaje se posibilita una variación de este número de revoluciones de salida máximo. Así, la velocidad máxima de un vehículo industrial puede adaptarse, por ejemplo, a las prescripciones legales, sin tener que realizar, por ejemplo, una transmisión en el engranaje diferencial tal como es habitual en el caso de disposiciones de transmisión habituales. En el cambio de la transmisión del diferencial se modifican asimismo, además, las velocidades en todos los otros grupos, lo cual es desventajoso para sus aplicaciones. Así, una adaptación de la velocidad máxima mediante variación del par de ruedas dentadas del dispositivo de embrague en la tercera unidad de transmisión puede adaptarse de forma escalonada con gran precisión y muy próxima a las prescripciones legales en diferentes países y, a saber, también posteriormente y de manera económica correspondiente, sin que se vean afectadas por ello las restantes velocidades y marchas del sistema de accionamiento.

El engranaje planetario está configurado como engranaje planetario susceptible de inversión o bien reversible, con conjuntos de ruedas planetarias dispuestos preferiblemente por duplicado, estando dispuestos entre la rueda principal y una rueda hueca dos conjuntos de ruedas planetarias que engranan entre sí que son accionados a través de una brida común. Para una dirección de funcionamiento, la rueda solar puede ser unida sin posibilidad de giro con la brida, girando libremente la rueda hueca. Para una dirección de funcionamiento opuesta, la rueda principal puede girar separada de la brida, siendo bloqueada de manera correspondiente la rueda hueca. También es imaginable otro sistema del engranaje de ruedas planetarias, utilizando, por ejemplo, como elemento accionado la rueda principal, debiéndose entonces unir el árbol de entrada de la segunda unidad de transmisión con la brida como elemento accionado. También es imaginable el sistema de la rueda hueca como elemento de accionamiento o accionado.

En otra unidad de accionamiento, un árbol de salida puede estar dispuesto paralelo al árbol de salida de la tercera unidad de transmisión y puede ser conectado a elección a través de un par de ruedas dentadas y de un dispositivo de embrague unido con éstas. Así, partiendo del árbol de salida de la tercera unidad de transmisión puede realizarse, por ejemplo, una tracción de las ruedas delanteras, el cual puede ser conectado y desconectado en paralelo e independientemente de un engranaje diferencial unido con el sistema de transmisión. La unidad de transmisión adicional puede ser aplicada en este caso opcionalmente a la tercera unidad de transmisión. Un vehículo provisto del sistema de transmisión de acuerdo con la invención puede diseñarse, por consiguiente, también como vehículo con tracción a las cuatro ruedas, sin que tenga que concebirse un sistema de transmisión separada. También en este caso surge de nuevo efecto la pluralidad de variantes del sistema de transmisión.

En otra ejecución del sistema de transmisión, entre la segunda y la tercera unidad de transmisión puede estar dispuesta una unidad de transmisión intermedia, a través de la cual el árbol de salida de la segunda unidad de transmisión pueda ser acoplado con el árbol de entrada de la tercera unidad de transmisión, abarcando la unidad de transmisión intermedia una etapa de transmisión conectable. El número de revoluciones proporcionado por el árbol de salida de la segunda unidad de transmisión es transmitido en este caso de manera invariable al árbol de entrada de la tercera unidad de transmisión o es reducido por el engranaje reductor y es proporcionado en forma reducida al árbol de entrada de la tercera unidad de transmisión. El número de revoluciones proporcionado por el árbol de salida de la segunda unidad de transmisión puede ser transmitido en este caso de manera invariable al árbol de entrada de la tercera unidad de transmisión o puede ser reducido por el engranaje reductor y puede ser proporcionado en forma reducida al árbol de entrada de la tercera unidad de transmisión. Un engranaje reductor de este tipo se designa en círculos competentes también como módulo de marcha muy lenta, con el cual se pueden realizar velocidades de marcha extremadamente bajas. La unidad de transmisión intermedia puede disponerse en este caso opcionalmente en la estructura del vehículo entre la segunda y tercera unidad de transmisión, sin que tengan que aplicarse mayores gastos de montaje. En función del perfil de aplicación o bien de potencia requerido, un vehículo provisto del sistema de transmisión de acuerdo con la invención puede proveerse de un módulo de marcha muy lenta sin que tenga que concebirse un sistema de transmisión separada. También en este caso surge efecto de nuevo la pluralidad de variantes del sistema de transmisión.

Los árboles de transmisión dispuestos en la segunda unidad de transmisión están dispuestos, en relación con una caja de engranajes o bien módulo de caja de la segunda unidad de transmisión por encima del árbol de entrada y el árbol de salida, pudiendo comprender los dispositivos de embrague en la segunda unidad de transmisión actuadores electromagnéticos que, con relación al módulo de la caja de la segunda unidad de transmisión, están dispuestos por debajo del árbol de salida. Los árboles de transmisión se encuentran, con ello, en la parte superior del módulo de la caja y están situados, ventajosamente, por encima del nivel de aceite del sistema de transmisión, con lo cual se reducen pérdidas de batido o bien se puede alcanzar un grado de acción mejorado. Los actuadores electromagnéticos que generan las fuerzas de conmutación para la sincronización en los dispositivos de embrague o bien que continúan conduciendo las fuerzas de conmutación a dispositivos de conexión correspondientes, se encuentran por debajo del árbol de salida de la segunda unidad de transmisión en el flujo de aceite del sistema de transmisión y, con ello, pueden enfriarse de manera óptima.

En la segunda unidad de transmisión, entre el árbol de entrada y los árboles de transmisión puede estar dispuesto un dispositivo de doble embrague que comprende para uno de los árboles de transmisión un primer dispositivo de embrague adicional y para el otro árbol de transmisión un segundo dispositivo de embrague adicional, mediante los cuales el árbol de entrada puede ser puesto en unión de accionamiento con el árbol de transmisión respectivo. Una ejecución de este tipo de la segunda unidad de transmisión lo representa una transmisión de doble embrague y posibilita una conexión entre las marchas sin que se manifieste una interrupción de la unidad de accionamiento entre el árbol de entrada y el árbol de salida. El sistema está concebida en este caso de modo que las marchas sucesivas estén asociadas de manera alternante a uno de los dos árboles de transmisión, de modo que, por ejemplo, al cambiar de una marcha a la marcha siguiente, el árbol de transmisión respectivo puede ser llevado, en el caso del primer dispositivo de embrague adicional abierto, del árbol de salida a través de los dispositivos de embrague para la sincronización al número de revoluciones correspondiente a la marcha, antes de que se haya cerrado el dispositivo de embrague adicional y, al mismo tiempo, se haya abierto el segundo dispositivo de embrague adicional del otro árbol de transmisión. Así, mediante el accionamiento alternante de los dispositivos de embrague adicionales sin interrupción de la unión de accionamiento y bajo carga puede ser transmitido un momento accionado para el árbol de salida de uno de los árboles de transmisión al otro. Sin embargo, la segunda unidad de transmisión también puede ser puesta en funcionamiento sin los dos dispositivos de embrague adicionales, es decir, también sin el dispositivo de doble embrague. En este caso, ambos árboles de transmisión se encuentran en una unión de accionamiento duradera con el árbol de entrada. El cambio de una marcha a otra marcha tiene lugar sólo mediante los correspondientes dispositivos de embrague unidos con los pares de ruedas dentadas para la sincronización, pero con interrupción de la unión de accionamiento respectiva. Una configuración de este tipo de la segunda unidad de transmisión lo representa un cambio manual. También aquí se refleja la pluralidad de variantes del sistema de transmisión global, al poder realizarse, sin una complejidad constructiva esencial, opcionalmente un sistema de transmisión con transmisión de doble embrague o con cambio manual.

Además, se propone un sistema de caja de engranajes diseñada para el sistema de transmisión arriba descrita, estando configurada de modo modular el sistema de caja de engranajes. Modular ha de significar en este contexto que el sistema de la caja de engranajes está compuesta de varias cajas de engranajes y para cada una de las unidades de transmisión arriba descritas o bien para la unidad de transmisión intermedia está configurada una caja de engranajes o bien módulo de caja separado, que representa, en unión con los otros módulos de la caja, todo el sistema de la caja de engranajes. El primer módulo de la caja para la primera unidad de transmisión comprende una pared de la caja del lado de entrada y una pestaña de la caja del lado de salida. El segundo módulo de la caja para la segunda unidad de transmisión comprende una pared de la caja del lado de entrada y una pestaña de la caja del lado de salida. El tercer módulo de la caja para la tercera unidad de transmisión comprende una pestaña de la caja del lado de entrada, una pared de la caja del lado de salida y puntos de sujeción dispuestos en el interior entre ellas. La pestaña de la caja del primer módulo de la caja puede ser fijada a la pared de la caja del segundo módulo de la caja, y la pestaña de la caja del tercer módulo de la caja puede ser fijada al segundo módulo de la caja. El sistema de la caja de engranajes comprende, además, una pared de apoyo de la caja para el segundo módulo de la caja y una pared de apoyo de la caja para el tercer módulo de la caja, pudiendo ser fijada la pared de apoyo de la caja para el segundo módulo de la caja a la pestaña de la caja del segundo módulo de la caja y la pared de apoyo de la caja para el tercer módulo de la caja a los puntos de fijación dispuestos en el interior del tercer módulo de la caja.

El tercer módulo de la caja puede ser fijado a la pestaña de la caja o a la pared de apoyo de la caja del segundo módulo de la caja al segundo módulo de la caja. La pestaña de la caja del segundo módulo de la caja puede estar dimensionado en este caso de modo que la pared de apoyo de la caja para el segundo módulo de la caja es fijado en una superficie de fijación interna de la pestaña de la caja y de la pestaña de la caja del lado de entrada del tercer módulo de la caja en una superficie de fijación externa de la pestaña de la caja, de modo que, ventajosamente, sólo se forma una superficie de separación entre el segundo y el tercer módulo de la caja. Tal como se ha mencionado arriba, también es posible fijar la pared de apoyo de la caja del segundo módulo de la caja a su pestaña de la caja y la pestaña de la caja del lado de entrada del tercer módulo de la caja a la pared de la caja del segundo módulo de la caja, en donde en este caso se formarían dos superficies de separación. Alternativamente, de manera análoga, la fijación de la pared de apoyo de la caja del segundo módulo de la caja puede tener lugar también en una superficie de fijación situada en el interior de la pestaña de la caja del tercer módulo de la caja.

Los puntos de fijación dispuestos en el lado interior del tercer módulo de la caja están dispuestos dentro del módulo de la caja de manera que con el módulo de la caja montado, la pared de apoyo de la caja montada del tercer módulo de la caja está dispuesta entre el par de ruedas dentadas con el dispositivo de embrague adicional y los otros pares de ruedas dentadas con dispositivos de embrague. Un sistema de este tipo posibilita el que se pueda realizar de manera sencilla y económica un cambio del par de ruedas dentadas del dispositivo de embrague adicional en la tercera unidad de transmisión, es decir, del par de ruedas dentadas con el que se pueda variar el número de revoluciones de salida máximo, sin que se tenga que desmontar por completo la tercera unidad de transmisión. También aquí resultan de nuevo claras las ventajas de un sistema de transmisión de acuerdo con la invención o bien del sistema de transmisión configurada para ello en relación con una menor complejidad de montaje, un elevado grado de compatibilidad y variabilidad.

Además, puede previsto un módulo de la caja intermedio para una unidad de transmisión intermedia que presente una pestaña de la caja del lado de entrada y una pestaña de la caja del lado de salida. La pestaña de la caja del lado de entrada está diseñada de manera que ésta puede ser fijada en la pestaña de la caja del lado de salida o, tal como se ha descrito también para el tercer módulo de la caja, en la pared de apoyo de la caja del segundo módulo de la caja. La pestaña de la caja del lado de salida está diseñada de modo que ésta se puede fijar a la pestaña de la caja del lado de entrada del tercer módulo de la caja. Con ello, para el caso de que se desee una unidad de transmisión intermedia en forma de un módulo de marcha muy lenta, se reduce a un mínimo la complejidad de montaje. El módulo de la caja intermedia puede presentar puntos de apoyo correspondientes situados en el interior, por ejemplo en forma de bridas u otros dispositivos de fijación, sobre los cuales pueden ser almacenados elementos de construcción de la unidad de transmisión intermedia tales como, p. ej., una etapa de reducción de la rueda dentada. En particular, también aquí resulta clara la escasa complejidad de montaje y el elevado grado de compatibilidad y variabilidad frente a disposiciones de la caja de engranajes habituales.

Además, puede estar previsto un módulo de la caja adicional para otra unidad de transmisión que presenta una pestaña de la caja del lado de entrada, siendo fijable ésta a una pestaña de conexión dispuesta entre la pestaña de la caja del lado de entrada y la pared de la caja del lado de salida del tercer módulo de la caja. Esta última pestaña puede estar dispuesta, por ejemplo, en el lado inferior del tercer módulo de la caja al que se puede incorporar o bien conectar, por ejemplo, una cuarta unidad de transmisión configurada en forma de un módulo de accionamiento para una tracción de las ruedas delanteras. En este caso, un par de ruedas dentadas que se extiende a través de la pestaña de conexión y de la pestaña de la caja del lado de entrada del cuarto módulo de la caja puede proporcionar el momento de accionamiento necesario para la tracción de las ruedas delanteras, pudiendo crearse el par de ruedas dentadas mediante una rueda dentada dispuesta sobre el árbol de salida de la tercera unidad de transmisión y mediante una rueda dentada dispuesta en la cuarta unidad de transmisión. Junto al módulo de la caja adicional

descrito pueden conectarse también, además, otros módulos de la caja al sistema de la caja de engranajes modular existente. Así, por ejemplo, a través de una pestaña de conexión adicional en el tercer módulo de la caja puede conectarse un módulo de bloqueo de aparcamiento que posibilita el bloqueo de una rueda dentada dispuesta sobre el árbol de entrada o el árbol de salida de la tercera unidad de transmisión. Otras posibilidades de conexión para módulos de la caja adicionales pueden estar previstas en la pared de la caja del tercer módulo de la caja, con el fin de poder conectar, por ejemplo, un engranaje diferencial o una transmisión de árbol de toma al árbol de la transmisión o bien árbol de salida que se extiende a través de la pared de la caja del tercer módulo de la caja.

Junto a las ventajas ya mencionadas en relación con la compactibilidad, compatibilidad y variabilidad, el sistema de transmisión de acuerdo con la invención posibilita un transcurso discreto y constante del grado de acción o bien la potencia de pérdida del sistema de transmisión a lo largo de todo del espectro del número de revoluciones o bien de la velocidad de marcha de un vehículo. Esto es de gran ventaja para la realización de automatismos de la transmisión, por ejemplo en el caso de la aplicación de estrategias de marcha en relación con un consumo optimizado de combustible. En el caso de disposiciones de transmisión habituales se ha de destacar, como ya se ha mencionado al comienzo, un transcurso más bien no constante del rendimiento de pérdidas del sistema de transmisión en función del número de revoluciones o bien de la velocidad de marcha de un vehículo, lo cual no es óptimo para la realización de las estrategias de marcha mencionadas.

Con ayuda de los dibujos que muestran un ejemplo de realización de la invención se describen y explican con mayor detalle a continuación la invención así como otras ventajas y perfeccionamientos y configuraciones ventajosas del la invención.

Muestran:

La Figura 1, un esquema de transmisión de un primer sistema de transmisión de acuerdo con la invención, la Figura 2, un esquema de transmisión de un segundo sistema de transmisión de acuerdo con la invención, la Figura 3, un esquema de transmisión de un segundo sistema de caja de engranajes de acuerdo con la invención, la Figura 4, una representación esquemática de una sección transversal de transmisión de la segunda unidad de transmisión, y la Figura 5, un esquema de transmisión de otro sistema de la caja de engranajes de acuerdo con la invención.

En la Figura 1 está representada esquemáticamente un sistema de transmisión 10 conforme a la invención. El sistema de transmisión 10 comprende una primera unidad de transmisión 12, una segunda unidad de transmisión 14, una tercera unidad de transmisión 16 y otra (cuarta) unidad de transmisión 18.

La primera unidad de transmisión 12 está configurada como doble engranaje planetario 20 reversible que dispone de dos marchas, engranando una rueda principal 22 del engranaje planetario 20 con un primer conjunto de ruedas planetarias 24. El primer conjunto de ruedas planetarias 24 engrana, por una parte, con la rueda principal 22 y, por otra parte, con un segundo conjunto de ruedas planetarias 26. El segundo conjunto de ruedas planetarias 26 engrana de nuevo con una rueda hueca 28. Las ruedas planetarias 24, 26 del primer y segundo conjunto están apoyadas en ejes de cojinete 30, 32 respectivos, en donde los ejes de cojinete 30 del primer conjunto de ruedas planetarias 24 presentan una menor distancia con la rueda principal 22 que los ejes de cojinete 32 del segundo conjunto de ruedas planetarias 26. Los ejes de cojinetes 30, 32 en conjunto y, con ello, el primer y el segundo conjunto de ruedas planetarias 24, 26 están dispuestos en un soporte planetario 34 común. Entre el soporte planetario 34 y la rueda principal 22 está dispuesto un dispositivo de embrague 36. Un árbol de transmisión 38 sirve como árbol de entrada 40 para el engranaje planetario 20 y como árbol de salida 41 para el sistema de transmisión 10. El árbol de entrada 40 está unido con el soporte planetario 34. La rueda hueca 32 puede ser unida, a través de un dispositivo de bloqueo 42, con una parte de carcasa 44 del sistema de transmisión 10 o bien puede ser separada de ésta. La rueda principal 22 está coaxialmente unida con un árbol de entrada 46 de la segunda unidad de transmisión 14.

La primera unidad de transmisión representa una denominada transmisión reversible y tiene la misión de fijar una dirección de giro de entrada para el sistema de transmisión 10, pudiendo ser invertida la dirección de giro de entrada en función del accionamiento del dispositivo de embrague 36 o bien del dispositivo de bloqueo 42. Con ello, en el caso de un vehículo accionado con el sistema de transmisión 10 puede ajustarse una marcha hacia delante o una marcha atrás. Para la conexión del dispositivo de embrague 36 o bien del dispositivo de bloqueo 42 está dispuesta en cada caso una válvula proporcional separada (no mostrada), con el fin de que se pueda posibilitar una comodidad de marcha óptima, en particular en el caso del cambio de dirección de giro y en el proceso de arranque.

La segunda unidad de transmisión 14 está configurada como engranaje de ruedas dentadas rectas y presenta, junto al árbol de entrada 46, un árbol de salida 48, un primer árbol de transmisión 50 y un segundo árbol de transmisión 52, estando dispuestos coaxialmente el árbol de entrada 46 y el árbol de salida 48. El árbol de entrada 46 está dotado de una primera rueda dentada 54 y de una segunda rueda dentada 56, presentando la segunda rueda

- dentada 56 un mayor diámetro que la primera rueda dentada 54. Los árboles de transmisión 50, 52 están equipados en cada caso con cuatro ruedas dentadas de sincronización 58, 60, 62, 64 o bien 66, 68, 70, 72 con diámetros en cada caso decrecientes, las cuales pueden ser puestas en unión de accionamiento o bien conectadas a través de dispositivos de embrague dispuestos por pares 74, 76 o bien 78, 80 con el árbol de transmisión 50 o bien 52 correspondiente. Además, los árboles de transmisión 50, 52 están provistos en cada caso de una rueda dentada 82, 84, engranando la rueda dentada 82 con la rueda dentada 54 del árbol de entrada 46, y engranando la rueda dentada 84 con la rueda dentada 56 del árbol de entrada 46. El árbol de entrada 46 acciona, con ello, a través de los pares de ruedas dentadas 54, 82 o bien 56, 84 al primer y segundo árbol de transmisión 50, 52. El árbol de salida 48 está dotado de cuatro ruedas dentadas 86, 88, 90, 92 con diámetros en cada caso crecientes, engranando la rueda dentada 86 al mismo tiempo con las ruedas de sincronización 58, 66, la rueda dentada 88 al mismo tiempo con la rueda de sincronización 60, 68, la rueda dentada 90 al mismo tiempo con las ruedas de sincronización 62, 70 y la rueda dentada 92 al mismo tiempo con las ruedas de sincronización 64, 72. El árbol de entrada 46 y el árbol de salida 48 están alojados uno dentro de otro y no están unidos entre sí sin libertad de giro, estando configurados ambos árboles como árboles huecos y estando apoyado radialmente el árbol de salida 48, en su extremo orientado hacia el árbol de entrada 46, en un lugar de apoyo 93 común en el árbol de entrada 46 en su extremo orientado hacia el árbol de salida 48. Para el apoyo del árbol de salida 48 en el árbol de entrada 46 están previstos en el lugar de apoyo 93 común dos cojinetes 93', 93", de los cuales uno se ha de asociar al árbol de salida 48 y otro al árbol de entrada 46.
- La tercera unidad de transmisión 16 comprende un árbol de entrada 94 y un árbol de salida 96 dispuesto paralelo al anterior. El árbol de entrada 94 está unido sin libertad de giro con el árbol de salida 48 de la segunda unidad de transmisión 14. En el árbol de entrada 94 de la tercera unidad de transmisión 16 están dispuestas una primera rueda dentada 100 unida con otro dispositivo de embrague 98, así como ruedas dentadas de sincronización 104, 106 de menor diámetro unidas con un dispositivo de embrague 102, presentando la rueda dentada de sincronización 104 un mayor diámetro que la rueda dentada de sincronización 106. Otra rueda dentada 108 está unida con la rueda dentada de sincronización 106 y sirve como elemento de bloqueo para un dispositivo de bloqueo de aparcamiento (no mostrado). La primera rueda dentada 100 sobre el árbol de entrada 94 engrana con una primera rueda dentada 110 enfrentada a la anterior con respecto al árbol de salida 96. La rueda dentada de sincronización 104 engrana con una segunda rueda dentada 112 enfrentada a la anterior y dispuesta sobre el árbol de salida 96. La rueda dentada de sincronización 106 engrana con una tercera rueda dentada 114 enfrentada a la anterior dispuesta sobre el árbol de salida 96, presentando las ruedas dentadas 110, 112, 114 mencionadas sobre el árbol de salida 96 diámetros decrecientes. Entre la segunda y la tercera rueda dentada 112, 114 está dispuesta otra rueda dentada 116 y sirve como rueda dentada de accionamiento para la (cuarta) unidad de transmisión 18 adicional. En un extremo del lado de salida del árbol de salida 96 está dispuesta una rueda dentada cónica 118, la cual sirve asimismo como rueda dentada de accionamiento para una unidad de transmisión adicional (no representada), por ejemplo como rueda dentada de accionamiento para un engranaje diferencial embridado a la tercera unidad de transmisión 16. El árbol de entrada 94 de la tercera unidad de transmisión 16 está configurado, al igual que el árbol de entrada 46 y el árbol de salida 48 de la segunda unidad de transmisión, como árbol hueco, de modo que el árbol de transmisión 40 del sistema de transmisión 10 se extiende desde un lado de entrada de la primera unidad de transmisión 12 hasta un lado de salida de la tercera unidad de transmisión 16 a través del sistema de transmisión 10 y se encuentra allí a disposición como árbol de salida 41 para el sistema de transmisión 10. La tercera unidad de transmisión 16 ofrece una configuración flexible de transmisiones de grupos. Así, los requisitos para un vehículo dotado del sistema de transmisión 10 pueden adaptarse a los deseos especiales del cliente.
- La unidad de transmisión 18 adicional (cuarta) comprende un árbol de salida 120 sobre el cual está dispuesta una rueda dentada 124 acoplada con un dispositivo de embrague 122, rueda que engrana con la rueda dentada 116 de la tercera unidad de transmisión 16 prevista para el accionamiento de la unidad de transmisión 18 adicional. El árbol de salida 120 está dispuesto esencialmente paralelo al árbol de salida 41 de la tercera unidad de transmisión 16. Mediante la conexión del dispositivo de embrague 122 puede conectarse o bien desconectarse al árbol de salida 120 un momento accionado correspondiente. Con la unidad de transmisión 18 adicional (cuarta) puede realizarse, por ejemplo, un accionamiento de las ruedas delanteras bifurcado a partir de la tercera unidad de transmisión 16 y conectable o bien desconectable a través del dispositivo de embrague 122 para un vehículo dotado del sistema de transmisión 10, uniéndose, por ejemplo, el árbol de salida 120 con un cordón de accionamiento para una tracción de las ruedas delanteras (no mostrada).
- La tercera unidad de transmisión 16 configurada como caja de cambio de tres grupos ofrece, por ejemplo para un vehículo configurado como tractor, tres zonas de trabajo.
- Una primera zona de trabajo "trabajo de campo", por ejemplo, puede diseñarse para aplicaciones para trabajos más pesados en el campo, debiendo efectuarse la mayoría de los trabajos de tracción pesados en un intervalo de velocidades más bajo (p. ej. entre 2 y 11 km/h). Una segunda zona de trabajo "accionamiento del árbol de toma", por ejemplo, puede diseñarse para aplicaciones para trabajos de tracción más livianos en el campo con el empleo de un accionamiento del árbol de toma, pudiendo surtir efecto un intervalo de velocidades medio (p. ej., entre 4,5 y 18 km/h). Una tercera zona de trabajo "transporte", por ejemplo, puede diseñarse para trabajos de transporte puros y

prevé un mayor intervalo de velocidades (por ejemplo, entre 14 km/h y la velocidad máxima). Además, es habitual que los deseos de los clientes y diferentes reglamentaciones gubernamentales requieran la adaptación del sistema de transmisión 10 a velocidades máximas distintas. Éstas deben alcanzarse con precisión en la medida de lo posible. Habitualmente, esto se hace realidad variando la transmisión de una transmisión diferencial dispuesta a continuación de la caja de cambios (no mostrada). Por norma general, esto es costoso y la mayoría de las veces tampoco es posible de una manera escalonada precisa y requeriría, además, una adaptación de una unidad de transmisión 18 adicional derivada eventualmente de la tercera unidad de transmisión 16, tal como, por ejemplo, una tracción de las ruedas delanteras tal como ya se describió arriba. En el caso de la adaptación de una transmisión diferencial se modifican, además, también las velocidades en los otros grupos, lo cual es desventajoso, bajo determinadas circunstancias, para las aplicaciones en sus zonas de trabajo. Una adaptación de la velocidad máxima, por el contrario, es posible con una adaptación muy precisa, en el caso del sistema de transmisión 10 representada y puede realizarse fácilmente con posterioridad, con comodidad de montaje y de manera económica mediante la adaptación del par de las ruedas dentadas 100 y 110 en la tercera unidad de transmisión 16. Una gran ventaja en este caso es que las velocidades y las marchas de las otras zonas de trabajo, por ejemplo "trabajo de campo" y "funcionamiento del árbol de toma" permanecen invariables.

El sistema de transmisión 10 representada en la Figura 1 comprende con la segunda unidad de transmisión 14 una unidad de transmisión en forma de un cambio manual, en donde los árboles de transmisión 50, 52 están en accionamiento permanente mediante el árbol de entrada 46. Mediante el accionamiento de los dispositivos de embrague 74, 76 o bien 78, 80 pueden ajustarse las distintas marchas, pudiendo tener lugar el accionamiento de los dispositivos de embrague 74, 76 o bien 78, 80 mediante accionamiento manual o también de forma automatizada, por ejemplo de forma eléctrica, electromagnética o hidráulica mediante correspondientes medios de conexión y actuadores (no representados). En este caso, se eligen por cada dos marchas consecutivas mediante el accionamiento de un dispositivo de embrague 74, 76 o bien 78, 80, eligiéndose en el caso de un cambio a las dos marchas siguientes superiores o inferiores un dispositivo de embrague 74, 76 o bien 78, 80 del árbol de transmisión 50, 52 situado en cada caso de manera enfrentada. Para el ejemplo de realización representado en la Figura 1, las marchas 1 y 2 se eligen mediante el dispositivo de embrague 76, las marchas 3 y 4 mediante el dispositivo de embrague 80, las marchas 5 y 6 mediante el dispositivo de embrague 74 y las marchas 7 y 8 mediante el dispositivo de embrague 78.

Una forma de realización ampliada del sistema de transmisión está representada en la Figura 2, en donde aquí la segunda unidad de transmisión 14 está configurada como transmisión de doble embrague. Para ello, sobre el árbol de transmisión 50 está dispuesto un primer dispositivo de embrague 126 y sobre el árbol de transmisión 52 está dispuesto un segundo dispositivo de embrague 128. La parte restante del sistema de transmisión 10 permanece invariable. El primer dispositivo de embrague 126 está unido con la rueda dentada 82, y el segundo dispositivo de embrague 128 está unido con la rueda dentada 84. Los dispositivos de embrague 126, 128 están configurados y dispuestos de manera que mediante el accionamiento de los dispositivos de embrague 126, 128, las ruedas dentadas 82, 84 pueden ser llevadas a unión de accionamiento con el árbol de transmisión 50, 52 respectivo. Por consiguiente, la unión de accionamiento entre el árbol de entrada 46 y los árboles de transmisión 50, 52 puede ser interrumpida arbitrariamente de forma simultánea o alternante. Una ejecución de este tipo de la segunda unidad de transmisión 14 lo representa una transmisión de doble embrague y posibilita una conexión entre las marchas, sin que se manifieste una interrupción de la unión de accionamiento entre el árbol de entrada 46 y el árbol de salida 48. El sistema está pensada en este caso de manera que las marchas sucesivas están asociadas de forma alternativa a uno de los dos árboles de transmisión 50, 52, de modo que al conectar de una marcha a la siguiente marcha, el árbol de transmisión 50, 52 perteneciente a la siguiente marcha puede ser llevado, en el caso de un dispositivo de embrague 126, 128 abierto, del árbol de salida 48 a través del dispositivo de embrague 74, 76, 78, 80 al número de revoluciones correspondiente a la marcha, antes de que el dispositivo de embrague 126, 128 de uno de los árboles de transmisión 50, 52 sea cerrado y, al mismo tiempo sea abierto el dispositivo de embrague 126, 128 del otro árbol de transmisión 50, 52. De esta manera, mediante el accionamiento alterno de los dispositivos de embrague 126, 128 asociados a los árboles de transmisión 50 52 puede transferirse, sin interrupción de la unión de accionamiento y bajo carga, un momento accionado para el árbol de salida 46 desde uno de los árboles de transmisión 50, 52 al otro. Para el ejemplo de realización representado en la Figura 2, las marchas 1 y 3 se eligen mediante el dispositivo de embrague 76, las marchas 2 y 4 mediante el dispositivo de embrague 80, las marchas 5 y 7 mediante el dispositivo de embrague 74 y las marchas 6 y 8 mediante el dispositivo de embrague 78.

Tal como se representa en las Figuras 1 y 2, los árboles de transmisión 50, 52 están dispuestos a una distancia a1 o bien a2 con respecto al árbol de entrada o bien de salida 46, 48. En el caso de una distancia entre ejes igual de los árboles de transmisión 50, 52 al árbol de entrada y al árbol de salida 46, 48 (distancia entre ejes a1 = a2) pueden realizarse con un sistema de transmisión 10 conforme a la representación en las Figuras 1 y 2, saltos de marchas relativamente constantes, siendo las cuatro ruedas dentadas de sincronización diferentes 58, 60, 62, 64 de uno de los árboles de transmisión 50 idénticas a las ruedas dentadas de sincronización 66, 68, 70, 72 del segundo árbol de transmisión 52. Esto conduce a una configuración económica del sistema de transmisión 10 con saltos de marchas relativamente constantes tal como se representa en las Tablas 1 y 2 para un sistema de transmisión 10 con segunda unidad de transmisión 14 manualmente accionable conforme a la Figura 1 y en las Tablas 3 y 4 para un sistema de

transmisión 10 con una segunda unidad de transmisión 14 configurada como transmisión de doble embrague conforme a la Figura 2. Para el ejemplo representado en las Tablas 1 y 2 de una combinación de números de dientes de las ruedas dentadas de sincronización 58, 60, 62, 64, 66, 68, 70, 72 y ruedas dentadas 86, 88, 90, 92 con un número igual de módulos de ruedas dentadas se alcanzan saltos de marchas de, por ejemplo, 20% a 23%, eligiéndose para este ejemplo para la primera rueda dentada 54, la segunda rueda dentada 56, la rueda dentada 82 y la rueda dentada 84 los correspondientes números de dientes con 43, 55, 88 y 76.

Tabla 1 (Sistema de transmisión 10 con segunda unidad de transmisión 14 conectable a mano, distancia entre ejes a_1 y $a_2 = 131$ mm):

Marcha	Salto de marcha [%]
1	-
2	22,5
3	20,9
4	22,5
5	22,2
6	20,2
7	23,2
8	20,2

Tabla 2 (Sistema de transmisión 10 con segunda unidad de transmisión 14 conectable a mano, distancia entre ejes a_1 y $a_2 = 131$ mm):

Rueda dentada de sincronización/rueda dentada	Número de dientes
58	73
60	67
62	48
64	42
66	73
68	67
70	48
72	42
86	58
88	64
90	83
92	89

Para el ejemplo representado en las Tablas 3 y 4 de una combinación de números de dientes de las ruedas dentadas de sincronización 58, 60, 62, 64, 66, 68, 70, 72 y de las ruedas dentadas 86, 88, 90, 92 con módulos de ruedas dentadas iguales se alcanzan saltos de marchas de, por ejemplo, 22% a 23%, eligiéndose para este ejemplo para la primera rueda dentada 54, la segunda rueda dentada 56, la rueda dentada 82 y la rueda dentada 84 los correspondientes números dientes con 27, 31, 38 y 36.

Tabla 3 (Sistema de transmisión 10 con segunda unidad de transmisión 14 como transmisión de doble embrague, distancia entre ejes $a_1 = a_2$):

Marcha	Salto de marcha [%]
1	-
2	21,2
3	23,0
4	21,2
5	22,5
6	21,2
7	22,1
8	21,2

Tabla 4 (Sistema de transmisión 10 con segunda unidad de transmisión 14 como transmisión de doble embrague, distancia entre ejes $a_1 = a_2$):

Rueda dentada de sincronización/rueda dentada	Número de dientes
58	39
60	32
62	26
64	20

ES 2 560 811 T3

	66	39
	68	32
	70	26
	72	20
5	86	28
	88	34
	90	41
	92	47

- 10 Una segunda unidad de transmisión 14 configurada conforme a las Tablas 1 y 2 o bien 3 y 4 permite, en el caso de la misma distancia entre ejes de los árboles de transmisión 50, 52 ($a_1 = a_2$) saltos de marchas relativamente constantes en el intervalo mencionado utilizando módulos de igual tamaño para todas las ruedas dentadas (58, 60, 62, 64, 66, 68, 70, 72, 86, 88, 90, 92), lo cual significa una ventaja de costes para la fabricación de las ruedas dentadas. (Minimización de los costes de tiempo de equipamiento de las máquinas talladoras de engranajes). Si se deseara una desviación todavía menor, esto puede alcanzarse mediante la elección de módulos de diferente tamaño para los respectivos pares de ruedas dentadas. La determinación de los números de dientes puede tener lugar con ayuda de un procedimiento sustentado por ordenador, en función de un salto de marcha deseado y de una distancia entre ejes deseada, así como de un módulo de ruedas dentadas deseado.
- 15
- 20 Sin embargo, si también se desearan saltos de marchas variables, por ejemplo para vehículos agrícolas o vehículos industriales, los cuales se emplean principalmente para fines de transporte, entonces el sistema de transmisión 10 puede configurarse también con distancias entre ejes iguales para los árboles de transmisión 50, 52 de la segunda unidad de transmisión 14 (no representado). En el caso de distancias desiguales entre ejes de los árboles de transmisión 50, 52 con respecto al árbol de entrada o bien de salida 46, 48 de la segunda unidad de transmisión 14
- 25 (distancia entre ejes $a_1 \neq a_2$) pueden realizarse con el sistema de transmisión 10 saltos de marchas variables, tanto para un sistema de transmisión conforme a la Figura 1 como para un sistema de transmisión conforme a la Figura 2. En este caso, las ruedas dentadas de sincronización enfrentadas en los árboles de transmisión 50, 52 respectivos ya no serían del mismo diámetro, pero el resto de la estructura del sistema de transmisión 10 permanecería invariable. Un ejemplo para una combinación de ruedas dentadas con diferentes distancias entre ejes (distancia entre ejes $a_1 \neq a_2$) está representado en las Tablas 5 y 6 para un sistema de transmisión 10 con una segunda unidad de transmisión 14 configurada como transmisión de doble embrague conforme a la Figura 2. Para el ejemplo representado en las Tablas 5 y 6 de una combinación de números de dientes de las ruedas dentadas de sincronización 58, 60, 62, 64, 66, 68, 70, 72 y de las ruedas dentadas 86, 88, 90, 92 se alcanzan saltos de marchas de, por ejemplo, 23% a 36%, eligiéndose para este ejemplo para la primera rueda dentada 54, la segunda rueda dentada 56, la rueda dentada 82 y la rueda dentada 84 los números de dientes correspondientes con 45, 51, 86 y 86.
- 30
- 35

Tabla 5 (Sistema de transmisión 10 con segunda unidad de transmisión 14 como transmisión de doble embrague, distancia entre ejes $a_1 = 131$ mm y $a_2 = 139$ mm):

	Marcha	Salto de marcha [%]
	1	-
	2	36,6
	3	33,0
45	4	29,2
	5	22,6
	6	25,9
	7	24,4
	8	23,9

Tabla 6 (Sistema de transmisión 10 con segunda unidad de transmisión 14 como transmisión de doble embrague, distancia entre ejes $a_1 = 131$ mm y $a_2 = 139$ mm):

	Rueda dentada de sincronización/rueda dentada	Número de dientes
55	58	86
	60	72
	62	57
	64	39
	66	94
60	68	80
	70	65
	72	47
	86	45
	88	59

90
9274
92

5 Con los conceptos de transmisión representados en las Figuras 1 y 2, un fabricante de vehículos puede ofrecer un sistema de transmisión 10 que pueda cumplir las más diversas aplicaciones y exigencias en el sector específico agrícola y de vehículos industriales, sin que con ello se tengan que desarrollar y fabricar conceptos de transmisiones básicamente diferentes.

10 La Figura 3 muestra un sistema de caja de engranajes 130 conforme a la invención para un sistema de transmisión 10 conforme a los ejemplos de realización representados en las Figuras 1 y 2. El sistema de caja de engranajes 130 es modular, es decir, está constituida por varias partes de la caja o módulos de caja 132, 134, 136 separables uno de otro y presenta un primer módulo de caja 132 para la primera unidad de transmisión 12, un segundo módulo de caja 134 para la segunda unidad de transmisión 14 y un tercer módulo de caja 136 para la tercera unidad de transmisión 16. El primer módulo de caja 132 comprende una pared 138 de la caja del lado de la entrada y una pestaña 140 de la caja del lado de salida. El segundo módulo de caja 134 comprende una pared 142 de la caja en el lado de entrada y una pestaña 144 de la caja en el lado de salida. El tercer módulo de caja 136 comprende una pestaña 146 de la caja en el lado de entrada, una pared 148 de la caja en el lado de salida y puntos de fijación 150 dispuestos en el interior entre ellas. La pestaña 140 de la caja del primer módulo de caja 132 está fijada a la pared de la caja del segundo módulo de caja 134 y la pestaña 146 de la caja del tercer módulo de caja 136 está fijada al segundo módulo de caja 134. El sistema de caja de engranajes 130 comprende, además, una pared 152 de apoyo de la caja para el segundo módulo de caja 134 y una pared 154 de apoyo de la caja para el tercer módulo de caja 136, siendo fijable la pared de apoyo 152 de la caja para el segundo módulo de caja 134 a la pestaña 144 de la caja del segundo módulo de caja 134 y la pared de apoyo 154 de la caja para el tercer módulo de caja 136 a los puntos de fijación 150 dispuestos en el interior del tercer módulo de caja 136. La fijación de los distintos módulos de caja entre sí tiene lugar a través de atornillamientos convencionales (no mostrados) con correspondientes juntas entre la superficie de separación de los distintos módulos de caja 132, 134, 136. El tercer módulo de caja 136 está atornillado, en el caso del ejemplo de realización representado en la Figura 3, directamente con la pestaña 144 de la caja del segundo módulo de caja 134. La pestaña 144 de la caja del segundo módulo de caja 134 está dimensionado de manera que la pared de apoyo 152 de la caja para el segundo módulo de caja 134 es fijado a una superficie de fijación 156 interna de la pestaña 144 de la caja, y la pestaña 146 de la caja del lado de entrada del tercer módulo de caja 136 es fijado a una superficie de fijación 158 externa de la pestaña 144 de la caja, de modo que ventajosamente sólo se forma una superficie de separación entre el segundo y el tercer módulo de caja 134, 136.

35 Los puntos de fijación 150 dispuestos en el interior del tercer módulo de caja 136 están dispuestos dentro del módulo de caja 136 de manera que con el módulo de caja 136 montado, la pared de apoyo 154 de la caja montada del tercer módulo de caja 136 está dispuesto entre el par de ruedas dentadas 100, 110 con el dispositivo de embrague 98 y los pares de ruedas dentadas 104, 112 o bien 106, 114 con el dispositivo de embrague 102. Un sistema de este tipo posibilita poder realizar de forma sencilla y económica un cambio o intercambio del par del ruedas dentadas 100, 110 del dispositivo de embrague 98 en la tercera unidad de transmisión 16, es decir, del par de ruedas dentadas 100, 110, con el cual se puede variar el número de revoluciones de salida máximo, sin tener que desmontar por completo la tercera unidad de transmisión 16.

45 Los árboles de transmisión 50, 52 dispuestos en la segunda unidad de transmisión 14 están dispuestos, con relación al sistema de la caja de engranajes 130 representada en la Figura 3, por encima del árbol de entrada y de salida 46, 48 tal como se representa de forma esquemática en la Figura 4. Los dispositivos de embrague 74, 76, 78, 80 en la segunda unidad de transmisión 14 comprenden en este caso actuadores electromagnéticos 160 que, con relación a la caja de engranajes o bien módulo de caja 134 de la segunda unidad de transmisión 14 están dispuestos por debajo del árbol de salida 48. Los árboles de transmisión 50, 52 se encuentran, con ello, en la parte superior de la caja de engranajes o bien módulo de caja 134 y están situados ventajosamente por encima del nivel de aceite del sistema de transmisión 10, con lo que se reducen pérdidas por batida o bien se puede alcanzar un grado de acción mejorado. Los actuadores electromagnéticos 160, que generan fuerzas de conexión para la sincronización a los dispositivos de embrague 74, 76, 78, 80 o bien que continúan conduciendo las fuerzas de transmisión a correspondientes dispositivos de conexión (no representados) se encuentran por debajo del árbol de salida 48 de la segunda unidad de transmisión 14 en la corriente de aceite del sistema de transmisión 10 y, con ello, pueden enfriarse de manera óptima. Con el fin de alcanzar propiedades de conexión de carga particularmente buenas, en el caso del sistema de una transmisión de doble embrague para la segunda unidad de transmisión 14 para cada uno de los dispositivos de embrague 126, 128 está dispuesta una válvula proporcional gobernable de manera independiente propia.

60 En otra ejecución de la invención puede estar previsto un módulo de caja 160 intermedio para una unidad de transmisión intermedia 164, que presenta una pestaña 166, 168 de la caja en el lado de entrada y en el lado de salida. Un ejemplo de realización de este tipo está representado en la Figura 5. La pestaña 166 de la caja del lado de entrada está diseñado en este caso de manera que ésta puede ser fijada en la pestaña 144 de la caja del lado de

salida, tal como se describe en el ejemplo de realización conforme a la Figura 3, en la pared 152 de apoyo de la caja del segundo módulo de caja 134. La pestaña 168 de la caja del lado de salida está diseñada de modo que ésta puede ser fijada a la pestaña 146 de la caja del lado de entrada del tercer módulo de caja 136. Con ello, para el caso de que se desee, por ejemplo, una unidad de transmisión intermedia 164 en forma de un módulo de marcha muy lenta o de otra transmisión se reduce a un mínimo la complejidad del montaje. El módulo de caja 162 intermedio puede presentar puntos de apoyo 170 correspondientes situados en el interior, por ejemplo en forma de bridas u otros dispositivos de fijación, sobre los que pueden apoyarse elementos de construcción de la unidad de transmisión intermedia 164 tal como, por ejemplo, una etapa de transmisión de ruedas dentadas.

Para una unidad de transmisión 18 adicional o cuarta puede estar previsto otro módulo de caja (no representado) que presenta una pestaña de la caja del lado de entrada. Ésta puede ser fijada a una pestaña de conexión (no representada) dispuesta entre la pestaña 146 de la caja del lado de entrada y la pared 148 de la caja del lado de salida del tercer módulo de caja 136. Ésta última puede estar dispuesta, por ejemplo, sobre el lado inferior del tercer módulo de caja 136, representando la cuarta unidad de transmisión 18 un módulo de accionamiento o bien unidad de accionamiento para una tracción de las ruedas delanteras. El par de ruedas dentadas 116, 124 que se extiende a través de la pestaña de conexión y la pestaña de la caja del lado de salida del cuarto módulo de caja proporciona en este caso el momento de accionamiento necesario para una tracción de las ruedas delanteras, formándose el par de ruedas dentadas 116, 124 por la rueda dentada 116 dispuesta sobre el árbol de salida 96 de la tercera unidad de transmisión 16 y por la rueda dentada 124 dispuesta en la cuarta unidad de transmisión 18. Como ya se ha mencionado precedentemente, pueden conectarse además todavía otros módulos de caja (no representados) al sistema de la caja de engranajes 130 modular existente. Así, por ejemplo, a través de otra pestaña de conexión al tercer módulo de caja 136 puede conectarse un módulo de bloqueo de aparcamiento que posibilita el bloqueo de la rueda dentada 108 dispuesta sobre el árbol de entrada o de salida 94, 96 de la tercera unidad de transmisión 16. Otras posibilidades de conexión para módulos de caja adicionales pueden estar previstos en la pared 148 de la caja del tercer módulo de caja 136, por ejemplo para conectar, por ejemplo, un engranaje diferencial (no representado) o una transmisión de árbol de toma (no representada) a la que se conectan a través del árbol de transmisión 41 o bien árbol de salida 96 que se extienden a través de la pared 148 de la caja del tercer módulo de caja 136.

El concepto del sistema de la caja de engranajes 130 está configurado según ello de manera que en el segundo módulo de caja 134 está configurada una pared 142 de la caja, a la que se puede montar el módulo de caja 132 de la primera unidad de transmisión 12 configurada como transmisión reversible. Conforme a la realización arriba representada, el segundo módulo de caja 134 posee en su lado de salida una abertura tan grande que los cuatro árboles del segundo módulo de caja 46, 48, 50, 52 pueden ser montados conjuntamente y al mismo tiempo junto con sus dispositivos de conexión como una unidad. Esto permite un montaje previo completo de los cuatro árboles 46, 48, 50, 52 de la segunda unidad de transmisión 14 y su ajuste necesario de la holgura axial de ruedas dentadas de sincronización 58, 60, 62, 64, 66, 68, 70, 72 y de la holgura axial de las unidades de sincronización 74, 76, 78, 80 fuera del sistema de la caja de engranajes 10. Además, en el caso de una pluralidad de diferentes realizaciones de la segunda unidad de transmisión 14 (por ejemplo como cambio manual o como transmisión de doble embrague) en relación con las transmisiones y saltos de marchas, puede tener lugar un control sencillo antes de que sean montados los árboles 46, 48, 50, 52 de la segunda unidad de transmisión 14 en el módulo de caja 134 o bien en el sistema modular 130 de la caja. Esto último evita posibles errores de elección o bien de montaje.

Un sistema de transmisión 10 o bien sistema de la caja de engranajes 130 conforme a la invención ofrece una elevada flexibilidad en la elección de las más diversas transmisiones para las distintas marchas y sus marchas ulteriores. Saltos de marchas constantes como también variables son fáciles de realizar y pueden adaptarse o bien modificarse también posteriormente fácilmente a los requisitos de los clientes. El grado de acción o bien las pérdidas de potencia del sistema de transmisión 10 representada presentan a lo largo de todo el intervalo de carga un transcurso continuo discreto, dándose por el sistema representada de los distintos componente del sistema de transmisión 10 las mejores premisas para buenos grados de acción. La adaptación de las velocidades máximas en la tercera unidad de transmisión 16 es posible de manera particularmente sencilla y precisa, de modo que pueden cumplirse los deseos de los clientes y las prescripciones legales en un amplio margen, no siendo ya necesario adaptar la transmisión de otras unidades de transmisión conectadas al sistema de la caja de engranajes, por ejemplo la de una transmisión diferencial o la de una tracción de las ruedas delanteras.

REIVINDICACIONES

1. Sistema de transmisión (10) para un vehículo agrícola, con una primera unidad de transmisión (12), una segunda unidad de transmisión (14) acoplada a la anterior en el lado de salida y una tercera unidad de transmisión (16) acoplada a la anterior en el lado de salida, comprendiendo la segunda unidad de transmisión (14) un árbol de entrada (46), un árbol de salida (48) y dos árboles de transmisión (50, 52), pudiendo ser llevado a unión de accionamiento el árbol de entrada (46) con los árboles de transmisión (50, 52) y pudiendo ser llevados a unión de accionamiento los árboles de transmisión (50, 52) con el árbol de salida (48), y en donde la tercera unidad de transmisión (16) comprende un árbol de entrada (94) que puede ser llevado a unión de accionamiento con un árbol de salida (96) dispuesto paralelo al anterior, estando configurada la primera unidad de transmisión (12) como engranaje planetario, y una rueda principal (22), el árbol de entrada (46) y el árbol de salida (48) de la segunda unidad de transmisión (14), así como el árbol de entrada (94) de la tercera unidad de transmisión (16) están dispuestos coaxialmente entre sí, en donde una salida de la primera unidad de transmisión (12) está unida sin libertad de giro con el árbol de entrada (46) de la segunda unidad de transmisión (14) y el árbol de salida (48) de la segunda unidad de transmisión (14) está unida sin libertad de giro con el árbol de entrada (94) de la tercera unidad de transmisión (16).
2. Sistema de transmisión (10) según la reivindicación 1, **caracterizado por que** el árbol de entrada (46) de la segunda unidad de transmisión (14) y el árbol de salida (48) de la segunda unidad de transmisión (14) presentan un lugar de apoyo (93) común.

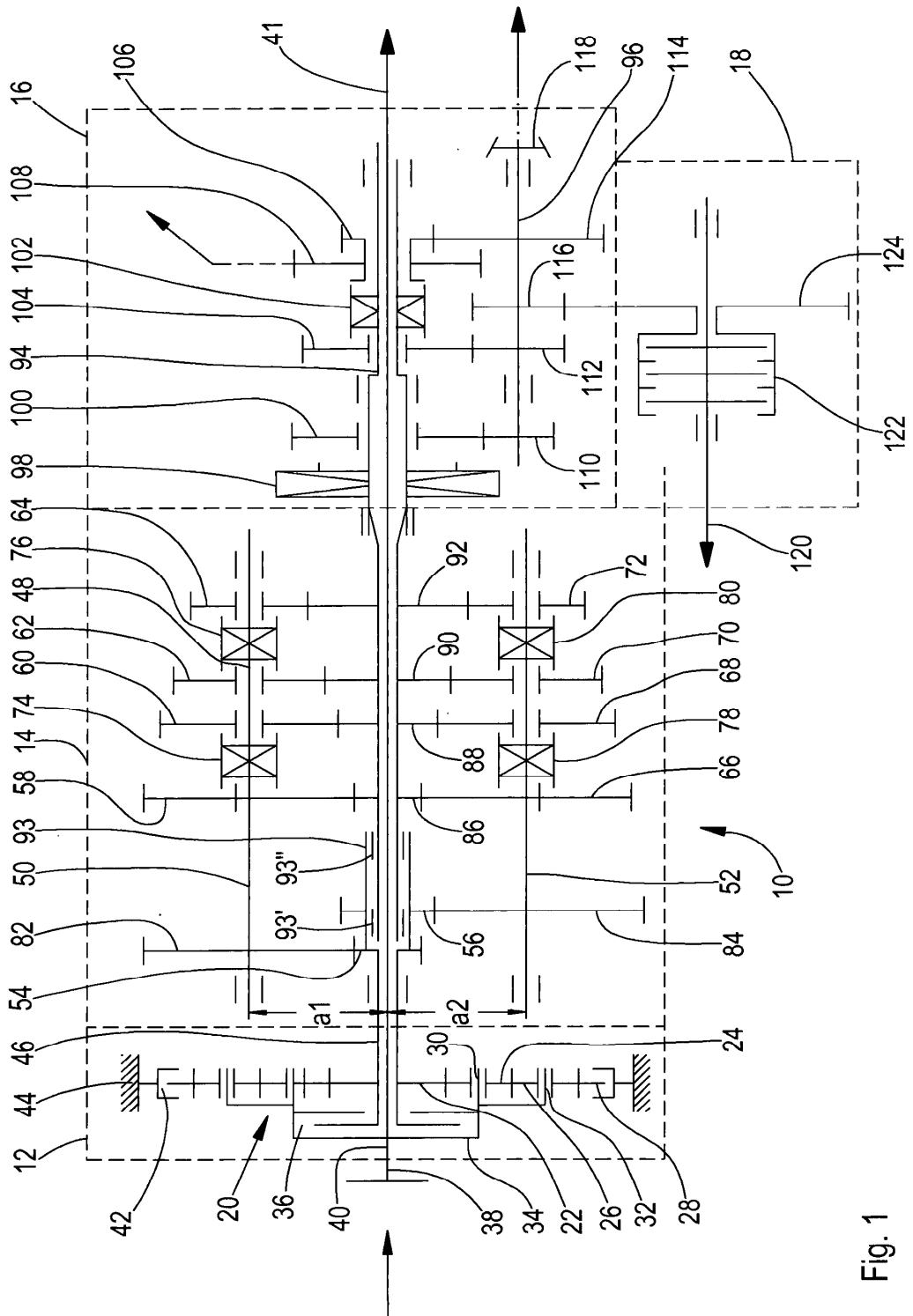


Fig. 1

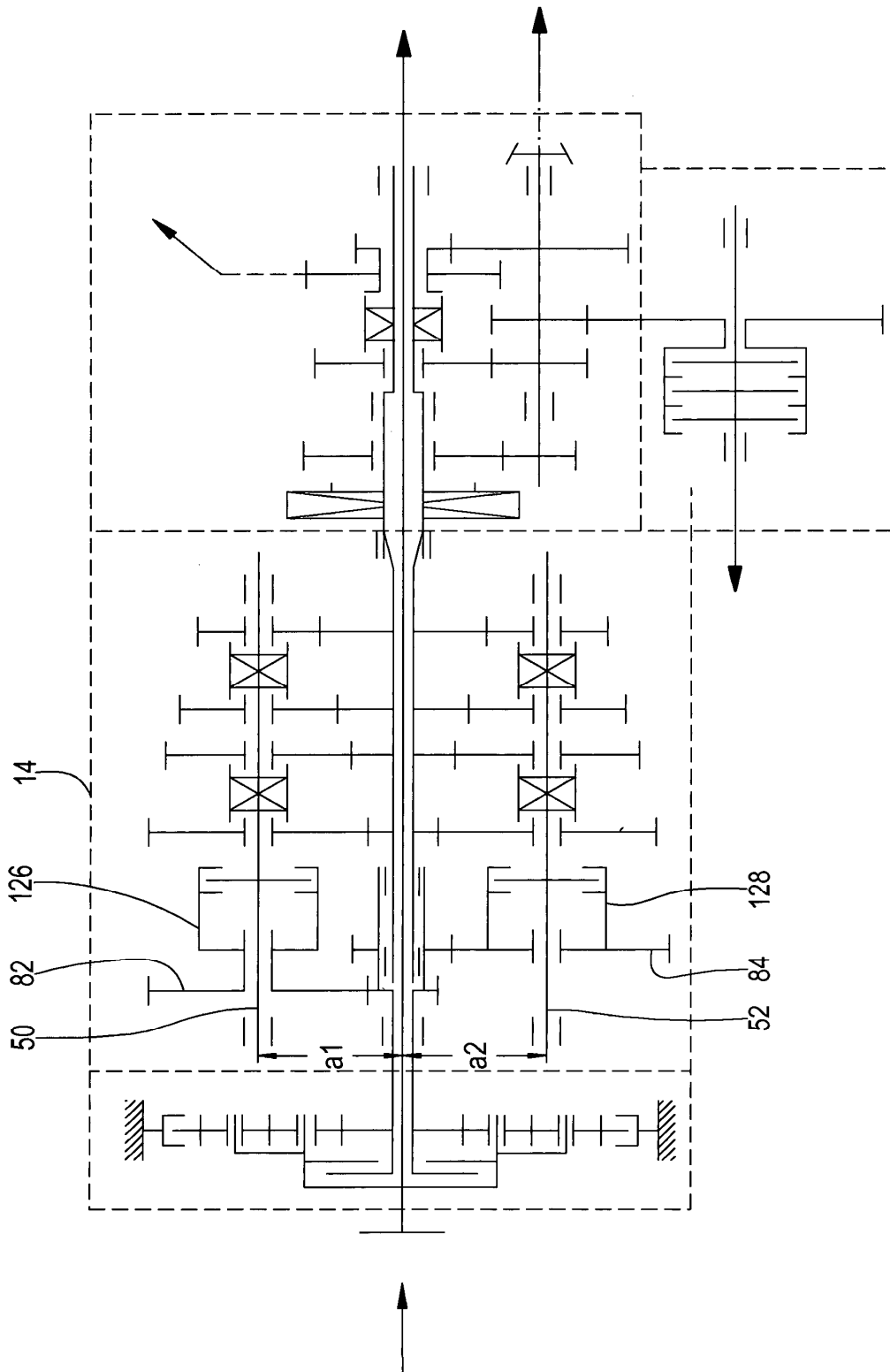


Fig. 2

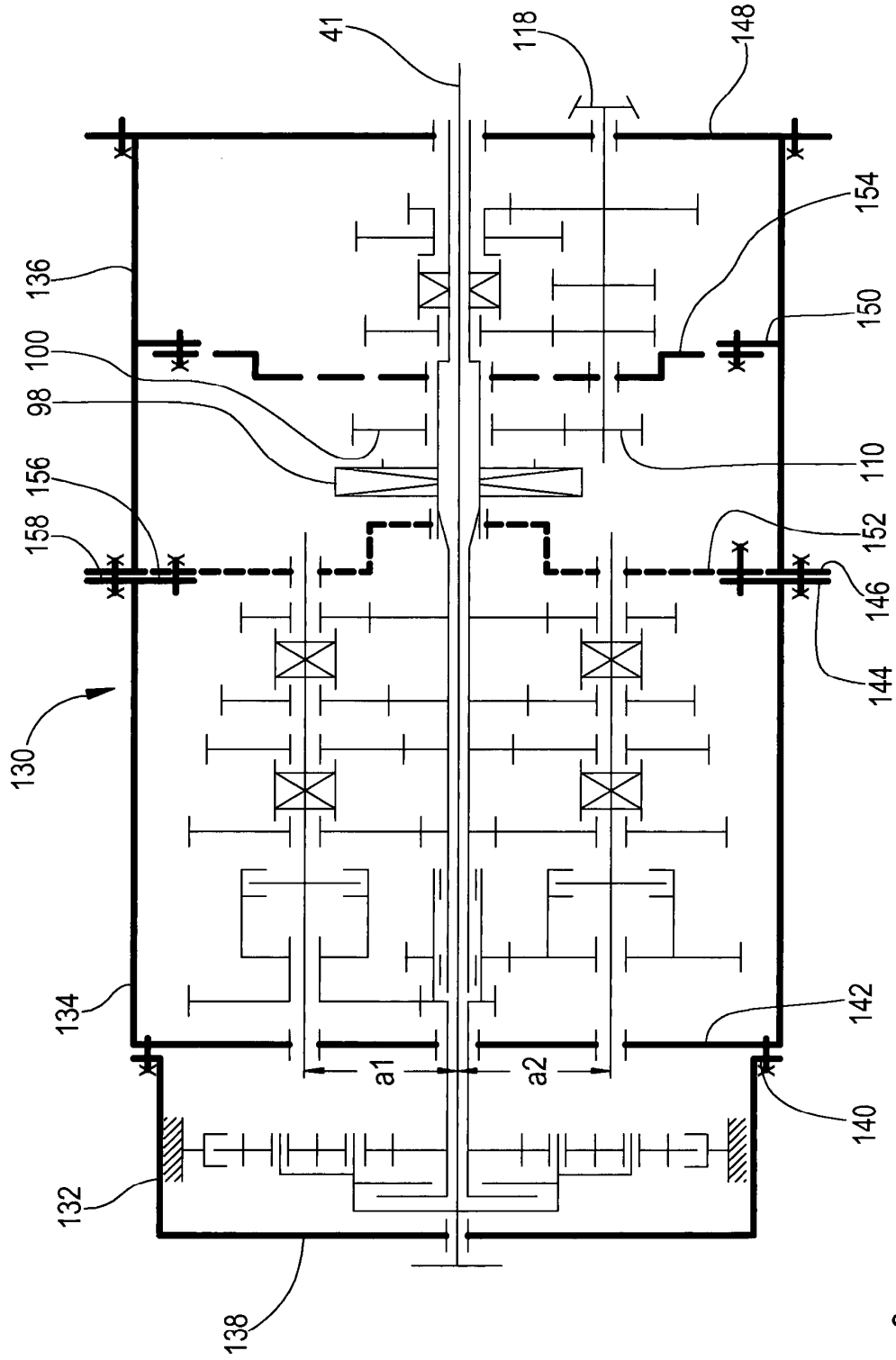


Fig. 3

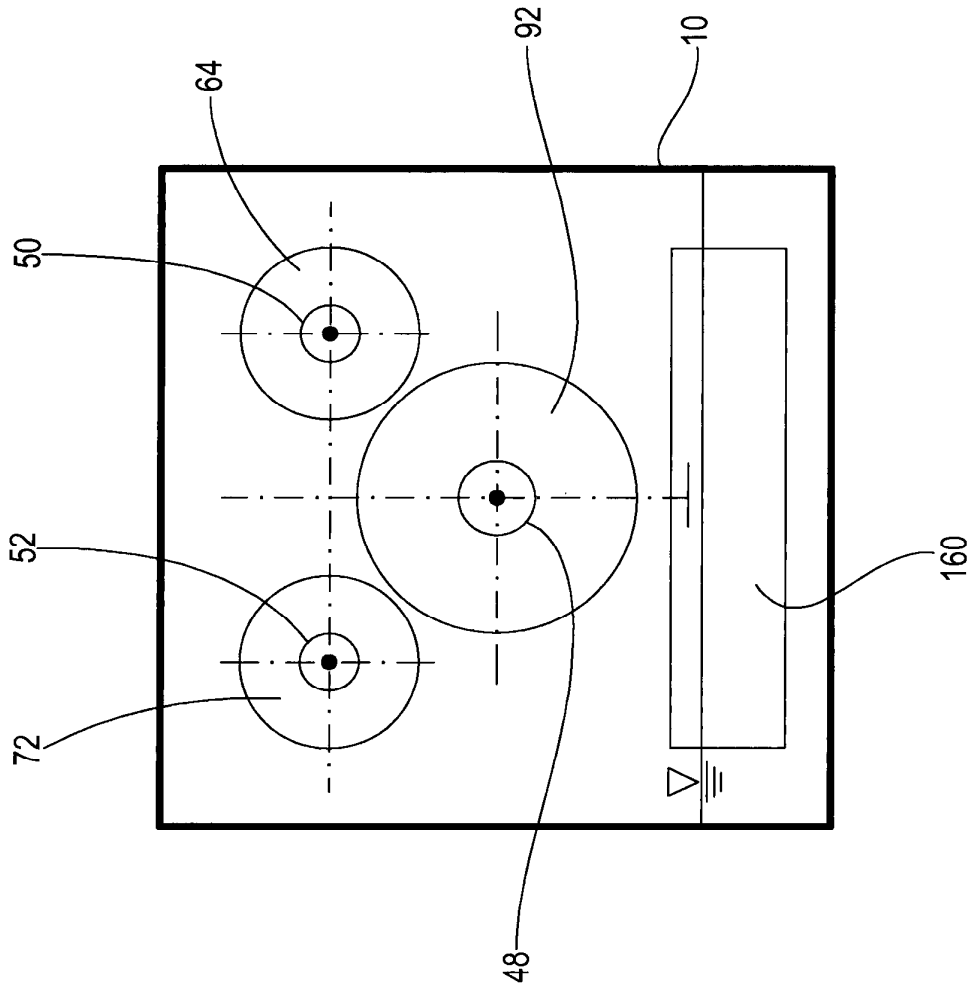


Fig. 4

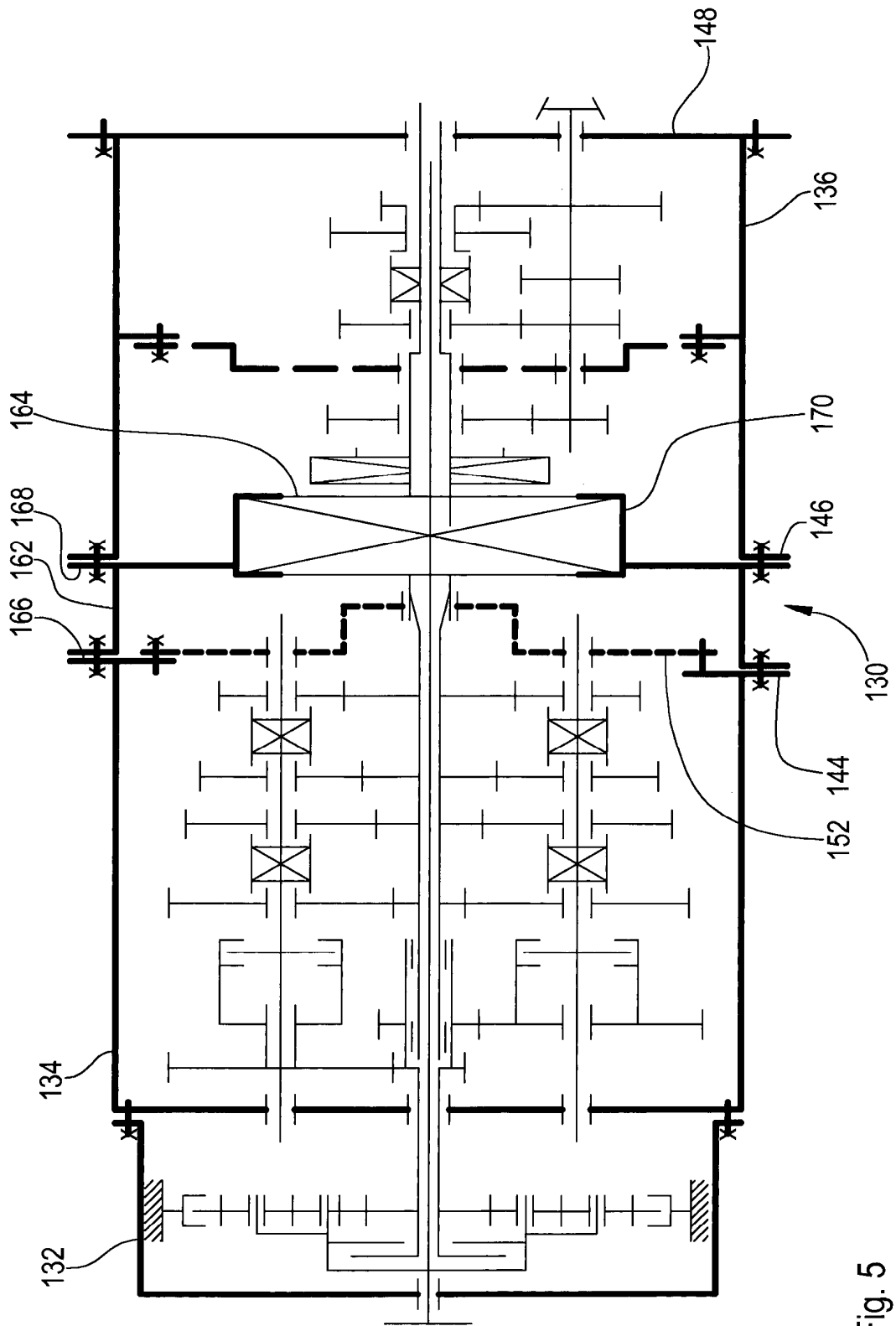


Fig. 5