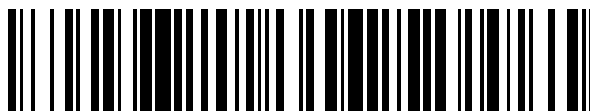


19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 663 434**

51 Int. Cl.:

<b>F16H 57/021</b>	(2012.01)
<b>F16H 1/26</b>	(2006.01)
<b>F16H 57/00</b>	(2012.01)
<b>F16H 3/091</b>	(2006.01)
<b>F16H 1/20</b>	(2006.01)
<b>F16H 1/22</b>	(2006.01)
<b>F16H 57/02</b>	(2012.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

- 86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **05.04.2013 PCT/SE2013/050372**
- 87 Fecha y número de publicación internacional: **17.10.2013 WO13154487**
- 96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **05.04.2013 E 13775467 (7)**
- 97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **27.12.2017 EP 2836743**

54 Título: **Unidad de engranaje de vehículo móvil**

30 Prioridad:

**12.04.2012 SE 1250367**

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

**12.04.2018**

73 Titular/es:

**AUTOINVENT TRANSIP AB (100.0%)  
Backa 102  
790 23 Svärdsjö, SE**

72 Inventor/es:

**BENNSTEDT, NIKLAS**

74 Agente/Representante:

**ISERN JARA, Jorge**

ES 2 663 434 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**

Unidad de engranaje de vehículo móvil

## 5 Campo de la invención

La presente invención se refiere además a una unidad de engranaje de vehículo móvil que comprende un árbol de entrada y un árbol de salida sustancialmente paralelo con dicho árbol de entrada, estando la unidad de engranaje configurada para proporcionar una relación de transmisión no unitaria entre dicho árbol de entrada y dicho árbol de salida mediante una disposición de árbol secundario.

Antecedentes de la invención

La conciencia y la preocupación del público con respecto al impacto ambiental de los transportes están aumentando rápidamente. Para cumplir tal preocupación y conciencia, se diseñan vehículos de accionamiento eléctrico y vehículos de bajo consumo de combustible. Un aspecto importante de un vehículo de accionamiento eléctrico y de un vehículo de bajo consumo de combustible consiste en que el peso del vehículo debe ser bajo, para reducir el consumo de energía y combustible, respectivamente. Dado que el motor habitualmente gira a unas rpm relativamente altas, ya sea un motor eléctrico o un propulsor accionado por gasolina, gasóleo, biogás o etanol, se necesita una unidad de engranaje para reducir la velocidad de rotación del motor o el propulsor a una velocidad adecuada para girar las ruedas de accionamiento del vehículo.

El documento US 4,297,906 divulga una caja de engranajes para un vehículo con un peso algo reducido. La caja de engranajes del documento US 4,297,906 es, sin embargo, todavía demasiado pesada para su uso eficiente en vehículos eléctricos y vehículos de bajo consumo de combustible, en particular cuando está diseñada para los pares relativamente altos habitual de los motores eléctricos. El documento FR 1 522 323 A divulga una unidad de engranaje de vehículo móvil según el preámbulo de la reivindicación 1.

Los documentos DE 1 053 270 B y DE 196 54 896 A1 divulgan unidades de engranaje genéricas.

Existe la necesidad de una unidad de engranaje que ofrezca mayor confiabilidad, menor peso y menor coste de fabricación.

Sumario de la invención

Un objetivo de la presente invención consiste en resolver, o al menos mitigar, partes o todos los problemas mencionados anteriormente.

Según la invención, los problemas mencionados anteriormente se resuelven, o al menos se mitigan, mediante una unidad de engranaje de vehículo móvil que comprende un árbol de entrada y un árbol de salida sustancialmente paralelo a dicho árbol de entrada, estando la unidad de engranaje configurada para proporcionar una relación de transmisión entre dicho árbol de entrada y dicho árbol de salida mediante una disposición de árbol secundario, estando el árbol de salida provisto de un engranaje accionado engranado con un engranaje de accionamiento de dicha disposición de árbol secundario y estando el árbol de entrada provisto de un engranaje de accionamiento engranado con un engranaje accionado de dicha disposición de árbol secundario, siendo la relación de transmisión no unitaria tal que un engranaje del engranaje accionado del árbol de salida y el engranaje de accionamiento del árbol de entrada estarán dispuestos para funcionar a un par relativamente menor, y el otro engranaje estará dispuesto para funcionar a un par relativamente mayor, siendo dicho par relativamente mayor que dicho par relativamente menor; estando el árbol de entrada articulado al árbol de salida en una disposición de cojinete de empuje principal que está dispuesta en un rebaje axial del árbol de salida y limita el movimiento axial del árbol de entrada con relación al árbol de salida en dos direcciones axiales; siendo dicho engranaje accionado de dicho árbol de salida helicoidal de una primera mano; siendo dicho engranaje de accionamiento de dicho árbol de entrada helicoidal de una segunda mano, siendo dicha segunda mano la misma que la primera mano para una relación de transmisión positiva y opuesta a dicha primera mano para una relación de transmisión negativa; y estando dicho engranaje dispuesto para funcionar a un par relativamente menor que tiene un ángulo de hélice que excede el ángulo de hélice de dicho engranaje dispuesto para funcionar a un par relativamente mayor. En dicha unidad de engranaje, cuando se suministra un par al árbol de entrada en una dirección de entrada, el empuje axial generado por el engranaje accionado del árbol de salida se dirigirá en dicha primera dirección axial. El empuje axial generado por el engranaje de accionamiento del árbol de entrada se dirigirá en una segunda dirección axial, que es sustancialmente opuesta a dicha primera dirección axial. Por lo tanto, los empujes axiales de los árboles de entrada y salida serán de direcciones opuestas y se aplicarán a la misma ubicación, es decir, donde los árboles están unidos por la disposición de cojinete de empuje principal. Tal unidad de engranaje puede usarse para llevar a cabo el método descrito anteriormente en el presente documento, y por lo tanto se refiere al mismo concepto inventivo. La diferencia en los ángulos de hélice funcionará para hacer que las magnitudes de dichos empujes sean más iguales, a fin de aumentar el grado en que dichos empujes axiales se anulan al menos parcialmente entre sí en dicha disposición de cojinete de empuje principal. El empuje axial resultante que actúa sobre los árboles de entrada y

5 salida estará por lo tanto limitado. Gracias a que los árboles de entrada y salida están dispuestos para aplicar sus empujes axiales respectivos a la misma disposición de cojinete de empuje principal axialmente no deformable, se reduce el movimiento axial y radial de los árboles. Esto permite un juego entre dientes de engranajes más ajustado, lo que prolonga la vida útil de la unidad de engranaje. Además, el movimiento axial reducido reduce el deslizamiento del elemento rodante en los cojinetes de empuje axiales.

10 Según una realización, dicho árbol de salida está dispuesto en un primer lado de dicha disposición de cojinete de empuje principal, y dicho árbol de entrada está dispuesto en un segundo lado de dicha disposición de cojinete de empuje principal, siendo dicho segundo lado opuesto a dicho primer lado.

15 Según la invención, dicha disposición de cojinete de empuje principal es una disposición de cojinete de empuje bidireccional para limitar el movimiento axial del árbol de salida en dos direcciones axiales. De este modo, las fuerzas axiales se anulan en el soporte del cojinete de empuje principal o en el cojinete de empuje principal, según sea el caso, independientemente de la dirección de rotación o del par de entrada de la unidad de engranaje.

20 Según una realización, dicho árbol de entrada está conectado a una fuente de energía, tal como un motor eléctrico o un motor de combustión interna, para accionar el árbol de entrada en una dirección de entrada de rotación y la mano de dicho engranaje accionado de dicho árbol de salida es orientado para aplicar el empuje axial del árbol de salida en dicha primera dirección axial cuando la fuente de energía transmite el par al árbol de entrada en dicha dirección de entrada. Implícitamente, el empuje axial del árbol de salida se aplicará de ese modo en dicha segunda dirección axial sustancialmente opuesta a dicha primera dirección axial. Al tener la unidad de engranaje del vehículo móvil conectada a una fuente de energía, para recibir energía rotativa, principalmente, en dicha dirección de entrada a partir de la misma, es posible diseñar la unidad de engranaje para resistir un mayor par en la dirección de entrada predeterminada que en una dirección de rotación opuesto a dicha dirección de entrada. De ese modo, se puede ahorrar peso y la construcción puede ser más sencilla, ya que el/los cojinete(s) de empuje puede(n) ser unidireccionales, y/o las paredes de la carcasa pueden hacerse más delgadas.

30 Según una realización, cada uno de dichos árboles de entrada y salida está precargado axialmente en una disposición de precarga. Cada uno de dichos árboles de entrada y salida puede precargarse en una disposición de precarga entre un par de cojinetes de precarga auxiliar, o entre una disposición de cojinete de empuje principal y un cojinete de precarga auxiliar. En este último caso, la disposición de cojinete de empuje principal tendrá la doble función de cancelar las cargas axiales dinámicas y actuar como uno de los cojinetes de precarga de una disposición de precarga. Los cojinetes auxiliares de precarga se pueden ubicar, por ejemplo, en las paredes de extremo respectivas de una carcasa de unidad de engranaje. Al dirigir el empuje axial dinámico a una única ubicación axialmente rígida, donde los empujes se anulan al menos parcialmente cuando la unidad de engranaje es accionada en una dirección de accionamiento de avance, de carga alta, pudiendo la magnitud de la fuerza de precarga seleccionarse más libremente y con una mayor precisión. En el caso de los cojinetes de rodillos cónicos, una precarga axial precisa reduce el deslizamiento y pone una mayor parte de los elementos rodantes del cojinete en contacto con las pistas interior y exterior del cojinete durante una mayor parte de cada vuelta del árbol respectivo, compartiendo con ello la carga axial, más exactamente, entre los elementos rodantes. Por esta razón, un cojinete de empuje correctamente precargado tiene, generalmente, una vida útil más larga que un cojinete de empuje no precargado. Sin embargo, un cojinete de empuje precargado demasiado grande tiene, generalmente, una vida útil más corta que un cojinete no precargado. Al anular una parte importante de las fuerzas axiales dinámicas, la precarga de los árboles se puede mantener a un nivel inferior, más constante y más seleccionable con mayor precisión. Además, cualquier carcasa o estructura de soporte que lleva los cojinetes de empuje de precarga puede dimensionarse lo suficientemente rígida para la precarga estática, sin llegar a ser excesivamente pesada como lo habría sido si se requiriera para absorber también empujes axiales dinámicos pesados originarios del funcionamiento de engranajes helicoidales. También se hace posible disponer los cojinetes de empuje de precarga en un soporte flexible para proporcionar una fuerza de precarga axial constante y seleccionada. Además, la precarga axial también reduce en cierta medida el movimiento axial y radial de los árboles respectivos, prolongando, de ese modo, la vida útil deseada.

55 Según una realización, dichos árboles de entrada y salida son sustancialmente concéntricos. De este modo, un mínimo de par transversal actuará en el cojinete de empuje principal/soporte de cojinete de empuje principal y un mínimo de fuerza de flexión actuará en el árbol de salida. A lo largo de esta divulgación, "sustancialmente concéntrico" debe interpretarse como un eje central de al menos uno de los árboles de entrada y el árbol de salida que se extiende a través de una superficie definida por los límites exteriores de un cojinete de empuje que soporta el otro árbol.

60 Según una realización, dicho engranaje accionado de dicho árbol de salida tiene un diámetro de paso de engranaje accionado por árbol de salida  $D_{out}$  y un ángulo de hélice de engranaje accionado por árbol de salida  $\Psi_{out}$ ; dicho engranaje de accionamiento de dicho árbol de entrada tiene un diámetro de paso de engranaje de accionamiento del árbol de entrada  $D_{in}$  y un ángulo de hélice del engranaje de accionamiento del árbol de entrada  $\Psi_{in}$ ; y dicho engranaje accionado de dicho árbol de salida y dicho engranaje de accionamiento de dicho árbol de entrada cumplen una condición correspondiente a

$$0,2 < \left| I_{\text{tot}} \frac{D_{\text{in}} \tan \psi_{\text{out}}}{D_{\text{out}} \tan \psi_{\text{in}}} \right| < 5,$$

en el que  $I_{\text{tot}}$  es la relación de transmisión de dicha unidad de engranaje. De ese modo, la fuerza axial resultante se reduce todavía más. Preferentemente,

$$0,5 < \left| I_{\text{tot}} \frac{D_{\text{in}} \tan \psi_{\text{out}}}{D_{\text{out}} \tan \psi_{\text{in}}} \right| < 2,$$

de modo que los empujes axiales de entrada y salida se anulen en mayor medida que antes en el cojinete de empuje principal o en el soporte de cojinete de empuje principal, según sea el caso.

Según una realización, dicha disposición de árbol secundario comprende al menos un árbol secundario, y opcionalmente una pluralidad de árboles secundarios sustancialmente paralelos conectados en serie, estando cada árbol secundario provisto de un engranaje de accionamiento helicoidal y un engranaje accionado helicoidalmente, siendo el engranaje accionado de cada árbol secundario de la misma mano que el engranaje de accionamiento del mismo árbol secundario. De ese modo, los empujes axiales de cada árbol secundario se anulan al menos parcialmente como una fuerza axial de compresión o de tracción dentro de cada árbol secundario respectivo.

Preferentemente, para cada árbol secundario  $i$  de dicho al menos un árbol secundario, o de dicha pluralidad opcional de árboles secundarios, el engranaje de accionamiento respectivo tiene un diámetro de paso del engranaje de accionamiento  $D_{\text{drive}, i}$  y un ángulo de hélice del engranaje de accionamiento  $\Psi_{\text{drive}, i}$ ; el engranaje accionado respectivo tiene un diámetro de paso del engranaje accionado  $D_{\text{driven}, i}$  y un ángulo de hélice del engranaje accionado  $\Psi_{\text{driven}, i}$ , siendo el ángulo de hélice del engranaje accionado  $\Psi_{\text{driven}, i}$  diferente del ángulo de hélice del engranaje de accionamiento  $\Psi_{\text{drive}, i}$ ; y

$$0,2 < |(D_{\text{drive}, i} \cdot \tan \Psi_{\text{driven}, i}) / (D_{\text{driven}, i} \cdot \tan \Psi_{\text{drive}, i})| < 5.$$

Bajo esta condición particular, los componentes de empuje axiales que actúan sobre cada árbol secundario se anulan entre sí en una mayor medida que antes. Incluso más preferentemente,

$$0,5 < |(D_{\text{drive}, i} \cdot \tan \Psi_{\text{driven}, i}) / (D_{\text{driven}, i} \cdot \tan \Psi_{\text{drive}, i})| < 2,$$

de manera que la mayoría de los componentes de empuje axiales que actúan sobre cada árbol secundario se anulen. Se apreciará que  $\Psi_{\text{drive}, i}$  no es necesario que sea idéntico a  $\Psi_{\text{driven}, i-1}$ ; tal puede ser el caso, por ejemplo, si los árboles respectivos no son exactamente paralelos.

Según una realización, dicha unidad de engranaje es un engranaje reductor. Y según una realización, dicha unidad de engranaje tiene una relación de transmisión, entre dicho árbol de entrada y dicho árbol de salida, de 30:1 o menos. Preferentemente, la relación de transmisión está en el intervalo de 20:1 a 0,5:1, y más preferentemente en el intervalo de 15:1 a 0,5:1. Los diseños de la unidad de engranaje divulgados en el presente documento son particularmente adecuados para los grandes pares de salida de un engranaje reductor y/o una unidad de engranaje de alta relación de transmisión.

Según una realización, dicha unidad de engranaje tiene una relación de transmisión fija. Tal diseño es relativamente compacto y confiable, por lo que es muy adecuado para vehículos eléctricos que tienen motores eléctricos que no requieren ninguna posibilidad de variar la relación de engranaje entre el motor eléctrico y las ruedas de accionamiento.

Según otra realización, la unidad de engranaje tiene una relación de transmisión variable. Tal unidad de engranaje es particularmente adecuada para vehículos de accionamiento eléctrico con alta velocidad máxima y vehículos con propulsores de combustión interna.

Según una realización, el engranaje accionado del árbol de salida está fijado axialmente al árbol de salida y el engranaje de accionamiento del árbol de entrada está fijado axialmente al árbol de entrada.

Según una realización, para cada árbol secundario de dicha disposición de árbol secundario, el engranaje accionado del árbol secundario está fijado axialmente con respecto al engranaje de accionamiento del árbol secundario.

Según una realización, para cada árbol de dicha unidad de engranaje, el juego de árbol angular  $\theta_s$  con relación a otro árbol de dicha unidad de engranaje cumple la condición

$$\theta_s < \tan^{-1}(0,11/n_G)$$

en la que  $n_G$  representa el número de dientes de un engranaje de dicho árbol, estando dicho engranaje engranado con un engranaje de dicho otro árbol.

5 Según una realización, el árbol de salida se estrecha hacia dentro en una dirección hacia una disposición de cojinete de empuje principal.

Breve descripción de los dibujos

10 Los objetivos mencionados anteriormente, así como los objetos, características y ventajas adicionales de la presente invención, se entenderán mejor a través de la siguiente descripción detallada no limitativa e ilustrativa de las realizaciones preferentes de la presente invención, con referencia a los dibujos adjuntos, donde los mismos números de referencia se usarán para elementos similares, en los que:

15 la figura 1 es una vista lateral esquemática de un vehículo de accionamiento eléctrico;  
 la figura 2 es una vista lateral esquemática de la unidad de accionamiento del vehículo de accionamiento eléctrico de la figura 1;  
 20 la figura 3 es una vista esquemática en perspectiva del engranaje de una unidad de engranaje de vehículo móvil;  
 la figura 4 es una vista superior esquemática en sección de una primera realización de una unidad de engranaje de vehículo móvil que comprende el engranaje de la figura 3 que no está reivindicada;  
 la figura 5a es una vista lateral esquemática en sección transversal, tomada a lo largo de la línea V-V, de la unidad de engranaje de la figura 4;  
 25 la figura 5b es una vista ampliada del área de la figura 5a definido por un rectángulo discontinuo;  
 la figura 6a es una vista lateral esquemática en sección transversal de una segunda realización de una unidad de engranaje según la invención;  
 la figura 6 b es una vista ampliada del área de la figura 6a definido por un rectángulo discontinuo;  
 la figura 7a es una vista lateral esquemática en sección transversal de una tercera realización de una unidad de engranaje según la invención;  
 30 la figura 7b es una vista ampliada del área de la figura 7a definido por un rectángulo discontinuo;  
 la figura 8a es una vista superior esquemática en sección transversal de una cuarta realización de una unidad de engranaje según la invención; y  
 la figura 8b es una vista lateral esquemática en sección transversal, tomada a lo largo de la línea B-Bb, de la unidad de engranaje de la figura 8 a.  
 35 la figura 9a es una vista lateral esquemática de una quinta realización de una unidad de engranaje según la invención;  
 la figura 9b es una vista lateral esquemática en sección transversal de la unidad de engranaje de la figura 9a.

Descripción detallada de las realizaciones ejemplares

40 Las unidades de engranaje de vehículos móviles de la técnica anterior tienen algunas debilidades. A modo de ejemplo, los árboles de una unidad de engranaje de vehículo móvil están sometidos a un empuje axial, que es absorbido por cojinetes de empuje en la carcasa de la unidad de engranaje. Por ejemplo, un motor eléctrico transmite niveles muy altos de par a la unidad de engranaje ya a bajas rpm; por lo tanto, la carga radial y axial en los cojinetes del árbol de entrada puede ser muy alta. La alta carga puede hacer que la carcasa de la unidad de engranaje se flexione o deforme, lo que conduce a un mayor juego de cojinete axial y que requiere un juego entre dientes de engranaje sustancial. Tal juego axial puede limitar la vida útil de la unidad de engranaje del vehículo móvil; por lo tanto, la carcasa de la unidad de engranajes debe diseñarse para absorber fuerzas sustanciales, lo que la hace pesada.

50 La dirección del empuje axial varía con la condición de carga en la unidad de engranaje del vehículo móvil; por lo tanto, los árboles no restringidos axialmente pueden trasladarse en la dirección axial dependiendo de las rpm y del par transmitido desde el motor eléctrico. Dentro de un cojinete, una pérdida de contacto entre los elementos rodantes y una superficie de carrera puede dar lugar a un contacto intermitente, deslizamiento entre la superficie de carrera y los elementos rodantes. Este fenómeno se denomina deslizamiento y puede aumentar el desgaste de los cojinetes. Aún más, los transitorios de torsión alternos, que se producen debido a un juego entre dientes sustancial, es decir, la holgura entre los dientes de engranajes de engrane, también contribuyen a acortar la vida útil de una unidad de engranaje de vehículo móvil.

60 La figura 1 ilustra esquemáticamente un vehículo 10 que comprende un cuerpo de automóvil 12 y una unidad de accionamiento 14. La unidad de accionamiento 14 comprende un motor 16. El motor 16 puede ser, por ejemplo, un motor eléctrico, un propulsor de desplazamiento, por ejemplo un propulsor de combustión interna, tal como propulsor de gasolina o propulsor de gasóleo, o un propulsor dinámico, como un propulsor a reacción. La unidad de accionamiento 14 comprende además un sistema de almacenamiento de energía 18, que puede ser un paquete de batería si el motor 16 es un motor eléctrico y un depósito de combustible si el motor 16 es un propulsor de

combustión interna, un árbol de accionamiento 20 para transferir la rotación a las ruedas de accionamiento 22 del vehículo 10, y una unidad de engranaje 24 del vehículo móvil que conecta el motor 16 al árbol de accionamiento 20.

Una velocidad de rotación habitual del motor 16 puede, a modo de ejemplo, estar entre 1000 y 20 000 rpm.

La figura 2 ilustra esquemáticamente la unidad de engranaje 24 del vehículo móvil. El motor 16 está conectado a las ruedas de accionamiento 22 (figura 1) a través de la unidad de engranaje 24, que reduce la alta velocidad de rotación del motor 16 a una velocidad inferior del árbol de accionamiento 20, y de las ruedas de accionamiento 22. Un árbol de salida de la unidad de engranaje 26 interconecta la unidad de engranaje 24 con el árbol de accionamiento 20 y las ruedas de accionamiento 22, y proporciona un movimiento rotatorio de baja velocidad y alto par, en una dirección de accionamiento 19, al ruedas de accionamiento 22, que convierten el movimiento rotatorio en un movimiento hacia adelante del vehículo 10. Un árbol de entrada de la unidad de engranaje 28 interconecta el motor 16 con la unidad de engranaje 24 y proporciona un movimiento rotatorio de alta velocidad y bajo par a la unidad de engranaje 24.

Las ruedas de accionamiento 22 habituales pueden, a modo de ejemplo, estar diseñadas para funcionar a una velocidad de rotación de entre 100 y 5000 rpm (revoluciones por minuto). La relación de transmisión total  $I_{tot}$  de la unidad de engranaje 24 puede definirse como la velocidad de rotación firmada del árbol de entrada 28 dividida por la velocidad de rotación firmada del árbol de salida 26, cuando ambos árboles 28, 26 se ven en una dirección desde el árbol de entrada 28 al árbol de salida 26. Cuando el árbol de entrada 28 gira en una dirección, y el árbol de salida 26 gira en la misma dirección, es decir, el signo de la rotación del árbol de entrada 28 es el mismo que el signo de la rotación del árbol de salida 26, entonces la relación de transmisión total  $I_{tot}$  será positiva (dividiendo números del mismo signo), y cuando el árbol de entrada 28 gira en una dirección, y el árbol de salida 26 gira en otra dirección, es decir, el signo de la rotación del árbol de entrada 28 es diferente del signo de la rotación del árbol de salida 26, entonces la relación de transmisión total  $I_{tot}$  será negativa (dividiendo números de diferentes signos). Por lo tanto, la relación de transmisión total  $I_{tot}$  de la unidad de engranaje 24 es, preferentemente, +/- 30:1 o menos.

La figura 3 ilustra el engranaje de la unidad de engranaje 24 con mayor detalle. El árbol de salida 26 está conectado al árbol de entrada 28 a través de una disposición de árbol secundario 29 que comprende un primer árbol secundario 30 y un segundo árbol secundario 32, que están conectados en serie. El árbol de salida 26 está provisto de un engranaje accionado 34, que está engranado con un engranaje de accionamiento 36 en el primer árbol secundario 30. El engranaje accionado 34 del árbol de salida 26 tiene un diámetro de paso mayor  $D_{out}$  que el diámetro de paso  $D_{drive, 1}$  correspondiente del engranaje de accionamiento 36 del primer árbol secundario 30, de manera que el acoplamiento del engranaje accionado 34 del árbol de salida 26 con el engranaje de accionamiento 36 del primer árbol secundario 30 proporciona un primer reductor, de relación de transmisión  $I_1$ , de la velocidad de giro desde el primer árbol secundario 30 al árbol de salida 26.

El primer árbol secundario 30 está provisto de un engranaje accionado 38, que está engranado con un engranaje de accionamiento 40 en el segundo árbol secundario 32. El engranaje accionado 38 del primer árbol secundario 30 tiene un diámetro de paso mayor  $D_{driven, 1}$  que el diámetro de paso  $D_{drive, 2}$  correspondiente del engranaje de accionamiento 40 del segundo árbol secundario 32, de manera que el acoplamiento del engranaje accionado 38 del primer árbol secundario 30 con el engranaje de accionamiento 40 del segundo árbol secundario 32 proporciona una segunda reducción, de la relación de transmisión  $I_2$ , de la velocidad rotatoria desde el segundo árbol secundario 32 al primer árbol secundario 30.

El segundo árbol secundario 32 está provisto de un engranaje accionado 42, que está engranado con un engranaje de accionamiento 44 en el árbol de entrada 28. El engranaje accionado 42 del segundo árbol secundario 32 tiene un diámetro de paso mayor  $D_{driven, 2}$  que el diámetro de paso  $D_{in}$  correspondiente del engranaje de accionamiento 44 del árbol de entrada 28, de manera que el engranaje del engranaje accionado 42 del segundo árbol secundario 32 con el engranaje de accionamiento 44 del árbol de entrada 28 proporciona una tercera reducción, de la relación de transmisión  $I_3$ , de la velocidad rotatoria desde el árbol de entrada 28 al segundo árbol secundario 32. Por lo tanto, la unidad de engranaje 24 comprende tres etapas de engranaje de relaciones de transmisión  $I_1$ ,  $I_2$ ,  $I_3$ , que proporcionan una relación de transmisión total  $I_{tot} = I_1 * I_2 * I_3$  desde el árbol de entrada 28 al árbol de salida 26.

La figura 4 ilustra la unidad de engranaje 24 del vehículo móvil dispuesta en una carcasa de unidad de engranaje 45.

El engranaje accionado 34 del árbol de salida 26 es un engranaje helicoidal de una primera mano, siendo dicha primera mano, en este ejemplo, la mano derecha, siendo la mano derecha definida como los dientes girando en el sentido de las agujas del reloj cuando retroceden de un observador que mira a lo largo del eje  $A_{out}$  del engranaje accionado 34 del árbol de salida 26. El engranaje accionado 34 del árbol de salida 26 tiene además un ángulo de hélice  $\Psi_{out}$ , definido como el valor sin signo del ángulo formado entre una tangente a la hélice del engranaje en el círculo de paso, y la dirección del eje central  $A_{out}$  del engranaje accionado 34.

El engranaje de accionamiento 44 del árbol de entrada 28 es un engranaje helicoidal de una segunda mano, siendo dicha segunda mano en este ejemplo la mano izquierda, definida como los dientes que giran en sentido inverso a las agujas del reloj cuando retroceden de un observador que mira a lo largo del eje  $A_{in}$  del engranaje de accionamiento

44 del árbol de entrada 28. El engranaje de accionamiento 44 del árbol de entrada 28 tiene además un ángulo de hélice  $\Psi_{in}$ , definido como el valor sin signo del ángulo formado entre una tangente a la hélice del engranaje en el círculo de paso, y la dirección del eje central  $A_{in}$  del engranaje de accionamiento 44. La misma definición del ángulo de hélice se aplica, *mutatis mutandis*, a los otros engranajes helicoidales de la unidad de engranaje 24.

5 Cuando el árbol de salida 26 gira en la dirección de accionamiento 19 (figura 3), siendo dicha dirección de accionamiento en el sentido de las agujas del reloj, como se ve en la dirección del eje central  $A_{out}$  del árbol de salida 26 hacia el árbol de entrada 28, el engranaje accionado 34 helicoidal del árbol de salida 26, que está fijado axialmente al árbol de salida 26, generará un empuje axial  $F_1$  que actúa sobre el árbol de salida 26. Debido a la  
10 mano del engranaje accionado 34 del árbol de salida 26, el empuje axial  $F_1$  será dirigido hacia el árbol de entrada 28.

15 El engranaje de accionamiento 44 del árbol de entrada 28, que a través de dicho primero y segundo árbol secundario 30, 32 girará en una dirección de entrada 47 (figura 3) opuesta a la dirección de accionamiento 19, generará un empuje axial  $F_2$ . El engranaje de accionamiento 44 del árbol de entrada 28 está fijado axialmente al árbol de entrada 28, de modo que la fuerza axial  $F_2$  actuará sobre el árbol de entrada 28. Debido a la mano del engranaje de accionamiento 44 del árbol de entrada 28, el empuje axial  $F_2$  se dirigirá hacia el árbol de salida 26. Las direcciones de los empujes axiales  $F_1$ ,  $F_2$  se ilustran con flechas.

20 El árbol de salida 26 y el árbol de entrada 28 son concéntricos y se encuentran en un soporte de cojinete de empuje 50 principal. En el soporte de cojinete de empuje 50 principal, los árboles de salida y de entrada 26, 28 están articulados de una manera que se describirá con más detalle más abajo. El soporte de cojinete de empuje 50 principal está fijado a la carcasa de la unidad de engranaje 45 de manera no giratoria, y en este ejemplo particular forma un soporte para sujetar el árbol de salida 26 en un primer lado de salida 52 del mismo, y el árbol de entrada  
25 28 en un segundo lado de entrada 54 de los mismos. El lado de salida 52 del soporte de cojinete de empuje 50 principal es opuesto al lado de entrada 54.

30 El soporte de cojinete de empuje 50 principal forma una estructura de soporte axialmente rígida, en la cual los árboles de salida y de entrada 26, 28 están articulados para transferir los empujes axiales  $F_1$ ,  $F_2$  a los mismos. Gracias a las manos respectivas del engranaje accionado 34 del árbol de salida 26, y del engranaje de accionamiento 44 del árbol de entrada 28, estando orientadas de manera que los empujes axiales  $F_1$ ,  $F_2$  respectivos se dirigen en direcciones opuestas, se cancelarán por lo tanto los empujes axiales  $F_1$ ,  $F_2$  al menos parcialmente en el soporte de cojinete de empuje 50 principal. Esto reduce el movimiento de los árboles de salida y entrada 26, 28 y sus engranajes 34, 44, asociados lo que, a su vez, permite un juego entre dientes de engranajes  
35 más ajustado. Y gracias a que los árboles de salida y de entrada 26, 28 son concéntricos, los empujes axiales  $F_1$ ,  $F_2$  no darán lugar a un par transversal sustancial o fuerza de torsión sobre el soporte de cojinete de empuje 50 principal, o sobre los propios árboles 26, 28.

40 Cuando el par se suministra al árbol de entrada 28 en la dirección de entrada 47 (figura 3), los empujes axiales  $F_1$ ,  $F_2$  se anulan como una fuerza de compresión donde los árboles de salida y entrada 26, 28 se juntan en el soporte de cojinete de empuje 50 principal. Durante el funcionamiento normal de un vehículo 10 (figura 1), el par medio e instantáneo suministrado a la unidad de engranaje 24 del vehículo móvil es habitualmente mayor en la dirección de entrada 47, es decir, el movimiento hacia delante, que en la dirección opuesta. La dirección opuesta puede, por ejemplo, usarse cuando el vehículo 10 (figura 1) debe invertirse. La inversión de un vehículo de accionamiento  
45 eléctrico puede hacerse simplemente desplazando la dirección de rotación del motor eléctrico, en una dirección que es opuesta a la dirección de entrada 47. La inversión del vehículo se realiza generalmente durante períodos de tiempo muy cortos, y a una carga bastante baja. Por lo tanto, la unidad de engranaje 24 del vehículo móvil no necesita necesariamente estar dispuesta para soportar fuertes empujes axiales en las direcciones opuestas, es decir, empujes que actúan para empujar el árbol de salida 26 lejos del árbol de entrada 28.

50 Según la definición de la relación de transmisión  $I_{tot}$  anterior en el presente documento, las direcciones opuestas de rotación del árbol de salida 26 y el árbol de entrada 28 producirán una relación de transmisión total negativa  $I_{tot}$ . Como regla general, para generar un empuje axial  $F_2$  del árbol de salida en una dirección opuesta al empuje axial del árbol de entrada  $F_1$ , la segunda mano, siendo dicha segunda mano la mano del árbol de entrada 28, debería ser la misma que la primera mano, siendo dicha primera mano la mano del árbol de salida 26, para un número par de  
55 árboles secundarios conectados en serie entre el árbol de salida 26 y el árbol de entrada 28. Para un número impar de árboles secundarios conectados en serie entre el árbol de salida 26 y el árbol de entrada 28, la segunda mano debe ser la misma que la primera mano. Además, para una dirección de accionamiento 19 en el sentido de las agujas del reloj del árbol de salida 26, como se ve en la dirección axial hacia el árbol de entrada 28, se debe seleccionar un engranaje accionado 34 a la derecha del árbol de salida 26 para obtener empujes axiales  $F_1$ ,  $F_2$  que se junten en el soporte de cojinete de empuje 50 principal. Para una dirección de accionamiento 19 en sentido  
60 inverso a las agujas del reloj del árbol de salida 26, se debe seleccionar un engranaje accionado 34 a la izquierda del árbol de salida 26 para obtener empujes axiales  $F_1$ ,  $F_2$  que se junten en el soporte de cojinete de empuje 50 principal.

Preferentemente, el engranaje accionado 34 del árbol de salida 26 y el engranaje de accionamiento 44 del árbol de entrada 28 cumplen la condición:

$$0,2 < \left| \frac{I_{tot} D_{in} \tan \psi_{out}}{D_{out} \tan \psi_{in}} \right| < 5 \quad (1)$$

Se ha descubierto que si se cumple esta condición, se anula una porción considerable de los empujes axiales F1, F2 de los árboles de salida y de entrada 26, 28.

Más preferentemente,

$$0,5 < \left| \frac{I_{tot} D_{in} \tan \psi_{out}}{D_{out} \tan \psi_{in}} \right| < 2, \quad (2)$$

e idealmente,

$$\left| \frac{I_{tot} D_{in} \tan \psi_{out}}{D_{out} \tan \psi_{in}} \right| \approx 1, \quad (3)$$

de modo que hay un equilibrio de empuje axial casi completo entre F1 y F2. De ese modo, la carga axial ejercida por los árboles de entrada y salida 28, 26 sobre las paredes de extremo axiales de la carcasa de la unidad de engranaje 45 puede eliminarse esencialmente. Como es evidente para los expertos en la técnica, las expresiones (1) - (3) anteriores también se pueden ajustar para compensar la fricción de la unidad de engranaje 24 del vehículo móvil.

Como ejemplo específico que cumple todas las condiciones anteriores, para la unidad de engranaje 24 del vehículo móvil que tiene una relación de transmisión total  $I_{tot}$  de 2,5:1, el engranaje accionado del árbol de salida 26 puede tener un diámetro de paso  $D_{out}$  de 110 mm (milímetros) y un ángulo de hélice  $\Psi_{out}$  de 12°, mientras que el engranaje de accionamiento 44 del árbol de entrada 28 puede tener un diámetro de paso  $D_{in}$  de 60 mm y un ángulo de hélice de  $\Psi_{in}$  de 16°.

Con el fin de conseguir una carga axial total mínima sobre la carcasa de la unidad de engranaje 45, los árboles 30, 32 de la disposición del árbol secundario 29 (figura 3) también pueden equilibrarse axialmente. Esto se puede conseguir por cada uno de los árboles secundarios 30, 32 que están equipados con un engranaje accionado respectivo y un engranaje de accionamiento respectivo de la misma mano, preferentemente con un ángulo de hélice mayor en su engranaje de diámetro de paso mayor respectivo que en su engranaje de diámetro de paso menor respectivo. En la unidad de engranaje 24 del vehículo móvil ejemplar de la figura 4, el engranaje de accionamiento 36 del primer árbol secundario 30 tiene un ángulo de hélice de engranaje accionado  $\Psi_{driven, 1}$ , y el engranaje accionado 38 tiene un ángulo de hélice de engranaje accionado  $\Psi_{drive, 1}$ , de la misma mano que el engranaje de accionamiento 36. Por lo tanto, cuando el árbol de salida 26 se hace girar en dicha dirección de accionamiento 19, se anulará al menos una parte de los empujes axiales generados por los engranajes helicoidales 36, 38 del primer árbol secundario 30 como una fuerza de tracción en el primer árbol secundario 30. El diámetro de paso  $D_{drive, 1}$ , del engranaje de accionamiento 36 es más grande que el diámetro de paso  $D_{driven, 1}$ , del engranaje accionado 38; por lo tanto, el ángulo de la hélice del engranaje accionado  $\Psi_{driven1}$  excede, preferentemente, el ángulo de hélice del engranaje de accionamiento  $\Psi_{drive, 1}$ , de modo que el equilibrio axial se mejora aún más.

Preferentemente, para cada árbol secundario  $i$  de una disposición de árbol secundario,

$$0,2 < |(D_{drive,i} * \tan \Psi_{driven,i}) / (D_{driven,i} * \tan \Psi_{drive,i})| < 5, \quad (4)$$

donde, en la realización específica de la figura 4,  $i = 1$  representa las propiedades  $D_{driven,1}$ ,  $\Psi_{driven,1}$ ,  $D_{drive,1}$ , y  $\Psi_{drive,1}$  respectivas del primer árbol secundario 30, e  $i = 2$  representa las propiedades respectivas del segundo árbol secundario 32. Más preferentemente,

$$0,5 < |(D_{drive,i} * \tan \Psi_{driven,i}) / (D_{driven,i} * \tan \Psi_{drive,i})| < 2, \quad (5)$$

e idealmente,

$$|(D_{drive,i} * \tan \Psi_{driven,i}) / (D_{driven,i} * \tan \Psi_{drive,i})| \approx 1. \quad (6)$$



En esas condiciones, los árboles secundarios 30, 32 pueden estar completamente equilibrados en la dirección axial, y su articulación puede ser libre de cojinetes de empuje, es decir, pueden estar articulados para soporte sustantivo solo en la dirección radial.

5 Como un ejemplo específico que cumple todas las condiciones anteriores, para la unidad de engranaje 24 de vehículo móvil de la figura 3, el engranaje de accionamiento 36 del primer árbol secundario 30 puede tener un diámetro de paso  $D_{drive,1}$  de 80 mm y un ángulo de hélice  $\Psi_{drive,1}$  de 12°; el engranaje accionado 38 del primer árbol secundario 30 puede tener un diámetro de paso  $D_{driven,1}$  de 100 mm y un ángulo de hélice  $\Psi_{accionado,1}$  de 15°; el engranaje de accionamiento 40 del segundo árbol secundario 32 puede tener un diámetro de paso  $D_{drive,2}$  de 75 mm y un ángulo de hélice  $\Psi_{drive,2}$  de 15°; y el engranaje accionado 42 del segundo árbol secundario 32 puede tener un diámetro de paso  $D_{driven,2}$  de 80 mm y un ángulo de hélice  $\Psi_{driven,2}$  de 16°.

15 La figura 5a, que muestra la sección V-V a lo largo del árbol central  $A_{out}$  de la figura 4, ilustra una articulación ejemplar de los árboles de salida y entrada 26, 28, y la vista ampliada de la figura 5b ilustra los detalles del modo en que los árboles 26, 28 se articulan al soporte de cojinete de empuje 50 principal. El árbol de salida 26 está articulado al soporte de cojinete de empuje 50 principal en una disposición de cojinete de empuje principal del árbol de salida 56, que comprende un primer cojinete de empuje, incorporado como un primer cojinete de rodillos 58 cónicos, y un segundo cojinete de empuje, incorporado como un segundo cojinete de rodillos 60 cónicos. Los dos cojinetes de rodillos 58, 60 cónicos se estrechan en direcciones opuestas, de modo que juntos forman una disposición de cojinete de empuje bidireccional, es decir la disposición de cojinete de empuje del árbol de salida 56 está adaptada para soportar cargas axiales sustanciales en ambas direcciones axiales.

25 De manera similar, el árbol de entrada 28 está articulado al soporte de cojinete de empuje 50 principal en una disposición de cojinete de empuje principal del árbol de entrada 62, que también comprende dos cojinetes de rodillos de rodillos 64, 66 cónicos que se estrechan en direcciones opuestas, formando de este modo una disposición de cojinete de empuje bidireccional. Las disposiciones de cojinete de empuje principal de salida y entrada 56, 62 están ubicadas conjuntamente en el soporte de cojinete de empuje 50 principal, que interconecta dichas disposiciones de cojinete de empuje 56, 62 principal de una manera axialmente rígida.

30 Gracias a que las disposiciones de cojinete de empuje principal de salida y de entrada 56, 62 son bidireccionales, cuando se suministra el par al árbol de entrada 28 en una dirección opuesta a dicha dirección de entrada 47, los empujes axiales  $F_1$ ,  $F_2$  se anulan como fuerza de tracción en el soporte de cojinete de empuje 50 principal. De este modo, se reducen las cargas axiales sobre las paredes de extremo 78, 80 axiales de la carcasa de la unidad de engranaje 45 independientemente de la dirección de funcionamiento o la dirección de carga del árbol de entrada 28.

35 Un cojinete 68 auxiliar soporta el árbol de salida 26 en la dirección radial. Dado que la disposición de cojinete de empuje principal del árbol de salida 56 es bidireccional y proporciona todo el soporte axial que se necesita, el cojinete 68 auxiliar no necesita estar dispuesto para proporcionar ningún soporte axial. Por lo tanto, el cojinete 68 auxiliar puede ser un cojinete de soporte radial simple, por ejemplo del tipo de cojinete cilíndrico, no cónico.

40 Alternativamente, el cojinete 68 auxiliar también puede ser un cojinete de empuje axial, por ejemplo del tipo de cojinete de rodillos cónicos, que soporta el árbol de salida 26 en una dirección axial. De este modo, el cojinete 68 auxiliar puede usarse como cojinete de precarga para precargar axialmente el árbol de salida 26 entre el cojinete 68 auxiliar y la disposición de cojinete de empuje principal del árbol de salida 56. En tal configuración, el cojinete 68 auxiliar y la disposición de cojinete de empuje principal del árbol de salida 56 forma conjuntamente una disposición de precarga, que puede mantener permanentemente el árbol de salida 26 bajo una carga de tracción o de compresión. De ese modo, la vida útil de la disposición de cojinete de empuje principal del árbol de salida 56 puede extenderse. Además, se puede diseñar un mínimo de juego entre dientes en el apareamiento de los dientes de los engranajes de la unidad de engranaje 24 del vehículo móvil, de manera que se aumenta la vida operativa de toda la unidad de engranaje 24.

45 Además, el árbol de entrada 28 puede precargarse en una disposición de precarga formada por un cojinete de empuje axial auxiliar 70 y la disposición de cojinete de empuje principal del árbol de entrada 62. Asimismo, es posible precargar con precisión los árboles secundarios 30, 32, que pueden equilibrarse axialmente en línea con lo que se ha descrito anteriormente en el presente documento con referencia a la figura 4, en disposiciones de precarga similares de cojinetes de empuje.

50 Las figuras 6a-b ilustran una configuración alternativa de los cojinetes de la unidad de engranaje 24 del vehículo móvil, según cuya configuración, el árbol de salida 26 y el árbol de entrada 28 están dispuestos para transferir empujes axiales  $F_1$ ,  $F_2$  más directamente entre sí. En el ejemplo particular ilustrado en la figura 6a - b, el árbol de entrada 28 está articulado al árbol de salida 26 a través de una disposición de cojinete de empuje 156 principal, que permite que los árboles de salida y de entrada 26, 28 giren independientemente el uno del otro. La disposición de cojinete de empuje 156 principal comprende un primer cojinete de rodillos 158 cónicos y un segundo cojinete de rodillos 160 cónicos, que están dispuestos en un rebaje 174 axial del árbol de salida 26. Los dos cojinetes de rodillos 158, 160 cónicos se estrechan en direcciones opuestas, de modo que juntos forman una disposición de cojinete de empuje bidireccional. De este modo, los empujes axiales  $F_1$ ,  $F_2$  de los árboles de salida y entrada 26, 28 se juntan y

se anulan al menos parcialmente entre sí en la disposición de cojinete de empuje 156 principal independientemente de la dirección de entrada del árbol de entrada 28. La disposición de cojinete de empuje 156 principal por lo tanto, forma una estructura de soporte axialmente rígida para cargas axiales que no ceden elásticamente tanto del árbol de salida 26 como del árbol de entrada 28.

El árbol de salida 26 está articulado en un cojinete auxiliar 176, que está montado en un soporte de cojinete 150. El cojinete auxiliar 176 no necesita ser un cojinete de empuje, ya que el empuje axial estará, principalmente, soportado por la disposición de cojinete de empuje 156 principal. Similar a lo que se ha descrito anteriormente con referencia a la figura 5a - b, sin embargo, el cojinete 176 auxiliar puede ser, como una alternativa, un cojinete de empuje que puede usarse para precargar el árbol de salida 26 contra, por ejemplo un segundo cojinete 68 auxiliar.

Ni el soporte de cojinete 150 ni el cojinete auxiliar 176 montado en el mismo son necesarios para equilibrar los empujes axiales dinámicos que se producen cuando se hace funcionar la unidad de engranaje 24; por lo tanto, se pueden prescindir de ellos, y se puede proporcionar soporte radial por otros medios disponibles para el experto en la técnica.

Como alternativa a la incorporación en la unidad de engranaje 24 de vehículo móvil de una disposición de cojinete de empuje 156 principal que es bidireccional, para una unidad de engranaje destinada a una aplicación en la que está, principalmente, expuesta a pares elevados en una única dirección de entrada 47 predeterminada (figura 3), sería suficiente usar una disposición de cojinete de empuje principal unidireccional como se ha descrito anteriormente.

Las figuras 7a - b ilustran todavía una configuración alternativa de los cojinetes de la unidad de engranaje 24 de vehículo móvil, según cuya configuración el árbol de salida 26 es hueco, y la disposición de cojinete de empuje 156 principal está situada profundamente en el rebaje 174 del árbol de salida 26. Aunque en la figura 7a, el empuje axial F1 se ilustra en el árbol de entrada 28, se apreciará que el empuje F1 actúa sobre el árbol de salida 26 hueco que rodea el árbol de entrada 28.

En la configuración de las figuras 7a - b, los árboles de salida y de entrada 26, 28 están interconectados a través de una disposición de cojinete de empuje 156 principal, a través de la cual se anulan los empujes axiales F1, F2 de los árboles 26, 28. Sin embargo, como una alternativa (no mostrada), el árbol de salida 26 puede articularse en la pared de extremo 178 axial de la carcasa de la unidad de engranaje 45 en una disposición de cojinete de empuje principal del árbol de salida, que está configurada para transferir empuje axial desde el árbol de salida 26 a la pared de extremo 178 axial. De manera similar, el árbol de entrada 28 puede articularse en la misma pared de extremo 178 axial de la carcasa de unidad de engranaje 45 en una disposición de cojinete de empuje principal de árbol de entrada, que está configurada para transferir empuje axial desde el árbol de entrada 28 a la pared de extremo 178 axial. En tal configuración, la pared de extremo 178 axial de la carcasa de unidad de engranaje 45 formaría un soporte de cojinete de empuje principal similar a lo que se ha descrito anteriormente en el presente documento con referencia a la figura 5a - b. Tal configuración, sin embargo, diferiría de la disposición de la figura 5a - b en la que el engranaje accionado 34 del árbol de salida 26 y el engranaje de accionamiento 44 del árbol de entrada 28 estarían ubicados en el mismo lado del soporte de cojinete de empuje principal, de modo que una de las disposiciones de cojinete de empuje principal del árbol de salida y de entrada soportaría una fuerza de empuje axial, mientras que la otra soportaría una fuerza de tracción axial, cuando se hace funcionar la unidad de engranaje 24.

Las figuras 8a - b ilustran una configuración alternativa de los árboles secundarios, según dicha configuración, la unidad de engranaje 24 de vehículos móviles comprende una primera disposición de árbol secundario 29 y una segunda disposición de árbol secundario 29'. Cada una de las disposiciones de árbol secundario 29, 29' comprende un primer árbol secundario 30, 30' respectivo provisto de un engranaje de accionamiento 36, 36' y un engranaje accionado 38, 38', y un segundo árbol secundario 32, 32' respectivo, estando dicho segundo árbol secundario 32, 32' también provisto de un engranaje de accionamiento 40, 40' y un engranaje accionado 42, 42'. Las dos disposiciones de árbol secundario 29, 29' están dispuestas en paralelo y configuradas para proporcionar una relación de transmisión  $I_{tot}$  idéntica entre el árbol de entrada 28 y el árbol de salida 26. Los árboles de salida y de entrada 26, 28, así como los árboles secundarios 30, 30', 32, 32' de la unidad de engranaje 24 se equilibrará axialmente en las mismas condiciones, definidas por las reivindicaciones adjuntas, como cualquier otra de las realizaciones divulgadas anteriormente en el presente documento con referencia a las figuras 1 - 7b. En el ejemplo particular ilustrado en la figura 8b, las cargas axiales de los árboles de salida y de entrada 26, 28 se anulan al menos parcialmente en una disposición de cojinete de empuje 156 principal, de manera similar a lo que se ha descrito anteriormente con referencia a las figuras 6a - b.

Dos disposiciones de árbol secundario paralelas, que están engranadas con los mismos engranajes accionados y de accionamiento 34, 44, respectivamente, de los árboles de salida y de entrada 26, 28, se ilustran en las figuras 8a - b. Sin embargo, la unidad de engranaje también puede estar provista de cualquier otro número de disposiciones de árbol secundario en paralelo, y los árboles secundarios pueden estar conectados entre diferentes conjuntos de engranajes accionados del árbol de salida 26, y engranajes de accionamiento del árbol de entrada 28; sin embargo, se aplicarán los principios generales del equilibrio de empuje axial divulgados en el presente documento.

Las figuras 9a - b ilustran una unidad de engranaje 24 de vehículo móvil según una quinta realización alternativa. La unidad de engranaje 24 del vehículo móvil de las figuras 9a - b tiene una relación de transmisión total variable  $I_{tot}$ . La unidad de engranaje 24 del vehículo móvil tiene un primer engranaje, que representa una primera relación de transmisión total  $I_{tot1}$  y un segundo engranaje, que representa una segunda relación de transmisión total  $I_{tot2}$ . La unidad de engranaje 24 de vehículo móvil de esta quinta realización de las figuras 9a - b es adecuada para vehículos de accionamiento eléctrico. Se proporciona un vehículo de accionamiento eléctrico con un motor 16 eléctrico (figura 1). Un motor 16 eléctrico tiene un par alto ya a bajas rpm, por ejemplo, 1000 rpm. Sin embargo, para obtener una alta velocidad máxima y/o una alta eficiencia energética del vehículo de accionamiento eléctrico, la amplitud de rpm del motor 16 eléctrico del vehículo 10 eléctrico puede no ser suficiente. El primer engranaje de la unidad de engranaje 24 del vehículo móvil de las figuras 9a - b puede usarse a velocidades del vehículo, por ejemplo, de 0 a 120 km/h, y el segundo engranaje de la unidad de engranaje 24 del vehículo móvil de las figuras 9a - b se puede usarse a velocidades de vehículo, por ejemplo, de 80 a 200 km/h. El cambio entre el primer engranaje y el segundo engranaje podría realizarse manualmente, utilizando una palanca de cambio de engranajes, o empleando de manera automática, por ejemplo, los principios de la caja de engranajes manual robotizada conocida por sí misma con embrague electrónico.

Se apreciará que las unidades de engranaje del vehículo móvil alternativas fabricadas según los principios descritos más adelante en el presente documento con referencia a las figuras 9a - b pueden estar provistas de tres, cuatro, cinco, seis, siete o incluso más engranajes, que proporcionen una variabilidad adicional en la relación de transmisión total  $I_{tot}$ . Además, las unidades de engranaje de vehículos móviles fabricadas según los principios descritos más adelante en el presente documento con referencia a las figuras 9a - b, y provistas de dos a diez engranajes, o incluso más, pudiéndose también usar para otros tipos de motores 16, por ejemplo propulsores de combustión interna que usan, por ejemplo, gasolina, gasóleo, biogás o etanol como combustible.

Volviendo a las figuras 9a - b, la unidad de engranaje 24 del vehículo móvil del vehículo de accionamiento eléctrico comprende un árbol de salida 26 conectado a un árbol de entrada 28 a través de una disposición de árbol secundario 29. La disposición de árbol secundario 29 comprende, en esta realización, un único árbol secundario 30. Se apreciará que la unidad de engranaje 24, en realizaciones alternativas, puede estar provista de dos o más árboles secundarios dispuestos en serie, según los principios de las figuras 3-4, y/o con dos o más árboles secundarios paralelos, según los principios de la figura 8a.

El árbol de salida 26 está provisto de un primer engranaje accionado 34, que está engranado con un primer engranaje de accionamiento 36 en el árbol secundario 30, y un segundo engranaje accionado 35 que está engranado con un segundo engranaje de accionamiento 37 en el árbol secundario 30. En punto muerto, como se ilustra en las figuras 9a - b, el primero y el segundo engranaje accionado 34, 35 giran libremente sobre el árbol de salida 26. Una palanca de cambio de engranajes 84 puede estar conectada a un anillo de acoplamiento 86 dispuesto en el árbol de salida 26, entre el primero y el segundo engranaje accionado 34, 35. El anillo de acoplamiento 86 se puede mover axialmente a lo largo del árbol de salida 26, en la dirección axial del mismo, como se ilustra por las flechas de la figura 9a. El anillo de acoplamiento 86 está bloqueado radialmente al árbol de salida 26 y gira junto con el árbol de salida 26. Al mover el anillo de acoplamiento 86 hacia el primer engranaje accionado 34, es decir, moviendo el anillo de acoplamiento hacia la derecha en la figura 9a, el anillo de acoplamiento 86 puede acoplarse al primer engranaje accionado 34 y bloquear radialmente el primer engranaje accionado 34, de manera que el primer engranaje accionado 34 comienza a girar el árbol de salida 26. Tal bloqueo radial del primer engranaje accionado 34 al árbol de salida 26 es lo mismo que poner el primer engranaje de la unidad de engranaje 24. Al mover el anillo de acoplamiento 86 hacia el segundo engranaje accionado 35, es decir, moviendo el anillo de acoplamiento hacia la izquierda en la figura 9a, el anillo de acoplamiento 86 puede acoplarse al segundo engranaje accionado 35 y bloquear radialmente el segundo engranaje accionado 35, de manera que el segundo engranaje accionado 35 comienza a girar el árbol de salida 26. Tal bloqueo radial del segundo engranaje accionado 35 al árbol de salida 26 es lo mismo que introducir el segundo engranaje de la unidad de engranaje 24. El acoplamiento del anillo de acoplamiento 86 a uno de los primeros y segundos engranajes accionados 34, 35 puede realizarse utilizando los principios conocidos por sí mismos de acoplamiento sincronizado o perno.

El primer engranaje accionado 34 del árbol de salida 26 tiene un diámetro de paso mayor  $D_{out1}$  que el diámetro de paso  $D_{drive, G1}$  correspondiente del primer engranaje de accionamiento 36 del árbol secundario 30, de manera que el acoplamiento del primer engranaje accionado 34 del árbol de salida 26 con el primer engranaje de accionamiento 36 del árbol secundario 30 proporciona una primera reducción de engranaje, de relación de transmisión  $I_{G1}$ , de la velocidad de rotación desde el árbol secundario 30 al árbol de salida 26.

El segundo engranaje accionado 35 del árbol de salida 26 tiene, sustancialmente, el mismo diámetro de paso  $D_{out2}$  que el diámetro de paso  $D_{drive, G2}$  correspondiente del segundo engranaje de accionamiento 37 del árbol secundario 30, de modo que el acoplamiento del segundo engranaje accionado 35 del árbol de salida 26 con el segundo engranaje de accionamiento 37 del árbol secundario 30 proporciona un engranaje neutro, de relación de transmisión  $I_{G2} = 1$ , de la velocidad de rotación desde el árbol secundario 30 al árbol de salida 26.

El árbol secundario 30 está provisto de un engranaje accionado 38, que está engranado con un engranaje de accionamiento 44 en el árbol de entrada 28. Todos los engranajes 36, 37, 38 del árbol secundario 30 están

bloqueados axialmente al árbol secundario 30, y el empuje axial de transferencia al árbol secundario 30. El engranaje accionado 38 del árbol secundario 30 tiene un diámetro de paso  $D_{driven}$  mayor que el diámetro de paso  $D_{in}$  correspondiente del engranaje de accionamiento 44 del árbol de entrada 28, de modo que el acoplamiento del engranaje accionado 38 del árbol secundario 30 con el engranaje de accionamiento 44 del árbol de entrada 28 proporciona una reducción, de la relación de transmisión  $I_3$ , de la velocidad de rotación desde el árbol de entrada 28 al árbol secundario 30.

Por lo tanto, en el primer engranaje, la unidad de engranaje 24 del vehículo móvil comprende dos etapas de engranaje de relaciones de transmisión  $I_{G1}$  e  $I_3$ , que proporcionan una relación de transmisión de reducción total  $I_{tot} = I_{G1} * I_3$  desde el árbol de entrada 28 al árbol de salida 26, cuando la unidad de engranaje 24 se ajusta en el primer engranaje. En el segundo engranaje, la unidad de engranaje 24 del vehículo móvil comprende una única etapa de engranaje, puesto que  $I_{G2} = 1$ , de la relación de transmisión  $I_3$ , que proporciona una relación de transmisión de reducción total  $I_{tot} = I_3$  desde el árbol de entrada 28 al árbol de salida 26, cuando la unidad de engranaje 24 se ajusta en el segundo engranaje.

Los engranajes accionados 34, 35 del árbol de salida 26 son engranajes helicoidales de primera mano, siendo la primera mano en este ejemplo la mano derecha, definiéndose la mano derecha como los dientes que giran en el sentido de las agujas del reloj cuando retroceden de un observador que mira a lo largo del árbol  $A_{out}$  de los engranajes accionados 34, 35 del árbol de salida 26. El primer engranaje accionado 34 del árbol de salida 26 tiene además un ángulo de hélice  $\Psi_{out1}$ , definido como el valor sin signo del ángulo formado entre una tangente a la hélice del engranaje en el círculo de paso, y la dirección del árbol central  $A_{out}$  del primer engranaje accionado 34, y el segundo engranaje accionado 35 tiene un ángulo de hélice  $\Psi_{out2}$  definido según los mismos principios.

El engranaje de accionamiento 44 del árbol de entrada 28 es un engranaje helicoidal de primera mano, siendo dicha primera mano, en este ejemplo, la mano derecha, definida como los dientes que giran en el sentido de las agujas del reloj cuando retroceden desde un observador que mira a lo largo del eje  $A_{in}$  del engranaje de accionamiento 44 del árbol de entrada 28. El engranaje de accionamiento 44 del árbol de entrada 28 tiene además un ángulo de hélice  $\Psi_{in}$ , definido como el valor sin signo del ángulo formado entre una tangente a la hélice del engranaje en el círculo de paso, y la dirección del eje central  $A_{in}$  del engranaje de accionamiento 44. La misma definición del ángulo de hélice se aplica, mutatis mutandis, a los otros engranajes helicoidales de la unidad de engranaje 24.

Cuando el árbol de salida 26, a través del árbol secundario 30, gira en la dirección de accionamiento 19 (figura 1), siendo dicha dirección de accionamiento en sentido inverso a las agujas del reloj, como se ve en la dirección del eje central  $A_{in}$  del árbol de entrada 28 hacia el árbol de salida 26, el primer engranaje accionado 34, helicoidal o el segundo engranaje accionado 35 helicoidal, según sea el caso, que están fijados axialmente al árbol de salida 26, generarán un empuje axial  $F1$  que actúa sobre el árbol de salida 26. Debido a la mano de los engranajes accionados 34 y 35 del árbol de salida 26, el empuje axial  $F1$  se dirigirá lejos del árbol de entrada 28.

El engranaje de accionamiento 44 del árbol de entrada 28 girará en una dirección de entrada 47 que es la misma que la dirección de accionamiento 19, y generará un empuje axial  $F2$ . El engranaje de accionamiento 44 del árbol de entrada 28 está fijado axialmente al árbol de entrada 28, de modo que la fuerza axial  $F2$  actuará sobre el árbol de entrada 28. Debido a la mano del engranaje de accionamiento 44 del árbol de entrada 28, el empuje axial  $F2$  se dirigirá lejos del árbol de salida 26. Las direcciones de los empujes axiales  $F1$ ,  $F2$  se ilustran con flechas. Según una realización alternativa, una unidad de engranaje podría diseñarse con los empujes axiales  $F1$ ,  $F2$  dirigidos el uno hacia el otro.

Como se muestra en la figura 9b, el árbol de salida 26 tiene una parte interior 25 de diámetro inferior que una parte exterior 27. Por lo tanto, el árbol de salida 26 es un árbol cónico. El segundo engranaje accionado 35, que forma parte del segundo engranaje de la unidad de engranaje 24, transmite un par menor que el primer engranaje accionado 34. Por lo tanto, un diámetro inferior de la parte interior 25 es suficiente para los pares transmitidos por el segundo engranaje de accionamiento 35, lo que ahorra peso. Una muesca 31 en la transición desde la parte interior 25 a la parte exterior 27 sirve como un soporte de dirección axial contra el cual puede descansar el segundo engranaje accionado 35.

El árbol de salida 26 y el árbol de entrada 28 son concéntricos, y se juntan en un soporte de cojinete de empuje 150 principal, como se muestra mejor en la figura 9b. El árbol de entrada 28 está articulado al árbol de salida 26 mediante una disposición de cojinete de empuje 156 principal dispuesta en una pared de soporte 55 de una carcasa de unidad de engranaje 45, que permite que los árboles de salida y de entrada 26, 28 giren independientemente el uno del otro. La pared de soporte 55 está situada entre las paredes de extremo axiales 78, 80 de la carcasa 45. El árbol secundario 30 se extiende a través de una apertura 57 en la pared de soporte 55. Opcionalmente, si se requiere soporte radial, puede disponerse un cojinete en la apertura 57 para soportar el árbol secundario 30. El hecho de que la disposición de cojinete de empuje 156 principal esté dispuesta en la pared de soporte 55 proporciona un soporte radial a la disposición de cojinete 156. La disposición de cojinete de empuje 156 principal de la figura 9b es similar a la disposición 156 descrita anteriormente en el presente documento con referencia a la figura 6b y comprende un primer cojinete de rodillos 158 cónicos y un segundo cojinete de rodillos 160 cónicos, que están dispuestos en un rebaje 174 axial del árbol de salida 26. Los dos cojinetes de rodillos 158, 160 cónicos se estrechan

en direcciones opuestas, de modo que juntos forman una disposición de cojinete de empuje bidireccional. De este modo, los empujes axiales F1, F2 de los árboles de salida y entrada 26, 28 se anulan mutuamente al menos, parcialmente, en la disposición de cojinete de empuje 156 principal independientemente de la dirección de entrada del árbol de entrada 28. La disposición de cojinete de empuje 156 principal forma de esta manera una estructura de soporte axialmente rígida para recibir cargas axiales que no ceden elásticamente tanto del árbol de salida 26 como del árbol de entrada 28.

El árbol de salida 26 está articulado en un cojinete auxiliar 176, que está montado en un soporte de cojinete 150. El cojinete auxiliar 176 no necesita ser un cojinete de empuje, ya que el empuje axial estará, principalmente, soportado por la disposición de cojinete de empuje 156 principal. Similar a lo que se ha descrito anteriormente con referencia a la figura 5a - b, sin embargo, el cojinete auxiliar 176 puede ser, como una alternativa, un cojinete de empuje que puede usarse para precargar el árbol de salida 26, por ejemplo, contra un segundo cojinete 68 auxiliar. Asimismo, el árbol de entrada 28 puede estar precargado en una disposición de precarga formada por un cojinete de empuje axial 70 auxiliar y la disposición de cojinete de empuje 156 principal.

Ni el soporte de cojinete 150 ni el cojinete auxiliar 176 montado en el mismo son necesarios para equilibrar los empujes axiales dinámicos que se producen cuando se hace funcionar la unidad de engranaje 24; por lo tanto, se pueden prescindir de ellos, y se puede proporcionar soporte radial por otros medios disponibles para el experto en la técnica.

Cuando se suministra un par al árbol de entrada 28 en la dirección de entrada 47, los empujes axiales F1, F2 se anulan como una fuerza de tracción donde los árboles de salida y de entrada 26, 28 se juntan en el soporte de cojinete de empuje 150 principal. Durante el funcionamiento normal de un vehículo 10 (figura 1), el par medio e instantáneo suministrado a la unidad de engranaje 24 del vehículo móvil es habitualmente mayor en la dirección de entrada 47, es decir, el movimiento hacia delante del vehículo, que en la dirección opuesta. La dirección opuesta puede usarse, por ejemplo, cuando el vehículo 10 (figura 1) debe invertirse. La inversión de un vehículo de accionamiento eléctrico se puede realizar simplemente cambiando la dirección de rotación del motor eléctrico, en una dirección opuesta a la dirección de entrada 47. Cuando el vehículo se invierte, los empujes axiales F1, F2 se cancelan como una fuerza de compresión donde los árboles de salida y entrada 26, 28 se juntan en el soporte de cojinete de empuje 150 principal. Las condiciones descritas anteriormente en el presente documento con referencia a las expresiones (1) - (3) pueden aplicarse también a los árboles de salida y de entrada 26, 28 de las figuras 9a - b para obtener la mejor anulación posible de los empujes axiales F1 y F2.

En la realización de las figuras 9a - b, el árbol de salida 26 y el árbol de entrada 28 son concéntricos, y se juntan en una disposición de cojinete de empuje 156 principal que es similar a la disposición de cojinete de empuje 156 principal descrita anteriormente en el presente documento con referencia a la figura 6b. Se apreciará que otros tipos de disposiciones de cojinetes también se pueden combinar con la unidad de engranaje 24 del vehículo móvil de las figuras 9a - b. Por ejemplo, el árbol de salida 26 y el árbol de entrada 28 de la unidad de engranaje 24 de las figuras 9a - b podrían disponerse en una disposición de cojinete de empuje principal del árbol de salida 56 y una disposición de cojinete de empuje principal del árbol de entrada 62 del tipo descrito anteriormente en el presente documento con referencia a la figura 5b, o en una disposición de cojinete de empuje 156 principal del tipo descrito anteriormente en el presente documento con referencia a la figura 7b.

Con el fin de conseguir una carga axial total mínima sobre la carcasa de la unidad de engranaje 45, el árbol secundario 30 también puede estar equilibrado axialmente. Esto se puede conseguir mediante el árbol secundario 30 equipado con un engranaje accionado 38 respectivo y engranajes de accionamiento 36, 37 respectivos de la misma mano, preferentemente con un ángulo de hélice mayor en su engranaje de diámetro de paso mayor respectivo que en su engranaje de diámetro de paso menor respectivo. En la unidad de engranaje 24 del vehículo móvil ejemplar de la figura 9b, el primer engranaje de accionamiento 36 del árbol secundario 30 tiene un primer ángulo de hélice de engranaje de accionamiento  $\Psi_{drive, G1}$  el segundo engranaje de accionamiento 37 tiene un segundo ángulo de hélice de engranaje de accionamiento  $\Psi_{driveG2}$ , y el engranaje accionado 38 tiene un ángulo de hélice de engranaje accionado  $\Psi_{driven}$  de la misma mano como el primer y el segundo engranaje de accionamiento 36, 37. De este modo, cuando el árbol de salida 26 se hace girar en dicha dirección de accionamiento 19, al menos una parte de los empujes axiales generados por los engranajes helicoidales 36, 37, 38 del árbol secundario 30 anularán como una fuerza de compresión en el árbol secundario 30. Se apreciará que cuando la unidad de engranaje 24 se ajuste en el primer engranaje, las fuerzas del primer engranaje de accionamiento 36 deberían anular, al menos parcialmente, el empuje axial del engranaje accionado 38, y cuando la unidad de engranaje 24 se ajusta en segundo engranaje, las fuerzas del segundo engranaje de accionamiento 37 deben anular, al menos parcialmente, el empuje axial del engranaje accionado 38.

El diámetro de paso  $D_{drive, G1}$  del primer engranaje de accionamiento 36 es más pequeño que el diámetro de paso  $D_{driven}$  del engranaje accionado 38; por lo tanto, el ángulo de hélice del engranaje accionado  $\Psi_{driven}$  es, preferentemente, mayor que el primer ángulo de hélice del engranaje de accionamiento  $\Psi_{drive, G1}$  de manera que el equilibrio axial se mejora aún más. Se puede hacer un razonamiento similar con respecto al diámetro de paso y al ángulo de hélice de engranaje del segundo engranaje de accionamiento 37. Las condiciones descritas anteriormente en el presente documento con referencia a las expresiones (4)-(6) se pueden aplicar también para equilibrar los

empujes axiales del árbol secundario 30 de la figura 9 b. El árbol secundario 30 está articulado en los cojinetes 71, 73 en las paredes de extremo 78, 80 respectivas de la carcasa 45. Los cojinetes 71, 73 solo se necesitan, cuando los empujes axiales del árbol secundario 30 están anulados al menos parcialmente, como se ha descrito anteriormente en el presente documento, absorben las fuerzas radiales y los empujes axiales más bien pequeños.

En todas las realizaciones descritas anteriormente en el presente documento, la anulación al menos parcial de las fuerzas axiales F1, F2 en una estructura de soporte axialmente rígida da como resultado un movimiento reducido de al menos los árboles de salida y de entrada 26, 28 y sus engranajes asociados 34, 44. Esto permite un juego entre dientes más cerrado en comparación con lo que es posible obtener en unidades de engranaje de la técnica anterior.

En otras palabras, la unidad de engranaje 24 del vehículo móvil puede diseñarse como una unidad de engranaje de un juego entre dientes bajo. Como regla general, el juego de engranaje angular  $\theta_{G1}$  de un engranaje  $G_1$  que tiene dientes  $n_{G1}$ , el engranaje  $G_1$  que se acopla con otro engranaje  $G_{G2}$ , que se mantiene fijo, se puede obtener a través de la relación

$$\theta_{G1} = \tan^{-1} (k/n_{G1}) \quad (7)$$

en la que el número k es determinante del juego angular. Tal como se aplica a un acoplamiento de engranaje ejemplar de la unidad de engranaje 24 del vehículo móvil descrita anteriormente en el presente documento, el juego de engranaje angular  $\theta_{34}$  del engranaje accionado 34 del árbol de salida 26, que tiene  $n_{34}$  dientes, se puede obtener a través de la relación

$$\theta_{34} = \tan^{-1} (k/n_{34}) \quad (8)$$

suponiendo que el engranaje de accionamiento 36 del primer árbol secundario 30 se mantiene inmóvil. Habitualmente, se obtiene un juego de engranaje angular adecuado de cada engranaje 34, 36, 38, 40, 42, 44, con respecto a su engranaje de acoplamiento respectivo para  $k < 0,1$ . Por lo tanto, para una unidad de engranaje de un juego entre dientes bajo razonablemente estrecha, la mayoría, y preferentemente todos los engranajes 34, 36, 38, 40, 42, 44 de la unidad de engranaje 24 tienen un juego de engranaje angular  $\theta_G$  que cumple la relación

$$\theta_G < \tan^{-1} (0,1/n) \quad (9)$$

en la que n es el número de dientes del engranaje respectivo. Se puede obtener una unidad de engranaje de un juego entre dientes bajo aún más estrecho siempre que la mayoría, y preferentemente todos los engranajes 34, 36, 38, 40, 42, 44 de la unidad de engranaje 24 tengan un juego de engranaje angular  $\theta_G$  que cumpla la relación

$$\theta_G < \tan^{-1} (0,07/n) \quad (10).$$

Un juego axial que permite que un par de árboles  $S_1, S_2$ , que se acoplan mediante engranajes helicoidales  $G_1, G_2$ , se muevan entre sí, produce un juego angular entre los árboles, ya que la traslación axial relativa de los árboles  $S_1, S_2$  hará girar los engranajes  $G_1, G_2$  en su acoplamiento helicoidal. Por lo tanto, un movimiento axial reducido de los árboles en una unidad de engranaje también da como resultado directamente un juego angular reducido entre los árboles.

Para el par de árboles  $S_1, S_2$ , la misma regla general puede ser aplicable siempre que los engranajes  $G_1, G_2$  estén fijados axialmente a sus árboles  $S_1, S_2$  respectivos; el juego angular  $\theta_{S1}$  del árbol  $S_1$  con relación al árbol  $S_2$  se puede obtener a través de la relación

$$\theta_{S1} = \tan^{-1} (k/n_{G1}) \quad (11)$$

en la que el engranaje  $G_1$  tiene dientes  $n_{G1}$ , siendo el número k nuevamente determinante del juego angular.

Para una unidad de engranaje 24 diseñada para equilibrar al menos parcialmente los empujes axiales, y por lo tanto reducir el movimiento axial, según las directrices divulgadas en el presente documento, el juego del árbol angular  $\theta_S$  de cada árbol 26, 28, 30, 32, conectado a otro árbol mediante acoplamiento de engranajes, corresponde preferentemente a un número  $k < 0,11$ , más preferentemente a un número  $k < 0,08$ , y aún más preferentemente a un número  $k < 0,07$ . Por lo tanto, el juego del árbol angular total entre los árboles de entrada y salida 26, 28 será bajo.

Aunque es posible en teoría, en la práctica, por ejemplo, debido a la fricción, viscosidad del aceite, tolerancias de producción, desgaste, etc., es imposible anular perfectamente las fuerzas axiales F1, F2 a exactamente el 100 %. Por lo tanto, se prefiere que los árboles de salida y de entrada 26, 28, así como sus engranajes 34, 44 respectivos, estén axialmente fijados con relación a la carcasa 45, por ejemplo mediante una disposición de cojinete de empuje. De ese modo, no se trasladarán axialmente, ya que las condiciones de carga cambian, mientras se hace funcionar la unidad de engranaje 24. Esto tiene un valor particular en una unidad de engranaje para las condiciones de carga variables habituales de una unidad de engranaje 24 del vehículo móvil, ya que una traslación axial considerable puede provocar que los árboles o engranajes alcancen una posición de extremo en la carcasa de la unidad de

engranaje 45, lo que daña la unidad de engranaje 24. La traslación axial de los árboles de salida o de entrada 26, 28 también puede dañar cualquier equipo corriente arriba o corriente abajo, tal como el motor 16 o el árbol de accionamiento 20.

5 Aunque no es necesario, los árboles de salida y de entrada 26, 28 ilustrados en los ejemplos anteriores del presente documento están fijados también radialmente con relación a la carcasa de la unidad de engranaje 45. Por lo tanto, no se trasladarán radialmente debido a condiciones de carga cambiantes mientras se hace funcionar la unidad de engranaje 24 del vehículo móvil.

10 Con el fin de equilibrar al menos parcialmente las fuerzas axiales dentro de cada árbol secundario 30, 32, los engranajes accionados y de accionamiento 38, 42, 36, 40 respectivos de cada árbol secundario 30, 32 están, axialmente, fijados entre sí. A modo de ejemplo, el engranaje de accionamiento 36 del primer árbol secundario 30 está, axialmente, fijado con respecto al engranaje accionado 38 del mismo árbol secundario 30. Además, los árboles secundarios 30, 32 pueden estar, axialmente, fijados con relación a la carcasa de la unidad de engranaje 45. Los  
15 árboles secundarios 30, 32 también pueden precargarse entre pares de cojinetes de precarga axial (no mostrados) respectivos de una manera similar a la precarga de los árboles de salida y de entrada 26, 28.

La invención se ha descrito, principalmente, anteriormente con referencia a algunas realizaciones. Sin embargo, como apreciará fácilmente un experto en la técnica, otras realizaciones además de las divulgadas anteriormente son igualmente posibles dentro del alcance de la invención, tal como se define en las reivindicaciones de patente  
20 adjuntas.

Por ejemplo, se apreciará que las características de las diferentes realizaciones divulgadas anteriormente en el presente documento se pueden combinar, para formar todavía otras realizaciones. A modo de ejemplo, las expresiones (1)-(6) divulgadas con referencia a la figura 4 representan las relaciones preferentes entre la relación de  
25 transmisión, los diámetros de paso del engranaje y los ángulos de hélice respectivos válidos para todas las realizaciones.

Además, dependiendo de la relación de transmisión deseada, la unidad de engranaje puede estar provista de cualquier número de árboles secundarios conectados en serie entre el árbol de entrada y el árbol de salida, por ejemplo un único árbol secundario o tres árboles secundarios. Para obtener el equilibrio de empuje axial descrito anteriormente en el presente documento, las manos respectivas, los diámetros de paso y los ángulos de hélice del engranaje accionado del árbol de salida y el engranaje de accionamiento del árbol de entrada se deben seleccionar en consecuencia, como se ha descrito anteriormente en el presente documento.  
30

La unidad de engranaje también puede estar provista de cualquier número de disposiciones de árbol secundario conectadas en paralelo entre los árboles de entrada y de salida. Las expresiones y condiciones matemáticas anteriores relacionadas con el equilibrio axial siguen siendo válidas, si las disposiciones paralelas del árbol secundario son similares con respecto a los ángulos de hélice y los radios del engranaje. Para disposiciones de árbol secundario paralelas no similares, las expresiones (1)-(6) pueden necesitar ajustarse en consecuencia, como apreciarán los expertos en la técnica.  
35

No es necesario que la unidad de engranaje 24 del vehículo móvil se coloque en una carcasa para formar una caja de engranajes separada; alternativamente, la unidad de engranaje 24 puede estar incorporada en el motor 16, en una estructura común en la que los árboles pueden estar articulados, y a la que puede fijarse un soporte de cojinete de empuje 50 principal.  
40

La unidad de engranaje 24 puede formar una parte de una unidad o sistema de engranajes más grande; es decir, la unidad de engranaje 24 puede combinarse con otros engranajes, conectados a los árboles de entrada y/o de salida 26, 28, para formar un sistema de engranajes más grande. A modo de ejemplo, la unidad de engranaje 24 puede estar conectada a un engranaje planetario, que, junto con la unidad de engranaje 24, forma un sistema de engranaje que tiene una relación de transmisión total diferente solo de la de la unidad de engranaje 24.  
45

Se ha descrito anteriormente el modo en que se puede usar la unidad de engranaje 24 del vehículo móvil para proporcionar una relación de transmisión dentro de un vehículo 10. Sin embargo, el campo de aplicación para una unidad de engranaje según la invención no está limitado a vehículos 10, tales como automóviles, autobuses y camiones; a modo de ejemplo, las unidades de engranajes axiales, con equilibrio de empuje y móviles pueden usarse también en otras aplicaciones móviles, por ejemplo buques para transporte marítimo, por ejemplo, buques de transporte de pasajeros y buques de carga, en cuyo caso la unidad de engranaje puede instalarse para reducir las rpm de un motor de gasóleo a unas rpm adecuadas para el propulsor u otro dispositivo de propulsión adecuado. Otro ejemplo de una aplicación de vehículo móvil es una aeronave, en la que la unidad de engranaje axial con equilibrio de empuje y móvil puede usarse para reducir las rpm de la turbina o el propulsor que acciona la aeronave.  
50

Los términos "engranaje helicoidal" y "ángulo helicoidal" deben interpretarse de manera amplia, para incluir engranajes que tienen dientes que son curvos, como engranajes en espiral, pero en conjunto siguen una trayectoria generalmente helicoidal, tal que esos engranajes funcionan de una manera equivalente a engranajes helicoidales.  
55

REIVINDICACIONES

1. Unidad de engranaje de vehículo móvil que comprende un árbol de salida (26) y un árbol de entrada (28) sustancialmente paralelo con dicho árbol de salida (26), estando configurada la unidad de engranaje para proporcionar una relación de transmisión ( $I_{tot}$ ) entre dicho árbol de entrada (28) y dicho árbol de salida (26) a través de una disposición de árbol secundario (29), estando el árbol de salida (26) provisto de un engranaje accionado (34) engranado con un engranaje de accionamiento (36) de dicha disposición de árbol secundario (29), y estando el árbol de entrada (28) provisto de un engranaje de accionamiento (44) engranado con un engranaje accionado (42) de dicha disposición de árbol secundario (29), siendo la relación de transmisión ( $I_{tot}$ ) no unitaria tal que un engranaje (44) del engranaje accionado (34) del árbol de salida (26) y el engranaje de accionamiento (44) del árbol de entrada (28) estarán dispuestos para funcionar a un par relativamente menor, y el otro engranaje (34) estará dispuesto para funcionar a un par relativamente mayor, siendo dicho par relativamente mayor que dicho par relativamente menor; siendo dicho engranaje accionado (34) de dicho árbol de salida (26) helicoidal de una primera mano; siendo dicho engranaje de accionamiento (44) de dicho árbol de entrada (28) helicoidal de una segunda mano, siendo la segunda mano la misma que la primera mano para una relación de transmisión positiva ( $I_{tot}$ ) y opuesta a dicha primera mano para una relación de transmisión negativa ( $I_{tot}$ ); y dicho engranaje (44) dispuesto para funcionar a un par relativamente menor que tiene un ángulo de hélice ( $\Psi_{in}$ ) que excede el ángulo de hélice ( $\Psi_{out}$ ) de dicho engranaje (34) dispuesto para funcionar a un par relativamente mayor; caracterizado por que el árbol de salida (26) está articulado con el árbol de entrada (28) en una disposición de cojinete de empuje (156) principal que está dispuesta en un rebaje (174) axial del árbol de salida (26) y limita el movimiento axial del árbol de salida (26) con relación al árbol de entrada (28) en dos direcciones axiales.

2. Unidad de engranaje de vehículo móvil según la reivindicación 1, estando dicho árbol de salida (26) dispuesto en un primer lado de dicha disposición de cojinete de empuje (156) principal, y estando dicho árbol de entrada (28) dispuesto en un segundo lado de dicha disposición de cojinete de empuje (156) principal, siendo dicho segundo lado opuesto a dicho primer lado.

3. La unidad de engranaje de vehículo móvil según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, teniendo dicho engranaje accionado (34) de dicho árbol de salida (26) un diámetro de paso de engranaje accionado por árbol de salida  $D_{out}$  y un ángulo de hélice de engranaje accionado por árbol de salida  $\Psi_{out}$ ; teniendo dicho engranaje de accionamiento (44) de dicho árbol de entrada (28) un diámetro de paso de engranaje accionado por árbol de entrada  $D_{in}$  y un ángulo de hélice de engranaje accionado por árbol de entrada  $\Psi_{in}$ ; y dicho engranaje accionado (34) de dicho árbol de salida (26) y dicho engranaje de accionamiento (44) de dicho árbol de entrada (28) que satisface una condición correspondiente a:

$$0,2 < \left| I_{tot} \frac{D_{in} \tan \Psi_{out}}{D_{out} \tan \Psi_{in}} \right| < 5,$$

donde  $I_{tot}$  es la relación de transmisión de dicha unidad de engranaje (24).

4. La unidad de engranaje de vehículo móvil según cualquiera de las reivindicaciones 1-3, comprendiendo dicha disposición de árbol secundario al menos un árbol secundario (30) y opcionalmente una pluralidad de árboles secundarios (30, 32; 30', 32') sustancialmente paralelos conectados en serie, estando cada árbol secundario (30, 32; 30', 32') provisto de un engranaje de accionamiento helicoidal (36, 40; 36', 40') y un engranaje accionado helicoidalmente (38, 42; 38', 42'), siendo el engranaje accionado (38, 42; 38', 42') de cada árbol secundario (30, 32; 30', 32') de la misma mano que el engranaje de accionamiento (36, 40; 36', 40') del mismo árbol secundario (30, 32; 30', 32').

5. La unidad de engranaje de vehículo móvil según la reivindicación 4, en la que, para cada árbol secundario (30; 32; 30'; 32') de dicho al menos un árbol secundario, o dicha pluralidad de árboles secundarios, el engranaje de accionamiento (36; 40; 36'; 40') respectivo tiene un diámetro de paso de engranaje de accionamiento  $D_{drive,i}$  y un ángulo de hélice de engranaje de accionamiento  $\Psi_{drive,i}$ ; el engranaje accionado (38; 42; 38'; 42') respectivo tiene un diámetro de paso de engranaje accionado  $D_{driven,i}$  y un ángulo de hélice de engranaje accionado  $\Psi_{driven,i}$ , siendo el ángulo de hélice del engranaje accionado  $\Psi_{driven,i}$  diferente del ángulo de hélice del engranaje de accionamiento  $\Psi_{drive,i}$ ; y

$$0,2 < |(D_{drive,i} \cdot \tan \Psi_{driven,i}) / (D_{driven,i} \cdot \tan \Psi_{drive,i})| < 5.$$

6. La unidad de engranaje de vehículo móvil según cualquiera de las reivindicaciones 1-5, siendo dicha unidad de engranaje (24) una unidad de engranaje para un vehículo de accionamiento (10) eléctrico.



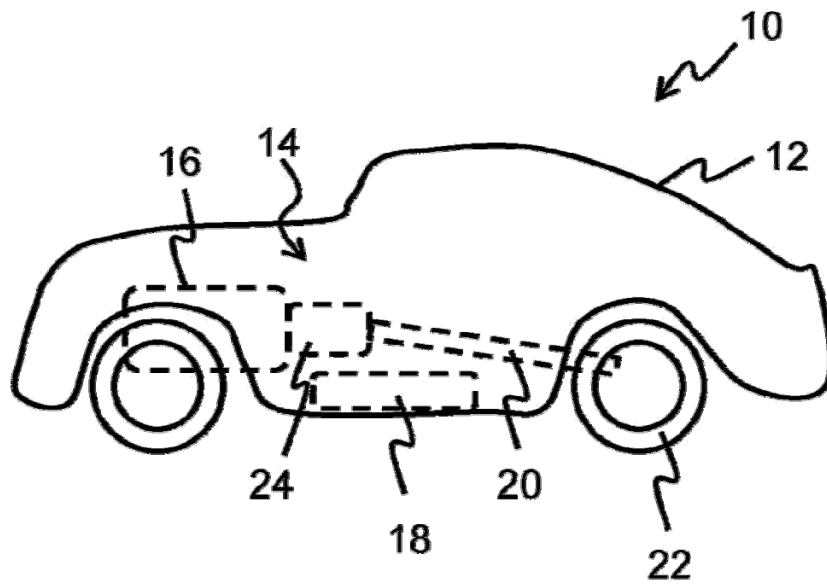
7. La unidad de engranaje de vehículo móvil según cualquiera de las reivindicaciones 1-6, en la que el engranaje accionado (34) del árbol de salida (26) está fijado axialmente al árbol de salida (26), y el engranaje de accionamiento (44) del árbol de entrada (28) está fijado axialmente al árbol de entrada (28).

5 8. La unidad de engranaje de vehículo móvil según la reivindicación 4 o la reivindicación 5 en la que, para cada árbol secundario (30; 32) de dicha disposición de árbol secundario (29), el engranaje accionado (38; 42) del árbol secundario (30; 32) está, axialmente, fijado con respecto al engranaje de accionamiento (36; 40) del árbol secundario (30; 32).

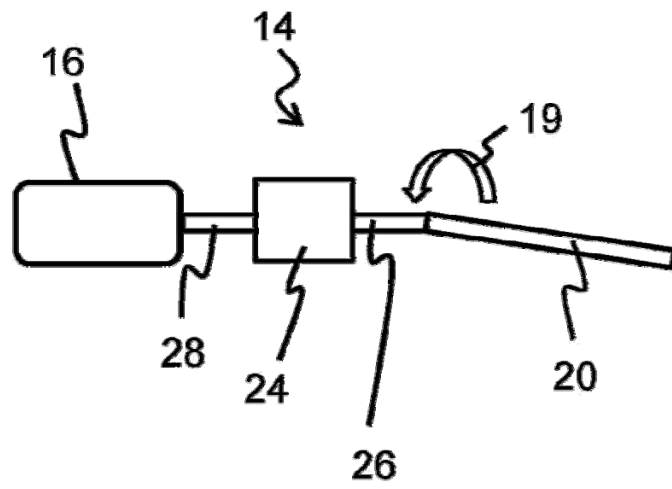
10 9. La unidad de engranaje de vehículo móvil según cualquiera de las reivindicaciones 1-8, en la que, para cada árbol (26, 28, 30; 32) de dicha unidad de engranaje (24), el juego de árbol angular  $\theta_s$  con respecto a otro árbol de dicha unidad de engranaje (24) cumple la condición

$$\theta_s < \tan^{-1} (0,11/n_G)$$

15 en la que  $n_G$  representa el número de dientes de un engranaje (34, 36, 38, 40, 42, 44) de dicho árbol (26, 28, 30; 32), siendo dicho engranaje (34, 36, 38, 40, 42, 44) engranado con un engranaje de dicho otro árbol.

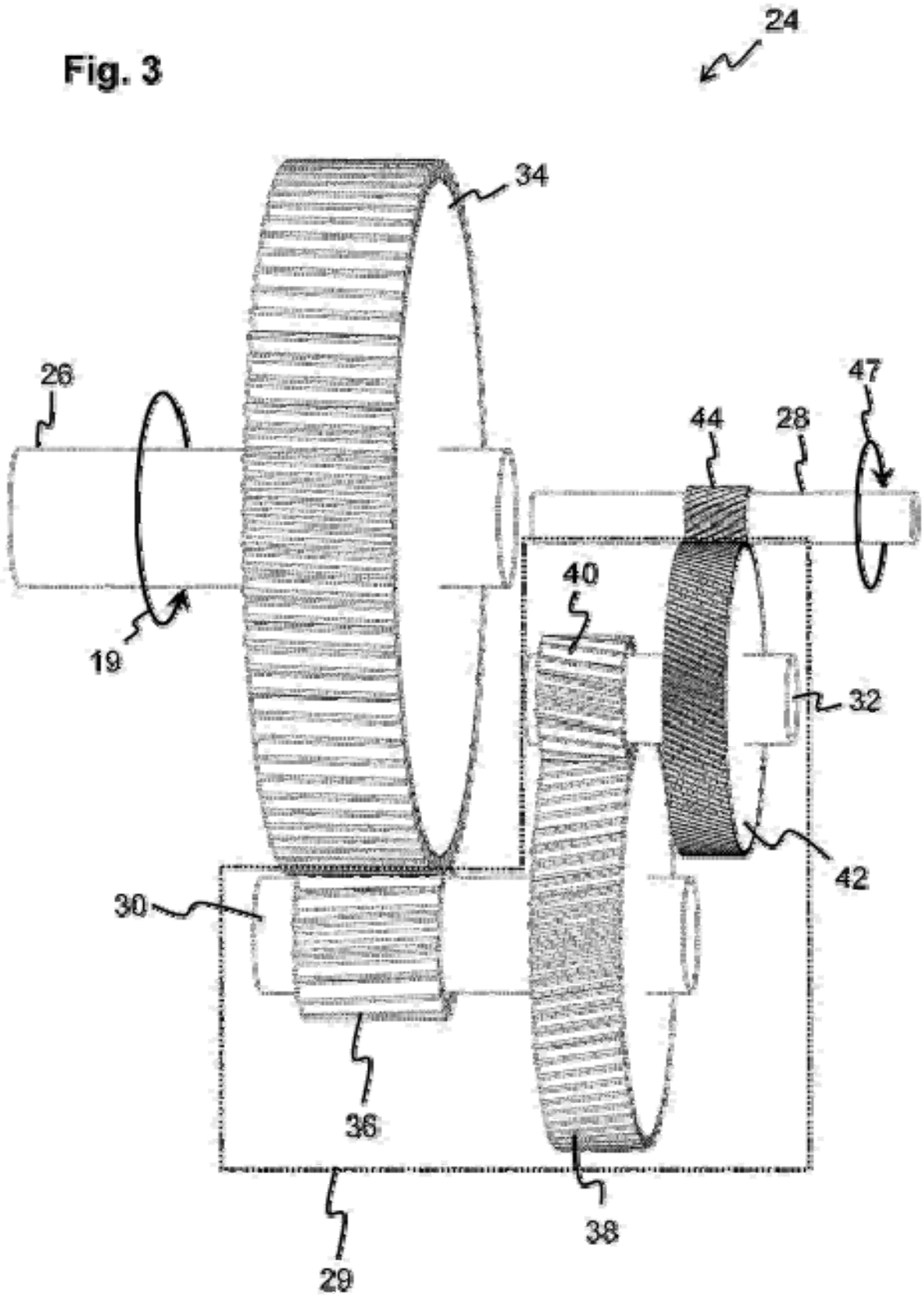


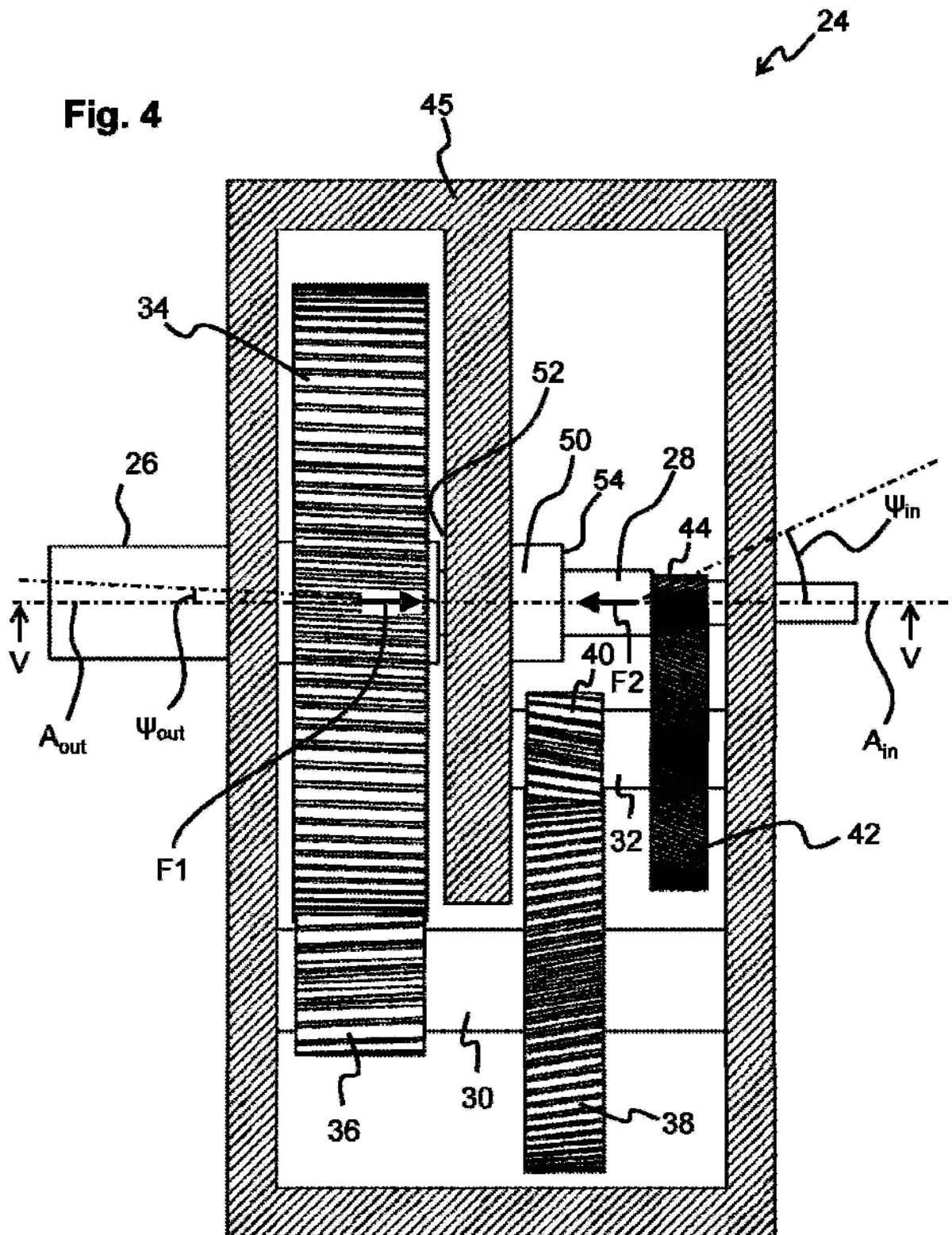
**Fig. 1**



**Fig. 2**

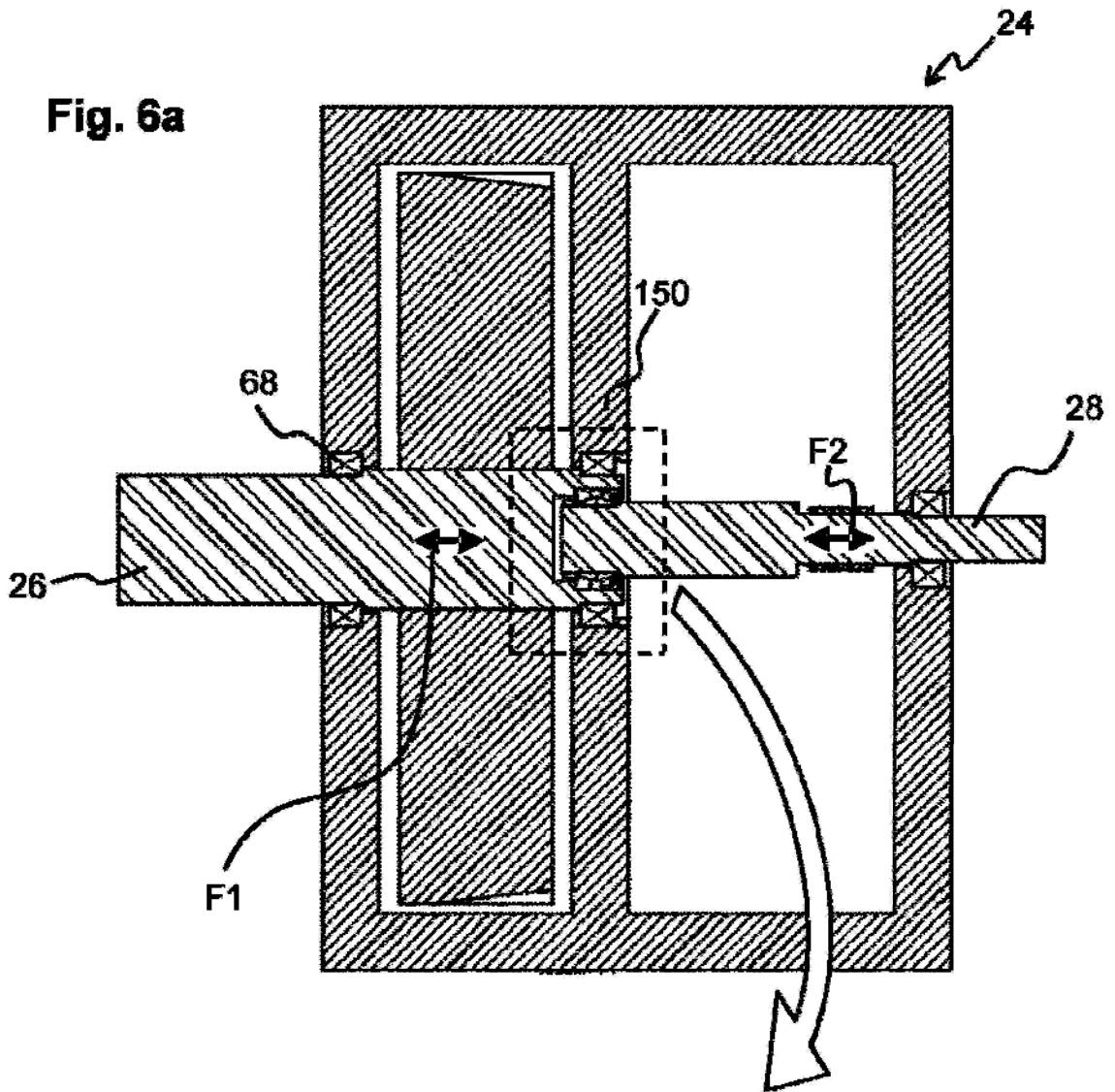
Fig. 3



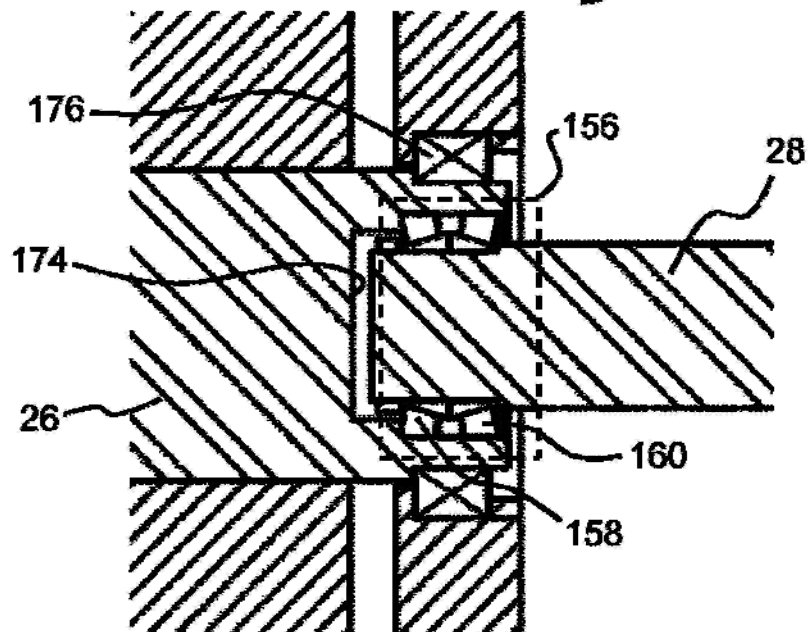




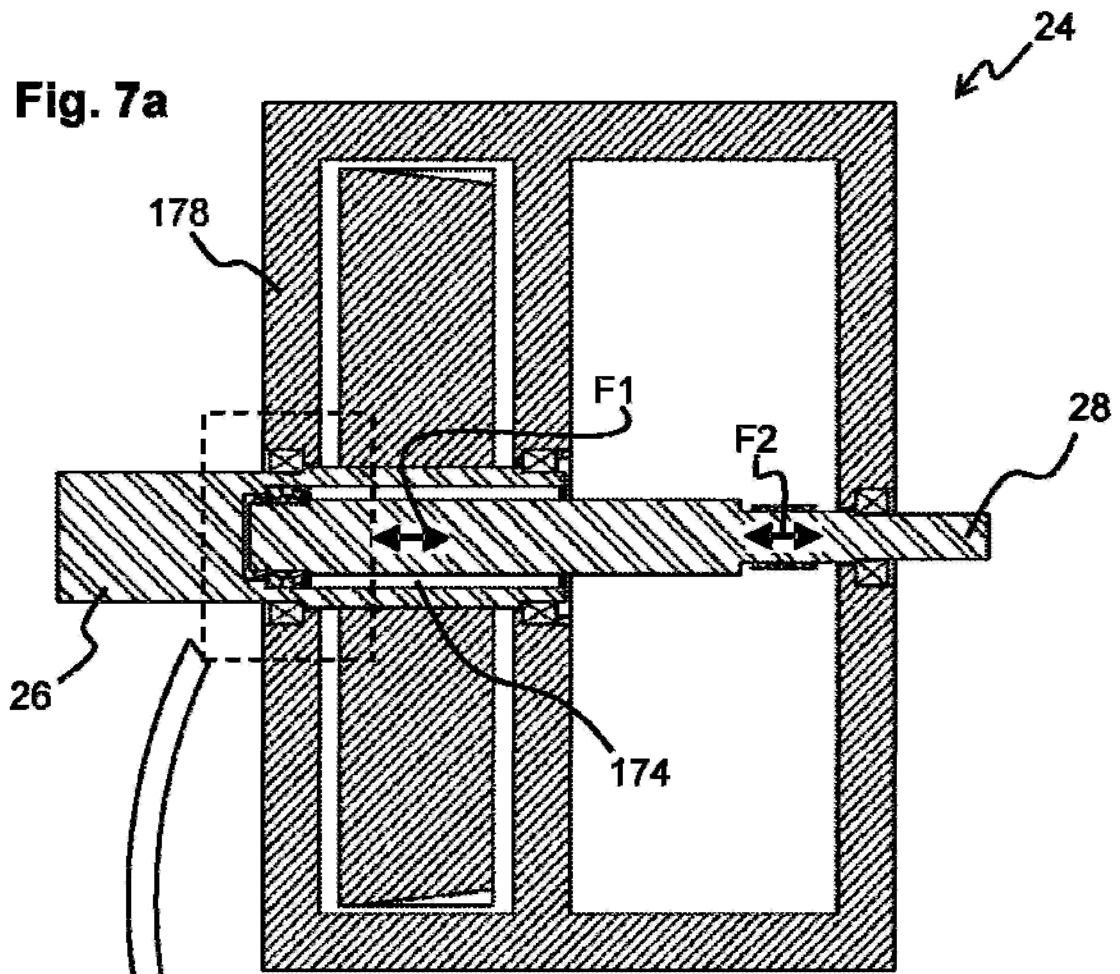
**Fig. 6a**



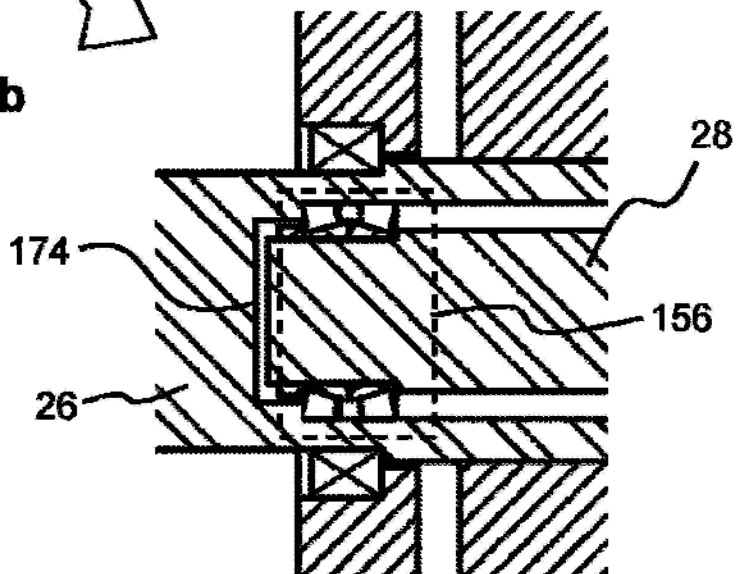
**Fig. 6b**

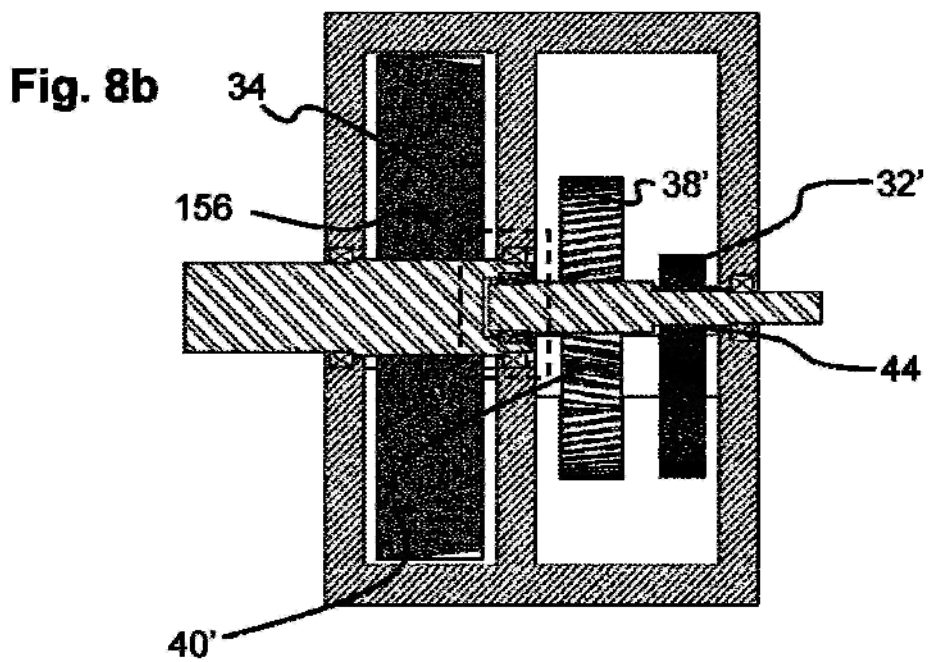
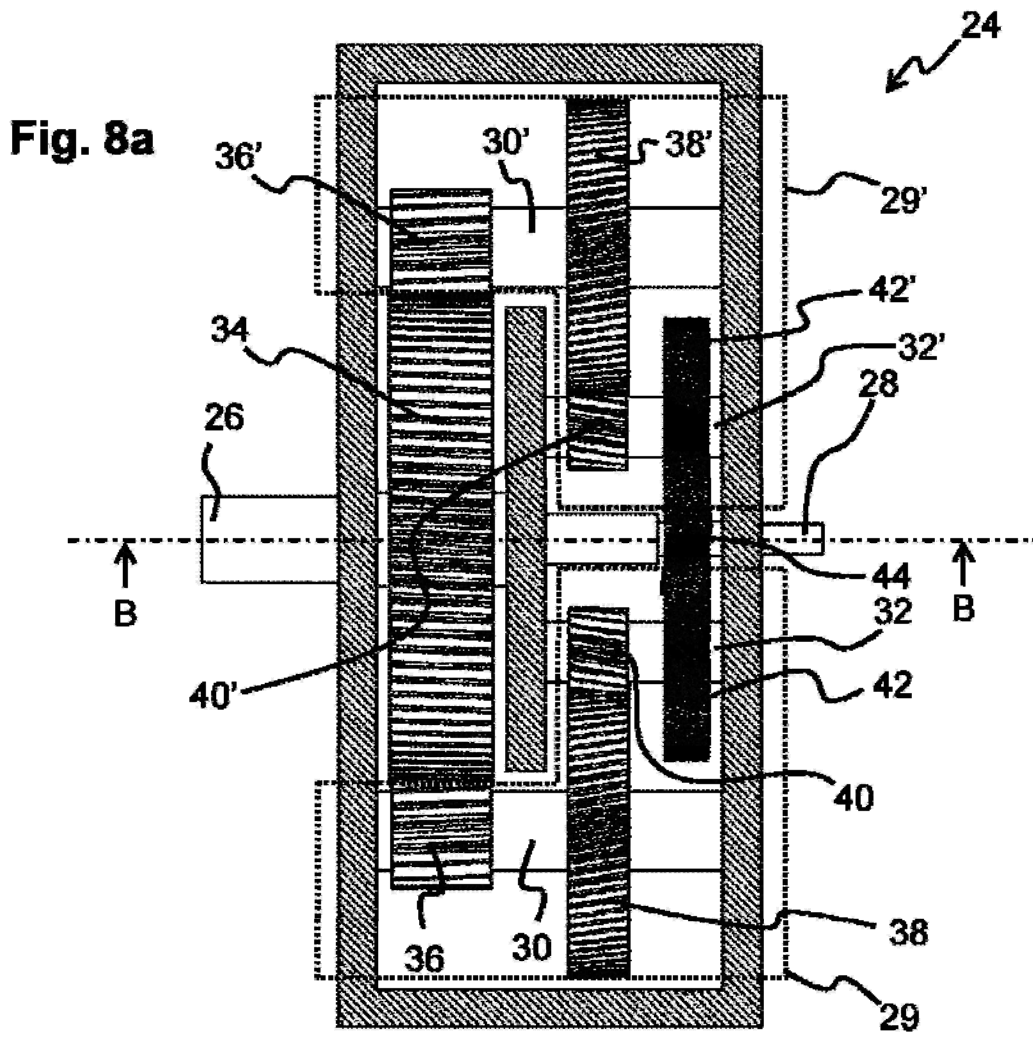


**Fig. 7a**



**Fig. 7b**







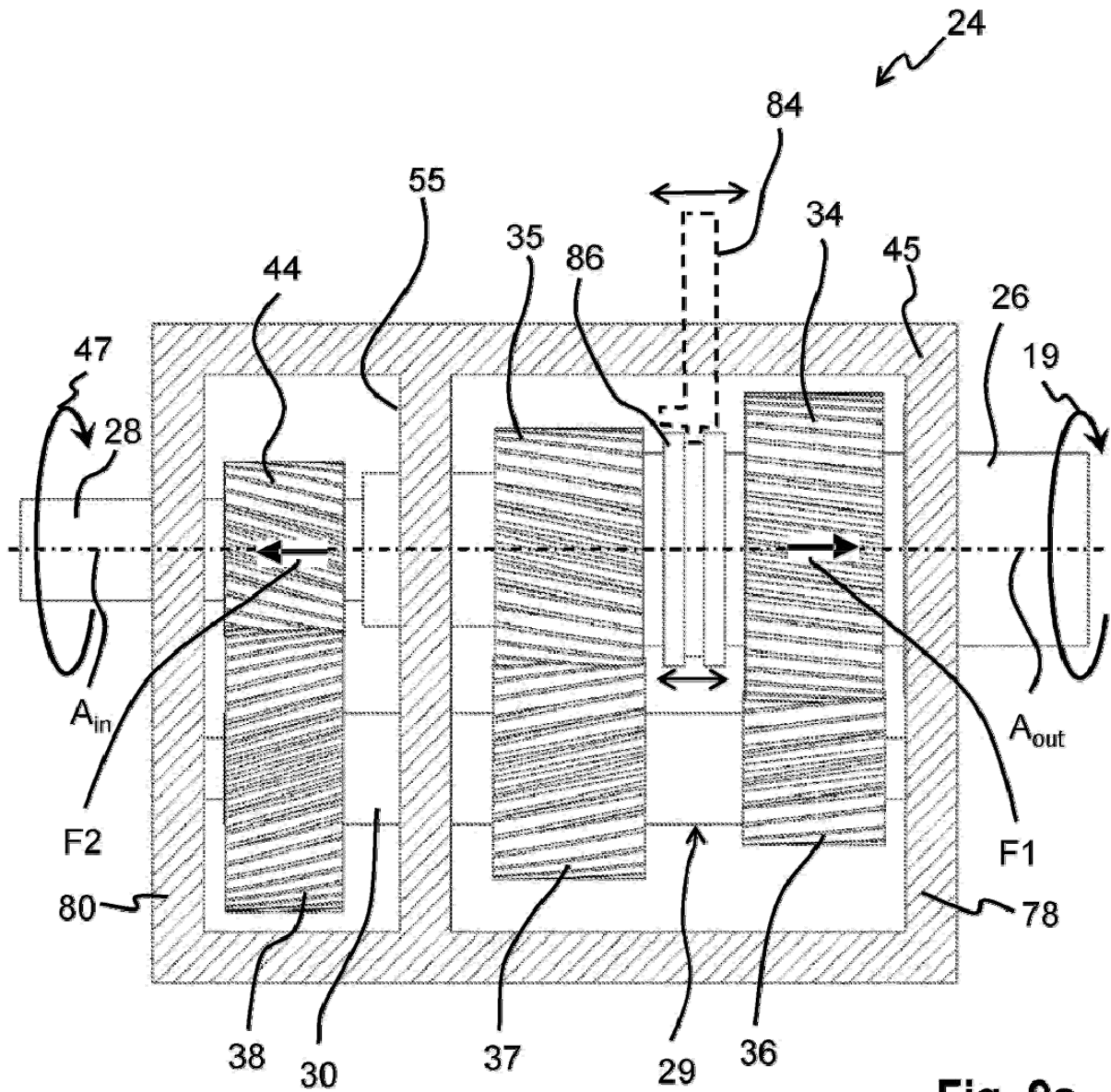


Fig. 9a

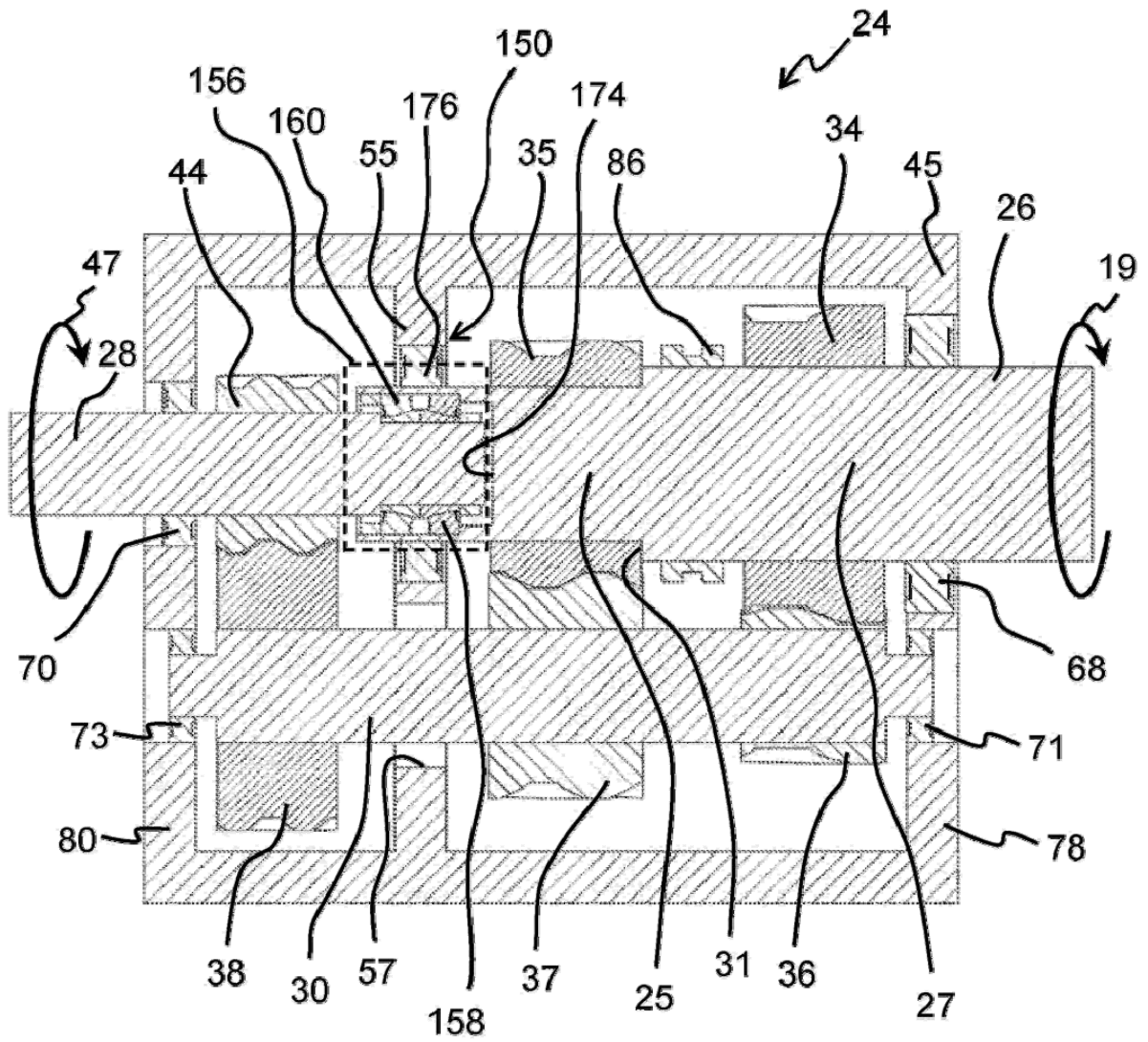


Fig. 9b