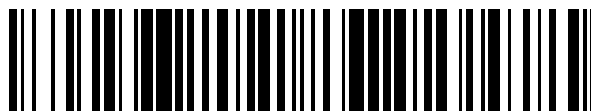


19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 629 035**

51 Int. Cl.:

**F16H 1/22** (2006.01)

**F16H 1/32** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **02.11.2011** **E 11187478 (0)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **22.03.2017** **EP 2479455**

54 Título: **Aparato de cambio de velocidad con gran relación**

30 Prioridad:

**04.11.2010 US 410245 P**

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

**07.08.2017**

73 Titular/es:

**LIN, PAN-CHIEN (100.0%)**  
**32-22, Lane 112 Chulin Road Chunglin**  
**Hsinchu County, TW**

72 Inventor/es:

**LIN, PANCHIEN**

74 Agente/Representante:

**ESPIELL GÓMEZ, Ignacio**

**ES 2 629 035 T3**

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

## DESCRIPCIÓN

Aparato de cambio de velocidad con gran relación

**Antecedentes**

Campo de la Invención

- 5 La presente invención está relacionada en general con aparatos de cambio de velocidad y, en concreto, con aparatos de cambio de velocidad con gran relación. Más en concreto, la presente invención está relacionada con un aparato de cambio de velocidad con gran relación para aplicaciones tanto de reducción de velocidad como de incremento de velocidad.

Descripción de la Técnica Relacionada

- 10 El cambio de velocidad es indispensable. Frecuentemente un motor principal debe funcionar a grandes velocidades de giro para una eficiencia optimizada mientras la carga que impulsa debe circular a decenas o incluso cientos de veces su velocidad. Una manera de obtener dicha gran relación de reducción de velocidad es utilizar una cascada de reductores de menor relación pero a máxima eficiencia.

- 15 Sin embargo, esta reducción de velocidad en cascada adolece de baja eficiencia global de cambio de velocidad debido a su naturaleza de hacer que toda la carga pase sucesivamente a través de todas y cada una de las etapas reductoras de la cascada. El sistema es también voluminoso por la razón evidente de que cada etapa en la cascada debe estar plenamente capacitada para manejar el cien por cien de la potencia total suministrada por el motor principal.

- 20 Un tipo de reductores “de una sola etapa” muy utilizado en la actualidad es la transmisión cicloidal fabricada por Sumitomo Heavy Industries, Ltd. de Tokio, Japón. Aunque relativamente compacta para relaciones de cambio de velocidad que van desde decenas hasta más de cien, la transmisión es, esencialmente, una etapa de transmisión cicloidal seguida por una etapa de extracción de potencia al eje.

- 25 La Figura 1 ilustra de forma esquemática la configuración de un reductor de velocidad cicloidal de este tipo en sección transversal. El dispositivo convencional de la Figura 1 tiene una corona dentada 11 fija y un elemento 12 planeta conformado, a veces conformado con forma de disco o a veces simplemente como un engranaje. El elemento 12 planeta se acopla con la corona dentada 11 y se mueve epicíclicamente dentro de ella. Los dos elementos 11, 12 tienen la menor diferencia posible en sus diámetros primitivos de trabajo.

- 30 Para la etapa de extracción de potencia al eje, un disco 13 está fijado al elemento 12 planeta coaxialmente sobre su eje 19 y tiene varios orificios 17 para permitir acoplamiento mediante un correspondiente número de espigas de rodillo 18 fijadas sobre un plato 14. El plato 14 está acoplado al eje 16 de salida de la transmisión y está centrado sobre el eje 10 central del dispositivo. Este sistema de “extracción de potencia” permite que la transmisión proporcione una relación de reducción de velocidad de  $-K/i$ , donde  $K$  es el diámetro primitivo del elemento 12 planeta e  $i$  es la diferencia entre los diámetros primitivos de los elementos 11 y 12. En un ejemplo típico en el cual la corona dentada 11 tiene 80 dientes y una versión en forma de engranaje del elemento 12 planeta tiene 79 ( $K = 80$  mm e  $i = 1$  mm utilizando engranajes métricos de módulo 1), la relación es  $-80$  cuando el dispositivo transmite potencia mecánica a través de la entrada en el árbol 15.

- 40 La Figura 2 ilustra de forma esquemática el acoplamiento de extracción de potencia al eje utilizado para la transmisión cicloidal de la técnica anterior de la Figura 1. En cualquier momento dado, sólo uno de los típicamente ocho o más acoplamientos de espiga-rodillo y orificio del disco está transmitiendo par a su plena capacidad. Por ejemplo, con la posición angular del desfase relativo y con la dirección de giro que se muestran, sólo la pareja de rodillo en espiga 18C y orificio 17C está transmitiendo potencia a su plena capacidad para el dispositivo.

- 45 Esto es evidente ya que el borde del orificio 17C del disco 13 que está impulsando y en contacto con el rodillo en espiga 18C del plato 14 debe estar detrás del rodillo 18C a lo largo de la dirección de giro. En este sentido parejas de rodillo en espiga y orificio identificadas mediante B y D están trabajando parcialmente para transmitir potencia debido a la posición de sus puntos de contacto con respecto a las direcciones de giro del disco 13 y del plato 14. En el mismo sentido, la pareja de rodillo en espiga 18G y orificio 17G no está trabajando nada porque el rodillo en espiga 18G, el impulsado, se desplaza detrás de su punto de contacto con su orificio 17G, el impulsor.

- 50 Las transmisiones cicloidales convencionales se basan en un acoplamiento de sincronización entre dos elementos (engranajes) de diferentes diámetros primitivos con ejes desalineados. Pero este no es un mecanismo optimizado debido a su bajo grado de utilización: de todas las ocho parejas espiga/orificio mostradas en la Figura 2, la mitad (cuatro o incluso cinco dependiendo de la posición angular) de ellos no están en la posición de impulsar a la carga. De la otra mitad, sólo uno puede estar en una posición de esfuerzo total para impulsar a la carga, los otros tres están en su esfuerzo parcial. Con limitaciones como estas, las transmisiones cicloidales consiguen típicamente una eficiencia menor del 80 por ciento bajo condiciones normales de carga.

Además, para conseguir una relación de reducción de velocidad de hasta un valor de K, una transmisión cicloidal requiere una corona dentada fija de K+1 dientes. Para una relación grande, el gran número de corona dentada hace que la transmisión sea voluminosa si el par nominal es grande, por lo tanto los dientes deben ser suficientemente robustos - en tamaño. Dicho de otra manera, la compacidad de la transmisión cicloidal supone una limitación sobre el par y la potencia nominales de la transmisión.

Otro tipo de reductor de gran relación ampliamente utilizado en aplicaciones de precisión y aeroespaciales es la transmisión armónica fabricada por la empresa Harmonic Drive Systems Inc. de Tokio, Japón. Utilizando el concepto básico conocido como transmisión por ondas de deformación (*strain wave gearing*), la transmisión armónica tiene una potencia nominal disponible relativamente baja. La transmisión también proporciona típicamente una eficiencia menor del 60 por ciento bajo carga normal porque su elemento flexible se deforma todo el tiempo cuando la transmisión opera para transmitir potencia mecánica.

Además, para reductores de velocidad de gran relación existe también la necesidad de incrementar una velocidad de entrada lenta hasta una salida que sea hasta decenas o cientos de veces más rápida.

El documento CN 100 439 750 C describe un mecanismo de transmisión que consiste en engranaje interior, piñón y engranaje hipocicloide. El engranaje interior está montado excéntricamente con respecto al engranaje hipocicloide y engranado con el piñón, y el piñón está engranado con el engranaje hipocicloide. El piñón excéntrico tiene árbol de giro fijo y sus ejes de giro están distribuidos en la superficie cilíndrica con el eje de giro del engranaje hipocicloide como centro. Este documento muestra los rasgos del preámbulo de la reivindicación 1.

El documento GB 2 357 329 A describe un conjunto de motor adaptado para ser montado en una bicicleta para impulsar una rueda de la bicicleta que comprende: un motor eléctrico y un dispositivo de reducción de velocidad. El dispositivo de reducción de velocidad es un dispositivo de reducción cicloidal de alta reducción. También están comprendidos medios de equilibrado tales como un contrapeso o un disco cicloidal adicional desfasado con respecto al otro disco.

### Resumen de la invención

La presente invención es proporcionada por la reivindicación 1 adjunta. En las reivindicaciones dependientes se proporcionan realizaciones beneficiosas. Por consiguiente, es un objeto de la presente invención proporcionar un aparato de cambio de velocidad de gran relación utilizando parejas coaxiales de elementos de acoplamiento, por ejemplo, engranajes con pequeños números de dientes, del orden de una o dos decenas.

Es también un objeto de la presente invención proporcionar un aparato para cambio de velocidad de gran relación que tenga alta eficiencia como con engrane de engranajes de precisión.

Es también un objeto de la presente invención proporcionar un aparato para cambio de velocidad de gran relación que tenga alta densidad de potencia con elementos de engranaje de pequeños números de dientes que pueden estar contruidos con gran número de módulo.

Para conseguir los objetos anteriores y otros, la presente invención proporciona un aparato de cambio de velocidad para cambiar una velocidad de entrada a una velocidad de salida mucho más lenta o mucho más rápida. El aparato tiene una pareja coaxial de coronas dentadas que incluye una corona dentada grande que tiene un diámetro primitivo A y una corona dentada pequeña que tiene un diámetro primitivo D. Una pareja coaxial de engranajes rectos incluye un engranaje recto grande que tiene un diámetro primitivo B y un engranaje recto pequeño que tiene un diámetro primitivo C. El engranaje recto grande engrana con la corona dentada grande y el engranaje recto pequeño engrana con la corona dentada pequeña. Un elemento portador está conectado a uno de los árboles de entrada y de salida del aparato. Dos engranajes de una de las dos parejas coaxiales están fijados el uno al otro para que operen epicíclicamente sobre el portador. Un engranaje de la otra de las dos parejas coaxiales está fijado al bastidor del aparato y el otro engranaje está conectado al otro de los árboles de entrada y de salida. En el aparato, los cuatro engranajes cumplen la relación dimensional de  $A = K + i$ ,  $B = K$ ,  $C = K - j$  y  $D = K + i - j$  donde K es el valor medido del diámetro primitivo del engranaje recto grande, i es la diferencia entre los diámetros primitivos de la corona dentada grande y del engranaje recto grande y j es la diferencia entre los diámetros primitivos de la corona dentada grande y la corona dentada pequeña.

### Breve descripción de los dibujos

La Figura 1 ilustra de forma esquemática un reductor de velocidad cicloidal de gran relación de la técnica anterior.

La Figura 2 ilustra de forma esquemática el acoplamiento de extracción de potencia al eje utilizado para una transmisión cicloidal de la técnica anterior.

La Figura 3 es una vista en sección transversal de un aparato de cambio de velocidad de la presente invención que ilustra de forma esquemática la etapa de extracción de potencia al eje del mismo.

La Figura 4 ilustra de forma esquemática una vista en sección transversal de un aparato de cambio de velocidad de la presente invención esbozando la configuración dimensional de todos los elementos del mismo.

Las Figuras 5 y 6 ilustran de forma esquemática vistas en sección transversal del aparato de cambio de velocidad de la presente invención en diferentes configuraciones de elementos de entrada y de elementos de salida.

- 5 La Figura 7 ilustra de forma esquemática una vista en sección transversal de un aparato de cambio de velocidad de la presente invención con una configuración dimensional para aplicación de cambio de velocidad optimizada.

**Descripción detallada de las realizaciones preferidas**

10 La Figura 3 es una configuración en sección transversal de un aparato de cambio de velocidad de la presente invención que ilustra de forma esquemática un sistema equivalente de la etapa de extracción de potencia al eje del mismo. Con referencia simultánea también a las Figuras 1 y 2, en lugar del plato 14 con múltiples espigas-rodillos 18 que engranan con sus correspondientes orificios 17 conformados en el disco 13, un aparato de cambio de velocidad de la presente invención tiene un sistema diferente para extracción de potencia.

15 Como se ilustra, mientras que el engranaje planeta 32 se mueve epicíclicamente dentro de la corona dentada 31 del bastidor, el engranaje planeta 33 que está fijado coaxialmente con el engranaje 32 también se mueve epicíclicamente dentro de la corona dentada 34 de la segunda pareja de corona dentada-engranaje recto. Cuando el engranaje 33 gira sobre sí mismo y se mueve epicíclicamente dentro del engranaje 34, su borde 33P más exterior (de su circunferencia primitiva) dibuja una traza 33T. Esta traza 33T se hace coincidir exactamente con la circunferencia primitiva de la corona dentada 34. Esencialmente, la corona dentada 34 de la segunda pareja, junto con el engranaje 33 recto que engrana con ella, realiza una función similar a la de los medios de extracción de potencia al eje de una transmisión cicloidal convencional pero permite que el aparato de la presente invención produzca una relación de cambio de velocidad que sea mucho mayor, como se describe más adelante en esta memoria.

25 La Figura 4 ilustra de forma esquemática en una vista en sección transversal la configuración de un aparato de cambio de velocidad de la presente invención esbozando la configuración dimensional de todos los elementos del mismo. El aparato de cambio de velocidad tiene una pareja coaxial de coronas dentadas que incluye una corona dentada 41 grande que tiene un diámetro primitivo A y una corona dentada 44 pequeña que tiene un diámetro primitivo D. El aparato también tiene una pareja coaxial de engranajes rectos que incluye un engranaje recto 42 grande que tiene un diámetro primitivo B y un engranaje recto 43 pequeño que tiene un diámetro primitivo C. El engranaje recto 42 grande engrana con la corona dentada 41 grande y el engranaje recto 43 pequeño engrana con la corona dentada 44 pequeña, conformando dos parejas de engrane. Un elemento 45E portador está conectado al árbol 45 de entrada del aparato de cambio de velocidad. El elemento 45E portador está conectado a una versión "modificada" del que se puede encontrar en trenes de engranajes planetarios convencionales, se conforma combinando el árbol 45 de entrada (sobre el eje central 40 del sistema completo) y el árbol central para la pareja de engranajes 42 y 43 (sobre su propio eje 49).

35 Además, los dos engranajes 42 y 43 rectos coaxiales están fijados el uno al otro para que operen epicíclicamente sobre el portador 45E. La corona dentada 41 grande, en este ejemplo representado de la Figura 4, está fijada al bastidor 47 del aparato que actúa como el elemento de reacción del sistema y la corona dentada 44 pequeña está conectada al árbol 46 de salida.

40 En este sistema de tren de engranajes, los cuatro engranajes 41, 42, 43 y 44 cumplen la relación dimensional de  $A = K + i$ ,  $B = K$ ,  $C = K - j$  y  $D = K + i - j$  donde K es el valor medido del diámetro primitivo del engranaje recto 42 grande, i es la diferencia entre los diámetros primitivos de la corona dentada 41 grande y del engranaje recto 42 grande y j es la diferencia entre los diámetros primitivos de la corona dentada 41 grande y de la corona dentada 44 pequeña. Dicha relación dimensional se ve claramente en la Figura 4. Sin esta relación dimensional, el dispositivo no funcionará porque el acoplamiento del engranaje estará fuera de su alineación necesaria. Como es comprensible, las implementaciones del aparato de cambio de velocidad de la presente invención que utilizan engranajes deben tener números de dientes enteros.

45 Esencialmente el aparato de cambio de velocidad de la Figura 4 tiene el portador 45E actuando como la entrada, la corona dentada 44 pequeña actuando como la salida, y la corona dentada 41 grande actuando como el elemento de reacción. Mientras tanto, los dos engranajes rectos coaxiales 42 y 43 que están fijados el uno al otro se mueven epicíclicamente en el sistema. El aparato de cambio de velocidad ilustrado en la Figura 4 tiene una relación de cambio de velocidad de  $K(K + i - j)/ij$ . Para un sistema basado en engranajes con una dimensión de diámetros primitivos A, B, C y D de engranajes de módulo 10 de 16T (dientes), 15T, 14T y 15T respectivamente, o de K = 150 mm (15 cm), i = 10 mm (1 cm) y j = 10 mm (1 cm), la relación de cambio de velocidad es 225.

55 En cambio, para una transmisión cicloidal convencional (de la Figura 1) con un diámetro primitivo A de un engranaje 16T y B de 15T, la relación de cambio de velocidad es -15. Esto significa que un aparato de cambio de velocidad de la presente invención es capaz de conseguir una relación que es el cuadrado en valor numérico de la ésta de una transmisión cicloidal con un número de dientes comparable.

Un aparato de cambio de velocidad de la presente invención se puede utilizar en diferentes configuraciones de asignaciones de entrada, salida y elemento de reacción entre sus elementos de engranaje y portador constituyentes. Esencialmente, un aparato de cambio de velocidad de propósito general de la presente invención –utilizado como reductor o como multiplicador de velocidad que tiene una corona dentada fija o un engranaje recto fijo – se puede construir de manera que tenga una pareja coaxial de coronas dentadas que incluya una corona dentada grande que tiene un diámetro primitivo A y una corona dentada pequeña que tenga un diámetro primitivo D. Un aparato como éste también tiene una pareja coaxial de engranajes rectos que incluye un engranaje recto grande que tiene un diámetro primitivo B y un engranaje recto pequeño que tiene un diámetro primitivo C. El engranaje recto grande engrana con la corona dentada grande y el engranaje recto pequeño engrana con la corona dentada pequeña, conformando dos parejas de engrane. Un elemento portador está conectado a uno de los árboles de entrada y salida del aparato. Dos engranajes de una de las dos parejas coaxiales están fijados el uno al otro para que operen epicíclicamente sobre el portador. Un engranaje de la otra de las dos parejas coaxiales está fijado al bastidor del aparato y el otro engranaje está conectado al otro de los árboles de entrada y salida. En un sistema como este, los cuatro engranajes cumplen la relación dimensional de  $A = K + i$ ,  $B = K$ ,  $C = K - j$  y  $D = K + i - j$  donde K es el valor medido del diámetro primitivo del engranaje recto grande, i es la diferencia entre los diámetros primitivos de la corona dentada grande y del engranaje recto pequeño y j es la diferencia entre los diámetros primitivos de la corona dentada grande y la corona dentada pequeña.

Las Figuras 5 y 6 ilustran de forma esquemática vistas en sección transversal del aparato de cambio de velocidad de la presente invención que están en diferentes disposiciones de elementos de entrada y de salida. Los ejemplos de las Figuras 5 y 6 muestran la construcción de reductores con relación de reducción de velocidad de más de 200 utilizando dos parejas de corona dentada-engranaje recto de diferentes números de módulo. La primera pareja con corona dentada y engranaje recto grandes incluye una corona dentada 51, 61 de 80 dientes, con un número de módulo de 2 lo que hace un diámetro primitivo de 160 mm y un engranaje recto 52, 62, M2, 75T, con diámetro primitivo de 150 mm. La segunda pareja de corona dentada y engranaje recto pequeños incluye una corona dentada 54, 64, M2.5, 60T con diámetro primitivo de 150 mm y un engranaje recto 53, 63, M2.5, 56T con diámetro primitivo de 140 mm. De esta forma, con el engranaje recto grande fijado al bastidor 52F del dispositivo como el elemento de reacción como es la configuración de la Figura 5, el aparato de cambio de velocidad proporciona una relación de reducción de -224.

El aparato de la Figura 6, por otro lado, tiene una configuración diferente aunque utilizando todos los mismos engranajes que en la Figura 5, esencialmente la misma asignación de funciones de los engranajes que la descrita en la Figura 4 – con la corona dentada 61 grande fijada al bastidor 61F del dispositivo como elemento de reacción.

Obsérvese que los ejemplos de las Figuras 5 y 6 tienen una configuración dimensional de  $K : i : j = 15 : 1 : 1$  ( $75T \times M2 : (80T \times M2 - 75T \times M2) : (80T \times M2 - 60T \times M2.5) = 150mm : 10mm : 10mm = 15 : 1 : 1$ ).

En resumen, un aparato de cambio de velocidad de la presente invención esbozado en la Figura 4 puede tener cuatro configuraciones de ajuste de cambio de velocidad diferentes, como se muestra en la Tabla 1. En la Tabla 1, así como en la Tabla 2 posterior, R, O e I en la fila Función indican, respectivamente, las funciones de reacción, de salida y de entrada de los elementos giratorios del aparato de la invención.

Tabla 1

Elemento	Corona Dentada Grande 41	Gran Engranaje Recto 42	Pequeño Engranaje Recto 43	Corona Dentada Pequeña 44	Elemento Portador 45E	Relación de Reducción
<b>Configuración 1</b>						
Función	R	-	-	O	I	
Movimiento	Fijo	Epicíclico	Epicíclico	Giratorio	Giratorio	
Velocidad	0			$ij/K(K+i-j)$	I	$K(K+i-j)/ij$
<b>Configuración 2</b>						
Función	O	-	-	R	I	
Movimiento	Giratorio	Epicíclico	Epicíclico	Fijo	Giratorio	
Velocidad	$-ij/(K-j)(K+i)$			0	I	$-(K-j)(K+i)/ij$
<b>Configuración 3</b>						
Función	-	R	O		I	
Movimiento	Epicíclico	Fijo	Giratorio	Epicíclico	Giratorio	
Velocidad		0	$-ij/(K+i)(K-j)$		I	$-(K+i)(K-j)/ij$

Elemento	Corona Dentada Grande 41	Gran Engranaje Recto 42	Pequeño Engranaje Recto 43	Corona Dentada Pequeña 44	Elemento Portador 45E	Relación de Reducción
<b>Configuración 4</b>						
Función	-	O	R	-	I	
Movimiento	Epicíclico	Giratorio	Fijo	Epicíclico	Giratorio	
Velocidad		$ij/K(K+i-j)$	0		I	$K(K+i-j)/ij$

Como es comprensible para los expertos en la técnica, las configuraciones de reducción de velocidad de la Tabla 1 se pueden modificar fácilmente para convertirlas en configuraciones de incremento de velocidad simplemente intercambiando la asignación de funciones I y O de cada una.

- 5 La Figura 7 ilustra de forma esquemática una vista en sección transversal de un aparato de cambio de velocidad de la presente invención que tiene una configuración dimensional optimizada para aplicación de cambio de velocidad en términos de peso y tamaño, o de densidad de potencia. En este caso especial, las configuraciones de la Tabla 1 se convierten en las mostradas en la Tabla 2.

**Tabla 2**

Elemento	Corona Dentada Grande 71	Engranaje Recto Grande 72	Engranaje Recto Pequeño 73	Corona Dentada Pequeña 74	Elemento Portador 75E	Relación de Reducción
<b>Configuración 1</b>						
Función	R	-	-	O	I	
Movimiento	Fijo	Epicíclico	Epicíclico	Giratorio	Giratorio	
Velocidad	0			$i2/K2$	I	$K2/i2$
<b>Configuración 2</b>						
Función	O	-	-	R	I	
Movimiento	Giratorio	Epicíclico	Epicíclico	Fijo	Giratorio	
Velocidad	$-i2/(K2-i2)$			0	I	$1-K2/i2$
<b>Configuración 3</b>						
Función	-	R	O	-	I	
Movimiento	Epicíclico	Fijo	Giratorio	Epicíclico	Giratorio	
Velocidad		O	$-i2/(K2-i2)$		I	$1-K2/i2$
<b>Configuración 4</b>						
Función	-	O	R	-	I	
Movimiento	Epicíclico	Giratorio	Fijo	Epicíclico	Giratorio	
Velocidad		$i2/K2$	0		I	$K2/i2$

- 10 Las relaciones de reducción de velocidad mostradas en las dos tablas muestran que con engranajes que tienen números de dientes centrados en un valor de K (con valores i y j reducidos a 1), se puede construir un reductor de velocidad con una relación de  $K^2$ . Esto contrasta con la relación de reducción de K de la transmisión cicloidal convencional.

- 15 Obsérvese que, como es comprensible, un engranaje recto engranado dentro de una corona dentada normalmente debe tener un número de dientes suficientemente menor que el de la corona dentada. Por ejemplo, con los engranajes populares de ángulo de presión de 20 grados, es necesaria una diferencia mínima de 8 dientes. Una estrategia típica para evitar interferencia de engranajes para una pequeña diferencia en el número de dientes es emplear variación de perfil para los engranajes. De forma alternativa, con mayor ángulo de presión del engranaje, es posible una menor diferencia en el número de dientes.

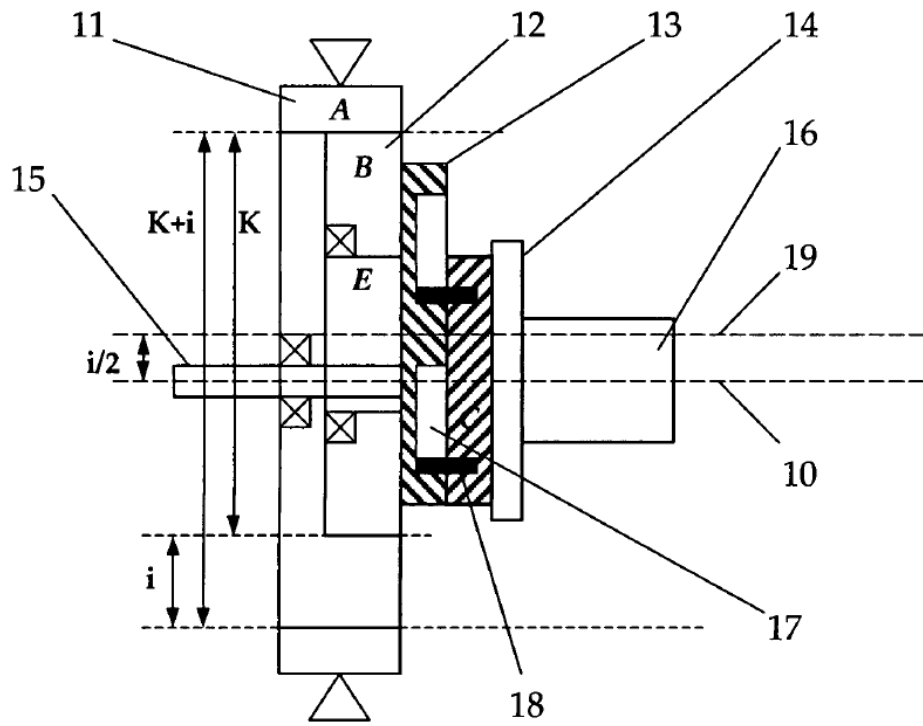
5 Asimismo, dado que los elementos epicíclicos de una pareja coaxial del aparato de cambio de velocidad de la presente invención son normalmente tan grandes en tamaño con respecto a la otra pareja coaxial, sólo es posible una pareja. Por lo tanto, en implementaciones prácticas de este aparato de cambio de velocidad de la invención es necesario un contrapeso, como se ilustra de forma esquemática como contrapeso 65W en la realización representada en la Figura 6. El contrapeso se utiliza para compensar la masa de la pareja coaxial epicíclica de engranajes situada en el lado opuesto cruzando el eje central del aparato.

10 Aunque lo anterior es una descripción completa de las realizaciones específicas, se pueden utilizar diferentes modificaciones, construcciones alternativas y equivalentes. Por ejemplo, aunque implementaciones a base de engranajes del aparato de cambio de velocidad de la presente invención se describen como realizaciones preferidas, también son aplicables versiones de tracción así como versiones de transmisión por ondas de deformación. Por lo tanto, la descripción y las ilustraciones anteriores no se deberían tomar como limitativas del alcance de la presente invención.

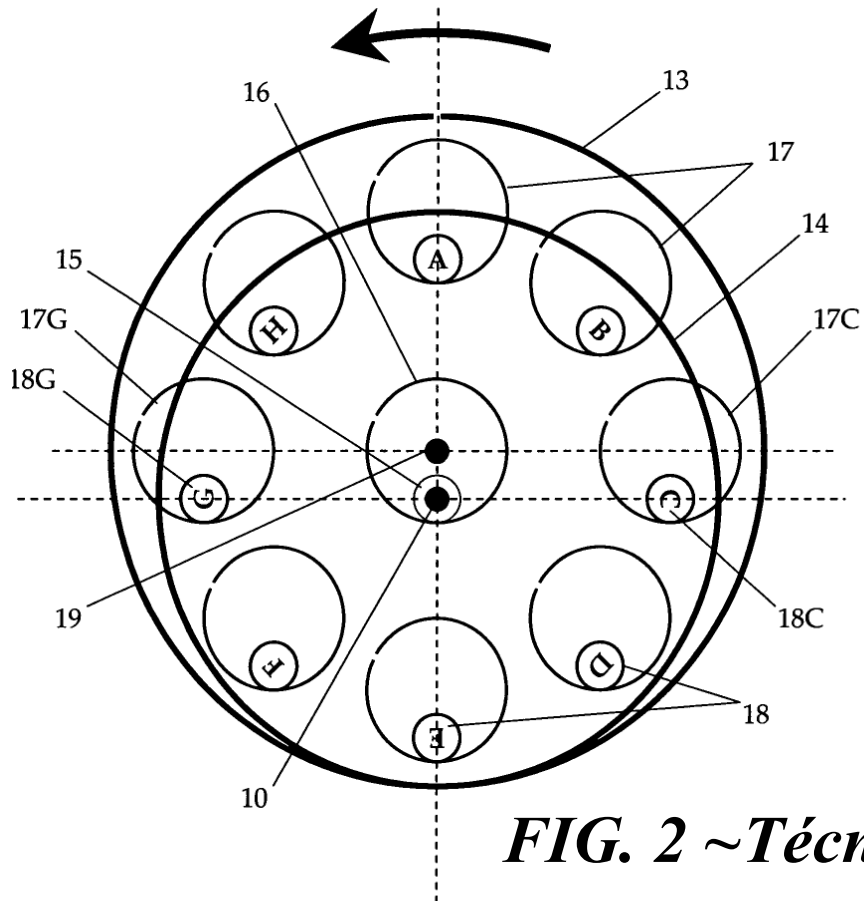
**REIVINDICACIONES**

1. Un aparato de cambio de velocidad para cambiar una velocidad de entrada en un árbol (45, 55) de entrada a una velocidad de salida en un árbol (46, 56) de salida, comprendiendo el aparato:
- 5 un aparato coaxial de elementos de acoplamiento de engranaje internos que incluye un elemento (41, 51) de acoplamiento de engranaje interno grande que tiene un diámetro primitivo de acoplamiento A y un elemento (44, 54) de acoplamiento de engranaje interno pequeño que tiene un diámetro primitivo de acoplamiento D;
- 10 una pareja coaxial de elementos de acoplamiento de engranaje externos que incluye un elemento (42, 52) de acoplamiento de engranaje externo grande que tiene un diámetro primitivo de acoplamiento B y un elemento (43, 53) de acoplamiento de engranaje externo pequeño que tiene un diámetro primitivo de acoplamiento C; acoplándose el elemento (42, 52) de acoplamiento de engranaje externo grande con el elemento (41, 51) de acoplamiento de engranaje interno grande y acoplándose el pequeño elemento (43, 53) de acoplamiento de engranaje externo con el elemento (44, 54) de acoplamiento de engranaje interno pequeño, conformando dos parejas de acoplamiento; y
- un elemento (45E, 55E) portador conectado a uno de los árboles de entrada y de salida (45, 46; 55, 56) del aparato; donde
- 15 dos elementos (42, 43; 51, 54) de una de las dos parejas coaxiales están fijados el uno al otro para que se muevan epicíclicamente sobre el portador (45E, 55E); y
- un elemento (41; 52) de la otra de las dos parejas coaxiales está fijado a un bastidor del aparato y el otro elemento (44; 53) está conectado al otro de los árboles de entrada y de salida (45, 46; 55, 56); estando caracterizado el aparato por que
- 20 los cuatro elementos de acoplamiento (41, 42, 43, 44; 51, 52, 53, 54) cumplen la relación dimensional de  $A = K + i$ ,  $B = K$ ,  $C = K - j$  y  $D = K + i - j$  donde K es el diámetro primitivo del elemento (42, 52) de acoplamiento de engranaje externo grande, i es la diferencia entre los diámetros primitivos del elemento (41, 51) de acoplamiento de engranaje interno grande y del elemento (42, 52) de acoplamiento de engranaje externo grande y j es la diferencia entre los diámetros primitivos del elemento (41, 51) de acoplamiento de engranaje interno grande y del elemento (44, 54) de acoplamiento de engranaje interno pequeño.
- 25
2. El aparato de la Reivindicación 1, en el cual
- la pareja coaxial de elementos de acoplamiento internos son elementos de corona dentada; y
- la pareja coaxial de elementos de acoplamiento externos son elementos de transmisión por ondas de deformación.
3. El aparato de la Reivindicación 1, en el cual
- 30 la pareja coaxial de elementos de acoplamiento internos son elementos de transmisión por ondas de deformación; y
- la pareja coaxial de elementos de acoplamiento externos son elementos engranaje recto.

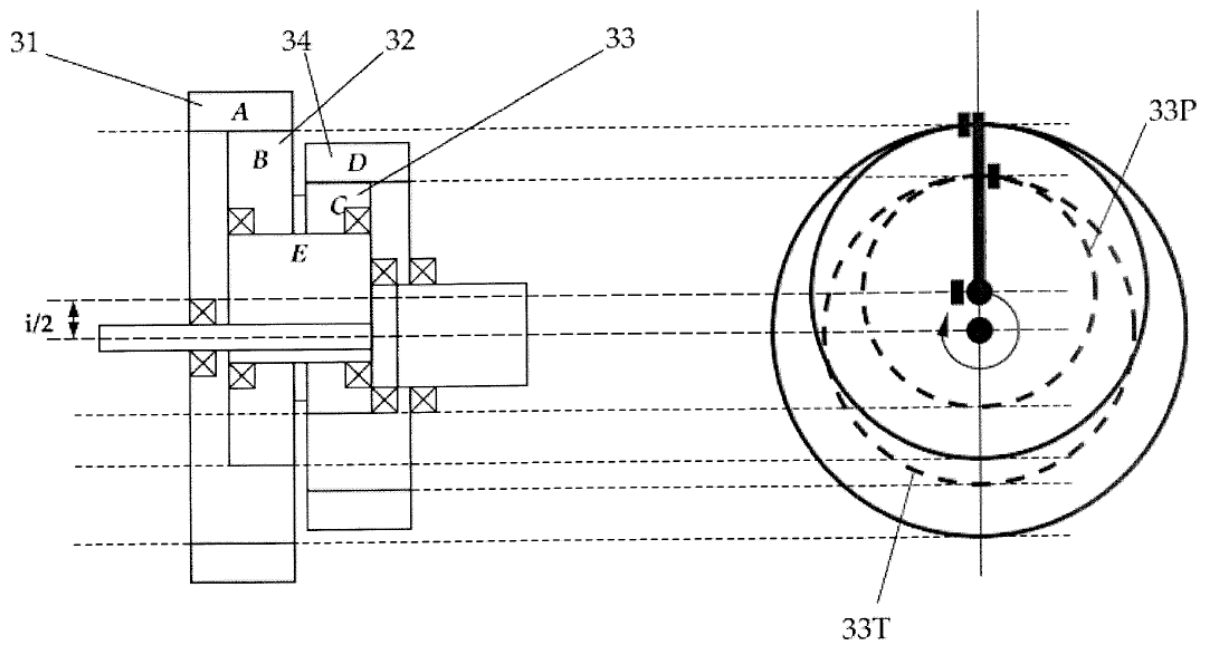




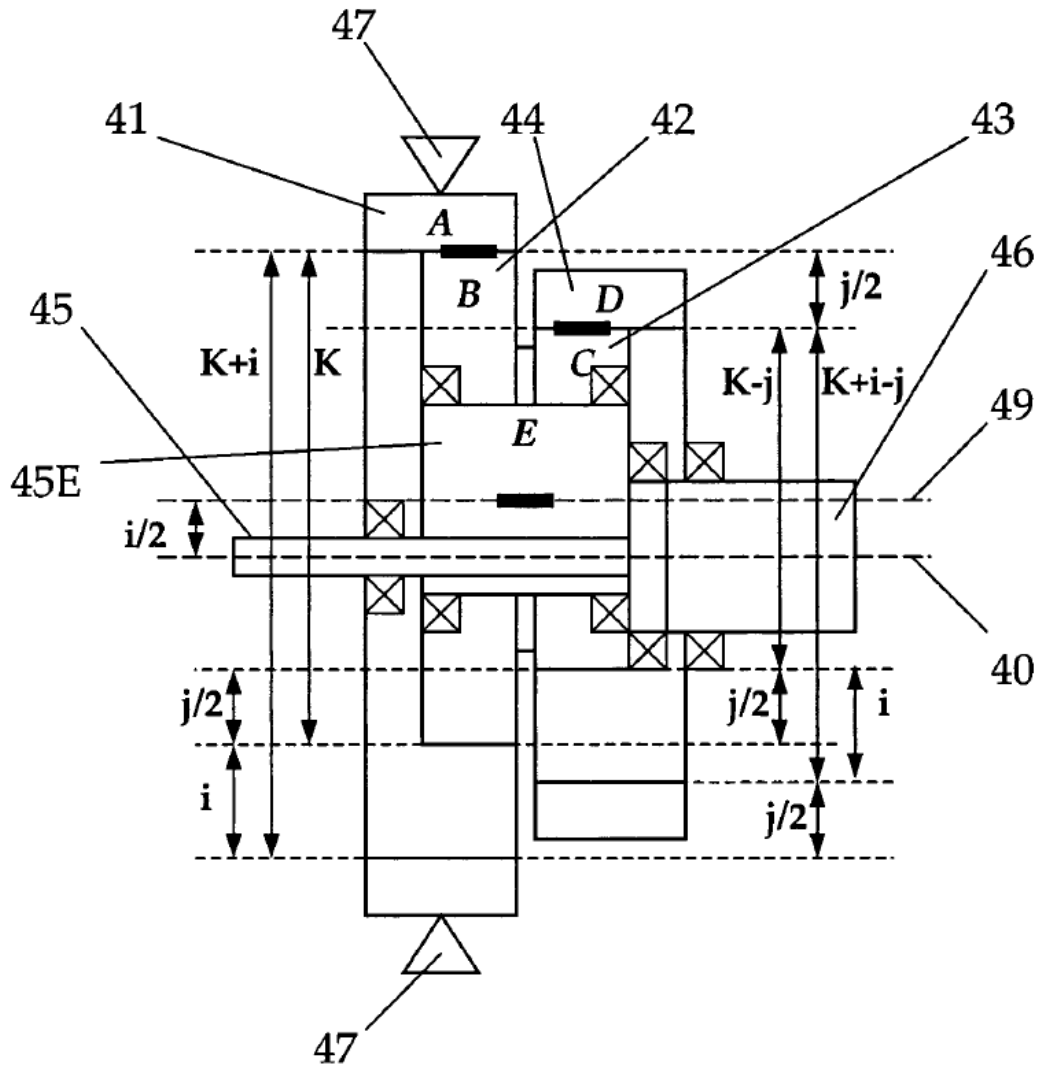
***FIG. 1 ~Técnica anterior***



**FIG. 2 ~Técnica anterior**



**FIG. 3**



**FIG. 4**

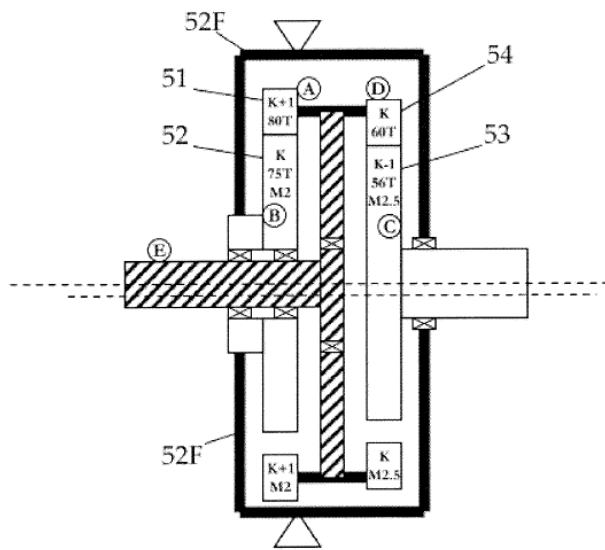


FIG. 5

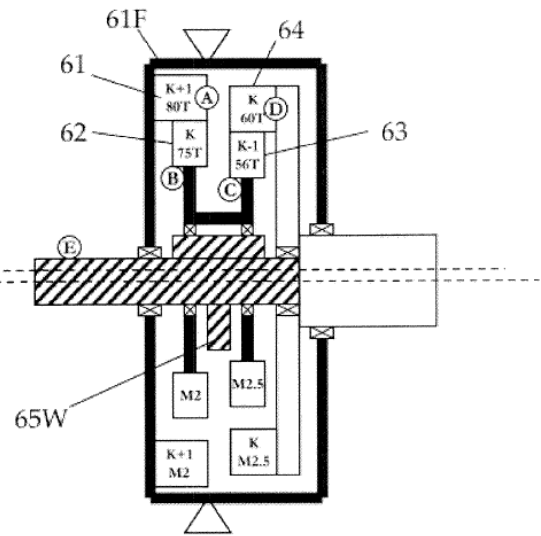
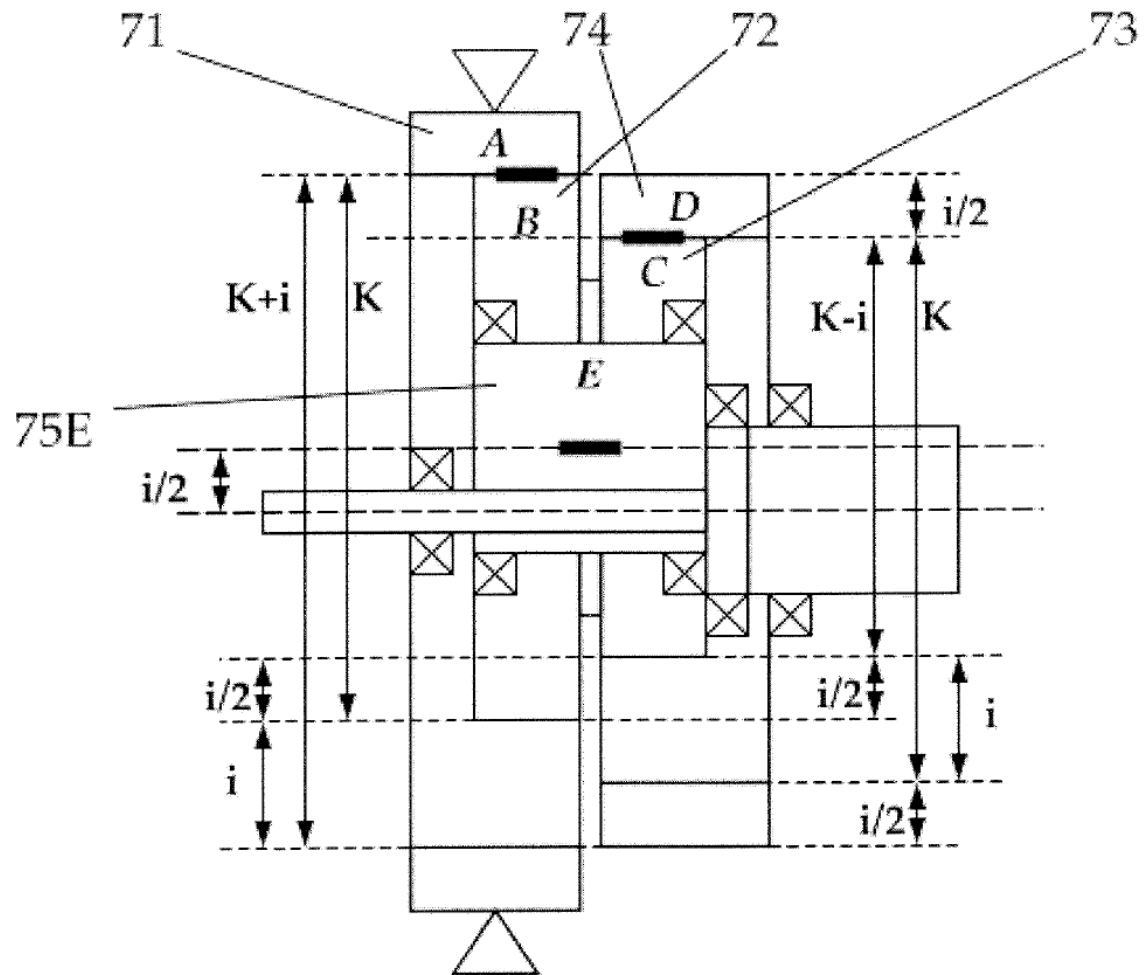


FIG. 6



**FIG. 7**