

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 564 036**

51 Int. Cl.:

F16H 61/662 (2006.01)

F16H 63/06 (2006.01)

F16H 9/18 (2006.01)

F16H 55/56 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **28.03.2014 E 14162156 (5)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **17.02.2016 EP 2784357**

54 Título: **Transmisión de variación continua de correa en V**

30 Prioridad:

29.03.2013 JP 2013072161

29.03.2013 JP 2013072472

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

17.03.2016

73 Titular/es:

MUSASHI SEIMITSU INDUSTRY CO., LTD.

(100.0%)

**39-5, Aza Daizen, Ueta-cho
Toyohashi-shi, Aichi 441-8560, JP**

72 Inventor/es:

**SHIGIHARA, AKIRA;
OKAMOTO, TERUHISA;
ATSUMI, TAKASHI;
NISHIMURA, MANABU;
SATO, YURI y
YAMAMOTO, TOSHIAKI**

74 Agente/Representante:

UNGRÍA LÓPEZ, Javier

ES 2 564 036 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

Transmisión de variación continua de correa en V

5 La presente invención se refiere a una transmisión de variación continua de correa en V (CVT) provista de un accionador para mover un elemento de roldana móvil.

10 Hasta ahora, se ha propuesto varias construcciones para transmisiones que transmiten rotaciones de salida de un motor a una rueda de accionamiento después de cambiar apropiadamente el número de las rotaciones de salida. En particular, en los últimos años se ha difundido el uso de transmisiones de variación continua de correa en V que incluyen, como sus componentes fundamentales, una polea de accionamiento, una polea movida y una correa en V. Cada una de la polea de accionamiento y la polea movida incluye un elemento de roldana fijo y un elemento de roldana móvil. Las Solicitudes de Patente japonesa JP 2012-47292 A y JP 2009-79759 A de la técnica anterior más próxima (denominadas a continuación "Literatura de patente 1" y "Literatura de patente 2", respectivamente), por
15 ejemplo, describen una transmisión que mueve el elemento de roldana móvil mediante un accionador.

20 El accionador descrito en la literatura de patente 1 mueve un vástago de salida por la fuerza de accionamiento de un motor de modo que el vástago de salida empuje o tire de un soporte de roldana móvil para mover por ello el elemento de roldana móvil en una dirección deseada. El elemento de roldana móvil también es empujado normalmente hacia el elemento de roldana fijo por un lastre centrífugo. A saber, la transmisión descrita en la literatura de patente 1 se caracteriza por mover el elemento de roldana móvil por una acción combinada del lastre centrífugo y el accionador.

25 Las figuras 11A y 11B son diagramas explicativos del comportamiento de la transmisión de variación continua de correa en V descrita en la literatura de patentes 1 (la publicación de la Solicitud de Patente japonesa número 2012-47292), cuya figura 11A representa el comportamiento en un modo ordinario y la figura 11B representa el comportamiento en un modo deportivo. En estas figuras, CM1 representa la fuerza de empuje con que el elemento de roldana móvil es empujado o movido hacia el elemento de roldana fijo mediante el accionador, CM2 representa la fuerza de empuje con que el elemento de roldana móvil es movido hacia el elemento de roldana fijo mediante un lastre centrífugo, y CM1+CM2 representa el total o la suma de la fuerza de empuje CM1 y la fuerza de empuje CM2.
30

35 En el modo ordinario representado en la figura 11A, la fuerza de empuje CM1 del accionador es superior a cero (0) en una región de cambio ascendente a y por debajo de la velocidad del vehículo "S4 km/h". A saber, en el modo ordinario, el elemento de roldana móvil es movido positivamente hacia el elemento de roldana fijo por la fuerza de empuje CM 1 del accionador, con el fin de permitir un cambio ascendente suave y rápido. Como resultado, se puede mejorar la eficiencia de combustible.

40 Por otra parte, en el modo deportivo representado en la figura 11B, la fuerza de empuje CM1 del accionador es cero en la región de cambio ascendente a y por debajo de la velocidad del vehículo "S4 km/h". A saber, en el modo deportivo, incluso al tiempo de cambio ascendente, el cambio ascendente es limitado en comparación con el del modo ordinario, dado que el accionador no se hace funcionar. Como resultado, se mejora la operación de aceleración, y por lo tanto se permite la marcha deportiva del vehículo.

45 Pero la transmisión descrita en la literatura de patentes 1 requiere mejoras con respecto a los puntos siguientes. Primero: en el modo deportivo representado en la figura 11B, el accionador no es utilizado efectivamente al tiempo de cambio ascendente. Segundo: en el modo ordinario representado en la figura 11A, es necesario que el accionador genere una fuerza de empuje de P2 o más al tiempo de cambio ascendente y la capacidad del motor se determina en base a esta fuerza de empuje necesaria, con el resultado de que el motor será inevitablemente de gran tamaño.
50

55 Sin embargo, es deseable reducir el tamaño y el peso del motor en vista de las necesidades de reducir el peso, el tamaño y el costo de la transmisión y de mejorar la eficiencia de combustible. Si el motor puede ser de tamaño reducido, será posible lograr la reducción de peso, tamaño y costo de la transmisión y la mejora de la eficiencia de combustible de la transmisión.

60 Además, en el accionador descrito en la literatura de patentes 2, un elemento de horquilla es movido pivotantemente por un eje de tornillo de un tornillo de bola, para mover el elemento de roldana móvil. Un sensor está montado en el accionador para proporcionar una unidad del accionador y el sensor. La cantidad de desplazamiento del eje de tornillo es detectada por el sensor, y el movimiento del elemento de roldana móvil es controlado en base a la cantidad de desplazamiento, detectada por sensor, del eje de tornillo.

65 Si el accionador y el sensor se unifican como antes, el accionador será de gran tamaño, aunque la facilidad de montaje y el mantenimiento se pueden mejorar porque se combina una pluralidad de piezas componentes. Además, dado que la cantidad de desplazamiento del eje de tornillo es detectada por el sensor, la exactitud de detección de posición del elemento de roldana móvil quedará adversamente influenciada por errores de dimensión y errores de montaje de varias piezas componentes dispuestas entre el eje de tornillo y el elemento de roldana móvil.

Así, en los últimos años, han sido altas las demandas de reducción del tamaño del accionador y de mejora de la exactitud de detección de posición del elemento de roldana móvil en vista de las necesidades crecientes de reducción del tamaño de la transmisión y de mejora de la eficiencia de combustible de la transmisión.

En vista de los problemas anteriores de la técnica anterior, un objeto de la presente invención es proporcionar una transmisión de variación continua de correa en V mejorada que puede ser efectivamente de tamaño reducido logrando una reducción del tamaño del accionador incluyendo el motor y una mejora de la exactitud de detección de posición del elemento de roldana móvil.

Con el fin de llevar a cabo dicho objeto, la presente invención proporciona una transmisión de variación continua de correa en V mejorada incluyendo las características de la reivindicación 1.

A saber, el motor se hace funcionar no solamente como una asistencia de empuje, sino también como un freno, y así, el accionador puede ser utilizado efectivamente en los dos modos de cambio de marcha. Así, la capacidad y el tamaño del motor se pueden reducir, como resultado de los que el tamaño general, el peso y el costo de la transmisión se pueden reducir efectivamente y, además, se puede lograr una mejor eficiencia de combustible de la transmisión.

Preferiblemente, en la transmisión de variación continua de correa en V de la presente invención, el accionador incluye un mecanismo de tornillo de alimentación para convertir la salida rotacional del motor a movimiento lineal, y la masa del lastre centrífugo se pone en base a la eficiencia de tornillo del mecanismo de tornillo de alimentación. En tornillos de bola, la eficiencia directa (es decir, la eficiencia con la que el movimiento rotacional es convertido a movimiento lineal) y la eficiencia inversa (es decir, la eficiencia con la que el movimiento lineal es convertido a movimiento rotacional) de su eficiencia de tornillo son sustancialmente iguales una a otra, mientras que, en otros tornillos ordinarios distintos de los tornillos de bola, la eficiencia inversa es menor que la eficiencia directa. Así, en un caso donde el mecanismo de tornillo de alimentación incluye dicho tornillo ordinario, el par necesario del motor en el segundo modo de cambio de marcha puede ser reducido en comparación al de un caso donde el mecanismo de tornillo de alimentación incluye un tornillo de bola. Obsérvese que el término "tornillo ordinario" en el sentido en que se usa aquí se refiere a cualquier tipo de tornillo adecuado distinto de un tornillo de bola, tal como un tornillo trapezoidal, un tornillo triangular o un tornillo cuadrado.

Según la presente invención, la carga ejercida en el motor se puede reducir en uno de los modos de cambio de marcha primero y segundo, y así es posible reducir aún más el tamaño del motor y por lo tanto el tamaño general de la transmisión cambiando apropiadamente la masa de los lastres centrífugos, según una cantidad reducida de la carga del motor, para reducir por ello la carga ejercida en el motor en el otro de los modos de cambio de marcha primero y segundo.

Preferiblemente, en la transmisión de variación continua de correa en V de la presente invención, el mecanismo de tornillo de alimentación incluye un tornillo (es decir, tornillo ordinario) cuya eficiencia inversa de la eficiencia de tornillo es menor que la eficiencia directa de la eficiencia de tornillo, y, en el segundo modo de cambio de marcha, la fuerza de empuje del lastre centrífugo es resistida usando la eficiencia inversa del tornillo. Así, en el segundo modo de cambio de marcha, el par necesario del motor en el segundo modo de cambio de marcha se puede reducir, de modo que el motor puede ser de tamaño reducido. Además, el tornillo ordinario es menos caro y tiene una mayor resistencia al impacto y durabilidad que el tornillo de bola, como resultado de lo que es posible proporcionar un accionador barato, pero resistente.

Preferiblemente, en la transmisión de variación continua de correa en V de la presente invención, la masa del lastre centrífugo se pone de tal manera que el par necesario del motor en el primer modo de cambio de marcha y el par necesario del motor en el segundo modo de cambio de marcha sean sustancialmente iguales uno a otro. El par necesario del motor en los modos de cambio de marcha primero y segundo se puede reducir de manera equilibrada, con el resultado de que el motor puede ser de tamaño aún más reducido y así el tamaño general de la transmisión se puede reducir aún más.

Preferiblemente, en la transmisión de variación continua de correa en V de la presente invención, el mecanismo de tornillo de alimentación incluye un tornillo de bola cuya eficiencia directa y cuya eficiencia inversa de la eficiencia de tornillo son sustancialmente iguales una a otra, y la masa del lastre centrífugo se pone de tal manera que la fuerza de empuje adicional y la fuerza de empuje resistente generadas por el accionador sean sustancialmente iguales una a otra. Así, el par necesario del motor en los modos de cambio de marcha primero y segundo se puede reducir de manera equilibrada, con el resultado de que el motor puede ser de tamaño aún más reducido. Además, dado que la eficiencia tanto directa como inversa del tornillo de bola es alta, el motor puede ser de tamaño aún más reducido, y así el tamaño general de la transmisión se puede reducir aún más.

Preferiblemente, la transmisión de variación continua de correa en V de la presente invención incluye además: una caja de transmisión que aloja el elemento de roldana fijo, el elemento de roldana móvil y la correa en V; un brazo conectado al elemento de roldana móvil mediante un cojinete, moviendo el accionador el elemento de roldana móvil

mediante el brazo; y un sensor para detectar una cantidad de desplazamiento del brazo que se mueve juntamente con el elemento de roldana móvil, estando alojado el sensor en la caja de transmisión por separado de (es decir, no integralmente con) el accionador.

5 Dado que el sensor se aloja en la caja de transmisión por separado de (es decir, no integralmente con) el accionador, el accionador puede ser de tamaño reducido. Además, dado que la cantidad de desplazamiento del brazo es detectada por el sensor, la posición del sensor dentro de la caja de transmisión puede ser diseñada libremente según la forma del brazo, de modo que un espacio muerto dentro de la caja de transmisión puede ser utilizado efectivamente. Como resultado, se puede reducir efectivamente el tamaño general de la transmisión de
10 variación continua de correa en V de la presente invención.

Además, dado que la cantidad de desplazamiento del brazo que se mueve con el elemento de roldana móvil es detectada por el sensor, la posición del elemento de roldana móvil puede ser detectada con alta exactitud sin quedar influenciada adversamente por errores de dimensión y errores de montaje de varias piezas componentes. Como
15 resultado, el movimiento del elemento de roldana móvil puede ser controlado con alta exactitud, y se puede lograr una mejor eficiencia de combustible de la transmisión de variación continua de correa en V.

Preferiblemente, en la transmisión de variación continua de correa en V de la presente invención, el sensor está dispuesto en una región dentro de la caja de transmisión que está situada enfrente del accionador con la correa en V interpuesta entre el sensor y el accionador. A saber, el accionador está dispuesto fuera de una trayectoria operativa de la correa en V para evitar la interferencia con la correa en V. Por lo tanto, un espacio dentro de la caja de transmisión que está situado enfrente del accionador con la correa en V dispuesta entremedio tiende a ser un espacio muerto. Así, colocando el sensor en dicho espacio, el espacio muerto puede ser utilizado efectivamente.

25 Además, preferiblemente, en la transmisión de variación continua de correa en V de la presente invención, el sensor incluye una palanca, y un elemento de empuje que empuja normalmente la palanca en enganche de contacto con el brazo, apoyando la palanca contra el brazo en una dirección opuesta a una dirección donde el brazo está montado en la caja de transmisión. Así, al tiempo de montar el sensor y el brazo en la caja de transmisión, solamente hay que montar primero el sensor en la caja de transmisión y luego montar el brazo en la caja de transmisión sin necesidad de interconectar la palanca y el brazo. Como resultado, la presente invención puede lograr una mejor facilidad de
30 montaje y mantenimiento, así como una reducción del costo porque no hay que interconectar la palanca y el brazo.

Además, preferiblemente, la transmisión de variación continua de correa en V de la presente invención también incluye una ménsula que fija el sensor a la caja de transmisión, y la ménsula tiene integralmente un tope para evitar que el elemento de roldana móvil se mueva más allá de un rango de uso regular. Así, es posible reducir el número de piezas componentes necesarias y por lo tanto el costo necesario en comparación con el caso donde el tope se facilita por separado de la ménsula.

Además, preferiblemente, la transmisión de variación continua de correa en V de la presente invención también incluye una ménsula que fija el sensor a la caja de transmisión, y la ménsula tiene integralmente una sección de antirrotación para evitar que el brazo pivote alrededor del cojinete más allá de un rango predeterminado. Así, el montaje del brazo y el accionador se puede facilitar, de modo que la facilidad de montaje y mantenimiento se puede mejorar. Además, es posible reducir el número de piezas componentes necesarias y por lo tanto el costo necesario en comparación con el caso donde la sección de antirrotación se facilita por separado de la ménsula.

45 A continuación se describirán realizaciones de la presente invención, pero se deberá apreciar que la presente invención no se limita a las realizaciones descritas y varias modificaciones de la invención son posibles sin apartarse de los principios básicos. Por lo tanto, el alcance de la presente invención se ha de determinar únicamente por las reivindicaciones anexas.

50 Algunas realizaciones preferidas de la presente invención se describirán con detalle más adelante, a modo de ejemplo solamente, con referencia a los dibujos acompañantes, en los que:

La figura 1 es una vista en sección que representa una realización de una transmisión de variación continua de correa en V de la presente invención.

La figura 2 es una vista fragmentaria ampliada de un accionador representado en la figura 1.

La figura 3 es una vista fragmentaria ampliada de una sección indicada con "3" en la figura 2.

60 La figura 4 es una vista en sección que representa el comportamiento de la realización de la transmisión de variación continua de correa en V de la presente invención.

Las figuras 5A y 5B son diagramas explicativos del comportamiento de un accionador y lastres centrífugos en la realización, de las que la figura 5A representa el comportamiento en un modo eco, mientras que la figura 5B representa el comportamiento en un modo deportivo.

La figura 6 es una vista en perspectiva despiezada de un sensor dispuesto en la realización.

La figura 7 es una vista en sección que representa una modificación de la transmisión de variación continua de correa en V de la presente invención.

La figura 8 es una vista en sección que representa en escala ampliada parte del accionador mostrado en la figura 7.

La figura 9 es una vista en sección tomada a lo largo de la línea 9-9 de la figura 8.

La figura 10 es una vista que representa un comportamiento de un muelle en espiral plano de la figura 9.

Y las figuras 11A y 11B son diagramas explicativos del comportamiento de una transmisión de variación continua de correa en V conocida convencionalmente.

En primer lugar, una realización de una transmisión de variación continua de correa en V 10 de la presente invención se esbozará a continuación. La transmisión de variación continua de correa en V 10 es especialmente adecuada para aplicación a vehículos tipo scooter, aunque también se puede aplicar a otros vehículos de dos ruedas, vehículos de tres ruedas y vehículos de cuatro ruedas.

Como se representa en la figura 1, la transmisión de variación continua de correa en V 10 incluye un eje de polea 12 formado integralmente en un extremo de un cigüeñal 11, una polea de accionamiento 20 soportada o montada en el eje de polea 12, una polea movida no representada, y una correa en V 22 enrollada y que se extiende entre la polea de accionamiento 20 y la polea movida. La polea de accionamiento 20 incluye un elemento de roldana fijo 15 montado fijamente en el eje de polea 12 y un elemento de roldana móvil 21 montado en el eje de polea 12 en relación opuesta al elemento de roldana fijo 15 y para movimiento axial con relación al elemento de roldana fijo 15, y la correa en V 22 está enrollada entre los elementos de roldana fijo y móvil 15 y 21.

Una chapa de rampa 13 está montada fijamente en el eje de polea 12 detrás del elemento de roldana móvil 21. Una pluralidad de lastres centrífugos 19 se sujetan entre el elemento de roldana móvil 21 y la chapa de rampa 13. Cuando el eje de polea 12 gira y la fuerza centrífuga correspondiente a una velocidad de rotación del eje de polea 12 actúa en los lastres centrífugos 19, los lastres centrífugos 19 mueven el elemento de roldana móvil 21 hacia el elemento de roldana fijo 15 mientras que se mueven deslizantemente radialmente hacia fuera a lo largo de una superficie excéntrica 17 del elemento de roldana móvil 21 (véase la figura 4). Como consecuencia, la distancia entre el elemento de roldana fijo 15 y el elemento de roldana móvil 21 disminuye, de modo que aumenta el diámetro de enrollamiento de la correa en V 22.

Además, del elemento de roldana móvil 21, una superficie deslizante a lo largo de la que desliza la correa en V 22 y la superficie excéntrica 17 están formadas por piezas componentes separadas, y un brazo 26 está conectado, mediante un soporte 24, a una sección saliente 23 situada entre la superficie de deslizamiento de correa y la superficie excéntrica 17. Al extremo distal del brazo 26 está conectado un vástago de salida 46 de un accionador 30 que mueve el elemento de roldana móvil 21 en unión con los lastres centrífugos 19.

El accionador 30 incluye un motor 32 como su fuente de accionamiento, un grupo de engranajes reductores 33 para reducir el número de rotaciones de salida del motor 32, y un elemento de tuerca 34 movido rotacionalmente por el motor 32 mediante el grupo de engranajes reductores 33.

El grupo de engranajes reductores 33 incluye, por ejemplo, seis engranajes, de los que el engranaje de etapa final 42 se ha formado integralmente en el elemento de tuerca 34. El elemento de tuerca 34 se soporta rotativamente dentro de una caja de accionador 31 mediante un par de cojinetes de bolas 35 axialmente enfrente uno de otro con el engranaje 42 interpuesto entremedio. Así, la fuerza recibida por el engranaje 42 puede ser transmitida efectivamente a la caja de accionador 31 mediante los cojinetes de bolas 35.

En la realización ilustrada, la caja de accionador 31 que aloja el elemento de tuerca 34, etc, se ha dispuesto por separado de (es decir, no integralmente con) una caja de transmisión 28, y así, en este caso, lo que soporta el elemento de tuerca 34 es la caja de accionador 31. Alternativamente, sin embargo, la caja de accionador 31 y la caja de transmisión 28 se pueden facilitar integralmente con la caja de transmisión 28; en este caso, lo que soporta el elemento de tuerca 34 es la caja de transmisión 28.

Como se representa en la figura 2, el accionador 30 incluye además el vástago de salida 46 que tiene un tornillo trapezoidal macho 45 que engrana con un tornillo trapezoidal hembra 44 formado en la superficie periférica interior del elemento de tuerca 34. Una porción de extremo 49 del vástago de salida 46 que sobresale hacia fuera a través de la caja de accionador 31, y una ranura en forma de U 55 para conexión del brazo 26 (figura 1) se han formado en una región de extremo distal 54 de la porción de extremo 49. Además, la porción de extremo 49 del vástago de salida 46 es soportada por un primer cojinete 48 dispuesto en la caja de accionador 31, mientras que otra porción de extremo 52 del vástago de salida 46 enfrente de la porción de extremo 49 con el tornillo trapezoidal macho 45

dispuesto entremedio es soportada por un segundo cojinete 53 dispuesto en el elemento de tuerca 34. Obsérvese que una abertura de la caja de accionador 31 a través de la que la porción de extremo 49 del vástago de salida 46 sobresale, está sellada con una junta estanca 51 hecha de caucho sintético.

5 El vástago de salida 46, que tiene el tornillo trapezoidal macho 45 formado en una región sustancial axialmente media del vástago de salida 46 entre una y otras porciones de extremo 49 y 52, es una estructura de eje polietápica donde el diámetro exterior del tornillo trapezoidal macho 45 es menor que el diámetro exterior de la porción de extremo 49 y donde el diámetro exterior de la otra porción de extremo 52 es menor que el diámetro exterior del tornillo trapezoidal macho 45.

10 Se ha formado un intervalo radial c1 entre la porción de extremo 49 del vástago de salida 46 y el primer cojinete 48, y se ha formado un intervalo radial c2 entre la otra porción de extremo 52 del vástago de salida 46 y el segundo cojinete 53.

15 Como se representa esquemáticamente en la figura 3, el tornillo trapezoidal macho 45 formado en el vástago de salida 46 y el tornillo trapezoidal hembra 44 formado en el elemento de tuerca 34 tienen dientes cada uno de los cuales tiene forma trapezoidal en sección. El tornillo trapezoidal hembra 44 y el tornillo trapezoidal macho 45 se han construido y dispuesto formando: una holgura b que es un intervalo, en la dirección axial, entre el tornillo trapezoidal hembra 44 y el tornillo trapezoidal macho 45; una holgura superior c3 que es un intervalo radial entre una meseta inferior 44a del tornillo trapezoidal hembra 44 y una meseta superior 45a del tornillo trapezoidal macho 45; y una holgura superior c4 entre una meseta superior 44b del tornillo trapezoidal hembra 44 y una meseta inferior 45b del tornillo trapezoidal macho 45.

20 Los intervalos c1 y c2 representados en la figura 2 se ponen de tal manera que la holgura b y las holguras superiores c3 y c4 estén aseguradas aun cuando el vástago de salida 46 se desvíe radialmente en contacto con al menos uno del primer cojinete 48 y el segundo cojinete 53.

25 A continuación se describe el comportamiento del accionador 30 construido de la manera indicada. Como se representa en las figuras 1 y 4, se evita que el vástago de salida 46 gire alrededor de su eje, y así, cuando el elemento de tuerca 34 es movido en rotación mediante el grupo de engranajes reductores 33, el movimiento rotacional del elemento de tuerca 34 es convertido a movimiento lineal axial del vástago de salida 46. Cuando el vástago de salida 46 se mueve en la dirección axial de forma análoga a ésta, el brazo 26 se mueve axialmente conjuntamente con el vástago de salida 46 de modo que el elemento de roldana móvil 21 se mueve hacia el elemento de roldana fijo 15. Como consecuencia, la distancia entre el elemento de roldana fijo 15 y el elemento de roldana móvil 21, y por lo tanto el diámetro de enrollamiento de la correa en V 22, varía.

30 A saber, cuando el vástago de salida 46 se mueve hacia la derecha, la distancia entre el elemento de roldana fijo 15 y el elemento de roldana móvil 21 aumenta, de modo que el diámetro de enrollamiento de la correa en V 22 disminuye, como se representa en la figura 1. Por otra parte, cuando el vástago de salida 46 se mueve hacia la izquierda, la distancia entre el elemento de roldana fijo 15 y el elemento de roldana móvil 21 disminuye, de modo que el diámetro de enrollamiento de la correa en V 22 aumenta, como se representa en la figura 4.

35 Como se representa en las figuras 1 y 4, el motor 32 es controlado por una sección de control 80 en base a la cantidad de desplazamiento del brazo 26 detectada por un sensor 60. A saber, el movimiento del elemento de roldana móvil 21 se controla usando la cantidad de desplazamiento del brazo 26 como información de realimentación.

40 A continuación, con referencia a las figuras 5A y 5B, se describirá una forma ejemplar en la que el motor 32 es controlado por la sección de control 80.

45 La figura 5A es un gráfico que representa la correlación entre velocidad del vehículo y fuerza de empuje en un modo eco (económico), que es un primer modo de cambio de marcha, mientras que la figura 5B es un gráfico que representa la correlación entre velocidad del vehículo y fuerza de empuje en un modo deportivo, que es un segundo modo de cambio de marcha. En estas figuras, CM1 representa la fuerza de empuje con la que el elemento de roldana móvil 21 es empujado o movido hacia el elemento de roldana fijo 15 mediante el accionador 30, CM2 representa la fuerza de empuje con la que el elemento de roldana móvil 21 es movido hacia el elemento de roldana fijo 15 mediante los lastres centrífugos 19, y CM1+CM2 representa la suma de la fuerza de empuje CM1 y la fuerza de empuje CM2.

50 En el modo eco, como se representa en la figura 5A, la fuerza de empuje CM1 del accionador 30 se incrementa por encima de cero (0) al tiempo de cambio ascendente (es decir, en una región de cambio ascendente a y por debajo de una velocidad predeterminada del vehículo "S"). A saber, el motor 32 es controlado de tal manera que el accionador 30 genere fuerza de empuje adicional a añadir a la fuerza de empuje CM2 de los lastres centrífugos 19. De esta forma, el elemento de roldana móvil 21 es movido positivamente hacia el elemento de roldana fijo 15 (es decir, a un lado de relación alta), con el fin de permitir un cambio ascendente suave y rápido. Como resultado, la eficiencia de combustible de la transmisión se puede mejorar.

En el modo deportivo, como se representa en la figura 5B, la fuerza de empuje CM1 del accionador 30 disminuye por debajo de cero al tiempo de cambio ascendente (es decir, en la región de cambio ascendente a y por debajo de la velocidad del vehículo S). A saber, el motor 32 es controlado de tal manera que el accionador 30 genere fuerza de empuje resistente para resistir la fuerza de empuje CM2 de los lastres centrífugos 19. De esta forma, el elemento de roldana móvil 21 se aleja del elemento de roldana fijo 15 (es decir, a un lado de relación baja) con el fin de restringir el cambio ascendente más que en el modo eco. Como resultado, se mejora la operación de aceleración, y por lo tanto se permite la marcha deportiva del vehículo.

Haciendo que el motor 32 funcione no solamente como un medio de asistencia de empuje, sino también como un medio de freno para usar por ello efectivamente el motor 32 en los dos modos de cambio de marcha, es posible reducir el tamaño y la capacidad del motor 32 y el tamaño general de la transmisión. Además, si el motor 32 es de tamaño reducido como éste, también es posible reducir el peso y el costo de la transmisión y mejorar la eficiencia de combustible.

Dado que la fuerza de empuje CM2 de los lastres centrífugos 19 es una componente horizontal de la fuerza centrífuga que actúa en los lastres centrífugos 19, es posible cambiar la intensidad de la fuerza de empuje CM2 a voluntad incrementando o disminuyendo la masa de los lastres centrífugos 19.

En la presente realización, la masa de los lastres centrífugos 19 se pone de tal manera que el par del motor 32 necesario para generar un valor máximo Mpa de la fuerza de empuje adicional por medio del accionador 30 y el par del motor 32 necesario para generar un valor máximo Mpb de la fuerza de empuje resistente por medio del accionador 30 sean sustancialmente iguales uno a otro. Sin embargo, dado que la fuerza de empuje CM1 del accionador 30 es influenciada por un mecanismo de tornillo de alimentación 43 sin depender simplemente de la salida del motor 32 solo, la masa de los lastres centrífugos 19 se pone en base a la eficiencia de tornillo del mecanismo de tornillo de alimentación 43. El mecanismo de tornillo de alimentación 43 incluye el tornillo trapezoidal hembra 44 formado en el elemento de tuerca 34 y el tornillo trapezoidal macho 45 formado en el vástago de salida 46.

A continuación se describe la eficiencia de tornillo del mecanismo de tornillo de alimentación 43. En general, la eficiencia de tornillo cuando el movimiento rotacional es convertido a movimiento lineal se denomina "eficiencia directa", mientras que la eficiencia de tornillo cuando el movimiento lineal es convertido a movimiento rotacional se denomina "eficiencia inversa".

La eficiencia directa y la eficiencia inversa pueden ser calculadas por las ecuaciones siguientes:

$$\text{Eficiencia directa } \eta = (1 - \mu \tan \theta) / (1 + \mu / \tan \theta);$$

y

$$\text{Eficiencia inversa } \eta' = (1 - \mu / \tan \theta) / (1 + \mu \tan \theta)$$

En las ecuaciones anteriores, μ representa un coeficiente de rozamiento que es aproximadamente 0,003 para un tornillo de bola y aproximadamente 0,1 para un tornillo trapezoidal, y θ representa un ángulo de avance.

Tabla 1

| | Coeficiente de rozamiento μ | Ángulo de avance θ | Eficiencia directa η | Eficiencia inversa η' |
|----------------------|---------------------------------|---------------------------|---------------------------|----------------------------|
| Tornillo de bola | 0,003 | 10 | 0,983 | 0,982 |
| Tornillo trapezoidal | 0,1 | 10 | 0,627 | 0,425 |

Como se expone en la tabla 1 anterior, si las respectivas eficiencias de tornillo del tornillo de bola y tornillo trapezoidal se calculan suponiendo que el ángulo de avance θ es 10°, se puede ver que, para el tornillo de bola, la eficiencia directa y la eficiencia inversa son sustancialmente iguales una a otra porque el coeficiente de rozamiento μ es sumamente pequeño, y que, para el tornillo trapezoidal, la eficiencia inversa es menor que la eficiencia directa.

En la presente realización, donde el tornillo trapezoidal cuya eficiencia inversa es menor que la eficiencia directa se emplea como el mecanismo de tornillo de alimentación 43, es difícil girar el elemento de tuerca 34 desde fuera, y por ello la fuerza de empuje CM2 de los lastres centrífugos 19 puede ser resistida usando la eficiencia inversa del tornillo trapezoidal en el modo deportivo. Como consecuencia, el par del motor 32 necesario para generar el valor

máximo Mpb de la fuerza de empuje resistente se puede reducir. Dado que la carga ejercida en el motor 32 se puede reducir en el modo deportivo de esta manera, es posible reducir efectivamente el tamaño del motor 32 incrementando la masa de los lastres centrífugos 19 para reducir por ello la carga ejercida en el motor 32 en el modo eco.

5 Además, poniendo la masa de los lastres centrífugos 19 de tal manera que el par necesario del motor 32 en el modo eco y el par necesario del motor 32 en el modo deportivo sean sustancialmente iguales uno a otro, el par necesario del motor 32 en los dos modos de cambio de marcha se puede reducir de manera equilibrada, con el resultado de que el motor 32 puede ser de tamaño aún más reducido.

10 En el caso donde el mecanismo de tornillo de alimentación 43 incluye el tornillo de bola en lugar del tornillo trapezoidal, la masa de los lastres centrífugos 19 se pone de tal manera que el valor máximo Mpa de la fuerza de empuje adicional y el valor máximo Mpb de la fuerza de empuje resistente sean sustancialmente iguales uno a otro, porque la eficiencia directa y la eficiencia inversa del tornillo de bola son sustancialmente iguales una a otra. Así, el par necesario del motor 32 en el modo eco y el par necesario del motor 32 en el modo deportivo se pueden reducir de manera equilibrada. Además, dado que tanto la eficiencia directa como la eficiencia inversa del tornillo de bola son grandes, el motor 32 puede ser de tamaño aún más reducido.

15 A continuación se describe, con referencia a la figura 6, el sensor 60 empleado en la presente realización. Como se representa en la figura 6, el sensor 60 incluye un potenciómetro rotativo 61, una palanca 62 montada en un eje de rotación del potenciómetro rotativo 61, y un muelle de torsión 63 como un elemento de empuje para empujar normalmente la palanca 62 en una dirección predeterminada.

20 El muelle de torsión 63 está conectado en un extremo a una caja del potenciómetro 61 y en el otro extremo a la palanca 62 para empujar normalmente la palanca en una dirección indicada con la flecha (1).

25 Sin embargo, si se incorpora al potenciómetro 61 un elemento de empuje correspondiente al muelle de torsión 63, se puede prescindir del muelle de torsión 63 de la figura 6 dispuesto fuera del potenciómetro 61. El elemento de empuje puede ser distinto del muelle de torsión, tal como un muelle de compresión, un muelle de tensión, elemento de plástico elástico o caucho, o análogos.

30 Como se representa en las figuras 1 y 4, la palanca 62, al ser empujada normalmente por el muelle de torsión 63 en la dirección indicada con la flecha (1) (figura 6), tiene su extremo distal 73 apoyando contra el brazo 26 en una dirección opuesta a la dirección en la que el brazo 26 se monta en la caja de transmisión 28. A saber, mientras que el brazo 26 se monta, conjuntamente con el elemento de roldana móvil 21, en la caja de transmisión 28 en la dirección opuesta a la dirección de la flecha (1), la palanca 62 apoya contra el brazo 26 en la dirección indicada con la flecha (1).

35 Así, al tiempo de montar el sensor 60 y el brazo 26 en la caja de transmisión 28, solamente hay que montar primero el sensor 60 en la caja de transmisión 28 y luego montar el brazo 26 en la caja de transmisión 28 sin necesidad de interconectar la palanca 62 y el brazo 26. Como resultado, la presente realización logra una mejor facilidad de montaje y mantenimiento, así como una reducción del costo porque no hay que interconectar la palanca 62 y el brazo 26.

40 El sensor 60 construido de la manera indicada se aloja dentro de la caja de transmisión 28 por separado de (no integralmente con) el accionador 30, como se representa en la figura 1. Así, el accionador 30 puede ser de tamaño reducido, de modo que el tamaño general de la transmisión se puede reducir. Además, dado que el sensor 60 está dispuesto en una región dentro de la caja de transmisión 28 enfrente del accionador 30 con la correa en V 22 interpuesta entremedio, se puede utilizar efectivamente un espacio muerto dentro de la caja de transmisión 28.

45 Además, en muchos dispositivos de transmisión de este tipo, el sensor 60 está montado en el accionador 60. En tal caso, la posición del elemento de roldana móvil tiende a ser detectada con poca exactitud debido, entre otras cosas, a las influencias de un intervalo entre la ranura en forma de U 55 (figura 2) del vástago de salida 46 y el brazo 26.

50 Por lo tanto, la presente realización se ha construido de tal manera que la cantidad de desplazamiento del brazo 26 que se mueve conjuntamente con el elemento de roldana móvil 21 sea detectada por el sensor 60, y por ello la posición del elemento de roldana móvil 21 puede ser detectada con alta exactitud sin quedar influenciada adversamente por errores de dimensión y errores de montaje de varias piezas componentes. Como consecuencia, el movimiento del elemento de roldana móvil 21 puede ser controlado con alta exactitud, y se puede lograr una mejor eficiencia de combustible de la transmisión de variación continua de correa en V 10.

55 Además, dado que la cantidad de desplazamiento del brazo 26 es detectada por el sensor 60, la colocación del sensor 60 dentro de la caja de transmisión 28 se puede diseñar libremente según la forma del brazo 26, de modo que el espacio muerto dentro de la caja de transmisión 28 puede ser utilizado efectivamente.

60 Como se representa en la figura 6, el sensor 60 está conectado a una ménsula 65 por medio de pernos 71 y fijado

mediante la ménsula 65 a la caja de transmisión 28 por medio de pernos 72. La ménsula 65 tiene integralmente un tope 69 para apoyar contra el extremo distal 54 del vástago de salida 46 (figura 1) para evitar que el elemento de roldana móvil 21 se mueva más allá de un rango de uso regular. De esta manera, es posible reducir el número de piezas componentes necesarias y por lo tanto el costo necesario en comparación con el caso donde el tope 69 se facilita por separado de la ménsula 65.

Además, la ménsula 65 tiene integralmente una sección de antirrotación 68 para apoyar contra el brazo 26 para evitar por ello que el brazo 26 gire alrededor del soporte 24 más allá de un rango predeterminado. Así, el montaje del brazo 26 y el vástago de salida 46 del accionador 30 se puede facilitar de forma significativa, de modo que la facilidad de montaje y mantenimiento se puede mejorar. Además, es posible reducir el número de piezas componentes necesarias y por lo tanto el costo necesario en comparación con el caso donde la sección de antirrotación 68 se facilita por separado de la ménsula 65.

A continuación se describe, con referencia a las figuras 7 a 10, una modificación de la transmisión de variación continua de correa en V 10 que se ha construido para lograr una mejora adicional de la eficiencia de combustible.

Como se representa en las figuras 7 y 8, para la mejora adicional de la eficiencia de combustible, el accionador 30 en la transmisión de variación continua de correa en V 10 incluye un muelle en espiral plano 75 como un elemento de empuje.

Como se representa en las figuras 8 a 10, el muelle en espiral plano 75 está conectado en un extremo a la caja de accionador 31 mediante un pasador 76 y en el otro extremo al elemento de tuerca 34. Cuando el elemento de tuerca 34 es movido por el motor 32 (figura 7) para girar hacia la derecha, el muelle en espiral plano 75 imparte fuerza rotacional hacia la izquierda al elemento de tuerca 34 por su fuerza elástica de retorno.

Cuando dicha fuerza rotacional es impartida al elemento de tuerca 34 por el muelle en espiral plano 75, el vástago de salida 46 es empujado o movido axialmente, de modo que el elemento de roldana móvil 21 se aleja del elemento de roldana fijo 15 (es decir, se mueve al lado de relación baja) de tal manera que aumente la distancia entre los elementos de roldana 15 y 21.

En la realización antes descrita, donde el mecanismo de tornillo de alimentación 43 entre el vástago de salida 46 y el elemento de tuerca 34 incluye un tornillo trapezoidal, el par necesario del motor 32 aumenta, en comparación con el caso donde el mecanismo de tornillo de alimentación 43 incluye un tornillo de bola, porque el tornillo trapezoidal tiene una eficiencia de tornillo más pequeña que el tornillo de bola (véase la figura 1). Así, con el mecanismo de tornillo de alimentación 43 incluyendo dicho tornillo trapezoidal, el consumo de potencia del accionador 30 aumentará. En contraposición, en la modificación antes descrita, donde el elemento de roldana móvil 21 es alejado del elemento de roldana fijo 15 (es decir, es movido al lado de relación baja) por el muelle en espiral plano 75, el par necesario del motor 32 al tiempo de cambio descendente se puede disminuir, y por ello el consumo de potencia del accionador 30 se puede reducir. Como resultado, la eficiencia de combustible de la transmisión de variación continua de correa en V 10 se puede mejorar de forma significativa.

Además, dado que la eficiencia inversa de la eficiencia de tornillo del tornillo trapezoidal es menor que la eficiencia directa como se expone en la tabla 1 anterior, la carga necesaria en el muelle en espiral plano 75 se puede reducir aplicando más efectivamente fuerza rotacional al elemento de tuerca 34 para accionar el vástago de salida 46 en la dirección axial que aplicando directamente fuerza externa al vástago de salida 46 para accionar el vástago de salida 46 en la dirección axial. Como resultado, el muelle en espiral plano 75 se hace compacto para permitir por ello la reducción de tamaño del accionador 30.

Aunque la realización se ha descrito anteriormente en relación al caso donde el mecanismo de tornillo de alimentación 43 incluye un tornillo trapezoidal, el mecanismo de tornillo de alimentación 43 puede incluir cualquier tipo de tornillo ordinario adecuado distinto de un tornillo de bola, tal como un tornillo triangular o un tornillo cuadrado. Sin embargo, si el mecanismo de tornillo de alimentación 43 incluye un tornillo triangular, la cantidad de movimiento rotacional del elemento de tuerca 34 aumentaría relativamente porque el tornillo triangular tiene un avance pequeño, y por ello el consumo de potencia del motor 32 aumentaría indeseablemente.

Además, el tornillo cuadrado puede tener un avance incrementado. Pero si el mecanismo de tornillo de alimentación 43 incluye dicho tornillo cuadrado, es probable que el vástago de salida 46 bascule fácilmente con relación al elemento de tuerca 34 durante la operación, porque el flanco del tornillo cuadrado está perpendicularmente al eje del tornillo cuadrado.

Además, el tornillo trapezoidal puede tener un avance incrementado, y el flanco del tornillo trapezoidal está oblicuo con relación al eje del tornillo. Así, si el mecanismo de tornillo de alimentación 43 incluye dicho tornillo trapezoidal, es menos probable que el vástago de salida 46 bascule con relación al elemento de tuerca 34 durante la operación, de modo que el vástago de salida 46 puede operar más suavemente. Por estas razones, el tornillo trapezoidal es altamente recomendable.

Además, aunque la realización se ha descrito anteriormente en relación al caso donde el cigüeñal 11 tiene el eje de polea 12 formado integralmente en un extremo del cigüeñal 11, el eje de polea 12 se puede construir por separado (es decir, como un elemento separado) del cigüeñal 11, y el cigüeñal 11 y el eje de polea 12 se pueden interconectar operativamente mediante un elemento de transmisión, tal como una correa, un engranaje o análogos.

5 Los principios básicos de la presente invención son muy adecuados para aplicación a transmisiones de variación continua montadas en vehículos tipo scooter.

REIVINDICACIONES

1. Una transmisión de variación continua de correa en V incluyendo
- 5 un elemento de roldana fijo (15) montado fijamente en un eje de polea (12),
un elemento de roldana móvil (21) montado en el eje de polea (12) de manera que sea móvil con relación al elemento de roldana fijo (15),
- 10 una correa en V (22) enrollada entre los elementos de roldana fijo y móvil (15, 21),
un lastre centrífugo (19) para impartir fuerza de empuje al elemento de roldana móvil (21) por acción de la fuerza centrífuga correspondiente a una velocidad de rotación del eje de polea (12);
- 15 un accionador (30) que puede ser movido por un motor (32) para impartir fuerza de empuje al elemento de roldana móvil (21), y
una sección de control (80) para controlar el motor (32), controlando la sección de control (80) el motor (32) en una pluralidad de modos de cambio de marcha incluyendo al menos modos de cambio de marcha primero y segundo,
- 20 **caracterizada porque** en el primer modo de cambio de marcha, la sección de control (80) controla el motor (32) de tal manera que el accionador (30) genere fuerza de empuje adicional a añadir a la fuerza de empuje del lastre centrífugo (19) al tiempo de cambio ascendente, y en el segundo modo de cambio de marcha, la sección de control (80) controla el motor (32) de tal manera que el accionador (30) genere fuerza de empuje resistente para resistir la fuerza de empuje del lastre centrífugo (19) al tiempo de cambio ascendente.
- 25
2. La transmisión de variación continua de correa en V según la reivindicación 1, donde el accionador (30) incluye un mecanismo de tornillo de alimentación (43) para convertir la salida rotacional del motor (32) a movimiento lineal, y la masa del lastre centrífugo (19) se pone en base a la eficiencia de tornillo del mecanismo de tornillo de alimentación (43).
- 30
3. La transmisión de variación continua de correa en V según la reivindicación 2, donde el mecanismo de tornillo de alimentación (43) incluye un tornillo cuya eficiencia inversa de la eficiencia de tornillo es menor que la eficiencia directa de la eficiencia de tornillo, y, en el segundo modo de cambio de marcha, la fuerza de empuje del lastre centrífugo (19) es resistida usando la eficiencia inversa del tornillo.
- 35
4. La transmisión de variación continua de correa en V según la reivindicación 3, donde la masa del lastre centrífugo (19) se pone de tal manera que el par necesario del motor (32) en el primer modo de cambio de marcha y el par necesario del motor en el segundo modo de cambio de marcha sean sustancialmente iguales uno a otro.
- 40
5. La transmisión de variación continua de correa en V según la reivindicación 2, donde el mecanismo de tornillo de alimentación (43) incluye un tornillo de bola cuya eficiencia directa y eficiencia inversa de la eficiencia de tornillo son sustancialmente iguales una a otra, y la masa del lastre centrífugo (19) se pone de tal manera que la fuerza de empuje adicional y la fuerza de empuje resistente generada por el accionador (30) sean sustancialmente iguales una a otra.
- 45
6. La transmisión de variación continua de correa en V según la reivindicación 1, que incluye además:
- 50 una caja de transmisión (28) que aloja el elemento de roldana fijo (15), el elemento de roldana móvil (21) y la correa en V (22);
un brazo (26) conectado al elemento de roldana móvil (21) mediante un cojinete (24), moviendo el accionador (30) el elemento de roldana móvil (21) mediante el brazo (26); y
- 55 un sensor (60) para detectar una cantidad de desplazamiento del brazo (26) que se mueve conjuntamente con el elemento de roldana móvil (21), estando alojado el sensor (60) en la caja de transmisión (28) por separado del accionador (30).
- 60
7. La transmisión de variación continua de correa en V según la reivindicación 6, donde el sensor (60) está dispuesto en una región dentro de la caja de transmisión (28) que está situada enfrente del accionador (30) con la correa en V (22) interpuesta entre el sensor (60) y el accionador (30).
- 65
8. La transmisión de variación continua de correa en V según la reivindicación 6 o 7, donde el sensor (60) incluye una palanca (62), y un elemento de empuje (63) que empuja normalmente la palanca (62) en enganche de contacto con el brazo (26), apoyando la palanca (62) contra el brazo (26) en una dirección opuesta a una dirección donde el brazo (26) está montado en la caja de transmisión (28).

9. La transmisión de variación continua de correa en V según la reivindicación 6, 7 o 8, que incluye además una ménsula (65) que fija el sensor (60) a la caja de transmisión (28), y donde la ménsula (65) tiene integralmente un tope (69) para evitar que el elemento de roldana móvil (21) se mueva más allá de un rango de uso regular.

5 10. La transmisión de variación continua de correa en V según la reivindicación 6, 7, 8 o 9, que incluye además una ménsula (65) que fija el sensor (60) a la caja de transmisión (28), y donde la ménsula (65) tiene integralmente una sección de antirrotación (68) para evitar que el brazo (26) pivote alrededor del cojinete (24) más allá de un rango predeterminado.

10

FIG. 1

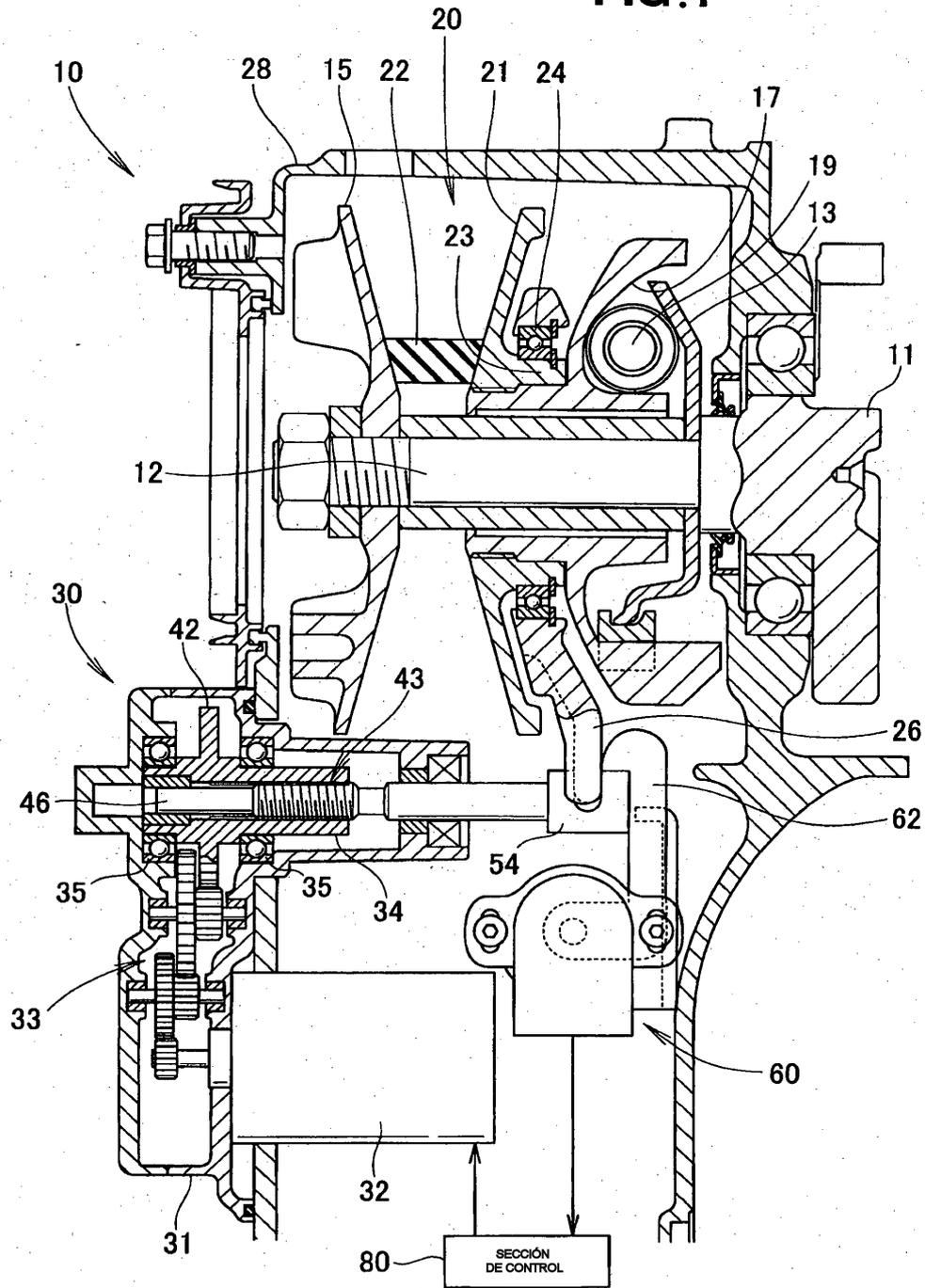


FIG.5A

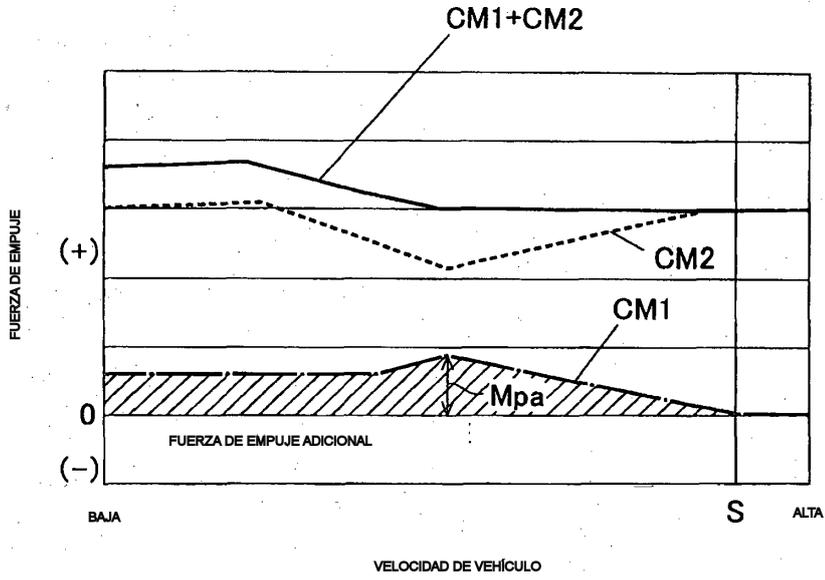


FIG.5B

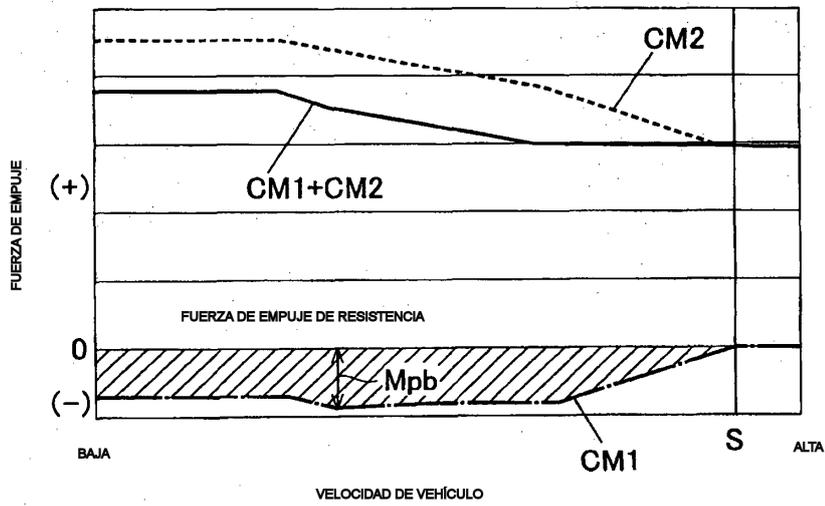


FIG. 6

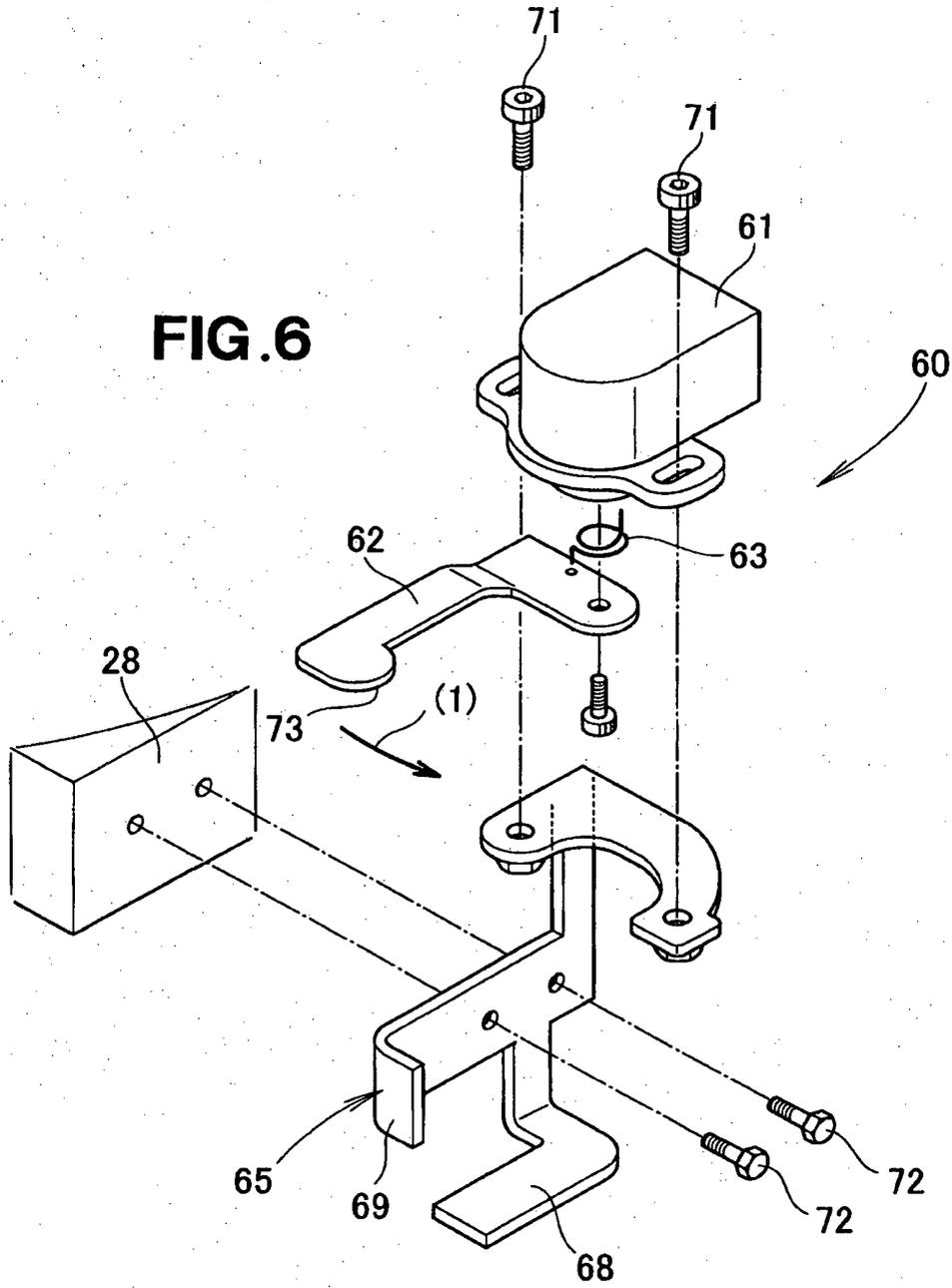


FIG. 7

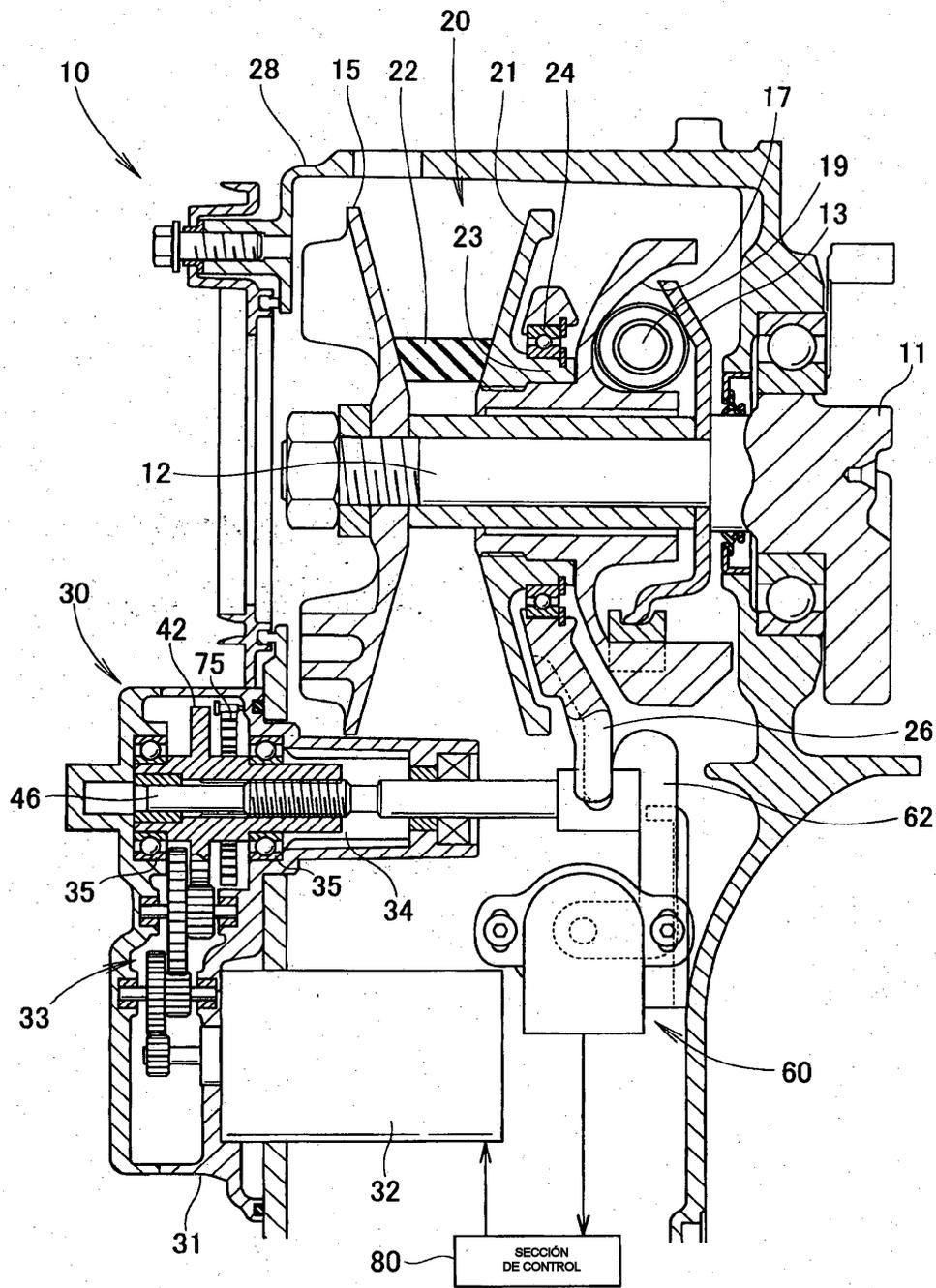
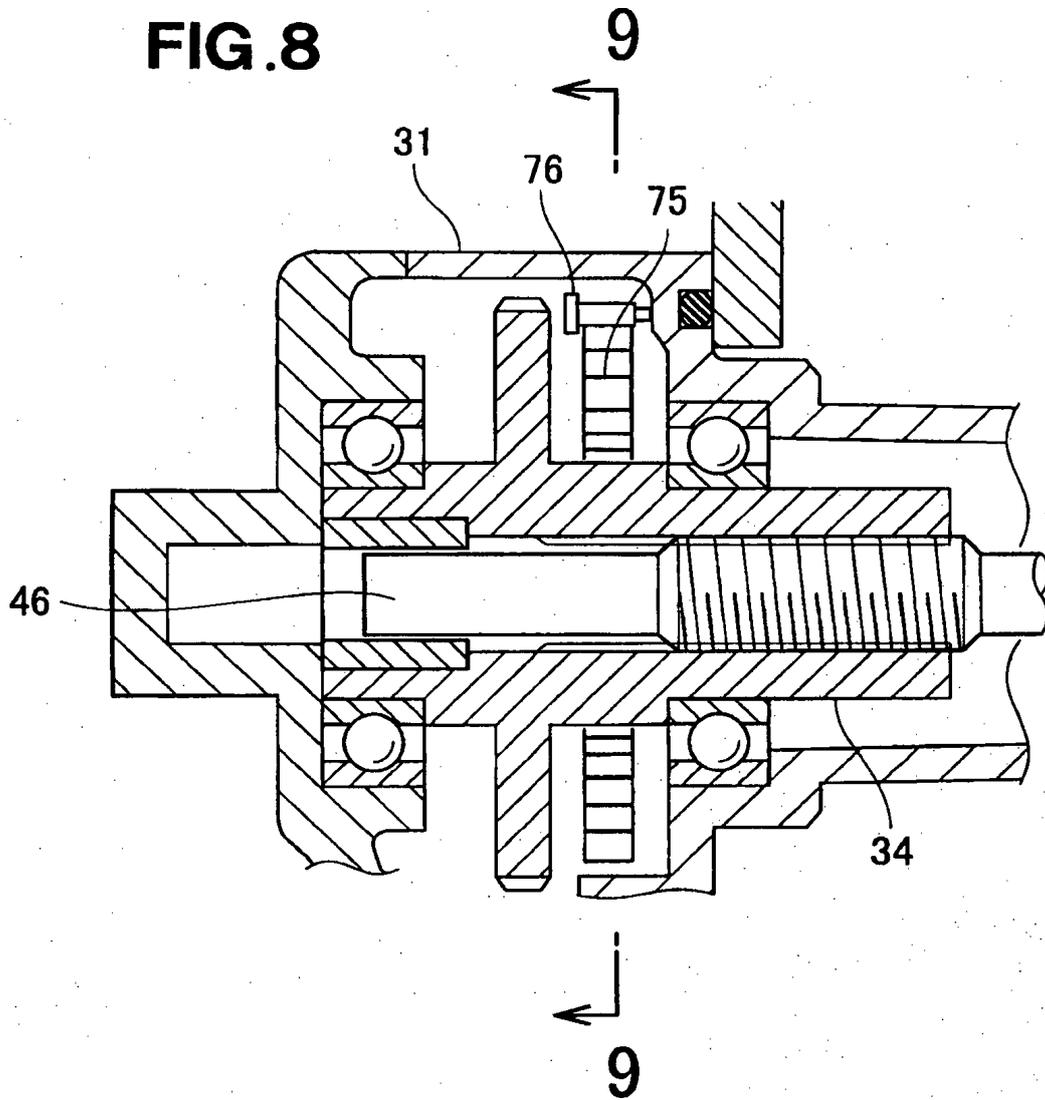


FIG. 8



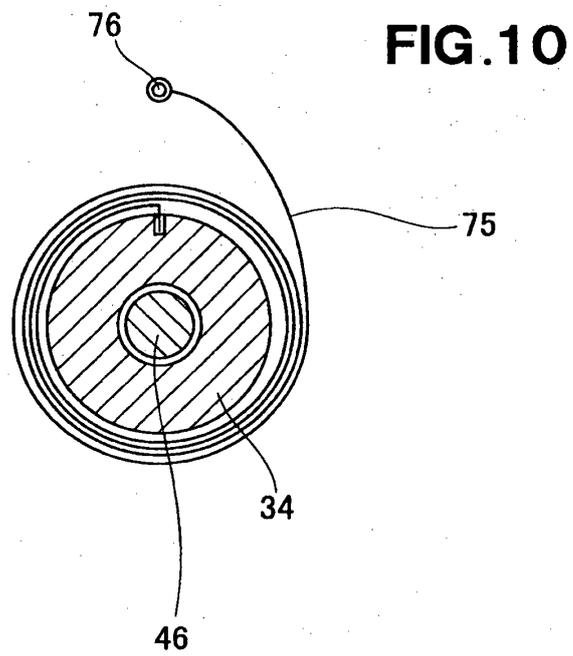
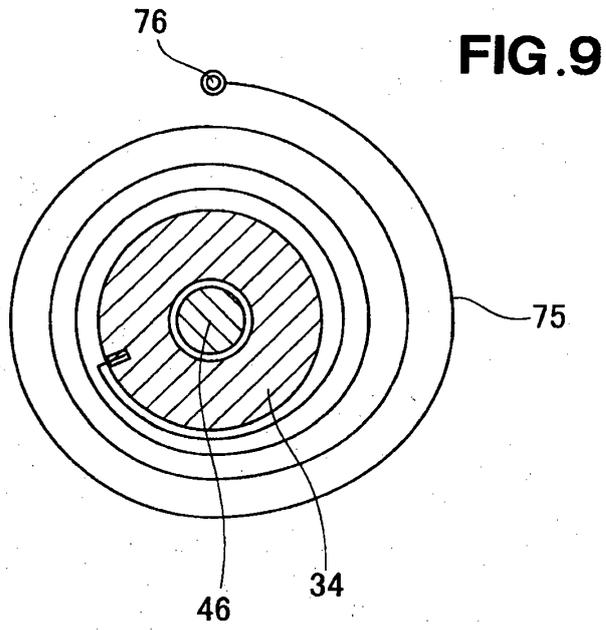


FIG.11A

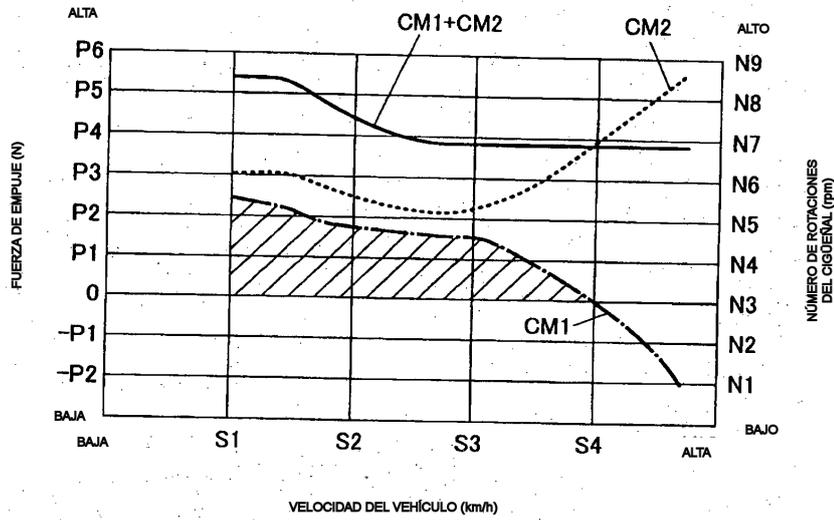


FIG.11B

