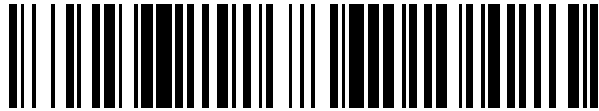


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 470 669**

51 Int. Cl.:

B62D 11/08 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **25.02.2010 E 10706857 (9)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **30.04.2014 EP 2401188**

54 Título: **Eje impulsor para inversión de potencia directa**

30 Prioridad:

27.02.2009 US 155995 P

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

24.06.2014

73 Titular/es:

**NACCO MATERIALS HANDLING GROUP, INC.
(100.0%)
4000 N.E. Blue Lake Road
Fairview, OR 97024-8710, US**

72 Inventor/es:

**CHESS, ROBERT LEE;
CHEN, CHENYAO y
ROWLEY, JOHN**

74 Agente/Representante:

TORO GORDILLO, Francisco Javier

ES 2 470 669 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

Eje impulsor para inversión de potencia directa.

5 Esta solicitud reivindica prioridad sobre la Solicitud Provisional de Patente de Estados Unidos con N° de Serie 61/155.995 presentada el 27 de febrero de 2009, que se incorpora en su totalidad al presente documento por referencia expresa.

Antecedentes

10 Existe una demanda para reducir el esfuerzo de mando del operario en las carretillas de horquilla elevadora, por ejemplo por la reducción o eliminación del esfuerzo del freno de servicio, que impone al conductor continuas aplicaciones del freno durante el funcionamiento normal. Además, las palancas del freno de estacionamiento pueden desgastarse y requerir un mantenimiento regular. Al aumentar o reemplazar los frenos de servicio y/o los frenos de estacionamiento con frenado de paquete de embrague, pueden solucionarse los problemas anteriores con respecto al esfuerzo del operario y el mantenimiento del freno.

15 Los diferenciales del eje impulsor convencional aplican un par motor aproximadamente igual a las ruedas motrices, por ejemplo en las curvas cerradas. Esto tiende a forzar la carretilla a conducir en línea recta aplicando cargas adicionales al tren de potencia, al neumático de rueda motriz interno y a los neumáticos de dirección, lo que resta potencia del sistema hidráulico durante la elevación, malgasta combustible y añade esfuerzo de conducción al conductor. Los sistemas de transmisión que incluyen paquetes de embrague en el eje impulsor incluyen frenos de servicio independientes, frenos de estacionamiento independientes y un diferencial. Véase, por ejemplo, el documento de Patente de Estados Unidos N° 7.090.608. Otros mecanismos de transmisión que apagan el motor a la vez que proporcionan freno de paquete de embrague incluyen además frenos de servicio, un sistema de freno de estacionamiento y un diferencial.

La presente invención hace frente a estos y otros problemas.

20 En el documento US 4 702 358 A, se desvela un aparato de control de la dirección del freno de embrague controlado electrónicamente que proporciona señales de mando a válvulas electrohidráulicas proporcionales para modular de manera precisa las presiones de mando de un conjunto de embragues y frenos de dirección. Un par de sensores suministran señales que indican la velocidad en la pista al aparato de mando. El aparato actúa ajustando de manera adaptable las seleccionadas de las válvulas para mantener un diferencial de velocidad deseado en la pista. Por lo tanto, la controlabilidad del sistema de dirección del freno de embrague se ve mejorada para competir de manera efectiva con sistemas más caros y complejos.

25 El documento EP 0 025 716 A2 desvela un tractor de oruga adaptado para la dirección hidromecánica o electromecánica sin pendiente mediante la conducción. El tractor, en cuyos ejes opuestos se han interpuesto sólidos medios motores de dirección del eje, está dirigido mediante embragues dispuestos entre los medios motores y cada eje para un impulso mecánico primario, y un impulso bidireccional hidrostático secundario de índice variable que interconecta los ejes.

30 El documento JP 06 239 264 A desvela la activación de un freno de desviación en el estadio posterior al funcionamiento de los medios de funcionamiento y proporciona medios de sujeción a los medios de funcionamiento para mantener temporalmente el embrague de desviación en estado desengranado para reducir una fuerza de funcionamiento y disminuir la carga del conductor desengranando un embrague de desviación en el estadio previo al funcionamiento de un medio de funcionamiento. En mayor detalle, una vez que se hace funcionar un mando de dirección, el primer brazo se gira de una posición inicial en dirección contraria a las agujas del reloj mediante un cable de mando. La sección plana de la leva de un embrague está, por lo tanto, inclinada para mover una sección de collar formada en el extremo posterior de un miembro de empuje. Como consecuencia, la superficie de presión del miembro se desengrana de los discos de fricción, interrumpiendo así la transmisión de energía del embrague de desviación. Antes de que el embrague esté completamente desengranado, un perno atornillado al primer brazo se pone en contacto con un plato de desgaste y cuando el segundo brazo comienza a girar, un tope frena lentamente el freno de discos de fricción.

Sumario de la invención

35 La presente invención se define en las reivindicaciones independientes. Las reivindicaciones dependientes definen realizaciones de la presente invención.

40 El objeto anterior y otros objetos, características y ventajas de la invención resultarán más fácilmente evidentes a partir de la siguiente descripción detallada de una realización preferida de la invención que procede con referencia a los dibujos adjuntos.

65

Breve descripción de los dibujos

- 5 La Figura 1 ilustra un diagrama de bloques simplificado de un vehículo motorizado que comprende un eje impulsor, un sistema de transmisión, un primer conjunto de paquete de embrague situado entre el eje impulsor y una primera rueda motriz y un segundo conjunto de paquete de embrague situado entre el eje impulsor y una segunda rueda motriz.
- 10 La Figura 2 ilustra un ejemplo simplificado de conjunto de eje impulsor que comprende un eje impulsor, un primer conjunto de rueda motriz conectado a un primer conjunto de paquete de embrague de manera operativa y un segundo conjunto de rueda motriz conectado a un segundo conjunto de paquete de embrague de manera operativa.
- La Figura 3 ilustra un diagrama de bloques de ejemplo de un sistema de control de transmisión que comprende el primer y segundo conjuntos de paquete de embrague.
- La Figura 4 ilustra un conjunto de paquete de embrague accionado por muelle de ejemplo situado adyacente a una rueda motriz.
- 15 La Figura 5 es un diagrama que ilustra un vehículo que comprende un conjunto de eje impulsor y un eje de dirección.
- La Figura 6 ilustra un diagrama de bloques de ejemplo de un sistema de control de transmisión que comprende un gestor del sistema del vehículo y mandos del operario.
- 20 La Figura 7 ilustra un diagrama de ejemplo de la distribución del esfuerzo de una barra de tracción en un primer intervalo de velocidad de recorrido del vehículo.
- La Figura 8 ilustra un diagrama de ejemplo de la distribución del esfuerzo de una barra de tracción en un segundo intervalo de velocidad de recorrido del vehículo.
- La Figura 9 ilustra un método para engranar una transmisión que comprende dos conjuntos de paquete de embrague.
- 25 La Figura 10 ilustra un conjunto de paquete de embrague planetario de ejemplo asociado a un sistema de transmisión de la rueda motriz.

Descripción detallada

- 30 La Figura 1 ilustra un diagrama de bloques simplificado de un vehículo motorizado 10 que comprende un conjunto de eje impulsor 15 y un sistema de transmisión 4 configurado para aplicar un par motor a un eje impulsor o árbol de transmisión 6 del conjunto de eje impulsor 15. El vehículo motorizado 10 puede comprender una carretilla industrial, horquilla elevadora, vehículo todoterreno o cualquier otro tipo de vehículo que se entienda que puede funcionar igualmente con un sistema de transmisión convencional. Un primer conjunto de paquete de embrague 11 está situado entre el árbol de transmisión 6 y una primera rueda motriz 1, en el que el primer conjunto de paquete de embrague 11 está configurado para transferir una primera parte del par motor a la primera rueda motriz 1. Un segundo conjunto de paquete de embrague 13 está situado entre el árbol de transmisión 6 y una segunda rueda motriz 3.
- 35 Los requisitos de frenado y giro pueden detectarse mediante un controlador de la carretilla o un gestor del sistema del vehículo 5, utilizando sensores de posición para determinar la intención del conductor y las dinámicas de la carretilla, utilizando sensores de velocidad y presión. El gestor del sistema del vehículo (VSM) 5 puede recibir información de uno o varios de entre los siguientes: sensor de transmisión 2A, sensor de dirección 2B, sensor de rotación de la rueda derecha (RWR) 2C y sensor de rotación de la rueda izquierda (LWR) 2D. Por consiguiente, el VSM 5 es capaz tanto de recibir información como de enviar instrucciones u órdenes al sistema de transmisión 4, incluyendo el primer y segundo conjuntos de paquete de embrague 11, 13.
- 40 El esfuerzo de giro del eje de dirección y los límites de control de la tracción pueden dirigirse de manera efectiva por el VSM 5. El mando informático del primer y segundo conjuntos de paquete de embrague 11, 13 montados en cada extremo del árbol de transmisión 6 elimina la necesidad del diferencial utilizado por los sistemas de transmisión convencionales. Al controlar de manera independiente una cantidad del par motor proporcionado a las ruedas motrices izquierda y derecha, la primera rueda motriz 1 puede hacerse rotar a una mayor velocidad que la segunda rueda motriz 3. En otras palabras, una primera parte del par motor transferido del árbol de transmisión a la primera rueda motriz 1 puede ser diferente a una segunda parte del par motor transferido a la segunda rueda motriz 3, ambas con respecto al valor absoluto y a la dirección de rotación.
- 45 El esfuerzo de giro del eje de dirección y los límites de control de la tracción pueden dirigirse de manera efectiva por el VSM 5. El mando informático del primer y segundo conjuntos de paquete de embrague 11, 13 montados en cada extremo del árbol de transmisión 6 elimina la necesidad del diferencial utilizado por los sistemas de transmisión convencionales. Al controlar de manera independiente una cantidad del par motor proporcionado a las ruedas motrices izquierda y derecha, la primera rueda motriz 1 puede hacerse rotar a una mayor velocidad que la segunda rueda motriz 3. En otras palabras, una primera parte del par motor transferido del árbol de transmisión a la primera rueda motriz 1 puede ser diferente a una segunda parte del par motor transferido a la segunda rueda motriz 3, ambas con respecto al valor absoluto y a la dirección de rotación.
- 50 En diversas realizaciones descritas en el presente documento, se puede hacer referencia a la primera rueda motriz 1 alternativamente como una rueda motriz interior o una rueda motriz izquierda. Se puede hacer referencia a la segunda rueda motriz 3 alternativamente como una rueda motriz exterior o una rueda motriz derecha. No obstante,
- 55

qué rueda motriz es una rueda motriz interior, exterior, izquierda o derecha depende en parte de la dirección del recorrido del vehículo y la dirección de conducción del vehículo. Por consiguiente, el experto en la materia apreciará que puede hacerse referencia tanto a la primera como a la segunda rueda motriz 1, 3 alternativamente como cualquiera de las ruedas motrices interior, exterior, izquierda o derecha dependiendo de la realización o de las condiciones de funcionamiento que se estén describiendo.

El sistema de transmisión 4 transmite potencia de un motor al árbol de transmisión 6 como par de transmisión (TT). El par de transmisión provoca una rotación del árbol de transmisión 6 en torno a su eje de rotación. En una realización en la que el sistema de transmisión 4 no incluye ningún diferencial, la rotación del árbol de transmisión 6 en respuesta al par de transmisión es en la misma dirección de rotación. El control de la dirección de rotación de la primera y segunda rueda motriz 1, 3 está controlado de manera independiente por el primer y segundo conjuntos de paquete de embrague 11, 13. El primer conjunto de paquete de embrague 11 hace que la primera rueda motriz 1 rote en la misma dirección de rotación o en una dirección de rotación opuesta a la del árbol de transmisión 6. De manera similar, el segundo conjunto de paquete de embrague 13 hace que la segunda rueda motriz 3 rote en la misma dirección de rotación o en la dirección de rotación opuesta a la del árbol de transmisión 6.

En un modo de funcionamiento, tanto la primera como la segunda rueda motriz 1, 3 rotan a la vez en la misma dirección de rotación que el árbol de transmisión 6 y en otro modo de funcionamiento, la primera y la segunda rueda motriz 1, 3 rotan ambas en la dirección opuesta de rotación que el árbol de transmisión 6. En otro modo de funcionamiento más, la primera rueda motriz 1 rota en una dirección de rotación opuesta a la de la segunda rueda motriz 3.

Mientras que los conjuntos de paquete de embrague 11, 13 se describen en ciertas realizaciones como estando situados en el árbol de transmisión 6, también pueden estar situados en un eje que proporcione tanto control de la tracción como control de la dirección. Por ejemplo, los conjuntos de paquete de embrague 11, 13 podrían instalarse en un vehículo que incluya un eje impulsor dirigible. De manera similar, los conjuntos de paquete de embrague 11, 13 podrían situarse tanto en un eje delantero como en un eje trasero del vehículo 10. En una realización, los conjuntos de paquete de embrague 11, 13 están instalados tanto en la parte delantera como en la parte trasera de un vehículo equipado con ruedas motrices tanto delanteras como traseras.

La Figura 2 ilustra un ejemplo simplificado de conjunto de eje impulsor tal como el conjunto de eje impulsor 15 de la Figura 1. El conjunto de eje impulsor comprende un árbol de transmisión 6 que está configurado para rotar con un par motor, un primer conjunto de paquete de embrague 20 situado en un primer extremo del árbol de transmisión 6 y un segundo conjunto de paquete de embrague 25 situado en un segundo extremo del árbol de transmisión 6, opuesto al primer extremo. Un primer conjunto de rueda motriz que comprende la primera rueda motriz 1 está conectado al primer conjunto de paquete de embrague 20 de manera operativa y un segundo conjunto de rueda motriz que comprende la segunda rueda motriz 3 está conectado al segundo conjunto de paquete de embrague 25 de manera operativa.

El primer conjunto de paquete de embrague 20 comprende un primer paquete de embrague de avance 26 y un primer paquete de embrague de marcha atrás 28. El segundo conjunto de paquete de embrague 25 comprende un segundo paquete de embrague de avance 27 y un segundo paquete de embrague de marcha atrás 29. Se proporciona un engranaje planetario independiente para cada uno del primer conjunto de paquete de embrague 20 y segundo conjunto de paquete de embrague 25. El engranaje planetario asociado al primer conjunto de rueda motriz y primer conjunto de paquete de embrague 20 comprende un primer planetario de marcha atrás 22 y un primer planetario de avance 24, mientras que un segundo planetario de marcha atrás 21 y un segundo planetario de avance 23 están asociados al segundo conjunto de rueda motriz y segundo conjunto de paquete de embrague 25.

El engranaje planetario está configurado para hacer que las ruedas motrices 1, 3 roten en una dirección de marcha atrás o de avance de acuerdo con los paquetes de embrague 26-29 que estén engranados, o de acuerdo con la cantidad relativa de deslizamiento del paquete de embrague que exista entre los paquetes de embrague de avance y de marcha atrás respectivamente. Los planetarios operan para transmitir todo o parte del par de transmisión que funciona en el árbol de transmisión 6 para una o ambas ruedas motrices 1, 3. Las ruedas motrices 1, 3 pueden estar desengranadas del árbol de transmisión 6, de manera que ninguna de las ruedas motrices 1, 3 rote mientras el árbol de transmisión 6 está rotando.

La activación de un pedal de freno puede utilizarse para modular el frenado de paquete de embrague aplicando simultáneamente los paquetes de embrague de avance y de marcha atrás. Por ejemplo, el primer paquete de embrague de avance 26 y el primer paquete de embrague de marcha atrás 28 pueden engranarse simultáneamente, o engranarse parcialmente, para proporcionar el frenado de paquete de embrague de la primera rueda motriz 1. El primer paquete de embrague de avance 26 y el primer paquete de embrague de marcha atrás 28 pueden estar ambos en condiciones de realizar el deslizamiento del paquete de embrague en el modo de funcionamiento parcialmente engranado, en cuyo caso ambos paquetes de embrague 26, 28 pueden utilizarse para absorber el calor de frenado o para compartir la energía de frenado entre los paquetes de embrague.

El primer y segundo par motor de la primera y segunda rueda motriz 1, 3 se varían haciendo deslizar el primer y

segundo conjuntos de paquete de embrague 20, 25 respectivos. En una realización, se puede dejar que uno de los paquetes de embrague 26, 28 se deslice en mayor medida. Por ejemplo, se puede dejar que el primer paquete de embrague de marcha atrás 28 se deslice más que el primer paquete de embrague de avance 26 durante el frenado de paquete de embrague mientras el vehículo motorizado 10 se mueve en una dirección de avance. De manera similar, el segundo paquete de embrague de avance 27 y el segundo paquete de embrague de marcha atrás 29 pueden engranarse simultáneamente, o engranarse parcialmente, para proporcionar el frenado de paquete de embrague de la segunda rueda motriz 3. El primer paquete de embrague de marcha atrás 28, el segundo paquete de embrague de avance 27 y el segundo paquete de embrague de marcha atrás 29 pueden hacerse deslizar simultáneamente. El frenado de paquete de embrague del primer conjunto de paquete de embrague 20 puede realizarse independientemente del segundo conjunto de paquete de embrague 25. Los sistemas para el frenado de paquete de embrague y el deslizamiento de paquete de embrague se describen en el documento de Patente de Estados Unidos N° 6.684.148 incorporado en su totalidad al presente documento por referencia expresa.

La Figura 3 ilustra un diagrama de bloques de ejemplo de un sistema de control de la transmisión 30 y de un conjunto de eje impulsor 15. El conjunto de eje impulsor 15 comprende un eje impulsor o árbol de transmisión 6 configurado para rotar con el par motor proporcionado por el motor 32 a través del sistema de control de la transmisión 30. El conjunto de eje impulsor 15 comprende además el primer conjunto de paquete de embrague 11 situado en un extremo del árbol de transmisión 6 y el segundo conjunto de paquete de embrague 13 situado en un extremo opuesto del árbol de transmisión 6.

Un conjunto de rueda motriz que comprende la primera rueda motriz 1 está conectado al primer conjunto de paquete de embrague 11, en el que el primer conjunto de paquete de embrague 11 está configurado para convertir el par motor del árbol de transmisión 6 en un primer par motor de la primera rueda motriz 1. Un conjunto de rueda motriz que comprende la segunda rueda motriz 3 está conectado al segundo conjunto de paquete de embrague 13, en el que el segundo conjunto de paquete de embrague 13 está configurado para convertir el par motor del árbol de transmisión 6 en un segundo par motor de la segunda rueda motriz 3. En un modo de funcionamiento, el primer par motor es mayor que el segundo par motor. En otro modo de funcionamiento, el segundo par motor es mayor que el primer par motor. El primer par motor puede llevar la misma dirección de rotación que el segundo par motor, o una dirección de rotación opuesta.

El primer conjunto de paquete de embrague 11 puede estar asociado a un lado izquierdo del árbol de transmisión 6, de manera que la primera rueda motriz 1 podría considerarse una rueda motriz izquierda con una rotación de rueda izquierda (LWR). De manera similar, el segundo conjunto de paquete de embrague 13 puede estar asociado a un lado derecho del árbol de transmisión 6 de manera que la segunda rueda motriz 3 podría considerarse una rueda motriz derecha con una rotación de rueda derecha (RWR). De acuerdo con una realización, el primer conjunto de paquete de embrague 11 comprende además una válvula izquierda de avance V4 y una válvula izquierda de marcha atrás V5 que se pueden hacer funcionar para proporcionar presión hidráulica a los embragues de avance y de marcha atrás del primer conjunto de paquete de embrague 11. Se proporciona un manómetro de avance izquierdo o sensor de presión S4 para monitorizar la presión hidráulica en el embrague de avance izquierdo (tal como el embrague de avance 26 de la Figura 2), mientras que se proporciona un sensor de presión de marcha atrás izquierdo S5 para monitorizar la presión hidráulica en el embrague de marcha atrás izquierdo (como el primer embrague de marcha atrás 28 de la Figura 2).

El segundo conjunto de paquete de embrague 13 comprende una válvula de avance derecha V6 y una válvula de marcha atrás derecha V7 que se pueden hacer funcionar para que proporcionen presión hidráulica a los embragues de avance y de marcha atrás del segundo conjunto de paquete de embrague 13. Se proporciona un manómetro de avance derecho o sensor de presión S6 para monitorizar una presión hidráulica en el embrague de avance derecho (tal como el segundo embrague de avance 27 de la Figura 2), mientras que se proporciona un sensor de presión de marcha atrás derecho S7 para monitorizar una presión hidráulica en el embrague de marcha atrás derecho (tal como el segundo embrague de marcha atrás 29 de la Figura 2).

Se proporciona un sensor de la velocidad de recorrido de la rueda izquierda S8 para monitorizar la rotación de la rueda izquierda LWR de la primera rueda motriz 1 en torno a la línea central CL del árbol de transmisión 6, mientras que se proporciona el sensor de la velocidad de recorrido de la rueda derecha S9 para monitorizar la rotación de la rueda derecha RWR de la segunda rueda motriz 3 en torno a la línea central CL del árbol de transmisión 6.

El sistema de control de la transmisión 30 comprende un convertidor de par 33 configurado para convertir el par del motor generado por el motor 32 a un par de rotación aplicado al árbol de transmisión de salida 36. El sistema de control de la transmisión 30 comprende además un embrague modular 34 y una caja móvil 35 conectada al árbol de transmisión de salida 36. El árbol de transmisión de salida 36 está conectado al eje impulsor de manera operativa mediante el engranaje de transmisión 38. En una realización, el engranaje de transmisión 38 comprende una pluralidad de engranajes cónicos configurados para hacer que el árbol de transmisión 6 rote continuamente siempre que rote el árbol de transmisión de salida 36.

El sensor de RPM S1 del motor se proporciona para monitorizar la velocidad del motor o el número de revoluciones por minuto, para calibrar la potencia que genera el motor 32, independientemente de la rotación del árbol de

- transmisión de salida 36. El embrague modular 34 puede estar configurado para desengranar el motor 32 del árbol de transmisión de salida 36, de manera que la potencia del motor 32 pueda utilizarse durante las operaciones de modulación o para alimentar las operaciones hidráulicas o bombas hidráulicas asociadas a una función de elevación en una carretilla elevadora industrial. El engranaje dentro del engranaje de transmisión 38 puede permanecer engranado a este último incluso cuando el motor 32 está desengranado del árbol de transmisión de salida 36. En una realización, el engranaje de transmisión 38 permanece constantemente engranado en todo momento.
- El sensor de la presión del embrague modular S2 se proporciona para monitorizar la presión hidráulica del embrague modular 34, mientras que la válvula del embrague modular V2 se puede hacer funcionar de manera que proporcione presión hidráulica al embrague modular 34, por ejemplo, para desengranar o desengranar parcialmente el motor 32 del árbol de transmisión de salida 36. El sensor de la velocidad del convertidor de par de salida S3 se proporciona para monitorizar la velocidad de rotación del árbol de transmisión de salida 36.
- Cuando se conduce normalmente, por ejemplo en una dirección de avance, solo tres paquetes de embrague están completamente engranados para reducir el frenado de transmisión, concretamente los tres paquetes de embrague incluyen el paquete de embrague modular y los dos paquetes de embrague de avance. De manera similar, cuando se conduce marcha atrás, solo el paquete de embrague modular y los dos paquetes de embrague de marcha atrás pueden estar completamente engranados.
- Puede mantenerse una tracción positiva del vehículo sin que patinen los neumáticos al andar sobre grava o sobre hielo. La necesidad de una acción de dirección diferencial se detecta mediante el ángulo de giro del neumático de dirección. Cuando se requiere un ángulo de dirección reducido (es decir, con un amplio radio de giro), el par de la rueda directriz de los neumáticos de dirección interno y externo se iguala cuando se necesita la tracción. Si la rueda exterior está rotando demasiado rápido, girando con respecto al ángulo de dirección detectado, el par motor de la rueda interior puede modularse para mantener la tracción. El par del neumático interior aumenta si el neumático exterior está girando en exceso (patinando) con respecto a la velocidad teórica calculada a partir del ángulo de dirección. En las curvas, al neumático que tenga mayor carga dinámica (por ejemplo el neumático exterior) se le aplicará la mayor potencia mediante la estrategia diferencial anteriormente descrita.
- La estrategia de control de la transmisión se facilita empleando un paquete de embrague modular 34 en la caja móvil 35 montada en el motor. El motor puede estar desconectado durante la modulación y ser desacelerado simultáneamente por los paquetes de embrague. El frenado de paquete de embrague puede proporcionarse para reducir la velocidad de recorrido de la carretilla a la vez que se pone en funcionamiento simultáneamente el motor a muchas revoluciones por minuto (rpm) para proporcionar flujos hidráulicos elevados. Esto se ve facilitado además por la capacidad del paquete de embrague modular de desconectar el motor del tren de potencia, de manera que la desaceleración de la velocidad de recorrido de la carretilla no carga el motor provocando que se frene. El embrague modular puede estar montado en otros lugares entre el motor y el eje, a los mostrados en la Figura 3.
- El control informático del primer conjunto de paquete de embrague 11, del segundo conjunto de paquete de embrague 13 y del embrague modular 34 elimina la necesidad del diferencial que presentan los sistemas de transmisión convencionales. El diferencial se elimina haciendo deslizar selectivamente un paquete de embrague de dirección seleccionado de acuerdo con el ángulo de dirección medido del vehículo motorizado. Por ejemplo, se asume un recorrido en avance del vehículo motorizado con ambos embragues de avance completamente engranados y que el vehículo se dirija fuertemente hacia la izquierda. Al primer conjunto de paquete de embrague 11 asociado a la primera rueda motriz 1, o rueda motriz interior, se le permite deslizar de manera que la velocidad de rotación LWR de la primera rueda motriz 1 disminuye con respecto a la velocidad de rotación RWR de la segunda rueda motriz 3 o rueda motriz exterior. Por tanto se consigue un control independiente de las velocidades de rotación LWR, RWR de la primera y segunda rueda motriz 1, 3 sin necesidad de un diferencial convencional.
- El embrague modular 34 independiente está configurado para ajustar el par motor proporcionado al árbol de transmisión de salida 36 independientemente de la velocidad del motor y de la acción de frenado proporcionada por los paquetes de embrague 11, 13 cuando el motor 32 se utiliza para alimentar el sistema hidráulico. Por consiguiente, este sistema permite regular automáticamente la velocidad del motor en respuesta a la demanda hidráulica del operario sin necesitar mayor par motor para el árbol de transmisión de salida 36 o árbol de transmisión 6.
- No se requiere un diferencial convencional. El diferencial puede eliminarse, incluidos los engranajes, al tiempo que se reemplaza por un elemento de engranaje fijo. Esto resulta posible al poder deslizar los embragues derecho e izquierdo a índices diferentes para acomodar las diferentes velocidades de las ruedas cuando se gira el vehículo. La funcionalidad de la acción del diferencial convencional se consigue mediante un mando informático de los paquetes de embrague de dirección en el eje impulsor.
- La acción diferencial viene del VSM (gestor del sistema del vehículo 5 en la Figura 1) haciendo deslizar selectivamente los paquetes de embrague impulsor derecho e izquierdo en base al ángulo del neumático de dirección y a la velocidad de la rueda del eje impulsor individual. La presión del paquete del embrague impulsor puede ajustarse mediante una acción de deslizamiento momentánea para mantener unas presiones del paquete

óptimas para la estrategia del diferencial. Aplicando solo el par/presión necesaria, las pérdidas de deslizamiento del paquete interior son limitadas y se maximiza la eficiencia del combustible.

5 El sistema limita los caballos de vapor de deslizamiento de la rueda interior a una pérdida mínima de caballos de vapor; por ejemplo, menos de 3.677 W (5,0 hp). Las presiones del paquete de embrague pueden controlarse de acuerdo con la velocidad de deslizamiento del paquete de embrague y la presión (par) en el paquete de la rueda interior para calcular las pérdidas. La velocidad de deslizamiento del paquete de embrague puede calcularse detectando la velocidad de la rueda correspondiente y tomando el radio entre la velocidad de la rueda y la velocidad del paquete de embrague y comparándolo con la velocidad del árbol del eje. También son posibles otros métodos para determinar el deslizamiento del paquete de embrague.

10 Se consigue un mayor espacio del compartimento del motor reduciendo el tamaño del alojamiento de la transmisión, ya que ya no contiene los engranajes ni los paquetes de embrague de dirección o de rango. La transmisión se simplifica para incluir una caja móvil, una cubierta del convertidor y un accionador de la bomba. El acceso a la toma de fuerza se ve mejorado debido al mayor espacio del compartimento del motor.

15 La eliminación de uno o más de los dispositivos y aparatos siguientes se consigue por el sistema descrito en el presente documento: diferencial, partes del freno de servicio y de estacionamiento, reforzador del freno, líneas de freno convencional, líneas de enfriamiento del freno de disco húmedo, cables y activadores del freno de estacionamiento y una válvula de control de la transmisión.

20 La eliminación de los dispositivos y aparatos también aumenta el espacio disponible para la planificación de la ruta de las tuberías. Los engranajes y cojinetes cónicos en espiral pueden utilizarse en el lugar donde habría estado el diferencial, funcionan para reducir la carga de los impactos puesto que ya no hay necesidad de cargas para la inversión de la potencia en tren de potencia. No hay cargas para la inversión de potencia transmitidas a través de este conjunto de engranaje, ya que las fuerzas para la inversión de potencia son iniciadas por los embragues de avance y de marcha atrás en el eje.

25 La Figura 4 ilustra un ejemplo de un conjunto de paquete de embrague accionado por muelle 40 situado adyacente a una rueda motriz, tal como la primera rueda motriz 1. Puede proporcionarse un conjunto similar e independiente para la segunda rueda motriz 3 (Figura 3). En una realización, el conjunto de paquete de embrague accionado por muelle 40 comprende uno o más dispositivos de liberación hidráulica accionados por muelle (SAHR) 45 que engranan los paquetes de embrague 46, 48 cuando se retira la alimentación hidráulica, o cuando se apaga el vehículo motorizado. El dispositivo SAHR 45 puede estar configurado para proporcionar suficiente potencia de manera que permita que el vehículo frene mediante los paquetes de embrague 46, 48 para llevar al vehículo motorizado a una parada controlada independientemente de cualquier funcionamiento de los frenos.

30 En una realización, el conjunto de eje impulsor 15 de la Figura 1 se coloca en modo de espera (para desacelerar y parar el vehículo) siempre que el conductor retira el pie de los pedales (por ejemplo el pedal de modulado y/o el pedal de aceleración) engranando simultáneamente los paquetes de embrague de avance y de marcha atrás. Un sistema de vehículo que comprende un frenado con paquetes de embrague y el conjunto de paquete de embrague accionado por muelle 40 funciona para reemplazar o proporcionar la misma funcionalidad que los frenos de servicio y el freno de estacionamiento presentes en los sistemas operativos de los vehículos convencionales. En la Solicitud de Patente de Estados Unidos con N° de Serie 12/388.713 se describe un sistema que comprende un freno accionado por muelle y un conjunto impulsor, incorporada en su totalidad en el presente documento por referencia expresa.

35 Los frenos de servicio y de estacionamiento no son necesarios. El frenado se proporciona por los paquetes del embrague de dirección. Los frenos de servicio y de estacionamiento convencionales se apoyan en el eje impulsor y requieren un enlace de freno asociado. Los frenos convencionales y el enlace asociado se eliminan.

40 La activación de los paquetes de embrague de dirección puede proporcionarse por el diseño de liberación hidráulica de accionamiento por muelle (SAHR). La desaceleración del recorrido de la carretilla puede alcanzarse aplicando paquetes de embrague de dirección opuestos (de avance contra de marcha atrás) tanto en el lado izquierdo como derecho el del eje impulsor.

45 El frenado es independiente de un lado y otro del eje impulsor. La energía de frenado puede dividirse entre los paquetes de embrague de avance y de marcha atrás haciendo deslizar todos los paquetes simultáneamente o de manera alterna en una acción aleatoria entre los pares de paquete de embrague de avance y de marcha atrás. Los paquetes de embrague de avance y de marcha atrás derechos pueden hacerse deslizar de manera alterna con los paquetes de embrague de avance y de marcha atrás izquierdos. Adicionalmente, los paquetes de embrague de avance izquierdo y de marcha atrás derecho pueden hacerse deslizar de manera alterna con los paquetes de embrague de marcha atrás izquierdo y de avance derecho. Esto divide la energía de desaceleración entre los paquetes de embrague promoviendo el deslizamiento en cada paquete de embrague.

50 El frenado de estacionamiento puede aplicarse automáticamente cuando el conductor retira los pies de los pedales.

Esto se consigue porque los paquetes de embrague accionado por muelle son despresurizados cuando se elimina la solicitud de recorrido del operario. La función del freno de servicio de los paquetes de embrague continúa funcionando si falla el mando de la desaceleración en un lado de la carretilla o si hay un fallo hidráulico.

5 La Figura 5 es un diagrama que ilustra un vehículo 50 que comprende un conjunto de eje impulsor 15 y un eje de dirección 55, en el que se aplica un primer par motor a una rueda motriz interior (por ejemplo, la primera rueda motriz 1) del árbol de transmisión 6, y en el que un segundo par motor se aplica a la rueda motriz exterior (por ejemplo la segunda rueda motriz 3) del árbol de transmisión 6. El primer par motor se ilustra como el par motor de avance FWD1 en torno a la línea central CL del eje impulsor cuando la rueda motriz interior 1 se hace rotar en un sentido de rotación de avance o como par motor de marcha atrás REV1 cuando la rueda motriz interior 1 se hace rotar en un sentido de rotación marcha atrás. El segundo par motor se ilustra como par motor de avance FWD2 en torno a la línea central CL del eje impulsor cuando la rueda motriz exterior 3 se hace rotar en un sentido de rotación de avance o como el par motor de marcha atrás REV2 cuando la rueda motriz exterior 3 se hace rotar en un sentido de rotación de marcha atrás.

15 Cuando el vehículo 50 se hace girar en torno a un centro de rotación R0, un radio de giro interior R1 se asocia a una rueda directriz interior 51 del eje de dirección 55, mientras que un radio de giro exterior R2 se asocia a la rueda directriz exterior 53 del eje de dirección 55. El efecto combinado del radio de giro interior y exterior R1, R2 determina el ángulo de dirección general del vehículo 50. Los ángulos de dirección de las ruedas de dirección interior y exterior 51, 53 pueden monitorizarse mediante uno o más sensores de ángulos de giro 52, 54.

20 Cuando tanto la primera rueda motriz 1 como la segunda rueda motriz 3 están rotando en el mismo sentido de dirección (por ejemplo, en un sentido de rotación de avance), el segundo par motor FWD2 puede ser igual al primer par motor FWD1 cuando el vehículo está avanzando en línea recta o en un primer intervalo de ángulos de dirección. En un segundo intervalo de ángulos de dirección, el segundo par motor FWD2 es mayor que el primer par motor FWD1. El segundo intervalo de ángulos de dirección puede estar asociado a un intervalo menor de radios de giro del vehículo comparado con el primer intervalo de ángulos de dirección. En una realización, la comparación anterior de los pares motores (o velocidades de rotación) del primer y segundo par motor FWD1 y FWD2 asumen el mismo índice de velocidad de recorrido del vehículo.

25 Correspondiendo a un mayor ángulo de dirección, el centro de rotación R0 del vehículo se acerca a la línea central CL₁ de la rueda motriz interior 1. Cuando el centro de rotación R0 coincide con la línea central CL₁ de la rueda motriz interior 1, el vehículo gira en torno a la línea central CL₁ de la rueda motriz interior 1. Según rota el vehículo en torno a la línea central CL₁ de la rueda motriz interior 1, la rueda motriz interior 1 puede estar estacionaria, de manera que no esté rotando. En una realización, el intervalo de ángulo de dirección del vehículo comprende un primer ángulo de dirección y un segundo ángulo de dirección. Cuando el ángulo de dirección cambia del primer ángulo de dirección al segundo ángulo de dirección, el segundo par motor de avance FWD2 de la rueda motriz exterior 3 se acerca al par motor del eje impulsor según el primer par motor de avance FWD1 de la rueda motriz interior 1 se acerca al par cero.

30 La rueda motriz interior 1 puede estar desengranada del primer paquete de embrague 11 cuando el primer par motor de avance FWD1 es igual al par cero. En una realización, una fuerza de torsión cero se aplica a la rueda motriz interior 1 cuando el centro de rotación R0 del vehículo coincide con la línea central CL₁ de la rueda motriz interior 1. Se puede aplicar el frenado de paquete de embrague a la rueda motriz interior 1 para controlar el par motor FWD1 o para evitar que la rueda motriz interior 1 rote. La rueda motriz interior 1 puede frenarse mediante el frenado de paquetes de embrague del primer conjunto de paquete de embrague 11 cuando el segundo par motor de avance FWD2 es igual al par motor del árbol de transmisión 6.

35 Según aumenta aún más el ángulo de dirección del vehículo, el centro de rotación R0 se acerca a la línea central CL₀ del vehículo. La línea central CL₀ del vehículo está situada en un lugar intermedio entre la línea central CL₁ de la rueda motriz interior 1 y la línea central CL₂ de la rueda motriz exterior 3. La distancia entre la línea central CL₁ de la rueda motriz interior y la línea central CL₂ de la rueda motriz exterior 3 se llama ancho de rodadura (TW) del vehículo.

40 En un tercer intervalo de ángulos de dirección, en el que el centro de rotación R0 se sitúa dentro del ancho de rodadura TW del vehículo, se aplica un par motor de marcha atrás REV1 a la rueda motriz interior 1 mientras que el par motor de avance FWD2 se aplica a la rueda motriz exterior 3. El par motor de marcha atrás REV1 puede ser la misma magnitud absoluta que el par motor de avance FWD2, pero opuesto en su dirección de rotación. En ciertos índices de recorrido del vehículo, la magnitud absoluta del par motor de marcha atrás REV1 aplicado a la rueda motriz interior puede ser diferente (es decir, menor que o mayor que) al par motor de avance FWD2 aplicado a la rueda motriz exterior 3. La cantidad relativa de par motor aplicado a la rueda motriz interior 1 y a la rueda motriz exterior 3 se controla de manera independiente, respectivamente, mediante el primer y segundo conjuntos de paquete de embrague 11, 13.

45 Un experto en la materia apreciará que tanto la primera rueda motriz 1 como la segunda rueda motriz 3 pueden considerarse la rueda motriz interior o la rueda motriz exterior dependiendo de la dirección del ángulo de dirección del vehículo. Por ejemplo, la primera rueda motriz 1 se considera la rueda motriz interior durante un giro de avance a

la izquierda, mientras que la segunda rueda motriz 3 se considera la rueda motriz interior durante un giro de avance a la derecha. Una dirección de recorrido de avance, en una realización, se entiende como el árbol de transmisión 6 situado en el frente del vehículo.

5 La Figura 6 ilustra un diagrama de bloques de ejemplo de un sistema de control de la transmisión que comprende un gestor del sistema del vehículo (VSM) y mandos del operario. Los mandos del operario comprenden un volante de dirección 62, un pedal de freno/ modulador 64, un pedal de aceleración 66 y las palancas de regulación 68. El VSM monitoriza o recibe información de los mandos del operario mediante un sensor de la posición del pedal de freno/modulador 65, un sensor de la posición del pedal de aceleración 67 y un sensor de demanda de regulación 69.
10 El ángulo de dirección del vehículo puede monitorizarse directamente desde el volante de dirección 62 o mediante uno o más sensores 52, 54 que identifican el ángulo de dirección de los neumáticos de dirección.

El VSM además monitoriza o recibe información del sensor de RPM del motor S1, el sensor de presión del embrague modular S2, el sensor de velocidad de salida del convertidor del par S3, el sensor de presión de avance izquierdo S4, el sensor de presión marcha atrás izquierdo S5, el sensor de presión de avance derecho S6, el sensor de presión de marcha atrás derecho S7, el sensor de la velocidad de recorrido de la rueda izquierda S8 y el sensor de la velocidad de recorrido de la rueda derecha S9.

20 En base a la información de uno o varios de los sensores, el VSM se configura para controlar la cantidad de par transferido a las ruedas motrices izquierda y derecha 1, 3. El VSM puede controlar de manera independiente una cantidad de presión hidráulica aplicada a cada una de las válvulas de avance izquierda V4, válvula de marcha atrás izquierda V5, válvula de avance derecha V6 y válvula de marcha atrás derecha V7. La cantidad de presión hidráulica aplicada a las válvulas determina qué paquetes de embrague se engranan, se engranan parcialmente o se desengranan. De manera similar, la cantidad de presión hidráulica determina una cantidad de deslizamiento del paquete de embrague en uno o varios de los embragues, o si se activa el frenado de paquete de embrague.

Al proporcionar el VSM a bordo con la información de los diferentes sensores y la capacidad de controlar la cantidad de par y velocidad de rotación de las ruedas motrices 1, 3, el vehículo puede recibir una orden de freno a cualquier velocidad sin que el conductor pise ningún pedal. De manera similar, el vehículo puede mantenerse parado en una pendiente sin moverse y sin activar el pedal de freno, el freno de servicio o el freno de estacionamiento. El vehículo permanece parado en la superficie en pendiente sin necesidad de fijar el freno de estacionamiento, incluso cuando el operario abandona el vehículo. Por consiguiente, tampoco es necesario incluir un freno de servicio o freno de estacionamiento en el vehículo. En una realización, la activación del pedal de freno modulador 64 es detectada por el VSM a través del sensor de posición del pedal de freno modulador 65 para controlar la cantidad de presión hidráulica a una o más de las válvulas de paquete de embrague V4, V5, V6, V7 para aplicar frenado de paquete de embrague de una o las dos ruedas motrices 1, 3 cuando el conductor solicita el frenado del vehículo.

El movimiento cero en pendiente es una función automática y continúa cuando el motor está apagado. Un fallo del motor o del sistema hidráulico provoca la aplicación automática de la función de frenado de manera controlada con un bajo índice de desaceleración. Esto puede lograrse utilizando orificios para controlar la velocidad de frenado cuando el sistema falla.

Un control independiente de la cantidad de par y de frenado aplicados a cada rueda motriz proporciona una mejor maniobrabilidad, por ejemplo, en curvas cerradas. En el caso de que una primera rueda motriz 1 tenga poca o ninguna tracción (por ejemplo, cuando el vehículo está andando sobre hielo, pavimento húmedo, grava, etc.) el control de la tracción puede mantenerse desviando parte o todo el par motor a la segunda rueda motriz 3, hasta que la primera rueda motriz 1 recupere la tracción. En caso de que haya un fallo del motor o informático o una pérdida de potencia hidráulica se libera la presión hidráulica que retiene los paquetes de embrague, permitiendo que se active el frenado accionado por muelle. La aplicación simultánea de los embragues de dirección de avance y de marcha atrás proporciona el frenado. El embrague de dirección de avance puede hacerse deslizar parcialmente al mismo tiempo que se hace deslizar parcialmente el embrague de dirección de marcha atrás. El pedal de freno/modulador tiene una válvula hidráulica que proporciona suministro hidráulico a las válvulas de paquete de embrague. Al pisar el pedal de freno/modulador se empieza a vaciar la presión de suministro de manera mecánica e inicia el accionamiento del muelle del embrague, lo que provoca el frenado. El pedal de freno/modulador 64 tiene una conexión hidráulica a los paquetes de embrague en el eje impulsor. Cuando se pisa el pedal de freno/modulador 64, la presión en los paquetes de embrague 11, 13 se reduce para proporcionar el frenado de paquete de embrague.

Al hacer rotar los embragues de avance y de marcha atrás a velocidades menores, se reduce el frenado parasitario como consecuencia de que los embragues de avance y de marcha atrás estén contrarrotando a mucha velocidad en la transmisión. La marcha atrás del vehículo situado en una pendiente puede controlarse cuando se realiza la regulación y el vehículo puede bloquearse en el sitio con los paquetes de embrague de avance y de marcha atrás engranados.

La distribución del par controlado entre los conjuntos de rueda motriz derecho e izquierdo puede conseguirse en los siguientes ejemplos de funcionamiento del vehículo: una rueda sobre hielo y una rueda sobre el pavimento, un giro pronunciado en torno a la rueda motriz interior, un giro pronunciado en torno a la línea central de la carretilla, el

recorrido del vehículo sobre suelo deslizante recuperando y perdiendo ambas ruedas la tracción de manera alterna, una cuesta arriba sobre nieve, y una rueda saliendo de un agujero de barro en el suelo y la otra rueda a nivel del suelo.

5 La Figura 7 ilustra un diagrama de ejemplo de la distribución del esfuerzo de la barra de tracción a las ruedas motrices interior y exterior en un primer intervalo de velocidad de recorrido del vehículo. Únicamente con fines ilustrativos, se muestra una velocidad de recorrido del vehículo de ocho a trece km/h (de cinco a ocho millas por hora). El gráfico ilustra la relación de porcentaje del esfuerzo máximo de la barra de tracción (% DBP) entre el eje impulsor y las ruedas motrices interior y exterior para un intervalo de radios de giro del vehículo. El DBP del eje impulsor 75 se ilustra como un DBP 100 % constante para un radio de giro del vehículo mayor que cero metros (cero pies). La relación de DBP se describe utilizando cuatro intervalos de radios de giro. Un primer intervalo de radios de giro 71 comprende radios de giro de entre 10,67 m (35 pies) y 30,48 m (100 pies). En el primer intervalo de radios de giro 71, el DBP de la rueda motriz interior 76 es igual o aproximadamente igual al DBP de la rueda motriz exterior 78, ilustrado como el 50 % del DBP. La suma del DBP de la rueda motriz interior 76 y del DBP de la rueda motriz exterior 78 es igual al DBP del eje impulsor 75.

20 Se ilustra un segundo intervalo de radios de giro 72 que comprende un radio de giro de entre 6,10 y 10,67 m (20 y 35 pies). En el segundo intervalo de radios de giro 72, el DBP de la rueda motriz interior 76 desciende de manera lineal al par cero según desciende el radio de giro del primer radio de giro de 10,67 m (35 pies) al segundo radio de giro de 6,10 m (20 pies). Según desciende de manera lineal el DBP de la rueda motriz interior 76 al par cero, la rueda motriz exterior aumenta linealmente hasta que es igual al DBP del eje impulsor 75. En cualquier radio de giro específico del primer y segundo intervalo de radios de giro 71, 72, la suma del par de la rueda motriz interior y exterior es igual al par del eje impulsor.

25 En la realización ilustrada, una primera solicitud de dirección o primer ángulo de dirección está asociado a un radio de giro del vehículo en el primer intervalo de radios de giro 71, mientras que una segunda solicitud de dirección o segundo ángulo de dirección está asociado al segundo intervalo de radios de giro 72. El ángulo de dirección asociado a la segunda solicitud de dirección es mayor que el ángulo de dirección asociado a la primera solicitud de dirección. El par del eje impulsor (o par motor) puede dividirse en dos partes, incluyendo una primera parte asociada al DBP de la rueda motriz exterior 78 y una segunda parte asociada al DBP de la rueda motriz interior 76.

35 La segunda parte del par motor desciende cuando el ángulo de dirección del vehículo motorizado se cambia del primer ángulo de dirección al segundo ángulo de dirección, en el que la primera parte del par motor aumenta cuando el ángulo de dirección del vehículo motorizado se cambia del primer ángulo de dirección al segundo ángulo de dirección. La segunda parte del par motor se acerca a un mismo valor de par del par motor aplicado al eje impulsor a un ángulo de dirección predeterminado (por ejemplo el que tiene lugar a un radio de giro de 6,10 m (20 pies), tal y como se muestra), mientras que la primera parte del par motor se acerca al valor de par cero al ángulo de dirección o radio de giro predeterminado.

40 En el primer y segundo intervalo de radios de giro 71, 72 puede entenderse que tanto la primera rueda motriz como la segunda rueda motriz están engrandas en una dirección de avance en el recorrido del vehículo. La primera y segunda parte del par motor varían como una función de un ángulo de dirección del vehículo motorizado.

45 Se ilustra un tercer intervalo de radios de giro 73 que comprende un radio de giro de entre cero y 6,10 m (20 pies). En el tercer intervalo de radios de giro 73 el DBP de la rueda motriz interior 76 se mantiene a cero o casi a cero libras de par, mientras que el DBP de la rueda motriz exterior 78 se mantiene constante al mismo valor de par que el DBP del eje impulsor 75. En cualquier radio de giro específico del tercer intervalo de radios de giro 73, la suma del par de la rueda motriz interior y exterior es igual al par del eje impulsor.

50 Se ilustra un cuarto intervalo de radios de giro 74 que comprende radios de giro de cero metros (cero pies), o ligeramente inferiores a cero metros (cero pies). Se entiende que un radio de giro asociado a cero metros (cero pies) ocurre cuando el centro del radio de giro coincide con la línea central del vehículo (por ejemplo la línea central CL₀ de la Figura 5). Cuando el vehículo gira en torno a su línea central en el radio de giro de cero metros (cero pies), el DBP de la rueda motriz interior 76 resulta igual o aproximadamente igual al DBP de la rueda motriz exterior 78, ilustrada con un 50 % de DBP, sin embargo la dirección de rotación de la rueda motriz interior es opuesta a la de la rueda motriz exterior. Durante un giro en avance en torno a la línea central del vehículo, la rueda motriz exterior rota en un sentido de rotación de avance, mientras que la rueda motriz interior rota en un sentido de rotación de marcha atrás. En el radio de giro de cero metros (cero pies), la rueda motriz interior rota con una velocidad de rotación igual, pero opuesta en su dirección, a la de la rueda motriz exterior.

60 El par motor en el paquete de embrague de dirección correspondiente al interior de un giro se reduce progresivamente según se va reduciendo el radio de giro. Si el radio de giro se hace cada vez más pequeño, el par motor del extremo interior del eje impulsor se invertirá permitiendo un eje de giro que está entre las ruedas. Asumiendo que el vehículo está realizando un giro de radio cero hacia la izquierda. Según aumenta cada vez más el ángulo de dirección se ordena que el embrague de avance izquierdo se deslice cada vez más hasta que sea neutro (sin par) cuando el centro de giro está en la rueda izquierda (interior). Según aumenta el ángulo de giro y el centro

de giro se mueve en el interior de la rueda interior, se ordena al embrague de avance izquierdo que transmita par. En este punto la rueda interior comienza a girar marcha atrás y la rueda exterior aún sigue girando hacia delante. Según continúa aumentando el ángulo de dirección el par de marcha atrás continua aumentando en la rueda interior hasta que finalmente la rueda interior gira marcha atrás a la misma velocidad que la rueda exterior gira hacia delante y la carretilla está en un giro de radio cero. El giro puede asistirse automáticamente frenando en la rueda interior a ángulos de giro apropiados.

Equilibrando la potencia impulsora aplicada a los neumáticos de dirección durante los giros, los neumáticos de dirección no frenan, reduciendo el desgaste de los neumáticos de dirección y reduciendo el consumo de combustible. Los neumáticos de dirección no se desvían hacia los lados cerca de una parada del convertidor del par durante los giros de radios pequeños. El esfuerzo de dirección se reduce distribuyendo el par motor a las ruedas motrices en proporción al ángulo de dirección. También se produce una reducción del freno del neumático de dirección interior. El par motor se aplica a la rueda en el exterior de un giro, donde será más efectivo. La acción de giro y frenado reproduce de manera similar la acción conseguida por los ejes de motores de doble dirección en carretillas elevadoras con alimentación eléctrica.

La Figura 8 ilustra un diagrama de ejemplo de la distribución del esfuerzo de la barra de tracción a la rueda motriz interior y exterior en un segundo intervalo de velocidad de recorrido del vehículo. Únicamente con fines ilustrativos, la velocidad de recorrido del vehículo se muestra entre cero y 6,4 km/h (cero y cuatro millas por hora). Al igual que antes, la relación de DBP se describe utilizando cuatro intervalos de radios de giro. El esfuerzo de la barra de tracción se ilustra de nuevo como de un 100 % para el DBP del eje impulsor 85. El experto en la materia apreciará que el máximo esfuerzo de la barra de tracción que corresponde al 100 % de DBP variará para diferentes velocidades de recorrido del vehículo. En una realización, el DBP máximo asociado al segundo intervalo de velocidad de recorrido es aproximadamente dos veces mayor que el DBP máximo asociado al primer intervalo de velocidad de recorrido ilustrado en la Figura 7.

En el primer intervalo de radios de giro 81, el DBP de la rueda motriz interior 76 es igual o aproximadamente igual al DBP de la rueda motriz exterior 88, ilustrado como un 50 % de DBP. En el primer intervalo de radios de giro 81, la suma del DBP de la rueda motriz interior 86 y el DBP de la rueda motriz exterior 88 es igual al par motor proporcionado por el DBP del eje impulsor 85.

En el segundo intervalo de radios de giro 82, el DBP de la rueda motriz interior 86 desciende linealmente hasta aproximadamente el 15 % del DBP mientras que el DBP 88 aumenta de manera lineal hasta aproximadamente el 65 % de DBP según desciende el radio de giro desde primer radio de giro de 10,67 m (35 pies) al segundo radio de giro de 6,10 m (20 pies). Según desciende linealmente el DBP de la rueda motriz interior 86, la rueda motriz exterior aumenta linealmente. En un segundo intervalo de velocidad de recorrido del vehículo, el DBP del eje impulsor 85 desciende linealmente en el segundo intervalo de radios de giro 82 del 100 % de DBP al 80 % de DBP. Sin embargo, como anteriormente, en cualquier radio de giro específico en el primer y segundo intervalo de radios de giro 81, 82, la suma del par de la rueda motriz interior y exterior es igual al par del eje impulsor.

En el tercer intervalo de radios de giro 83 el DBP de la rueda motriz interior 86 se mantiene constante a un valor de par mayor que cero, mientras que el DBP de la rueda motriz exterior 88 se mantiene constante a un valor de par menor que el del DBP del eje impulsor 85. A cualquier radio de giro específico del tercer intervalo de radios de giro 83, la suma del par de la rueda motriz interior y exterior es igual al par del eje impulsor.

Mientras que el par motor aplicado a la rueda motriz interior se mantuvo a par cero para la velocidad más elevada de recorrido del vehículo en la Figura 7, en la presente realización se proporciona par motor a la rueda motriz interior para aumentar la tracción del vehículo a las velocidades inferiores de recorrido del vehículo.

En el cuarto intervalo de radios de giro 84 (ilustrado comprendiendo un radio de giro de cero metros [cero pies]) el DBP de la rueda motriz interior se iguala o se iguala aproximadamente al DBP de la rueda motriz exterior 88. Esto está relacionado con un aumento general del par motor del eje impulsor, ilustrado como que el DBP del eje impulsor 85 vuelve a aumentar hasta el 100 % del DBP. La dirección de rotación de la rueda motriz interior es opuesta a la de la rueda motriz exterior. A un radio de giro de cero metros (cero pies), la rueda motriz interior se hace rotar con una velocidad de rotación igual, pero opuesta en su dirección, a la rueda motriz exterior.

La Figura 9 ilustra un método 900 de engranaje de una transmisión que comprende dos conjuntos de paquete de embrague. En la operación 910, se monitoriza una solicitud de dirección del vehículo. La solicitud de dirección del vehículo puede motorizarse mediante la información enviada por un dispositivo de dirección o por uno o más sensores de ángulo de dirección 52, 54.

En la operación 920, se engrana un primer conjunto de paquete de embrague asociado a una rueda motriz interior situada en un primer lado de un vehículo motorizado. La fuerza de engranaje del primer conjunto de paquete de embrague puede determinarse, en parte, a partir de la solicitud de dirección del vehículo.

En la operación 930, se aplica un primer par motor a la rueda motriz interior.

En la operación 940, se engrana el segundo conjunto de paquete de embrague asociado a una rueda motriz exterior situada a un segundo lado del vehículo motorizado. La fuerza de engranaje del segundo conjunto de paquete de embrague puede determinarse también, en parte, a partir de la solicitud de dirección del vehículo.

5 En la operación 950, se aplica un segundo par motor a la rueda motriz exterior, en el que el segundo par motor es diferente al primer par motor. En una realización, el segundo par motor aplicado a la rueda motriz exterior es mayor que el primer par motor aplicado a la rueda motriz interior durante una primera solicitud de dirección asociada a un radio de giro del vehículo. Tanto la rueda motriz interior como la exterior pueden engranarse en una dirección de avance del recorrido de un vehículo cuando se aplican el primer y segundo pares motores.

10 La primera fuerza de rotación puede reducirse a cero durante una segunda solicitud de dirección asociada a un radio de giro del vehículo menor que la primera solicitud de dirección. Puede aplicarse un par motor de marcha atrás a la rueda motriz interior durante una tercera solicitud de dirección asociada a un radio de giro del vehículo menor que la segunda solicitud de dirección. Las fuerzas de engranaje del primer y segundo conjuntos de paquete de embrague pueden determinarse de manera independiente, en parte, a partir de las velocidades de rotación monitorizadas de las ruedas motrices interior y exterior. El control independiente del par y de la velocidad de rotación de las ruedas motrices interior y exterior puede conseguirse sin un diferencial convencional.

15 La Figura 10 ilustra un ejemplo de planetario y de conjunto de paquete de embrague asociado a un sistema de transmisión de rueda motriz 100. Para una mayor claridad solo aparece ilustrado uno de los conjuntos de paquete de embrague 125 (por ejemplo el conjunto de paquete de embrague derecho), aunque se entiende que el conjunto de paquete de embrague restante funciona de manera similar. Los cubos de las ruedas y los elementos de dirección pueden ser simétricos, y en el caso de una pérdida de función en cualquiera de los lados pueden proporcionar redundancia.

20 Una espiral cónica (o hipoide) 138 dirige el conjunto de paquete de embrague izquierdo y el conjunto de paquete de embrague derecho. El conjunto de paquete de embrague 125 comprende un paquete de embrague de avance 127 y un paquete de embrague de marcha atrás 129. Puede fijarse un cubo sólido 105 tanto al conjunto de paquete de embrague derecho como al izquierdo. El cubo sólido 105 transmite el par motor. El cubo sólido 105 puede utilizarse en lugar de un diferencial. Una manivela de presión del paquete 110 comunica las presiones al paquete de embrague de avance 127 y al paquete de embrague de marcha atrás 129 a través de sellos de rotación.

25 Las coronas de dirección de avance y de marcha atrás 115 para las direcciones de recorrido de avance y de marcha atrás están fijadas al eje 106. En una realización, un planetario de marcha atrás 135 comprende seis engranajes (planetas) que permiten invertir el eje 106. El planetario de avance 140 puede comprender tres engranajes (planetas) que permiten que el eje 106 dirija en la dirección de avance. Un portador planetario 120 a cada lado del eje 106 transmite el par desde los engranajes planetarios. Un conjunto de engranaje planetario 165 transmite el par desde el paquete de embrague de avance 127 y el paquete de embrague de marcha atrás 129. El conjunto de engranaje planetario 165 puede comprender tanto un engranaje planetario de avance como un engranaje planetario de marcha atrás.

30 Un husillo de la rueda 160 situado a cada lado del eje 106 soporta el peso del vehículo. La rueda se monta sobre el cubo de la rueda 130. Los árboles del eje izquierdo y derecho llevan el par desde el portador planetario 120 al cubo de la rueda 130. Un mecanismo de liberación del freno de estacionamiento con el motor apagado 150 permite la liberación de los paquetes de embrague accionados por muelle cuando el motor está apagado para permitir el remolque. El sensor de velocidad de la rueda 155 detecta la dirección y la velocidad de la rueda. Pueden proporcionarse sensores de velocidad de la rueda derecha y de la rueda izquierda 155 para las ruedas derecha e izquierda, respectivamente. El paquete de embrague impulsor de avance 127 y el paquete de embrague impulsor de marcha atrás 129 pueden modularse de manera independiente para dar marcha atrás, frenar, controlar la tracción, girar, aplicar el freno de mano y mantenerse en una pendiente. En algunas realizaciones, los cojinetes de un solo sentido no son necesarios o pueden ser eliminados.

35 El sistema y el aparato descritos anteriormente pueden utilizar sistemas de procesamiento específicos, microcontroladores, dispositivos lógicos programables o microprocesadores que realicen algunas o todas las operaciones. Algunas de las operaciones descritas anteriormente pueden implementarse en programas informáticos y otras operaciones pueden implementarse en equipos informáticos. Se entiende además que pueden proporcionarse medios en soporte informático con instrucciones almacenadas en los mismos, en los que cuando las instrucciones son ejecutadas por al menos un dispositivo, se pueden ejecutar de manera que realicen algunas o todas las operaciones.

40 Cuando se proporcionan números específicos, se dan únicamente como ejemplo y no pretenden limitar el alcance de las reivindicaciones. La relación entre la información de entrada y salida de las diversas operaciones, computación y métodos descritos en el presente documento pueden establecerse mediante algoritmos o tablas de consulta contenidas en la memoria del procesador.

65

Por motivos de conveniencia, las operaciones se describen en varios bloques o diagramas funcionales interconectados. No obstante esto no es necesario, y puede haber casos en que estos bloques o diagramas funcionales se agreguen de manera equivalente en un único dispositivo lógico, programa u operación con límites poco claros.

REIVINDICACIONES

1. Un vehículo motorizado (10) que comprende:
 - un eje impulsor (6);
 - 5 un sistema de transmisión (4) configurado para aplicar un par motor al eje impulsor (6);
 - un sistema de dirección configurado para proporcionar un ángulo de dirección del vehículo motorizado (10);
 - un primer conjunto de paquete de embrague (11, 20) situado entre el eje impulsor (6) y una rueda motriz interior (1), en el que el primer conjunto de paquete de embrague (11, 20) incluye un primer mecanismo de embrague de avance (26) asociado a una dirección de recorrido de avance y un primer mecanismo de embrague de marcha atrás (28) asociado a una dirección de recorrido de marcha atrás; y un segundo conjunto de paquete de embrague (13, 25) situado entre el eje impulsor (6) y una rueda motriz exterior (3), en el que el segundo conjunto de paquete de embrague (13, 25) incluye un segundo mecanismo de embrague de avance (27) asociado a la dirección de recorrido de avance y un segundo mecanismo de embrague de marcha atrás (29) asociado a la dirección de recorrido de marcha atrás,
 - 10 en el que el primer conjunto de paquete de embrague (11, 20) transfiere una primera parte del par motor (FWD1) a la rueda motriz interior (1) en una dirección de recorrido seleccionada entre la dirección de avance y la dirección de marcha atrás, y el segundo conjunto de paquete de embrague (13, 25) transfiere una segunda parte del par motor (FWD2) a la rueda motriz exterior (3) en la dirección de recorrido seleccionada, en el que, en un primer intervalo (71) de ángulos de dirección del vehículo motorizado (10) hasta y a un primer ángulo de dirección, la primera parte del par motor (FWD1) es igual a la segunda parte del par motor (FWD2);
 - 15 en el que, en un segundo intervalo (72) de ángulos de dirección del vehículo motorizado (10) entre el primer ángulo de dirección y un segundo ángulo de dirección mayor que el primer ángulo de dirección, la segunda parte del par motor (FWD2) aumenta hasta que es igual al par motor del eje impulsor (6), mientras que la primera parte del par motor (FWD1) disminuye al par cero;
 - 20 en el que, en un tercer intervalo (73) de ángulos de dirección del vehículo motorizado (10) a y por encima del segundo ángulo de dirección, la segunda parte del par motor (FWD2) es igual al par motor del eje impulsor (6), mientras que la primera parte del par motor (FWD1) es igual al par cero.
2. El vehículo motorizado (10) de la reivindicación 1, en el que el eje impulsor (6) no incluye un diferencial.
- 30 3. El vehículo motorizado (10) de la reivindicación 1, en el que la primera parte del par motor y la segunda parte del par motor se varían haciendo deslizar el primer y segundo conjuntos de paquetes de embrague (11, 20, 13, 25).
4. El vehículo motorizado (10) de una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, en el que el primer conjunto de paquete de embrague (11, 20) comprende el primer mecanismo de embrague de avance (26) y el primer mecanismo de embrague de marcha atrás (28), y en el que el frenado de paquetes de embrague se consigue haciendo deslizar simultáneamente tanto el primer mecanismo de embrague de avance (26) como el primer mecanismo de embrague de marcha atrás (28).
- 35 5. El vehículo motorizado (10) de la reivindicación 1, en el que un paquete de embrague modular está configurado para desengranar un motor (32) del eje impulsor (32) durante el frenado de paquete de embrague.
- 40 6. Un método (900) que comprende:
 - monitorizar el ángulo de dirección de un vehículo asociado a un eje de dirección (910);
 - 45 engranar un primer conjunto de paquete de embrague asociado a una rueda motriz interior (920) situada a un primer lado de un vehículo motorizado engranando selectivamente un primer embrague de avance o un primer embrague de marcha atrás del primer conjunto de paquete de embrague, en el que una fuerza de engranaje del primer conjunto de paquete de embrague se determina, en parte, a partir del ángulo de dirección del vehículo;
 - aplicar un primer par motor a la rueda motriz interior (930) mediante el primer conjunto de paquete de embrague;
 - 50 engranar un segundo conjunto de paquete de embrague asociado a una rueda motriz exterior (940) situada a un segundo lado del vehículo motorizado engranando selectivamente un segundo embrague de avance o un segundo embrague de marcha atrás del segundo conjunto de paquete de embrague, en el que una fuerza de engranaje del segundo conjunto de paquete de embrague se determina, en parte, a partir del ángulo de dirección del vehículo; y
 - 55 aplicar un segundo par motor a la rueda motriz exterior (950) a través del segundo conjunto de paquete de embrague,

en el que, en un primer intervalo (71) de los ángulos de dirección del vehículo del vehículo motorizado hasta y a un primer ángulo de dirección del vehículo, el primer par motor es igual al segundo par motor;

5 en el que, en un segundo intervalo (72) de los ángulos de dirección del vehículo del vehículo motorizado entre el primer ángulo de dirección del vehículo y un segundo ángulo de dirección del vehículo mayor que el primer ángulo de dirección del vehículo, el segundo par motor aumenta hasta que es igual a un par motor de un eje impulsor, mientras que el primer par motor desciende al par cero;

en el que, en un tercer intervalo (73) de ángulos de dirección del vehículo del vehículo motorizado a y por encima del segundo ángulo de dirección del vehículo, el segundo par motor es igual al par motor del eje impulsor, mientras que el primer par motor es igual al par cero.

10 7. El método de la reivindicación 6, que comprende además:

monitorizar las velocidades de rotación de las ruedas motrices interior y exterior, en el que las fuerzas de engranaje del primer y segundo conjuntos de paquetes de embrague están determinadas de manera independiente, en parte, a partir de las velocidades de rotación; y/o

15 ajustar las fuerzas de engranaje del primer y segundo conjuntos de paquetes de embrague en respuesta a la velocidad de rotación monitorizada de las ruedas que indica que la rueda exterior se está deslizando.

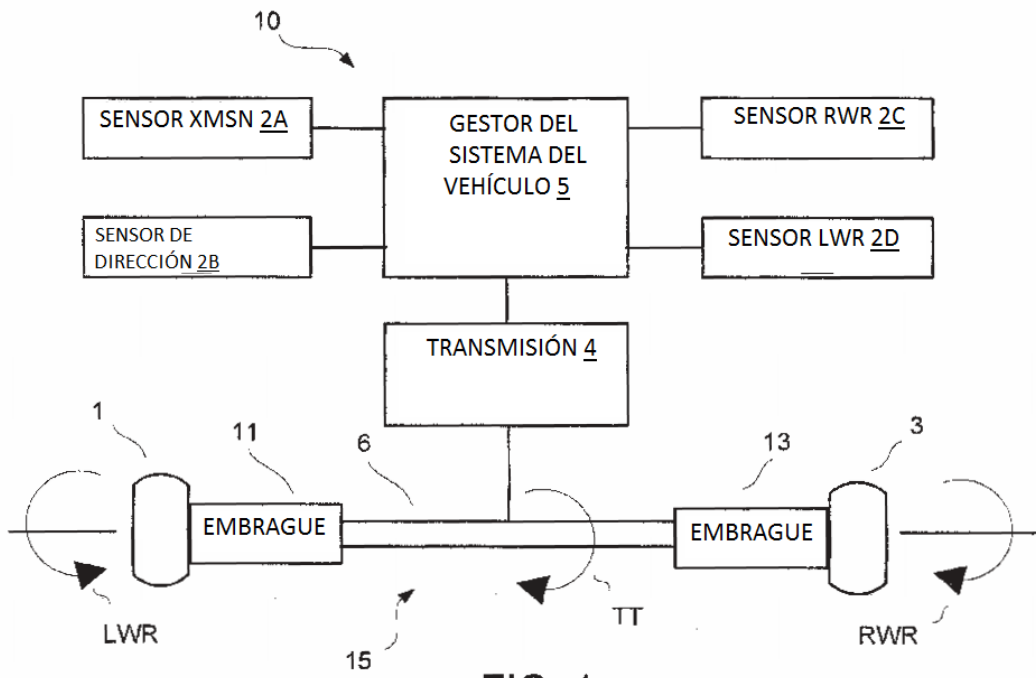


FIG. 1

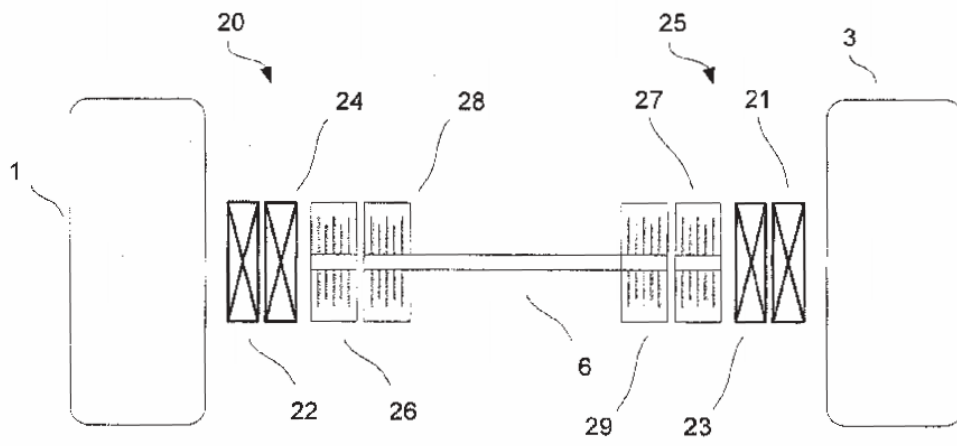


FIG. 2

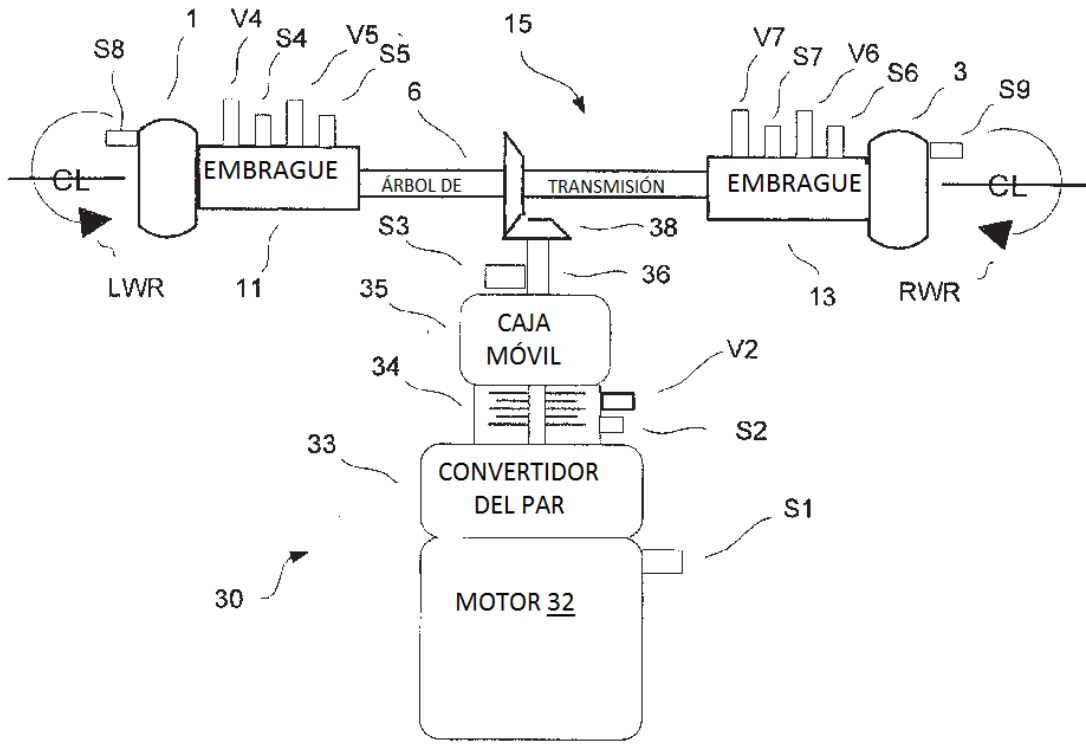


FIG. 3

FIG. 4

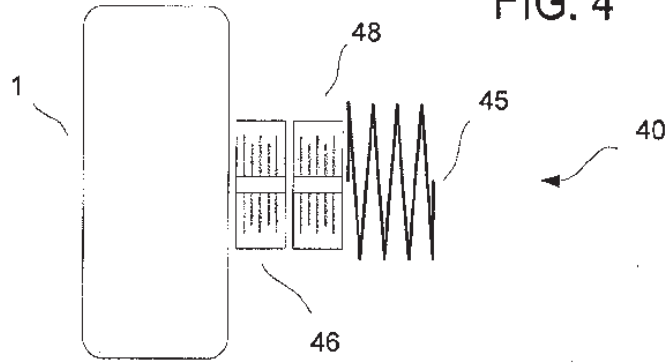
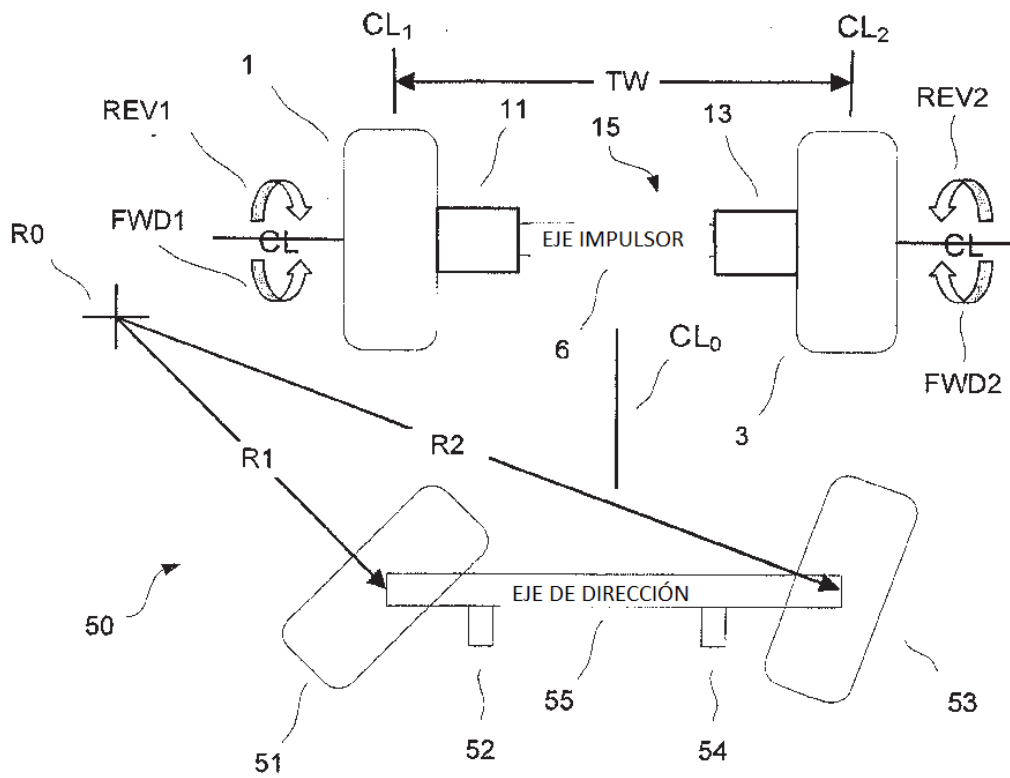


FIG. 5



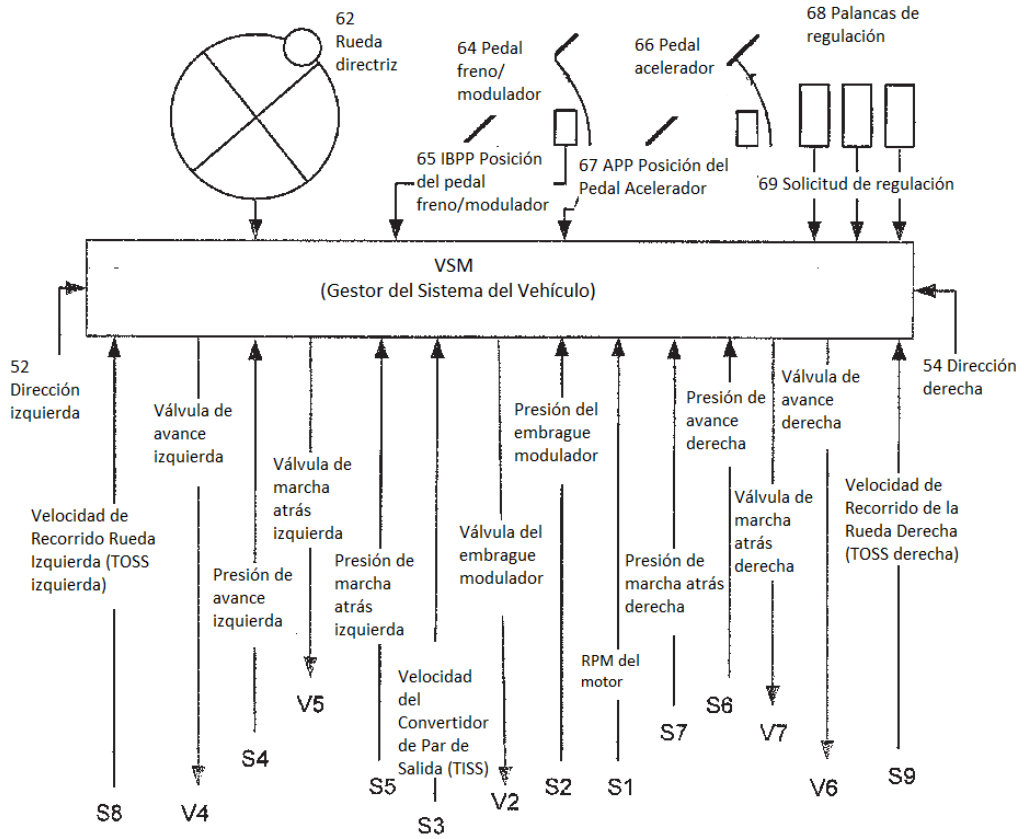
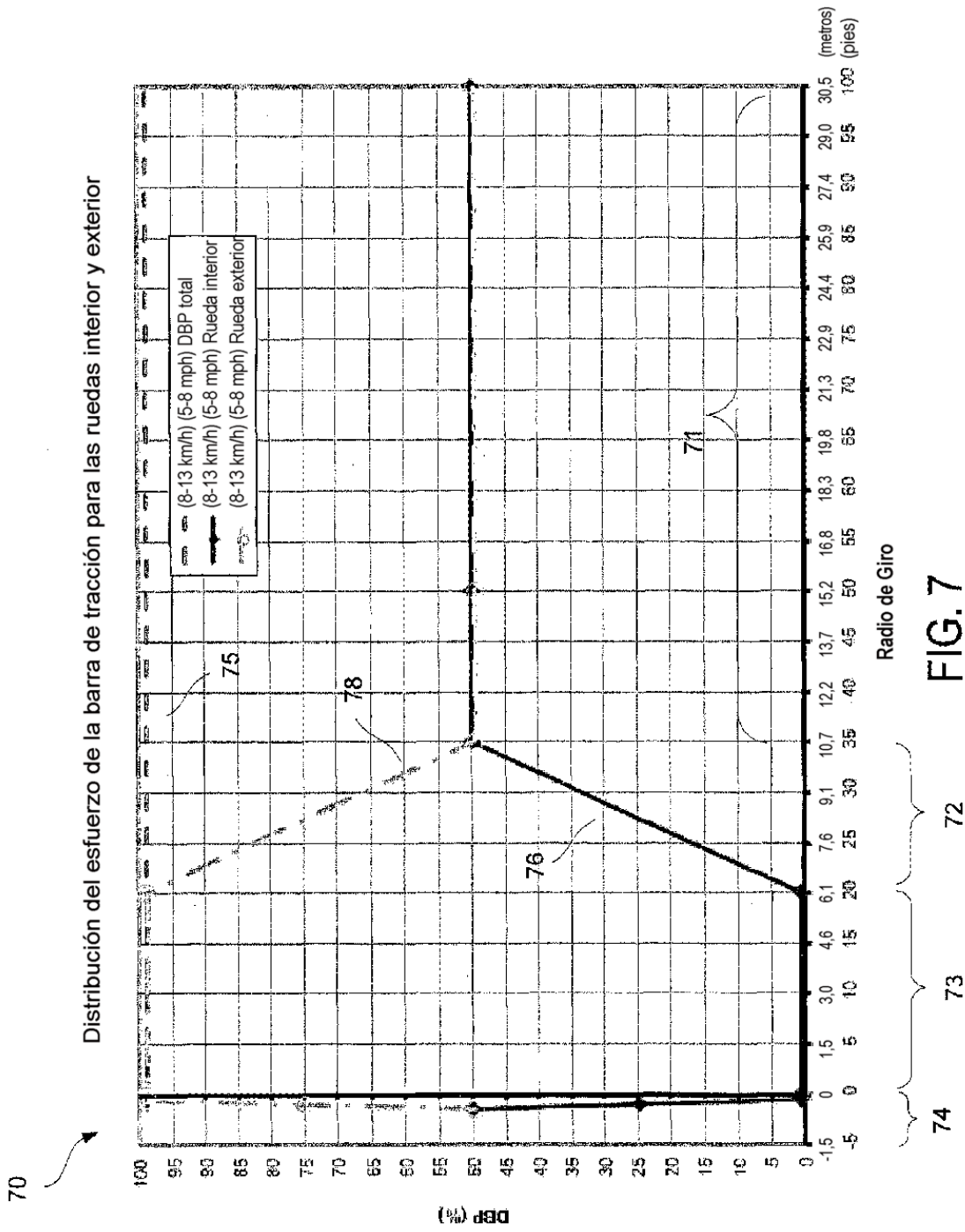
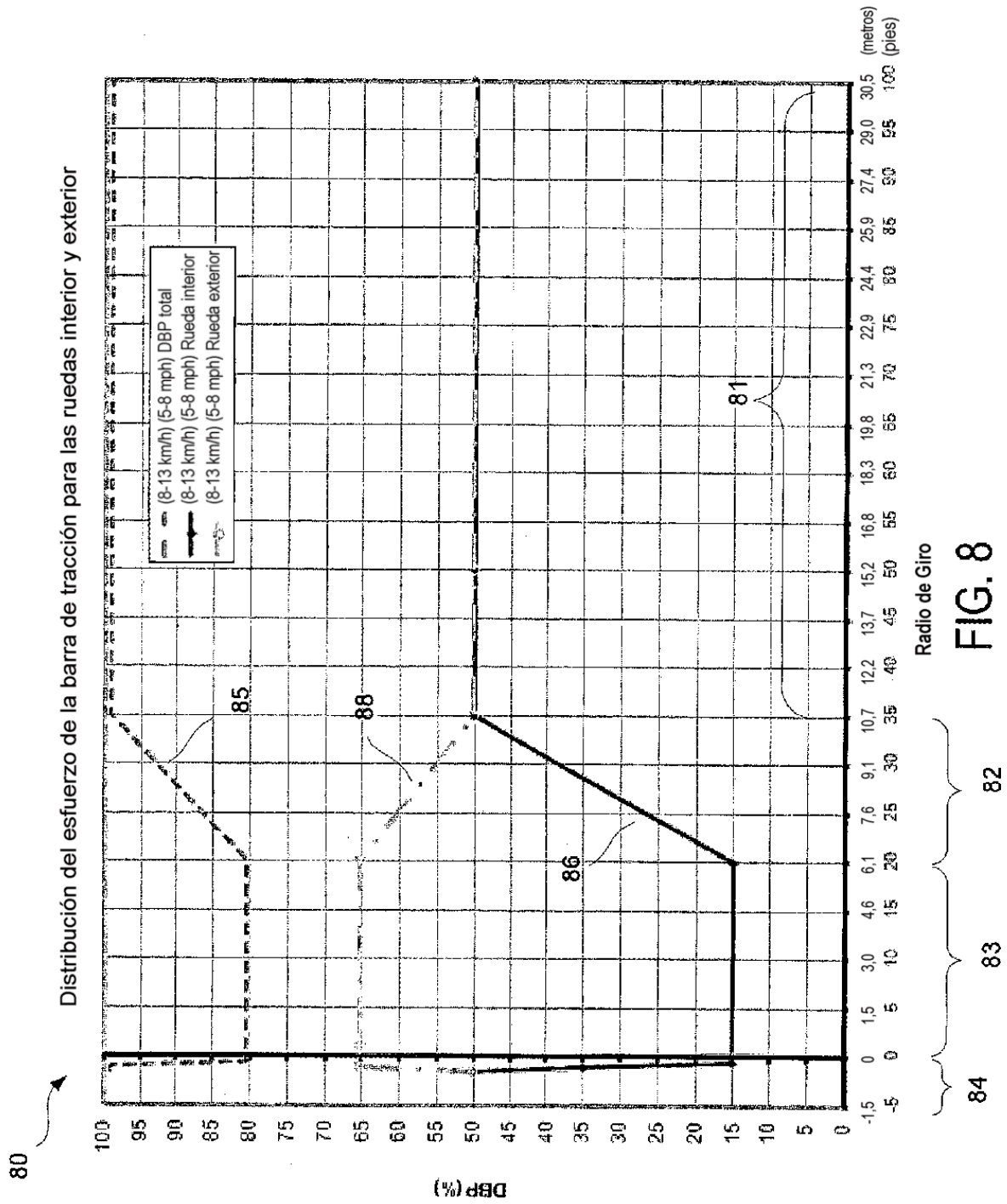


FIG. 6





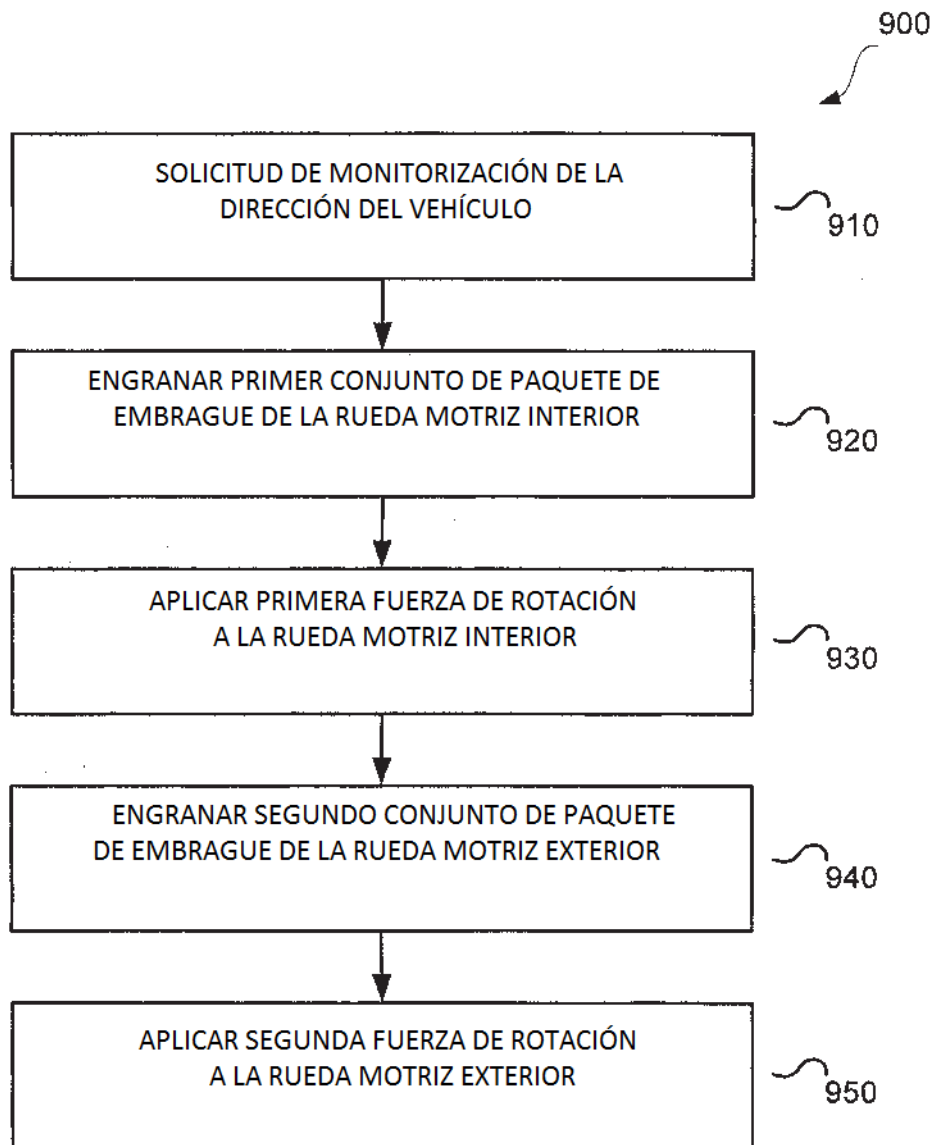


FIG. 9

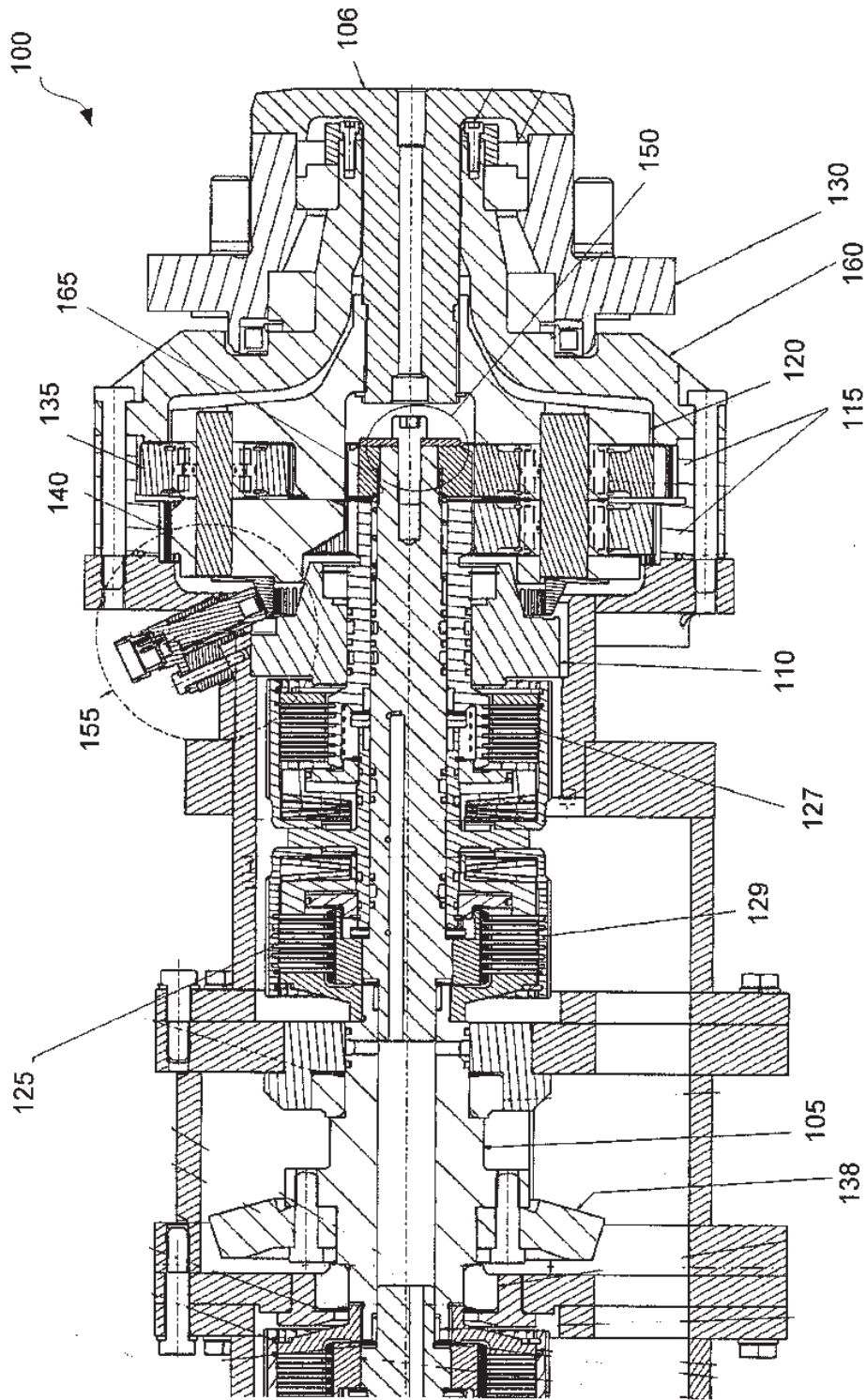


FIG. 10

REFERENCIAS CITADAS EN LA DESCRIPCIÓN

5 Esta lista de referencias citadas por el solicitante es para conveniencia del lector. No forma parte del documento de la Patente Europea. Aunque se ha tenido mucho cuidado en la compilación de las referencias, no pueden excluirse errores u omisiones y la EPO declina responsabilidades por este asunto.

Documentos de patentes citadas en la descripción

- US 61155995 A [0001]
- US 7090608 B [0003]
- US 4702358 A [0005]
- EP 0025716 A2 [0006]
- JP 06239264 A [0007]
- US 6684148 B [0022]
- US 388713 A [0043]