

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 537 879**

51 Int. Cl.:

**F16D 11/14** (2006.01)  
**B60K 17/16** (2006.01)  
**F16D 25/08** (2006.01)  
**F16D 48/02** (2006.01)  
**F16H 3/54** (2006.01)  
**F16H 37/08** (2006.01)  
**B60K 17/04** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **30.01.2012 E 12153032 (3)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **08.04.2015 EP 2620312**

54 Título: **Sistema y método para el control asistido de un conjunto de eje motor para un vehículo industrial pesado y un vehículo industrial pesado que comprende dicho sistema**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:  
**15.06.2015**

73 Titular/es:

**FPT INDUSTRIAL S.P.A. (100.0%)**  
**Via Puglia 15**  
**10156 Torino, IT**

72 Inventor/es:

**ROSSIA, GIORGIO y**  
**GALLIANO, LUCA**

74 Agente/Representante:

**CARVAJAL Y URQUIJO, Isabel**

**ES 2 537 879 T3**

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

**DESCRIPCIÓN**

Sistema y método para el control asistido de un conjunto de eje motor para un vehículo industrial pesado y un vehículo industrial pesado que comprende dicho sistema

Campo de la invención

5 La presente invención pertenece al campo de la producción de vehículos industriales pesados. De manera más precisa, la invención hace referencia a un sistema y a un método para el control asistido de un conjunto de eje motor para un vehículo industrial pesado. La presente invención hace referencia además a un vehículo industrial pesado que comprende dicho conjunto de eje motor y medios para el control asistido de dicho conjunto de eje motor.

Descripción del arte previo

10 En el campo de vehículos para el transporte de productos, una importante categoría de vehículos está representada por los vehículos industriales "pesados", concretamente vehículos que están diseñados para soportar una carga de trabajo particularmente pesada. Uno de los parámetros principales que influyen en la elección de estos vehículos es el tipo de carretera por la que van a viajar. Como es conocido, de hecho, los vehículos pesados pueden viajar "por carretera", concretamente por carreteras y autovías, o "campo a través", concretamente por carreteras con grava o sin asfaltar. Dependiendo de los diferentes casos, los vehículos adoptan diferentes soluciones para la transmisión desde el motor a los pares de ruedas motrices. Este hecho, por supuesto, da como resultado un rendimiento diferente del vehículo en cuanto a velocidad, tracción y consumo de combustible.

20 En general, cada vehículo industrial pesado comprende una transmisión que conecta la salida del motor del vehículo a uno o más conjuntos de eje motor que comprende los dos semiejes que soportan las correspondientes ruedas motrices. Cada conjunto de eje motor comprende tradicionalmente un cuerpo central, dentro del cual está colocado un conjunto de diferencial y éste se encuentra provisto de dos ejes accionados, cada uno de los cuales está conectado con uno de los dos semiejes. Tradicionalmente, el diferencial comprende un elemento motriz, generalmente en forma de una rueda cónica, conectada al motor del vehículo mediante una transmisión. Los vehículos pesados diseñados para viajar por carretera están por lo general provistos de dos o más pares de ruedas, siendo motriz únicamente uno de los pares. Esto significa que incluyen solamente un conjunto de eje motor según se describe anteriormente. En caso, por ejemplo, de un vehículo para carretera 6x2, hay presentes tres pares de ruedas (6 ruedas), donde tan solo un par de ellas son motrices (2 ruedas). Este tipo de vehículo comprende de forma habitual un eje frontal, un conjunto de eje motor trasero y un eje adicional que puede estar en la parte frontal o central, dependiendo de los diferentes casos. En su lugar, en el caso de un vehículo pesado 8x2 están presentes dos ejes frontales, un conjunto de eje motor y un eje adicional.

35 En general, los vehículos industriales "para carretera" tienen únicamente un conjunto de eje motor, ya que se requiere que estos vehículos tengan un rendimiento óptimo en cuanto a velocidad y consumo de combustible, pero no en cuanto a tracción disponible. Por el contrario, los vehículos pesados diseñados para ser utilizados "campo a través" deberían tener un rendimiento óptimo en cuanto a la tracción. Por esta razón, tales vehículos tienen dos o más conjuntos de eje motor, posiblemente provistos con un engranaje reductor en correspondencia con las ruedas motrices, para aumentar el par motor disponible para las propias ruedas. Los vehículos para campo a través pueden ser, por ejemplo, del tipo 6x4, concretamente pueden estar equipados con 6 ruedas, 4 de las cuales son ruedas motrices accionadas por dos conjuntos de ejes motores.

40 En algunos casos, tales vehículos comprenden un par de engranajes reductores, cada uno de ellos situados entre una rueda motriz y el extremo del correspondiente semieje al que la propia rueda se encuentra sujeto mediante una ranura. Los vehículos provistos de una solución técnica de este tipo son perfectos para viajar campo a través, pero son demasiado caros si se utilizan en carretera, sobre todo en cuanto a eficiencia y consumo de combustible, ya que la presencia de un número mayor de conjuntos de eje motor aumenta notablemente la tara del vehículo.

45 En diversas situaciones, sin embargo, los vehículos industriales pesados se utilizan con frecuencia tanto en campo a través como en carretera. Un primer ejemplo está representado por los vehículos utilizados para transportar materias primas tales como tierra de excavaciones, áridos, yeso, pórfido, mármol, etc. En este caso, el material se carga en terrenos de construcción o canteras, por tanto el vehículo tiene que viajar por vías campo a través. Tales vías son a menudo de superficie irregular y en muchos casos están caracterizadas por pendientes pronunciadas. La carga se transporta a continuación hasta su destino, mayoritariamente sobre vías "por carretera" y/o por autovías. Un segundo ejemplo de uso "mixto" (es decir, en parte campo a través, en parte por carretera) está representado por vehículos utilizados para la recogida de basuras y la descarga de basuras. En este caso la recogida de basuras tiene lugar en áreas urbanas (por tanto "por carretera"), mientras que la descarga tiene lugar en vertederos de residuos a los que, en la mayoría de los casos, sólo se puede acceder a través de carreteras sin asfaltar (por tanto, "campo a través"). Además, otro ejemplo de uso "mixto" está representado por vehículos para la carga y el

transporte de productos agrícolas, especialmente en grandes latifundios, tales como por ejemplo plantaciones americanas o africanas.

- 5 Se ha observado que las actuales soluciones para el transporte por vías "mixtas" no son en absoluto satisfactorias. En la actualidad, de hecho, cuando las vías "mixtas" son mayoritariamente "en carretera", la elección se orienta habitualmente hacia vehículos más ligeros (por ejemplo, 4x2), siendo conscientes de que el respectivo "conjunto de eje motor" necesitará ser reemplazado después de un número reducido de kilómetros. Por el contrario, si las vías "mixtas" son mayoritariamente "campo a través", entonces se eligen los vehículos que son adecuados para estas vías. Por tanto en este caso, se prefiere un vehículo más costoso, también en cuanto a consumo de combustible, debido a la ventaja de poseer un conjunto de eje motor de mayor vida útil, es decir, con un mantenimiento reducido.
- 10 En cualquier caso, sin embargo, los vehículos industriales pesados que se encuentran actualmente en el mercado no son lo suficientemente versátiles, concretamente no pueden asegurar una buena velocidad y un bajo consumo de combustible cuando se utilizan en carretera, y una tracción óptima cuando se utilizan campo a través. Es por tanto evidente la necesidad de soluciones técnicas alternativas que permitan superar esta limitación actual, es decir, que aumente la versatilidad funcional de un vehículo industrial en cuanto a velocidad, consumo de combustible, par
- 15 motor, configurabilidad y resistencia a la fatiga, tanto en aplicaciones para carretera como en campo a través.

La patente US 2858714A revela un conjunto de eje motor de dos velocidades de un vehículo industrial pesado.

#### Resumen de la invención

- 20 La principal tarea de la presente invención es proporcionar un sistema para el control asistido de un conjunto de eje motor para un vehículo industrial pesado que permita obtener una versatilidad funcional mayor que la obtenida por los vehículos industriales pesados del tipo conocido en el arte. En el área de esta tarea, un primer objeto de la presente invención es proporcionar un conjunto de eje motor para un vehículo industrial que es adecuado para viajar tanto en carreteras y autovías (por carretera), como por terrenos con superficies no asfaltadas y/o irregulares (campo a través). Otro objeto de la presente invención es proporcionar un sistema para el control asistido de un
- 25 conjunto de eje motor para un vehículo industrial pesado que permite obtener un rendimiento óptimo en cuanto al consumo de combustible (en cualquier condición de viaje) y una resistencia a la fatiga óptima de las piezas de transmisión.

Esta tarea y estos objetos se logran mediante un sistema para el control asistido de un conjunto de eje motor para un vehículo industrial pesado según lo que se expone en la Reivindicación 1, además de un método de acuerdo con la reivindicación 6.

- 30 De acuerdo a la presente invención el conjunto de eje motor está equipado, por tanto, para cada semieje y aguas abajo del diferencial, con un engranaje reductor que puede conmutarse de un primer estado operativo, en donde realmente realiza una relación de reducción de la velocidad entre el eje accionado y el semieje, a un segundo estado operativo en donde realiza una segunda relación de reducción de velocidad diferente de la primera. La primera relación de engranajes puede introducir una reducción (o un aumento) de la velocidad de rotación de los semiejes.
- 35 Otro objeto de la presente invención es un vehículo industrial que comprende el sistema que es objeto de la presente invención.

De acuerdo a la invención, dichos engranajes reductores pueden ser activados/desactivados de acuerdo a los resultados de procedimientos de cálculo.

#### Descripción de las figuras

- 40 Características y ventajas adicionales resultarán más evidentes a partir de la siguiente descripción detallada de los modos de realización de un conjunto de eje motor para un vehículo industrial de acuerdo con la presente invención, que se muestra de forma meramente ilustrativa y no limitativa en los dibujos adjuntos, en donde:
- La Figura 1 muestra una vista en corte transversal de un conjunto de eje motor según la presente invención;
  - Las Figuras 2 y 3 muestran esquemas de un posible modo de realización de un engranaje reductor y de medios para conmutar el estado operativo de dicho engranaje reductor de un conjunto de eje motor de acuerdo con la
  - 45 presente invención;
  - La Figura 4 muestra una primera vista aumentada de un engranaje reductor del conjunto de eje motor de la figura 1;
  - La Figura 5 muestra una segunda vista aumentada de un engranaje reductor del conjunto de eje motor de la figura
  - 50 1;

- La Figura 6 muestra el diagrama que hace referencia a los medios de activación del estado operativo de los engranajes reductores de una unidad de sellado de acuerdo con la presente invención;

- La Figura 7 muestra una tabla que compara los valores de las relaciones de engranajes que pueden obtenerse mediante dos unidades de eje del tipo conocido en el arte y mediante una unidad de eje de acuerdo a la presente invención;

- La Figura 8 muestra un diagrama de flujo de un ejemplo del método de evaluación de la posibilidad de activar/desactivar el engranaje reductor según las condiciones operativas descritas en las figuras 2 y 3, por ejemplo mediante los medios de activación descritos en la figura 6;

- La Figura 9 muestra un diagrama de flujo de un procedimiento de evaluación integrado, de acuerdo con un modo de realización alternativo, en el método que se muestra en la figura 8;

- La Figura 10 muestra un diagrama de flujo de otro procedimiento de evaluación integrado, de acuerdo con otro modo de realización alternativo, en el método que se muestra en la figura 8;

En las figuras los mismos números y letras de referencia identifican los mismos elementos o componentes.

#### Descripción detallada de la invención

En referencia a las figuras mencionadas anteriormente, la presente invención hace referencia, por tanto, a un conjunto de eje motor 1 para un vehículo industrial pesado destinado para ser utilizado tanto en carretera (es decir, en carreteras o en autovías), como campo a través. El conjunto de eje motor 1 comprende un cuerpo central 5 dentro del cual se encuentra colocado un conjunto de diferencial 6 (a continuación también indicado como "diferencial 6"), que tiene una estructura y una función conocida per se. Un diferencial 6 de este tipo, descrito en más detalle más adelante, comprende un elemento motriz 8 de transmisión mecánica, adecuado para ser conectado operativamente al motor del vehículo industrial. La expresión "elemento motriz 8" indica el elemento del diferencial 6 que recibe la fuerza motriz del motor del vehículo y la transmite a los demás componentes del diferencial. El diferencial 6 comprende también un primer eje accionado 9' y un segundo eje accionado 9" destinados a ser conectados, respectivamente, a un primer semieje 10' y a un segundo semieje 10". Desde el punto de vista de la transmisión, el elemento motriz 8 representa sustancialmente el elemento de entrada del movimiento en el diferencial 6, mientras que los dos ejes accionados 9', 9" representan la salida del movimiento del diferencial. Los dos semiejes 10', 10" están dispuestos de manera que sus ejes están alineados a lo largo de una dirección transversal 101 (indicada en la Figura 1). A continuación, dicha dirección será también indicada como eje 101 del conjunto de eje motor 1. Cada semieje 10', 10" está destinado a soportar, en su extremo libre, una o más ruedas del vehículo industrial en el que el conjunto de eje motor 1 está montado.

El conjunto de eje motor 1, de acuerdo con la invención, comprende un par de engranajes reductores 20', 20", cada uno de los cuales se encuentra colocado de forma operativa entre uno de los ejes accionados 9', 9" del diferencial y su correspondiente semieje 10', 10". En la práctica, cada engranaje reductor 20', 20" conecta de forma operativa una de las dos salidas del diferencial 6 a un correspondiente semieje 10', 10". De manera más precisa, un primer engranaje reductor 20' se encuentra colocado de forma operativa entre el primer eje accionado 9' y el primer semieje 10', mientras que un segundo eje reductor 20" se encuentra colocado de forma operativa entre el segundo eje accionado 9" y el segundo semieje 10".

Al contrario que las soluciones tradicionales, desde el punto de vista de la transmisión, el conjunto de eje motor 1 comprende, para cada semieje, un engranaje reductor 20', 20" que se coloca aguas abajo del diferencial 6 y aguas arriba del correspondiente semieje 10', 10".

Nuevamente, según la presente invención, cada engranaje reductor 20', 20" es adecuado para tener un primer estado operativo en donde se define una relación de engranajes (reducción) mayor que 1, concretamente de tal manera que la velocidad de rotación del correspondiente semieje 10', 10" sea inferior a la del correspondiente eje accionado 9', 9". Dicho primer estado corresponde sustancialmente a un estado de "activación" del engranaje reductor 20', 20". Por tanto, en el primer estado operativo el engranaje reductor 20', 20" se introduce de manera activa en la transmisión.

Cada engranaje reductor 20', 20" es también adecuado para tener un segundo estado operativo en donde se define una relación de engranajes inferior a 1, de tal manera que la velocidad de rotación del semieje 10', 10" sea mayor que o igual a la del correspondiente eje accionado 9', 9". Preferiblemente en el segundo estado operativo el engranaje reductor 20', 20" define una relación de engranajes igual a 1, concretamente de tal manera que la velocidad de rotación del correspondiente semieje 10', 10" sea igual a la del correspondiente eje accionado 9', 9". El segundo estado operativo corresponde sustancialmente a un estado de "desactivación" del engranaje reductor 20', 20". En la práctica, en las segundas condiciones operativas, los engranajes reductores 20', 20" no realizan ninguna

reducción de la velocidad y se introducen por tanto de forma pasiva (o inerte) en la transmisión. De acuerdo con la presente invención, el conjunto de eje motor 1 comprende además medios de conmutación del estado operativo de los engranajes reductores 20', 20". Dichos medios permiten conmutar el estado de operación de los engranajes reductores 20', 20" del primer estado de "activación" (en donde la velocidad del correspondiente semieje 10', 10" es en realidad reducida), al segundo estado de "desactivación" (en donde no se realiza en realidad ninguna reducción de velocidad), y viceversa.

El conjunto de eje motor 1 de acuerdo con la invención permite al vehículo industrial en el que está montado obtener un rendimiento óptimo tanto en carretera como en campo a través. De hecho, una variación del estado de operación de los engranajes reductores 20', 20" da como resultado una variación del par motor disponible para las ruedas montadas en el extremo libre de los dos semiejes 10', 10". En particular, cuando se viaja campo a través, los medios de conmutación permiten conmutar los engranajes reductores 20', 20" al estado de "activación" de manera que puedan reducir la velocidad de rotación de los semiejes 10', 10". Tal reducción da como resultado un par motor más elevado disponible para las ruedas del vehículo, y por tanto una mayor tracción proporcionada por el propio vehículo. Por el contrario, cuando se viaja en carretera, donde se requiere una mayor velocidad, los engranajes reductores 20', 20" pueden ser conmutados al estado de "desactivación" para reducir el par motor disponible para las ruedas, por la ventaja de una mayor velocidad de rotación de los semiejes 10', 10".

La Figura 1 muestra una vista en corte transversal de un conjunto de eje motor 1 según la presente invención. Tal como se muestra anteriormente, la estructura de soporte del conjunto de eje motor 1 comprende un primer brazo de contención 30' conectado a un primer lateral del cuerpo 5 y adecuado para contener el primer semieje 10' y el primer engranaje reductor 20'. El primer conjunto de eje motor 1 comprende además un segundo brazo de contención 30" que se conecta a un segundo lateral del cuerpo 5 opuesto al primer lateral. Dicho segundo brazo 30", de forma análoga al primer brazo 30', es hueco de manera que pueda contener el segundo semieje 10" y el segundo engranaje reductor 20". El cuerpo 5 y los dos brazos 30', 30" indicados anteriormente forman sustancialmente la "estructura fija" de contención del conjunto de eje motor 1 que aloja todos los componentes que permiten la transmisión mecánica desde el engranaje reductor 6 a los dos semiejes 10', 10". De acuerdo a la invención, también los medios de conmutación del estado de operación de los engranajes reductores 220', 20" se encuentran de manera ventajosa colocados en los dos brazos 30', 30" indicados anteriormente.

Siempre en referencia a la figura 1, el elemento motriz 8 del conjunto de diferencial 6 está definido por un engranaje hipoide (indicado con la referencia 8) coaxial con la dirección de alineamiento transversal 101 de los dos semiejes 10', 10". El engranaje hipoide 8, dentro del cuerpo, engrana con un piñón 7 destinado para conectarse de manera operativa a un árbol de transmisión (no se muestra) que a su vez es accionado por el motor del vehículo industrial.

De acuerdo a un principio conocido per se, la rueda hipoide 8 y el piñón 8 están estructurados y dimensionados para realizar una reducción de velocidad en cualquier estado operativo del vehículo, concretamente de manera que la velocidad de rotación de la rueda hipoide 8 sea inferior que la velocidad de rotación del piñón 7. De acuerdo con una solución conocida per se, el conjunto de diferencial 6 comprende un primer engranaje planetario 6' y un segundo engranaje planetario 6", ambos sujetos mediante ranura en un perno central 12 estructuralmente integral con la rueda hipoide 8, de manera que la rotación de la rueda hipoide 8 da como resultado la correspondiente rotación del pasador central 12 alrededor de un eje de rotación correspondiente a la propia rueda hipoide 8, concretamente coincidiendo con el eje 101 del conjunto de eje motor.

El diferencial 6 comprende además un primer engranaje lateral 13' estructuralmente integral con el primer eje accionado 9' y un segundo engranaje lateral 13" estructuralmente integral con el segundo eje accionado 9". Los dos engranajes laterales 13', 13" son sustancialmente equivalentes en cuanto a estructura (cónicos) y dimensiones (diámetros característicos), y ambos engranan con los engranajes planetarios 6', 6" definidos anteriormente. Por tanto, la rotación del pasador central 12, debido a la rotación de la rueda hipoide 8, va acompañada de una rotación de los engranajes planetarios 6', 6" que en su lugar determinan una rotación de los engranajes laterales 13', 13" concretamente una rotación de los ejes accionados 9', 9". Tal como se muestra en la figura 1, los engranajes laterales 13', 13" son coaxiales con el eje 101 del conjunto de eje motor 1, donde cada uno de ellos está sujeto mediante una ranura con su correspondiente eje accionado 9', 9".

De acuerdo con un posible modo de realización, un dispositivo 11 para bloquear/desbloquear el diferencial puede estar alojado de forma ventajosa en el cuerpo 5, con una estructura y una función conocida per se. Dicho dispositivo (indicado mediante una línea discontinua en la figura 1), tiene sustancialmente la función de evitar, cuando el vehículo se encuentra detenido y en caso de falta de adherencia, el deslizamiento de la rueda sin adherencia, con lo que, mediante un diferencial habitual, se retiraría el momento de fuerza de la rueda que tiene adherencia que por ello, permanecería inmóvil.

Las Figuras 2 y 3 son vistas esquemáticas que hacen referencia a un posible primer modo de realización preferido del primer engranaje reductor 20' y del segundo engranaje reductor 20" que son del tipo denominado "epicicloidal". A continuación, la estructura de tales engranajes reductores 20" se describe con particular referencia al primer engranaje reductor 20'. Debe tenerse en cuenta que las consideraciones análogas han de ser consideradas como

válidas también para el segundo engranaje reductor 20'', siendo estructural y funcionalmente idéntico al primer engranaje reductor 20'.

Por tanto, en referencia a la figura 2, el primer engranaje reductor 20' comprende un elemento de corona 21 (en adelante simplemente indicado como corona 21), estructuralmente integral con el primer eje accionado 9', es decir con el primer engranaje lateral 13' del diferencial 6. La corona 21 y el primer eje accionado 9' se realizan preferiblemente en una pieza única (tal como se muestra en la solución ilustrada en la figura 4 descrita más adelante). El primer engranaje reductor 20' comprende además un elemento de soporte de engranaje planetario 22 (en adelante indicado como "soporte de engranaje planetario 22"), sujeto mediante ranura al extremo del primer semieje 10'. El soporte de engranaje planetario 22 soporta una pluralidad de engranajes planetarios 25, por ejemplo cinco. Cada engranaje planetario 25 está conectado al soporte de engranaje planetario mediante un perno de conexión 25' de acuerdo a un principio conocido por se.

Cada engranaje planetario 25 engrana, al mismo tiempo, con el dentado interno 21' de la corona 21 y con la corona dentada externa 23' de una rueda solar 23. La rueda solar 23 es coaxial con el primer semieje 10' y mantiene una posición fija axial (es decir, medida a lo largo del eje de alineamiento 101 de los dos semiejes 10', 10'') con respecto a la estructura fija que la contiene (es decir, con respecto al primer brazo de contención 30').

El primer estado operativo del primer engranaje reductor 20' (concretamente, cuando éste se introduce activamente en la transmisión), se determina cuando la rueda solar 23 es integral con el primer brazo 30', es decir con la estructura fija del conjunto de eje motor 1. En este estado, como resultado de la rotación de la corona 21, los engranajes planetarios 25 rotan sobre la corona externa 23' de la rueda solar 23, accionando la rotación del soporte de engranaje planetario 22, es decir del primer semieje 10' que es integral con el mismo. La velocidad de rotación del primer semieje 10', por tanto, será inferior que la de la rueda 21, es decir la del primer elemento accionado 9' del diferencial, de acuerdo a una relación de reducción que puede ser calculada, por ejemplo, mediante la fórmula.

El segundo estado operativo del primer engranaje reductor 20' (es decir, cuando éste se introduce de forma pasiva en la transmisión) se define cuando la rueda solar 23 es integral con el primer semieje 10', es decir con el soporte de engranaje planetario 22. En este estado, de hecho, todos los componentes del primer engranaje reductor epicicloidal 20' (es decir, la corona 21, el soporte de engranaje planetario 22, el engranaje planetario 25 y la rueda solar 23) rotan con la misma velocidad angular alrededor del eje 101 del conjunto de eje motor.

En referencia nuevamente a las figuras 2 y 3, de acuerdo con un modo de realización de la invención, los medios de conmutación de las condiciones operativas de los engranajes reductores 20', 20'' comprenden, para cada uno de dichos engranajes reductores 20', 20'', un elemento de control 40, 140 que puede desplazarse de una primera posición axial (mostrada en la figura 2), que es característica de un estado de "activación" del correspondiente engranaje reductor 20', 20'' y una segunda posición axial, que es característica de un estado de "desactivación" del correspondiente engranaje reductor 20', 20''. Cada elemento de control 40, 140 actúa sobre la rueda solar 23 del correspondiente engranaje reductor 20', 20''. Considerando por ejemplo un primer elemento de control 40 del primer engranaje reductor 20', si tal elemento 40 ocupa la primera posición axial, entonces interviene en la rueda solar 23 del primer engranaje reductor 20' ajustándolo a la estructura fija. Cuando, por el contrario, el primer elemento de control 40 ocupa la segunda posición axial, entonces actúa sobre la rueda solar 23 para ajustar esta última al primer semieje 10'. Pueden realizarse consideraciones análogas para un segundo elemento de control 140 que actúa sobre la rueda solar 23 del segundo engranaje reductor 20''.

Los medios de conmutación del estado operativo de los engranajes reductores 20', 20'' comprenden además, para cada uno de los elementos de control 40, 140, medios de activación 60, 160 adecuados para mover cada elemento de control entre la primera posición axial y la segunda posición axial definida anteriormente. En particular, dichos medios actúan simultáneamente sobre ambos elementos de control 40, 140 de manera que éste ocupa la misma posición axial al mismo tiempo. Por tanto, los dos engranajes reductores 20', 20'' siempre estarán en el mismo estado operativo, es decir serán activados o desactivados simultáneamente.

De acuerdo con la invención, cada elemento de control 40, 140 está formado por un manguito coaxial con el primer semieje 10'. En adelante, cada elemento de control 40, 140 será indicado también por la expresión "manguito de control 40, 140". Por razones de simplicidad, en adelante la descripción hará referencia al elemento de control 40 del primer engranaje reductor 20'. Las siguientes consideraciones han de ser consideradas como válidas también para el segundo elemento 140 del segundo engranaje reductor 20''.

El primer elemento de control 40 en forma de manguito comprende al menos una parte de acoplamiento 41 adecuada para acoplarse con una parte de acoplamiento fija 33, que es integral con el primer brazo de contención 30' cuando el propio manguito 40 ocupa la primera posición axial. El manguito 40 comprende además una segunda parte 42 acoplada con una parte 23'' de la rueda solar 23 para obtener un acoplamiento por deslizamiento axial entre los dos elementos (manguito 40 y rueda solar 23). La expresión "deslizamiento axial" significa un estado de acoplamiento tal que las dos partes 42 y 23'' permanezcan acopladas también durante el desplazamiento del manguito 40 de la primera a la segunda posición axial. En otras palabras, incluso aunque la posición axial recíproca

varíe, la segunda parte 42 del manguito 40 y la parte 23" de la rueda solar 23" permanecen acopladas antes, después y durante el desplazamiento axial del manguito 40. Por tanto, el manguito 40 siempre se desplaza de forma integral con la rueda solar 23.

5 Nuevamente en referencia a las figuras 2 y 3, el manguito 40 comprende también una tercera parte de acoplamiento 43 que se acopla con una parte de acoplamiento 14 integral con el primer semieje 10' cuando el manguito ocupa la segunda posición axial (primer engranaje reductor 20' desengranado).

10 Comparando las figuras 2 y 3, es posible ver que, debido al efecto de los medios de activación, el desplazamiento axial del manguito 40 de la primera posición axial (figura 2), a la segunda posición axial (figura 3) determina el desacoplamiento de la primera parte 41 del manguito 40 de la posición fija 33, y el acoplamiento de la tercera parte 43 del manguito 40 con la parte 14 integral con el primer semieje 10'. Por tanto, la rueda solar 23 se desconecta del primer brazo 30' y se conecta de forma integral con el primer semieje 10'. Tal como se menciona anteriormente, esto es equivalente a la desactivación del primer engranaje reductor 20', es decir a una transmisión cuya relación es igual a 1.

15 Tal como se muestra en las figuras 2 y 3, desde el punto de vista de la construcción, la primera parte 41 del manguito 40 y la parte de acoplamiento fija 33 pueden formar un primer embrague de garras con dientes radiales. Por tanto, la primera parte 41 y la parte fija 33 están configuradas como coronas dentadas que se deslizan axialmente (respectivamente con dientes internos y dientes externos). De la misma manera, también la segunda parte 42 del manguito 40 y la parte de acoplamiento 23" de la rueda solar 23 pueden formar un segundo embrague de garras con dientes radiales. En este caso, sin embargo, la segunda parte del manguito 40 será definida preferiblemente por una corona dentada con dientes internos, mientras que la parte de acoplamiento 23" será definida por una corona dentada cilíndrica con dientes externos. A este respecto, el diámetro de tal corona dentada externa será más pequeño que el diámetro de la corona externa que engrana con los engranajes planetarios 25.

20 De forma similar a lo descrito anteriormente, también la tercera parte 43 del manguito 40 y la parte de acoplamiento 10' integral con el primer semieje 10' pueden formar un tercer embrague de garras con dientes radiales. De manera más precisa, pueden estar configurados respectivamente como una corona dentada interna y una corona dentada externa que pueden acoplarse axialmente entre sí mediante la traslación axial del manguito 40.

25 La Figura 4 muestra una vista aumentada del primer engranaje reductor 20' del conjunto de eje motor 1 de la Figura 1, y permite observar un modo de realización preferido del primer engranaje reductor epicicloidial 20' y de los medios de activación del primer elemento de control 40 del propio engranaje reductor. Tales engranajes de activación se muestran adicionalmente en la vista aumentada de la Figura 5 y del esquema del circuito de la figura 6 descritas más adelante.

30 La solución mostrada en las figuras 4 y 5 es diferente de la solución esquematizada en las figuras 2 y 3 para una configuración diferente del elemento de control 40. En particular, en la solución en las figuras 4 y 5, la primera parte 41 del manguito 40 y la parte fija 33 definen un primer embrague de garras que tiene dientes frontales. De acuerdo a esta configuración, la primera parte 41 se define mediante una primera serie de dientes 41' que se desarrollan a partir de una superficie frontal 40' del manguito 40 en dirección axial (es decir, de forma paralela a la dirección transversal 101). Tales dientes 41' se definen para acoplarse con una segunda serie de dientes 33' que definen la parte fija 33. Los dientes de la segunda serie se definen en una pieza fija 35 que es integral con el primer brazo de contención 30' mediante medios de conexión tradicionales 35 (por ejemplo, pernos prisioneros). Los dientes 41' de la primera parte 41 y los dientes 33' de la parte fija se definen para acoplarse debido a un deslizamiento axial, es decir debido al desplazamiento del manguito 40 desde la segunda hasta la primera posición operativa descrito anteriormente.

35 De forma análoga, en la solución en las figuras 4 y 5, también la tercera parte 43 del manguito 40 y la parte de conexión 14 integral con el primer semieje 10' define preferiblemente un embrague de garras que tiene dientes frontales. En este caso, un primer embrague radial conecta, de una manera estable e integral, un cuerpo cilíndrico 16' en el primer semieje 10', donde la superficie frontal 16' del cuerpo cilíndrico 16 define la parte de acoplamiento 14 del primer semieje 10'. Tal parte 14 está definida por una serie de dientes 14' que se desarrollan axialmente hacia el manguito 40. Cuando éste toma la segunda posición axial definida anteriormente, tales dientes 14' se acoplan con una correspondiente serie de dientes 43' que definen la tercera parte 43 del primer manguito 40. Éste se desarrolla a partir de una segunda superficie frontal 40" del primer manguito 40 hacia el cuerpo cilíndrico 16.

40 En los modos de realización que se muestran en las figuras de la 1 a la 5, los elementos de control 40, 140 contribuyen por tanto a la configuración de los embragues de garras que tienen dientes radiales o frontales. Esto requiere que los engranajes reductores 20', 20" estén conmutados cuando el vehículo se encuentre parado o viaje a una velocidad baja. Es posible, sin embargo, permitir una activación/desactivación de los engranajes reductores 20', 20" también cuando el vehículo se esté moviendo, por ejemplo utilizando un medio de embrague apropiado como medio de activación de los elementos de control 40,140.

5 Tal como se indica anteriormente, de acuerdo a un modo de realización preferido, los medios de activación de los elementos de control 40, 140 son de tipo oleodinámicos y comprenden un primer actuador oleodinámico 60, y un segundo actuador oleodinámico 160 que se encuentran conectados de forma operativa al primer elemento de control 40 del primer engranaje reductor 20' y al segundo elemento de control 140 del segundo engranaje reductor 20'', respectivamente. Los medios de activación comprenden además un circuito oleodinámico para controlar los actuadores oleodinámicos 60, 160 para permitir una actuación de tal manera que el elemento de control 40, 140 alcance simultáneamente, dependiendo de los casos, la primera posición axial o la segunda posición axial definida anteriormente.

10 Cada actuador oleodinámico 60, 160 comprende un pistón anular colocado dentro de un cuerpo anular correspondiente 67 que es coaxial con un semieje correspondiente. La figura 5, por ejemplo, muestra el primer actuador oleodinámico 60 cuyo cuerpo anular 67 es coaxial con el primer semieje 10'. El cuerpo anular 67 de cada actuador 60, 160 se conecta a un circuito oleodinámico (mostrado en la Figura 6) que le permite ser llenado y ser drenado. Un extremo operativo 66' del pistón 66 actúa sobre el correspondiente elemento de control 40, 140 para variar su posición axial dependiendo de si se necesita una activación del primer engranaje reductor 20'. Tal como se muestra en la Figura 5, para cada elemento de control 40, 140, los medios de activación comprenden también un muelle de reposicionamiento 95 colocado entre el propio elemento de control 40, 140 y la rueda solar 23 del correspondiente engranaje reductor 20', 29''. Dicho muelle 95 tiene la función de traer el elemento de control 40, 140 desde la primera posición axial de regreso a la segunda posición axial cuando la presión del aceite dentro del cuerpo anular 67 del correspondiente actuador oleodinámico termina.

20 La Figura 6 muestra una vista de un posible modo de realización de un circuito de activación electrohidráulico para activar los elementos de control 40, 140. Dicho circuito comprende una primera válvula solenoide 81' destinada a controlar el primer actuador 60 del primer elemento de control 40 del primer engranaje reductor 20'. Una segunda válvula solenoide 81'', en su lugar, está destinada a controlar el segundo actuador 160 del segundo elemento de control 140 del segundo engranaje reductor 20''.

25 Las dos válvulas 81', 81'' están conectadas de forma eléctrica a una unidad CPU de control que controla su funcionamiento. Las dos válvulas 81', 81'' son preferiblemente del tipo de tres vías y de tres posiciones. Para cada válvula 81', 81'', una primera vía de suministro V1 se conecta a un depósito de suministro de aceite 90, mediante una bomba oleodinámica 60' accionada por el motor eléctrico M activado/desactivado por la unidad CPU de control. Una segunda vía de "descarga" V2 se conecta a un depósito de descarga 91, mientras que una tercera vía de distribución V3 conecta cada válvula solenoide 81',81'' con el correspondiente actuador oleodinámico 60,160 y en particular con el correspondiente cilindro anular 67.

Por tanto las válvulas son adecuadas:

- (V3->V1) en una primera posición para conectar los actuadores electrodinámicos con el depósito de descarga 91 y para detener el suministro de aceite a la bomba oleodinámica 61';
- 35 - (V1->V2) en una segunda posición para conectar el suministro de aceite para la bomba oleodinámica 61' con el depósito de descarga 91 y para parar la vía de distribución V3 a los actuadores oleodinámicos 60,160;
- (V1->V3) en una tercera posición para conectar el suministro de aceite para la bomba oleodinámica 61' con la vía de distribución V3 a los actuadores oleodinámicos 60,160 y detener la vía de descarga V2.

40 Los medios de activación de los elementos de control 40, 140 pueden también comprender, para cada actuador 60,160, un sensor de posición 70 para detectar la posición axial alcanzada por el correspondiente pistón 66. Tal sensor 70, si está presente, se conecta eléctricamente a la unidad CPU de control para enviar al menos una primera señal eléctrica de fin de carrera cuando el correspondiente elemento de control 40,140 alcanza la primera posición axial.

45 En la Figura 6 las dos válvulas solenoides 81',81'' se muestran en una posición correspondiente a un estado de desactivación de los engranajes reductores 20',20'', en donde cada elemento de control 40,140 ocupa la posición que se muestra en las figuras 4 y 5. Cuando sea necesario reactivar los engranajes reductores 20',20'', a continuación de una orden de activación en los datos de entrada a la unidad CPU de control 90, cada válvula solenoide 81',81'' se conmuta de manera que la primera vía de suministro V1 se conecta a la tercera vía de distribución V3.

50 (V1->V3). Al mismo tiempo, un comando de la unidad CPU de control activa el motor M de la bomba oleodinámica 60'. Esto incrementa la tasa de flujo del aceite y por tanto también la presión dentro del cuerpo anular 67 de cada actuador oleodinámico 60,160 aumenta, para provocar el movimiento del pistón 66, lo que da como resultado el desplazamiento de cada elemento de control 40,140 hacia la primera posición axial. En el modo de realización que

se muestra en la figura 5, el movimiento del pistón 66 desacopla cada manguito 40,140 del cuerpo cilíndrico y después acopla el mismo manguito 40,140 con la parte fija 33 de la estructura de soporte.

5 Para cada actuador oleodinámico 60,160, cuando la carrera del respectivo pistón 66 se completa (correspondiente al manguito 40 que alcanza la primera posición axial), el correspondiente sensor de fin de carrera 70 envía una señal eléctrica de fin de carrera a la unidad CPU de control, después de que la propia unidad de control desactive el motor M de la bomba oleodinámica 90', conmutando ambas válvulas solenoides 81',81" al estado inicial en la figura 6. Por tanto, la presión del aceite dentro de los cuerpos anulares 67 del actuador 60,160 se mantiene para mantener de forma continua los dos elementos de control 40,140 en la primera posición axial.

10 Cuando surge la necesidad de desactivar nuevamente los dos engranajes reductores 20',20", debido a un segundo comando de activación manual a la unidad CPU de control 90, cada válvula solenoide 81',81" se conmuta de manera que la primera vía de suministro V1 se bloquee y de manera que la tercera vía de distribución V3 se conecte al depósito de descarga 91 mencionado anteriormente. Por tanto la presión del aceite en los actuadores 60,160 termina. En estas condiciones cada elemento de control 40,140 está sujeto a la acción del correspondiente muelle 95 que fue previamente comprimido. El muelle 95 presiona el correspondiente elemento de control 40, 140 hacia la segunda posición axial, lo que provoca la carrera hacia atrás del pistón 66 dentro del cuerpo anular 67, lo que provoca el drenaje del propio cuerpo.

15 También en este caso, cuando la carrera hacia atrás del pistón 66 se completa (correspondiente al respectivo manguito 40,140 que alcanza la segunda posición axial), el correspondiente sensor de final de carrera 70 envía una segunda señal eléctrica a la unidad CPU de control, después de lo cual la propia unidad de control desactiva las correspondientes válvulas solenoides 81', 81", haciéndola regresar al estado que se muestra en la figura 6.

20 La presente invención hace referencia además a un vehículo industrial pesado que comprende al menos un conjunto de eje motor de acuerdo con lo mencionado anteriormente. Tal como se ha mencionado anteriormente, la presencia de un conjunto de eje motor de acuerdo a la invención permite que el vehículo sea extremadamente eficaz tanto en su uso en carretera como en campo a través. La activación de los dos engranajes reductores 20',20" del conjunto de eje motor 1, de hecho, permite que el vehículo alcance un rendimiento comparable a los que se ofrecen actualmente por parte de vehículos que se proporcionan especialmente para aplicaciones por vías campo a través. La desactivación de los dos engranajes reductores 20',20", por el contrario, permite que el vehículo alcance una velocidad y consumo de combustible comparable con las de los vehículos diseñados para aplicaciones en carretera.

25 Una tabla de ese tipo permite comparar dos vehículos entre los vehículos industriales de la gama STRALIS® (denominados en adelante "STRALIS SR" y "STRALIS HR"), y un posible modelo de la misma gama (denominado "STRALIS HRD"), que comprende un conjunto de eje motor 1 según la invención. El modelo denominado STRALIS SR es un modelo diseñado y utilizado para aplicaciones EN CARRETERA. Dicho vehículo comprende dieciséis engranajes (indicados en la tabla mediante los números I a XVI) y, por tanto, dieciséis posibles engranajes reductores en la caja de engranajes (denominada caja de engranajes A). Para dicho modelo se proporciona cinco posibles "relaciones de reducción al conjunto de eje motor" (2,6-2,9-3,1-3,4-3,7), cada una de ellas desarrollada por un par de engranajes cónicos formados por la rueda hipoide y por el piñón. La tabla en la figura 7 proporciona, por tanto, para cada posible relación de reducción en el conjunto de eje motor, los valores de las relaciones de engranaje que se desarrollan en su conjunto por la transmisión del vehículo del motor a las ruedas motrices.

30 El modelo STRALIS HR, por el contrario, es un vehículo con un alto rendimiento para aplicaciones por vías CAMPO A TRAVÉS. Dicho vehículo comprende un conjunto de eje motor que comprende dos engranajes reductores, cada uno de ellos montado en el extremo de un semieje en correspondencia con las ruedas motrices. Además, dicho vehículo comprende dieciséis engranajes, cada uno de ellos identificado por una relación de reducción en la caja de engranajes (denominada caja de engranajes 2). En particular, las reducciones en la caja de engranajes de este modelo tienen valores más elevados que las de los engranajes del modelo STRALIS SR. Para el modelo STRALIS HR, son posibles tres posibles reducciones en el conjunto de eje motor (3,8-4,2-4,7), desarrolladas por la rueda de corona y el piñón en la entrada del diferencial, y por los dos engranajes reductores de los engranajes motrices. Además, para el modelo STRALIS HR, la tabla 7 proporciona, para cada engranaje y para cada posible relación de reducción en el conjunto de eje motor, los valores de las relaciones de transmisión (reducción) que se desarrollan en su conjunto mediante la transmisión de la caja de engranajes a las ruedas motrices.

35 La tabla en la figura 7 también muestra las relaciones de reducción que pueden ser obtenidas por el modelo STRALIS HRD que es diferente de los otros, ya que comprende un conjunto de eje motor de acuerdo con la solución que se muestra en las figuras 1, 4 y 5. El modelo STRALIS HRD está provisto con una posible configuración de la caja de engranajes (indicada por caja de engranajes A) correspondiente a la del modelo STRALIS SR y a una configuración alternativa (indicada por caja de engranajes B) correspondiente a la del modelo STRALIS HR. El modelo STRALIS HRD comprende un engranaje reductor en el conjunto de eje motor (desarrollado por la rueda hipoide 8 y el piñón 7) igual a 2,64, mientras que los engranajes reductores 20',20" del conjunto de eje motor 1 generan, cuando se activan, una relación de engranajes, es decir una reducción de velocidad, igual a 1,7.

La columna HR-OFF de la tabla en la figura 7 muestra los valores de la relación de engranajes general (es decir, de la caja de engranajes a las ruedas motrices) que puede obtenerse mediante los 16 engranajes de la caja de engranajes 2, cuando los dos engranajes reductores 20',20" se desactivan, mientras que la columna HR-OFF muestra los valores de las relaciones de transmisión que pueden obtenerse cuando los engranajes reductores 20',20" se activan.

Examinando esta tabla, puede observarse que los valores de la relación de engranajes general obtenida por el modelo STRALIS HRD, cuando los engranajes reductores 20',20" del conjunto de eje motor 1 se introducen, están sustancialmente alineados con los que pueden obtenerse por el modelo STRALIS HR cuyo rendimiento en cuanto a tracción es mayor, concretamente el que tiene una reducción en el conjunto de eje motor igual a 4,7. Esto significa que proporcionando la caja de engranajes 2 (ya utilizada en el modelo STRALIS HR) y activar los dos engranajes reductores 20',20", es posible obtener un vehículo que tenga el mismo rendimiento que un vehículo para vías por campo a través.

A partir de la misma tabla es posible observar que, siempre utilizando la caja de engranajes 2, las relaciones de engranajes obtenidas en el conjunto de eje motor 1 del modelo STRALIS HRD, cuando los dos engranajes reductores 20',20" del conjunto de eje motor se desactivan (es decir, cuando únicamente actúa la rueda de corona y el piñón aguas arriba del diferencial), están sustancialmente alineadas con las que pueden obtenerse por un modelo STRALIS SR, proporcionando un buen rendimiento en cuanto a velocidad y consumo de combustible. Esto significa que proporcionando la caja de engranajes 2 ya utilizada en el modelo STRALIS HR y desactivando los dos engranajes reductores 20',20" es posible obtener un vehículo que tenga el mismo rendimiento que un vehículo para carretera. En base a estas consideraciones, es por tanto evidente que el conjunto de eje motor de acuerdo a la invención permite cumplir con los propósitos expuestos anteriormente. En particular, el conjunto de eje motor permite obtener un vehículo extremadamente versátil, con un rendimiento óptimo en cualquier aplicación.

El conjunto de eje motor de acuerdo a la invención, puede estar sujeto a diversas variaciones o modificaciones, sin apartarse del alcance de la invención; más aún, todos los detalles pueden ser reemplazados por otros detalles técnicamente equivalentes.

En la práctica, los materiales utilizados y también las dimensiones y las formas pueden ser cualquiera, según las necesidades y el estado del arte.

De acuerdo a otro aspecto de la presente invención, la posibilidad de activar y/o desactivar la reducción mediante los engranajes reductores 20, 20' del eje motor, se evalúa de acuerdo a un método que es también objeto de la presente invención.

En particular referencia a la figura 8, los medios de procesamiento, por ejemplo la anteriormente mencionada CPU 90 o la propia unidad de control ECU, están configurados para realizar dicha evaluación cíclicamente.

En adelante, en una forma meramente ilustrativa, tales medios de procesamiento coincidirán con la ECU.

Los resultados de tal evaluación pueden generar una señal acústica u óptica para el conductor, o pueden conmutar automáticamente la relación del eje motor de acuerdo a lo que se ha descrito anteriormente.

Para este propósito, el tablero de instrumentos del vehículo puede estar equipado con medios de señalización apropiados o, de manera alternativa, la ECU puede presentar un interfaz con la CPU 90 descrita anteriormente.

En la etapa 200 la ECU adquiere al menos los parámetros operativos actuales del vehículo, entre los cuales se encuentran el par del motor  $C_m$ , revoluciones por minuto del motor  $n_m$ , velocidad del vehículo  $S$ , estado de conmutación ON/OFF de los engranajes reductores 20, 20'. Otros parámetros estadísticos se almacenan previamente en la ECU, tales como por ejemplo, la curva del par del motor, las relaciones de engranajes y las relaciones del eje motor y el diámetro de la rueda.

El presente método, tal como quedará más claro en adelante, comprende al menos una rama que define un procedimiento de evaluación.

De acuerdo a un modo de realización alternativo preferido de la presente invención, el método comprende diferentes ramas que pueden ser seleccionadas por sí solas o en combinación entre sí, para evaluar de la forma más adecuada la activación o desactivación de la reducción de la relación del eje motor.

De acuerdo al valor absoluto de al menos uno de los anteriores parámetros adquiridos en tiempo real, la ECU selecciona al menos uno de los procedimientos descritos a continuación.

Un primer procedimiento P1, descrito en detalle con la ayuda de la figura 9, está basado en el cálculo del consumo de combustible del vehículo.

Dicha figura 9 ilustra parcialmente el bloque/etapa 300, concretamente muestra una rama integrada en el mismo.

Una vez que se adquieren los parámetros actuales

- 5 - en la etapa 301 se calcula el par motor en la rueda  $C_w$  de acuerdo con el actual estado de la relación del eje motor;
- en la etapa 303, que es simultánea o de cualquier manera paralela a la etapa 301, el par motor estimado en la rueda  $C_w^*$  y las rpm  $n_m^*$  del motor estimadas se calculan de acuerdo a la relación de reducción del eje motor alternativa, es decir en caso de una conmutación a la activación del engranaje reductor del eje motor, dejando la velocidad del vehículo sin cambiar. El cálculo mencionado anteriormente se repite para cada relación de la caja de engranajes (datos almacenados en mapas en la memoria del ordenador);
- 10 - en las etapas paralelas 302 y 304, se calculan respectivamente el consumo actual  $K$  y el consumo estimado  $K^*$  (igual al valor del consumo mínimo calculado durante la iteración descrita previamente);
- en la etapa 305 los consumos calculados se comparan y, en base a tal comparación
- 15 - en las etapas 306 y 307 se define el resultado de la evaluación, es decir la posibilidad de no conmutar la configuración actual de la relación del eje motor o viceversa respectivamente; en particular, si una conmutación de la configuración actual de la relación del eje motor hace posible reducir el consumo de combustible, se sugiere una conmutación (CONMUTAR), de otro modo no se sugiere (NO CONMUTAR).

Un segundo procedimiento P2, descrito en detalle con la ayuda de la figura 10, se basa en el cálculo del par en el engranaje hipoide 8.

- 20 La figura 10 ilustra parcialmente el bloque/etapa 300, concretamente muestra una rama integrada en la misma. Una vez se han adquirido los parámetros actuales
- en la etapa 311 se calcula el par motor en la rueda  $C_w$ , de acuerdo con el estado actual de la relación del eje motor;
- 25 - en la etapa 313, simultánea o de cualquier manera paralela a la etapa 301, el par motor estimado en la rueda  $C_w^*$  se calcula de acuerdo a la relación de reducción del eje motor alternativa, es decir en caso de una conmutación a la activación del engranaje reductor del eje motor, dejando la velocidad del vehículo sin cambiar. El cálculo mencionado anteriormente se repite para cada relación de la caja de engranajes (datos almacenados en mapas en la memoria del ordenador);
- 30 - en las etapas paralelas 312 y 314, el actual par  $Ch$  en el engranaje hipoide 8 y el par estimado  $Ch^*$  (igual al valor del par motor mínimo calculado durante la iteración descrita previamente) se calculan, respectivamente.
- en la etapa 315 los pares en el engranaje hipoide 8 se comparan y, en base a dicha comparación
- 35 - en las etapas 316 y 317 se define el resultado de la evaluación, es decir la posibilidad de no conmutar la actual configuración de la relación del eje motor o viceversa, respectivamente; en particular, si una conmutación de la configuración actual de la relación del eje motor hace posible reducir el par motor en el engranaje hipoide, se sugiere una conmutación (CONMUTAR), de otro modo no se sugiere (NO CONMUTAR).

De acuerdo a otro procedimiento de evaluación, la posibilidad de conmutar el actual estado de la relación del eje motor puede ser evaluada de manera ventajosa detectando la inclinación de la carretera por la que el vehículo viaja, ya sea mediante sensores o mediante mapas 3D integrados en un sistema GPS. En este caso, además el área por la que el vehículo viaja puede afectar a la posibilidad de reducir o no la relación del eje motor.

- 40 De hecho, si el vehículo viaja por una zona edificada de alta densidad, esto puede indicar la posibilidad de reducir la relación del eje motor.

- 45 Los procedimientos mencionados anteriormente pueden ser seleccionados independientemente uno del otro, o pueden ser seleccionados simultáneamente, ponderando los resultados de acuerdo a una escala de prioridad pre-determinada. Tal ponderación puede ser estática, es decir relacionada con un único procedimiento, o dinámica, es decir relacionada con uno o más parámetros operativos actuales, entre los mencionados anteriormente.

Selección/ponderación estática

En el ejemplo que se muestra anteriormente, puede utilizarse la misma transmisión, por razones económicas, en vehículos con diferentes motores, que tienen sus propios niveles diferentes de par/potencia.

5 Cuando, por ejemplo, una transmisión se asocia a un motor de alto rendimiento, la necesidad para preservar la eficacia de la transmisión es predominante, ya que está sometida a mayor estrés mecánico que si estuviera asociada a un motor que tiene rendimientos más bajos. Por esta razón, el procedimiento de la figura 10 puede ser preferible.

10 Por el contrario, si la necesidad de reducir el consumo de combustible es predominante, el procedimiento de la figura 9 puede ser preferible al de la figura 10. Dicha realización alternativa puede además proporcionar que las etapas 307 y 317 generen un valor numérico, por ejemplo una combinación lineal de las diferencias  $Ch - Ch^*$  y  $K - K^*$  que, después de ser ponderadas de forma apropiada, generan un valor numérico adicional que puede ser comparado con umbrales adecuados.

Selección/ponderación dinámica

15 De acuerdo con un modo de realización alternativo de la presente invención, la ponderación de los resultados, o la selección del o de los procedimientos del método se realizan tal como sigue a continuación:

- el procedimiento P1, basado en la reducción del consumo de combustible, se considera o se prefiere cuando

- las relaciones de la caja de engranajes son largas, por ejemplo iguales o más largas que el 13º engranaje y/o
- las relaciones de la caja de engranajes son cortas, por ejemplo iguales a o más cortas que el 3º engranaje y/o
- la velocidad S del vehículo es mayor que un umbral predeterminado S1 y/o;
- 20 ○ el par requerido por el motor es mayor que un umbral predeterminado T1,

- el procedimiento P2, basado en la reducción del estrés mecánico al engranaje hipoide 8, se considera o se prefiere cuando

- el par requerido para el motor es menor que el umbral predeterminado T1;
- las relaciones de la caja de engranajes son intermedias, por ejemplo, entre el 4º y el 12º engranaje;
- 25 ○ la velocidad del vehículo es inferior a un umbral S2

Los resultados pueden ser ponderados de la misma manera que en el modo de realización previo, en donde las ponderaciones son funciones de la relación de la caja de engranajes y/o de la velocidad del vehículo y/o del par requerido para el motor.

30 El método de la presente invención puede ser realizado de manera ventajosa mediante un programa informático, que comprende medios de códigos de programa que llevan a cabo dicho método, cuando dicho programa se ejecuta en un ordenador. Por esta razón el alcance de la presente patente pretende cubrir también dicho programa de ordenador y el medio legible por ordenador que comprende un mensaje grabado, donde dicho medio legible por ordenador comprende el medio de códigos de programa para realizar dicho método, cuando dicho programa se ejecuta en un ordenador.

**REIVINDICACIONES**

- 5 1. Sistema para el control asistido de un conjunto de eje motor de un vehículo industrial pesado; donde el vehículo comprende un motor con un árbol de accionamiento y un conjunto de eje motor; donde el sistema comprende dicho conjunto de eje motor y medios informáticos; donde el conjunto de eje motor comprende un conjunto de diferencial (6) con un engranaje hipoide (8) conectado de manera operativa con el árbol de accionamiento y al menos un eje accionado (9', 9'') para accionar un respectivo semieje (10', 10'') conectado con una respectiva rueda motriz; donde el al menos un semieje (10', 10'') está conectado de manera operativa con el respectivo eje accionado (9', 9'') mediante un respectivo engranaje reductor (20, 20'') adecuado para permitir un primer estado de reducción y un segundo estado de reducción, diferente a la primera, de la velocidad angular del semieje (10', 10'') con respecto a la velocidad angular del respectivo eje accionado (9', 9''); donde los medios informáticos (90) están configurados para
- 10 - calcular una posibilidad de conmutar entre dicho primer y segundo estado de reducción en función de una mejora del estado operativo del vehículo y
- generar una señal acústica o visual para el conductor o
- conmutar automáticamente la relación del eje motor entre dicho primer y segundo estado de reducción.
- 15 2. Sistema según la reivindicación 1, en donde dichos medios informáticos están configurados adicionalmente para realizar una etapa (200) de adquisición de los parámetros operativos actuales, incluyendo el par del motor (Cm), revoluciones por minuto del motor (n<sub>m</sub>), velocidad del motor (S), estado de conmutación (ON/OFF) de los engranajes reductores (20, 20').
- 20 3. Sistema según una de las reivindicaciones precedentes, en donde dicha mejora de dicho estado operativo del vehículo comprende una reducción del consumo de combustible (K – K\*).
4. Sistema según una de las reivindicaciones precedentes, en donde dicha mejora de dicho estado operativo del vehículo comprende una reducción (Ch – Ch\*) del estrés mecánico en el engranaje hipoide (8).
- 25 5. Sistema según la reivindicación 3, en donde dicha mejora de dicho estado operativo del vehículo comprende una reducción del estrés mecánico en el engranaje hipoide (8), expresada como una reducción del par motor (Ch – Ch\*) y en donde una combinación lineal de dicha reducción del par (Ch - Ch\*) y de dicha reducción del consumo de combustible (Ch - Ch\*) está en función de a la determinación de un valor numérico que puede ser comparado con umbrales apropiados para el cálculo de la posibilidad de conmutar entre las condiciones operativas de los engranajes reductores (20, 20').
- 30 6. Método para el control asistido de un conjunto de eje motor de un vehículo industrial pesado, donde el vehículo comprende un motor que tiene un árbol de accionamiento y un conjunto de eje motor; donde el conjunto de eje motor comprende un conjunto de diferencial (6) que tiene un engranaje hipoide (8) conectado de forma operativa con el árbol de accionamiento y al menos un eje accionado (9', 9'') para accionar un respectivo semieje (10', 10'') conectado con una respectiva rueda motriz; el al menos un semieje (10', 10'') está conectado de forma operativa al respectivo eje accionado (9', 9'') mediante un respectivo engranaje reductor (20, 20'') adecuado para permitir un primer estado de reducción y un segundo estado de reducción, diferente de la primera, de la velocidad angular del semieje (10', 10'') con respecto a la velocidad angular del respectivo eje accionado (9', 9''); donde el método comprende
- 35 - una etapa (200) de adquisición de los parámetros operativos actuales, incluyendo el par motor (Cm), als revoluciones por minuto del motor (n<sub>m</sub>), velocidad del vehículo (S), estado de conmutación (ON/OFF) de los engranajes reductores (20, 20')
- 40 - una etapa de cálculo de una posibilidad de conmutación entre dicho primer y segundo estado de reducción en función de una mejora del estado operativo del vehículo, en donde dicha mejora de dicho estado de reducción del vehículo comprende una reducción (Ch – Ch\*) del estrés mecánico en el engranaje hipoide (8)
- generar una señal acústica u óptica para el conductor o
- 45 - automáticamente conmutar la relación del eje motor entre dicho primer y segundo estado operativo.
7. Vehículo industrial que comprende el sistema según la reivindicación 1.
8. Programa informático que comprende medios de código de programa adecuados para llevar a cabo todas las etapas de la reivindicación 6, cuando dicho programa se ejecuta en un ordenador.

9. Medio legible por ordenador que comprende un programa grabado, donde dicho medio legible por ordenador comprende un medio de código de programa adecuado para realizar todas las etapas de la reivindicación 6, cuando dicho programa se ejecuta en un ordenador.

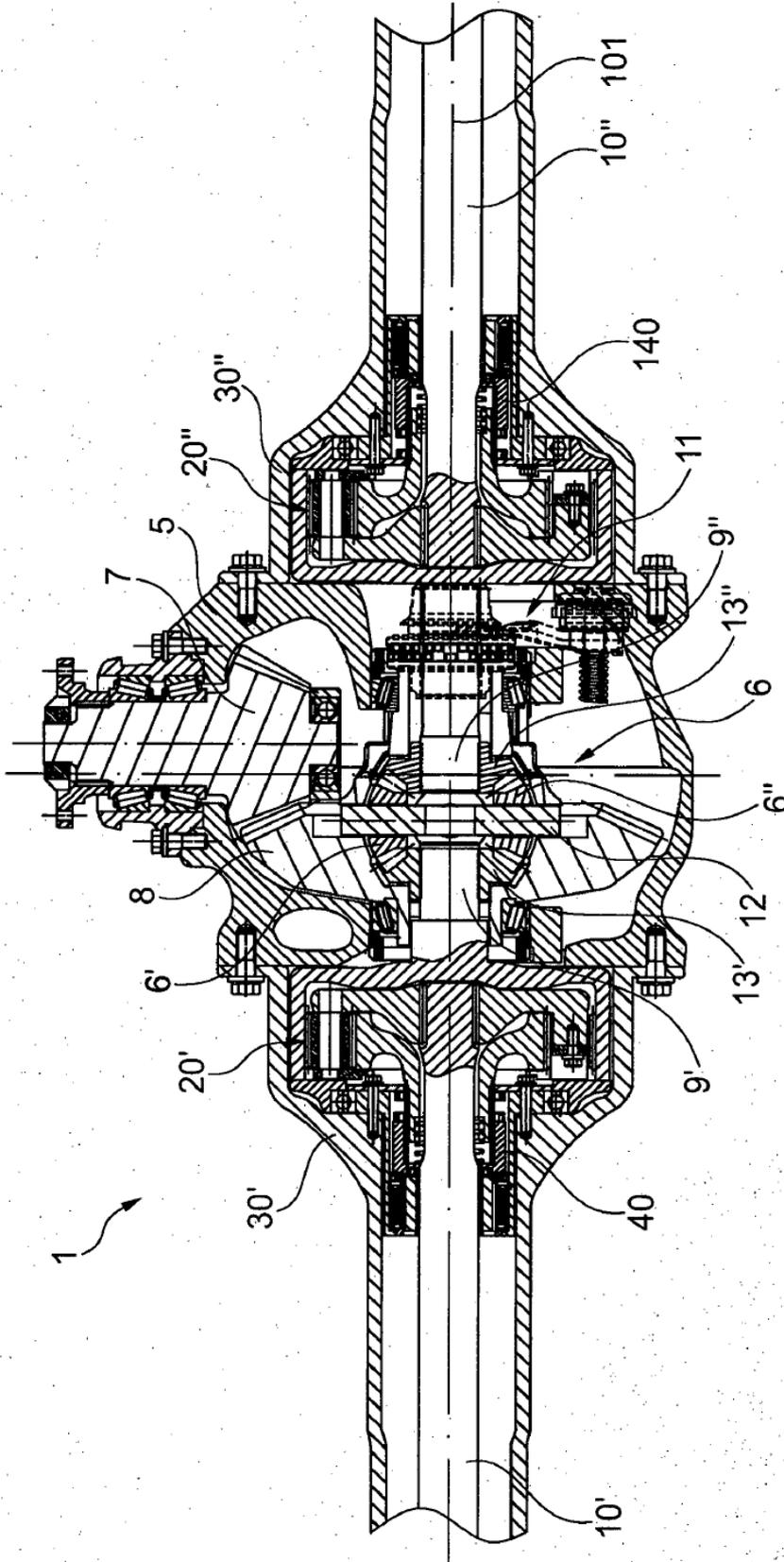


Fig. 1

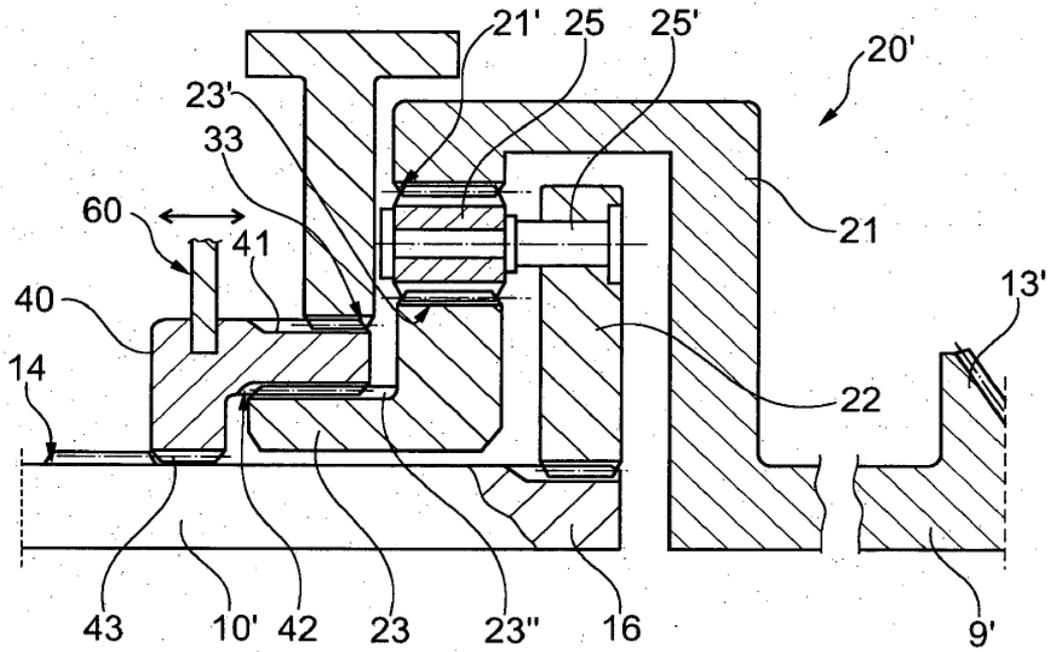


Fig. 2

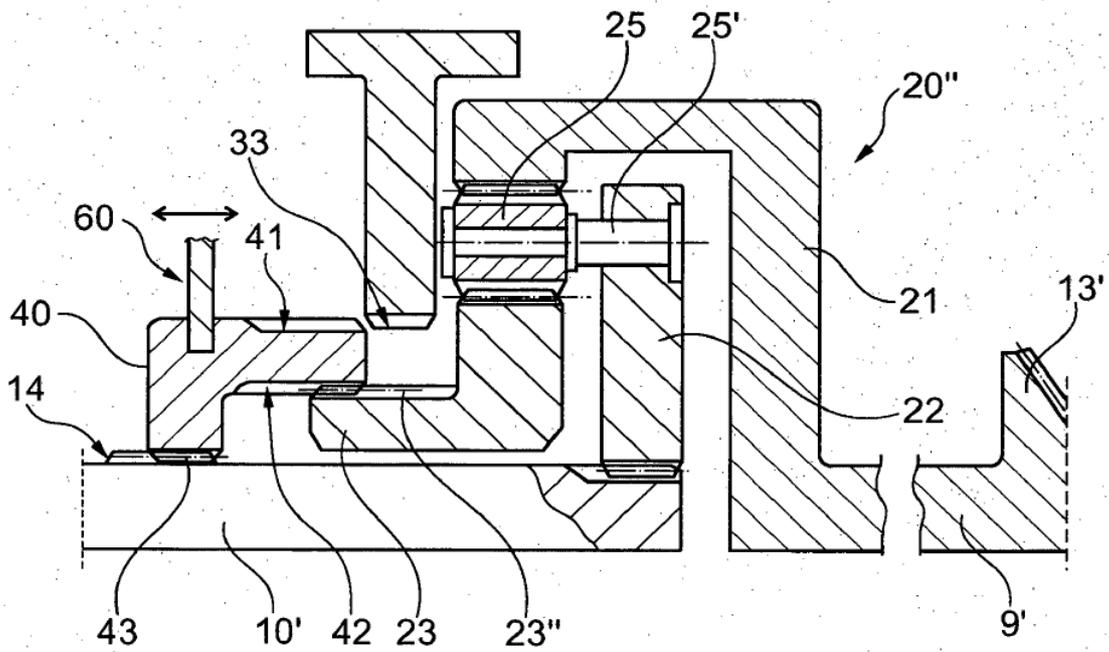


Fig. 3

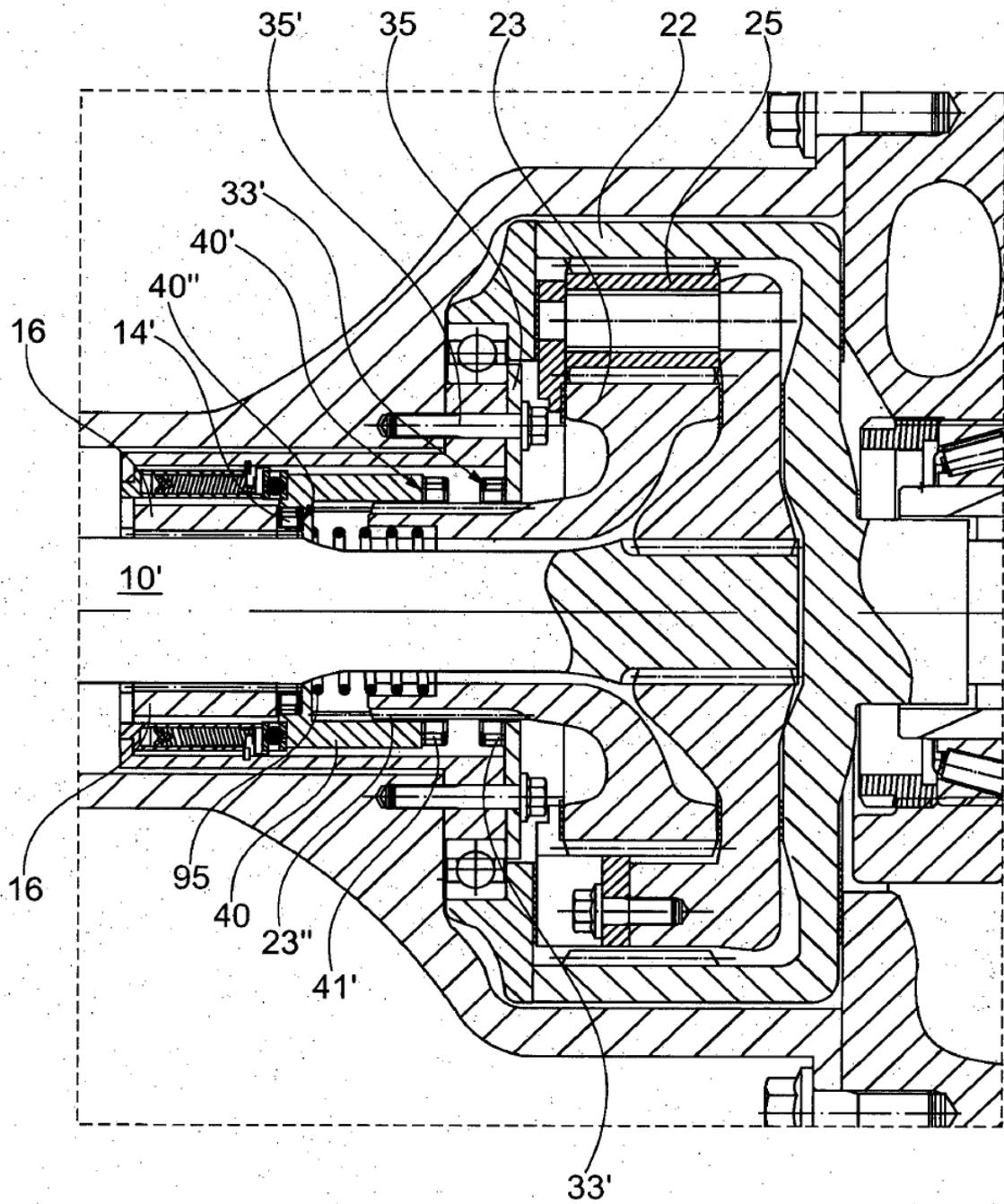


Fig. 4

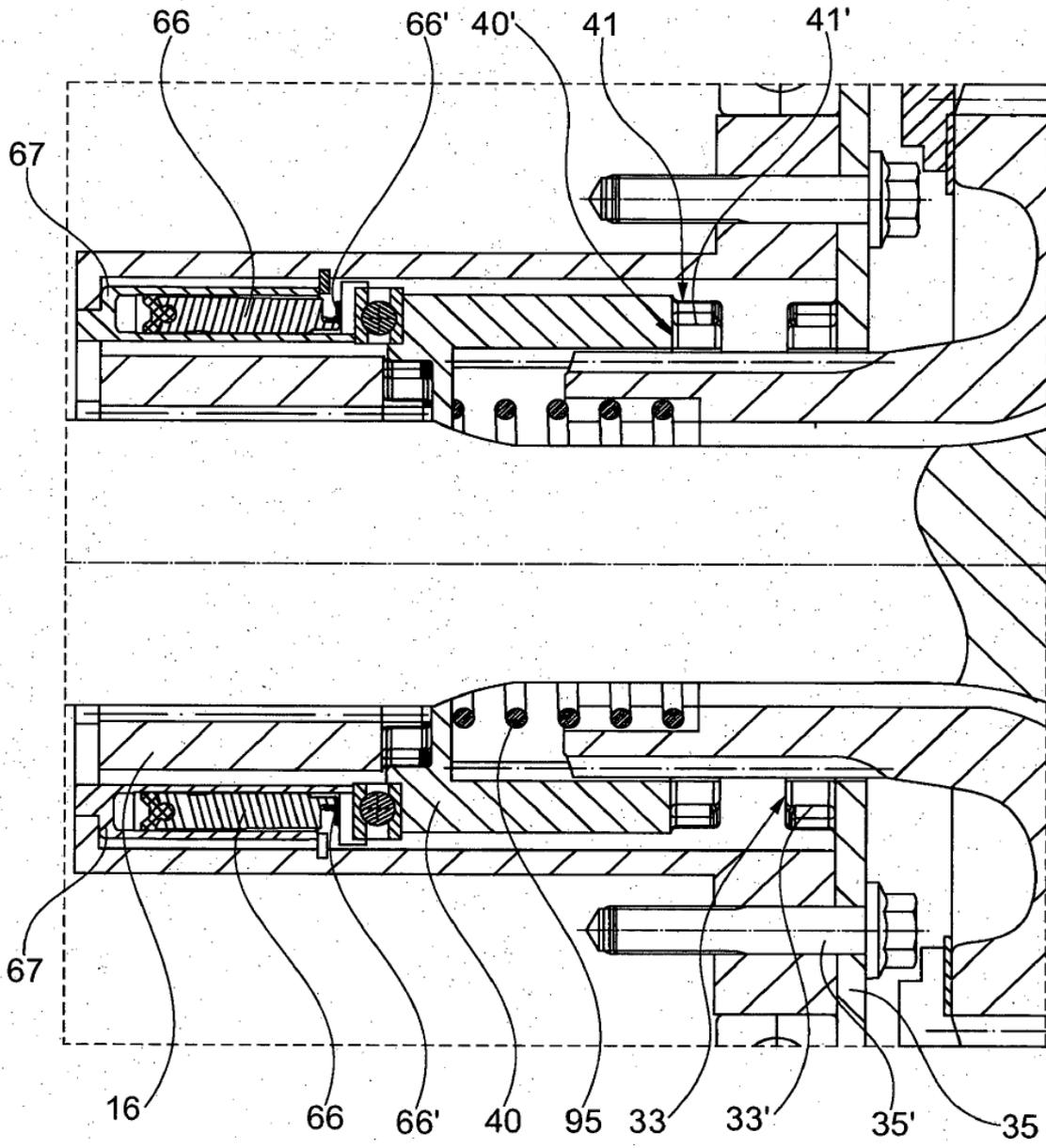


Fig. 5

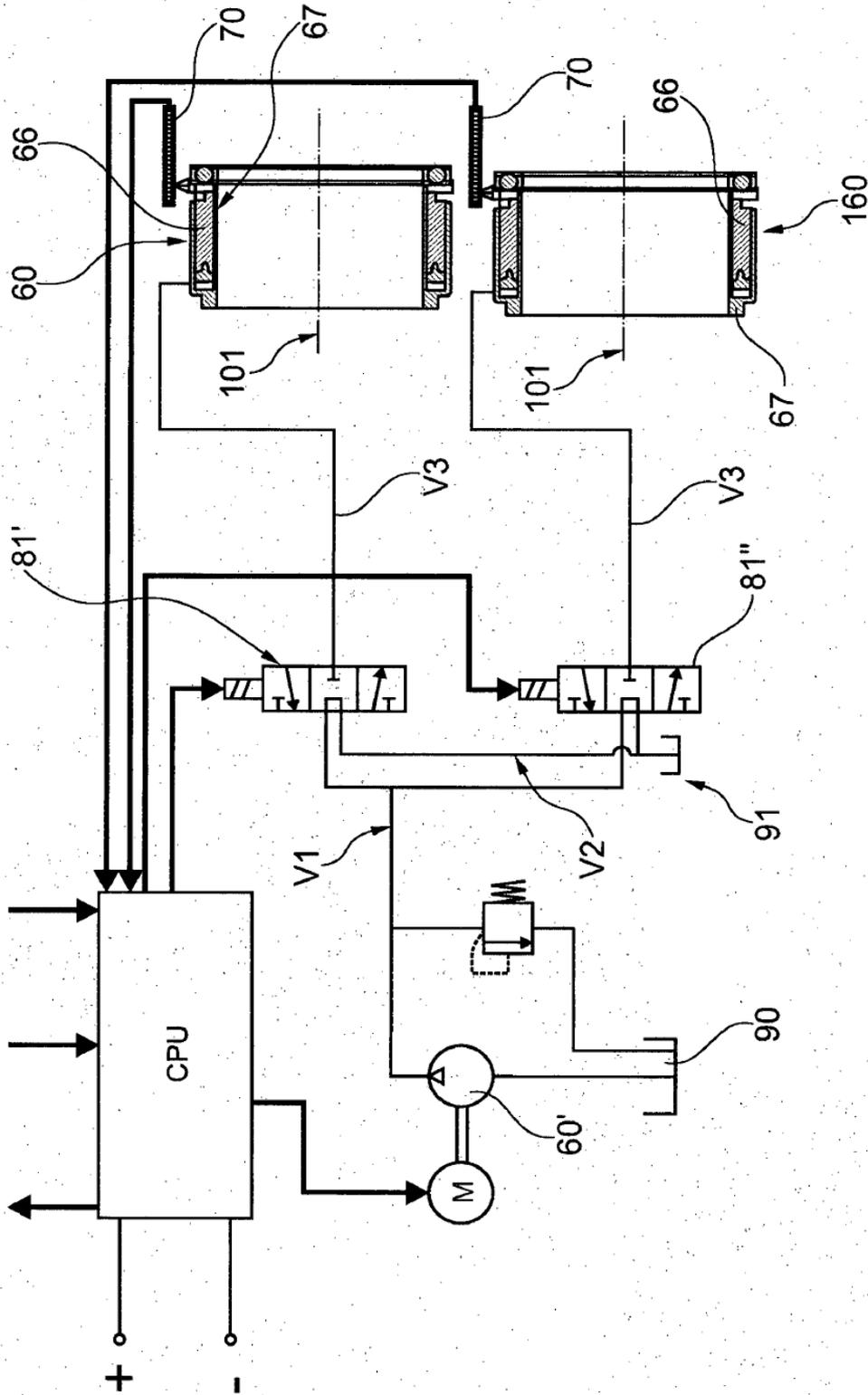


Fig. 6

ENGRANAJE	STRALIS SR					STRALIS HR				STRALIS HRD				
	ENGRANAJE REDUCTOR	RELACIONES DE REDUCCIÓN CONJUNTO DE EJE MOTOR				ENGRANAJE REDUCTOR	RELACIONES DE REDUCCIÓN DE CONJ. EJE MOTOR			ENGRANAJE REDUCTOR	HR. on	ENGRANAJE REDUCTOR	HR. off	HR. on
		2,6	2,9	3,1	3,4		3,7	HR. CAJA ENGRANAJES	3,8					
	SR CAJA ENGRANAJES													
I	13,80	36,4	39,3	42,5	46,4	51,1	16,4	62,2	69,4	76,6	13,8	36,4	61,9	73,6
II	11,50	30,5	32,9	35,5	38,8	42,7	13,8	52,3	58,4	64,4	11,5	30,5	51,8	61,9
III	9,50	25,1	27,0	29,2	31,9	35,1	11,3	42,8	47,7	52,7	9,5	25,1	42,6	50,6
IV	7,90	20,9	22,6	24,4	26,6	29,3	9,5	36,0	40,1	44,3	7,9	20,9	35,6	42,6
V	6,50	17,2	18,6	20,1	21,9	24,2	7,8	29,4	32,8	36,2	6,5	17,2	29,3	34,8
VI	5,50	14,4	15,6	16,8	18,3	20,2	6,5	24,7	27,6	30,5	5,5	14,4	24,5	29,3
VII	4,60	12,1	13,0	14,1	15,4	16,9	5,4	20,6	23,0	25,4	4,6	12,1	20,5	24,4
VIII	3,80	10,1	10,9	11,8	12,8	14,1	4,6	17,3	19,3	21,3	3,8	10,1	17,1	20,5
IX	3,00	8,0	8,6	9,3	10,1	11,2	3,6	13,6	15,2	16,8	3,0	8,0	13,6	16,1
X	2,50	6,7	7,2	7,8	8,5	9,4	3,0	11,4	12,8	14,1	2,5	6,7	11,4	13,6
XI	2,10	5,5	5,9	6,4	7,0	7,7	2,5	9,4	10,4	11,5	2,1	5,5	9,3	11,1
XII	1,70	4,6	5,0	5,4	5,8	6,4	2,1	7,9	8,8	9,7	1,7	4,6	7,8	9,3
XIII	1,40	3,8	4,1	4,4	4,8	5,3	1,7	6,4	7,2	7,9	1,4	3,8	6,4	7,6
XIV	1,20	3,2	3,4	3,7	4,0	4,4	1,4	5,4	6,0	6,7	1,2	3,2	5,4	6,4
XV	1,00	2,6	2,9	3,1	3,4	3,7	1,2	4,6	5,0	5,6	1,0	2,6	4,5	5,4
XVI	0,80	2,2	2,4	2,6	2,8	3,1	1,0	3,8	4,2	4,7	0,8	2,2	3,8	4,5

Fig. 7

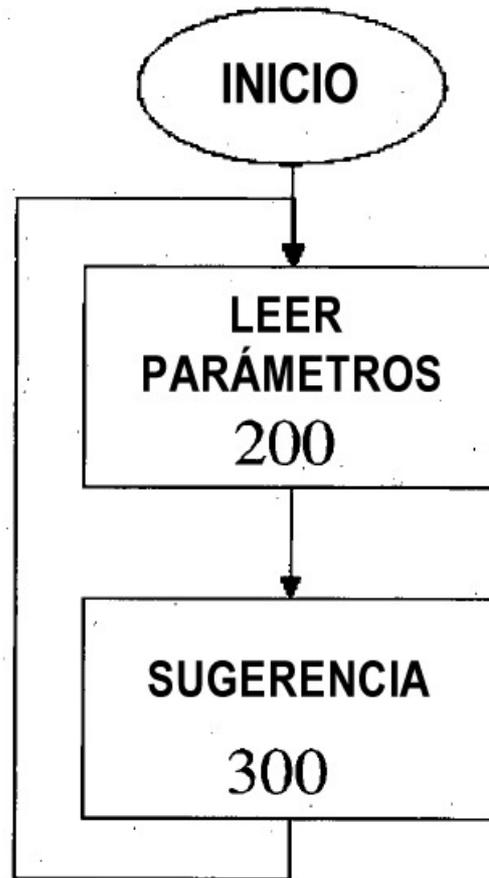


Fig. 8

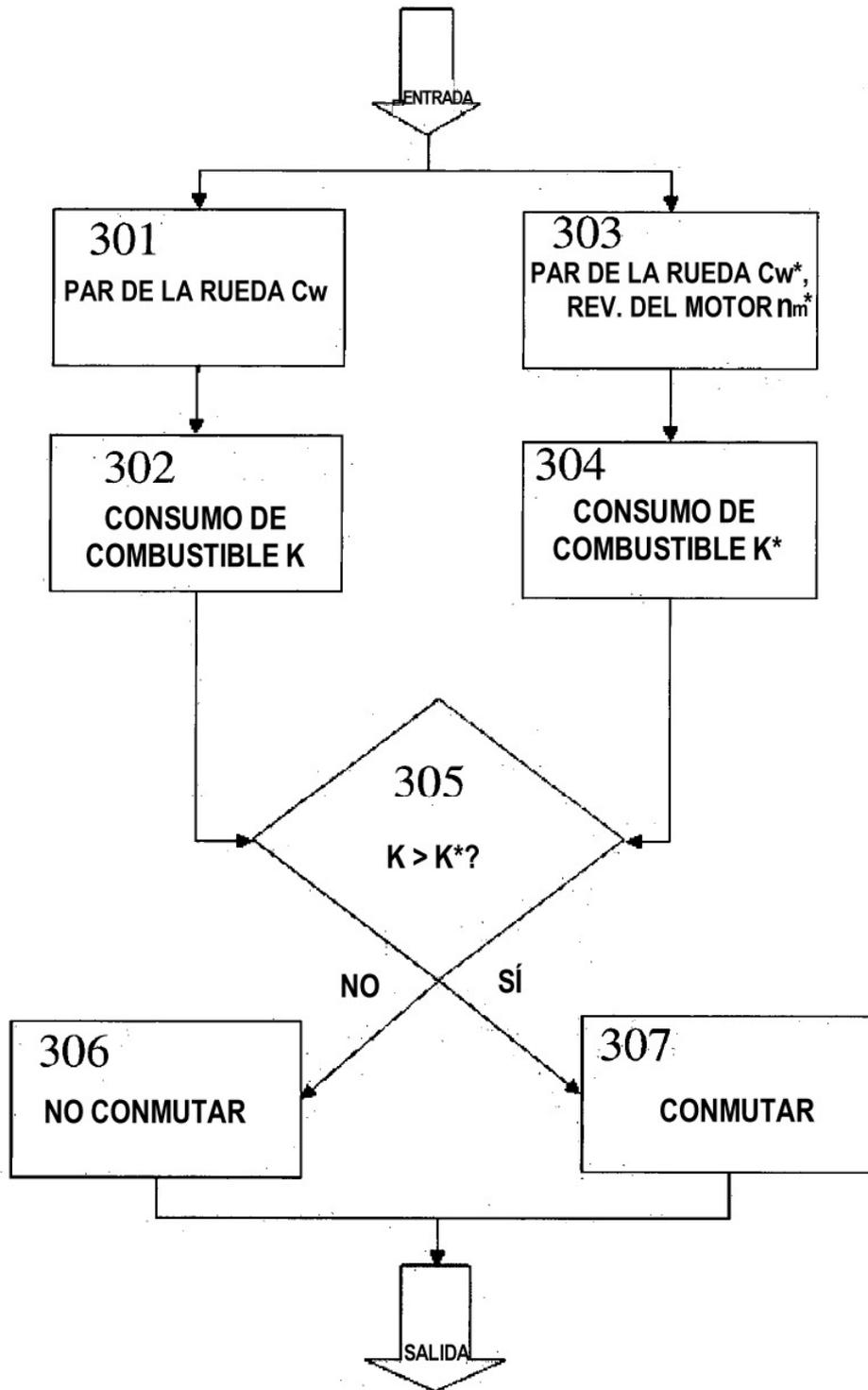


Fig. 9  
(P1)

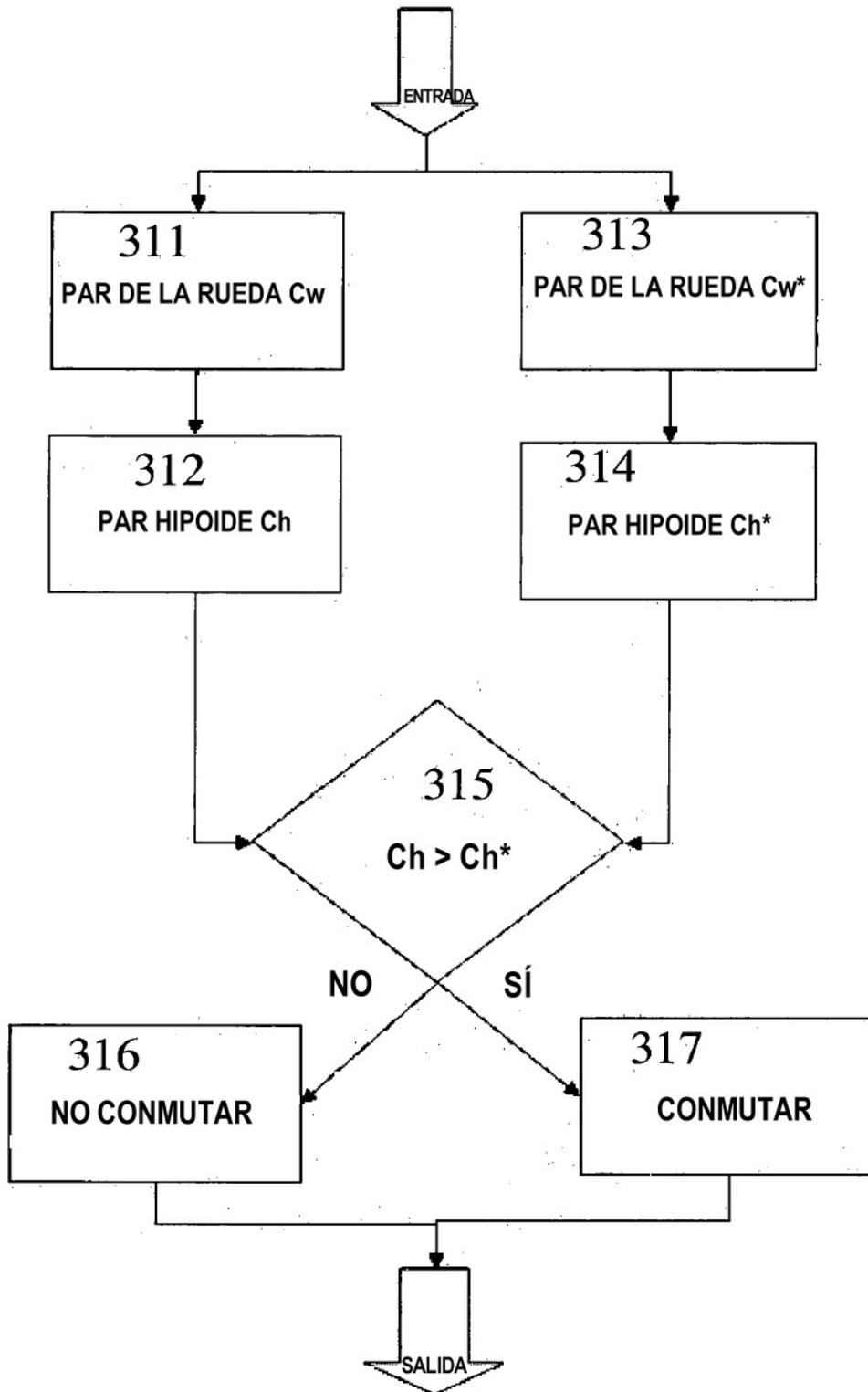


Fig. 10  
(P2)