



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 271 957**

51 Int. Cl.:

B60G 21/02 (2006.01)

B60G 21/04 (2006.01)

B60G 21/05 (2006.01)

B60G 21/06 (2006.01)

B60G 11/18 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Número de solicitud europea: **96927447 .1**

86 Fecha de presentación : **21.08.1996**

87 Número de publicación de la solicitud: **0844935**

87 Fecha de publicación de la solicitud: **03.06.1998**

54 Título: **Mejoras para mecanismos de estabilización del balanceo en sistemas de suspensión vehicular.**

30 Prioridad: **21.08.1995 AU PN4926/95**
07.06.1996 AU PO0333/96

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
16.04.2007

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
16.04.2007

73 Titular/es: **KINETIC LIMITED**
9 Clark Street, P.O. Box 83
Dunsborough, Western Australia 6281, AU

72 Inventor/es: **Heyring, Christopher, Brian**

74 Agente: **Elzaburu Márquez, Alberto**

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

Mejoras para mecanismos de estabilización del balanceo en sistemas de suspensión vehicular.

La presente invención está destinada en general a sistemas de suspensión vehicular y en particular a los sistemas de suspensión que incorporan mecanismos de estabilización del balanceo.

Los vehículos modernos normalmente están provistos de una o más barras de "torsión" o de estabilización del balanceo que articulan transversalmente las ruedas de uno o más ejes a fin de proporcionar alguna contención del movimiento de balanceo, impidiendo los incómodos y a veces peligrosos movimientos de inclinación lateral que se producen al tomar una curva. Las barras estabilizadoras del balanceo se fabrican típicamente como barras de acero elástico que tengan elasticidad torsional, de modo que cuando una rueda de un eje tenga que moverse en general según una dirección ascendente o descendente, hacen que la otra rueda del mismo eje se mueva al mismo tiempo en una dirección similar. La amplitud con la que se mueven en una dirección común las dos ruedas de un solo eje está definida, en parte, por la rigidez torsional de la barra estabilizadora del balanceo que acopla transversalmente las dos ruedas, en respuesta a la fuerza lateral de balanceo ejercida sobre el vehículo que se produce al tomar una curva.

Los vehículos que tienen el centro de gravedad elevado (tales como los camiones, que son propensos a los movimientos de balanceo excesivos) y los vehículos en los que se requiere que "tomen una curva de modo plano" sin presentar movimientos de balanceo excesivos (tales como los coches deportivos) normalmente están provistos de barras estabilizadoras del balanceo rígidas para impedir el movimiento de balanceo. Una consecuencia perjudicial de disponer estabilizadores del balanceo más rígidos es que la calidad de rodadura es más dura, dado que ambas ruedas de un eje se articulan funcionalmente (en cierto grado) y por tanto los estímulos recibidos por una sola rueda no son resueltos exclusivamente por la única rueda que impacte en un resalto o en un bache.

Los vehículos de lujo normalmente están equipados, en consecuencia, con barras estabilizadoras del balanceo más elásticas para que los estímulos recibidos por una sola rueda sean absorbidos por la unidad de amortiguador y muelle asociada a esa única rueda, la cual puede moverse con relativa libertad en respuesta al único estímulo, sin la resistencia adicional resultante de la rigidez torsional del estabilizador.

Independientemente de la rigidez torsional de la barra de torsión, la disposición de tales barras restringe realmente el grado de movimiento relativo de las ruedas. Esto puede ser una desventaja en situaciones en las que se requiera un grado elevado de movimiento vertical opuesto de las ruedas, por ejemplo, al desplazarse sobre superficies onduladas. Las limitaciones del movimiento de las ruedas, debidas a las barras estabilizadoras del balanceo que interconectan las ruedas, pueden producir un traqueteo significativo de un lado al otro del vehículo bajo tales condiciones. Esta limitación de movimiento también restringe la tracción que tendrán las ruedas al desplazarse sobre tales superficies.

Al desplazarse sobre terreno irregular, los puntos en los que las ruedas tocan el terreno no están todos en un solo plano. Esto da lugar a que se comprima

la suspensión de dos ruedas opuestas diagonalmente, acercándose las ruedas a la carrocería del vehículo, y a que se extienda la suspensión de las otras dos ruedas opuestas diagonalmente. Este modo de funcionamiento de la suspensión se conoce como "alabeo" o alternativamente "articulación de eje transversal".

Sería ventajoso tener un sistema de suspensión vehicular que proporcionase estabilidad frente al balanceo al tomar una curva y que proporcionase también una rodadura confortable al desplazarse en línea casi recta o al atravesar una superficie ondulada.

Los documentos US-A-2099819, FR-A-2547249, FR-A-2063473 y US-A-3068023 describen sistemas de suspensión para vehículos, que incorporan medios de soporte elástico para soportar la carrocería del vehículo respecto a las ruedas del mismo, además de medios de control del balanceo. No obstante, en la enseñanza de cada uno de estos documentos, el soporte elástico, también conocido como soporte con rebote, es integral con o actúa a través de los medios de control del balanceo. La presente invención, por otra parte, proporciona un sistema de suspensión para vehículos en el que los componentes que efectúan el control de la postura del balanceo, a los que también se alude como medios transmisores de fuerzas, proporcionan al vehículo poco o ningún soporte con rebote, siendo proporcionado este último por componentes de soporte elástico separados.

El documento GB-A-2189751 describe un sistema de suspensión para vehículos que suministra fluido a alta presión hacia un acumulador conectado a una servoválvula y que tiene una unidad de control para controlar la operación de la servoválvula dependiendo de las aceleraciones transversales del vehículo, esto representa pues un sistema "activo" y por lo tanto se distingue de la presente invención que proporciona un control "pasivo" de la postura del vehículo.

Teniendo esto en cuenta, la presente invención proporciona, en un aspecto, un sistema de suspensión para un vehículo que tenga al menos un par delantero de medios de arrastre superficial adyacentes transversalmente y al menos un par trasero de medios de arrastre superficial adyacentes transversalmente, conectados a la carrocería del vehículo de modo que se permita el movimiento relativo substancialmente vertical de cada medio de arrastre superficial respecto a la carrocería, incluyendo el sistema de suspensión medios de control de la postura de balanceo y medios de soporte elástico para soportar la carrocería del vehículo respecto a los medios de arrastre superficial, incluyendo dichos medios de control de la postura de balanceo unos medios transmisores de fuerzas que interconectan dicho al menos un par delantero de medios de arrastre superficial adyacentes transversalmente y unos medios transmisores de fuerzas que interconectan dicho al menos un par trasero de medios de arrastre superficial adyacentes transversalmente, incluyendo cada uno de los medios transmisores de fuerzas un medio de ajuste, caracterizado porque el sistema de suspensión proporciona un control pasivo de la postura del vehículo de modo que los medios de soporte elástico proporcionan resistencia al balanceo, pero substancialmente ningún soporte de la carrocería del vehículo, y estando los medios de ajuste espaciados longitudinalmente y articulados funcionalmente de modo que la magnitud y la dirección de la fuerza transmitida entre medios de arrastre superficial asociados, adyacentes transversalmente, por cada uno de

los medios transmisores de fuerzas varía progresivamente en función de las posiciones relativas de, y de la carga aplicada a, al menos dos de los pares de medios de arrastre superficial interconectados adyacentes transversalmente, para restringir con ello los movimientos de balanceo del vehículo mientras que se facilitan simultáneamente los movimientos de alabeo de los medios de arrastre superficial.

Debido a la articulación funcional del medio de ajuste, éste puede proporcionar un control "pasivo" de la postura del vehículo. El sistema de suspensión puede ser autocorrector, sin necesidad de ningún medio externo de control. Esto evita la necesidad de componentes tales como sensores de movimiento y de desplazamiento, unidades electrónicas de control (ECU) destinadas a procesar las señales de los sensores y componentes accionadores, tales como bombas de fluido, controlados por las unidades electrónicas de control. Tales disposiciones son caras y son relativamente lentas en su respuesta a los cambios de las condiciones superficiales y del movimiento del vehículo.

Los medios de soporte elástico pueden estar dispuestos entre cada uno de dichos medios de arrastre superficial y el chasis del vehículo. Alternativamente, dichos medios de soporte elástico pueden estar dispuestos en al menos uno de dichos pares de medios de arrastre superficial, adyacentes transversalmente, para soportar la carga aplicada en ambos medios de arrastre superficial asociados, adyacentes transversalmente. Dichos medios de soporte elástico pueden estar dispuestos en dicho al menos un par delantero de medios de arrastre superficial adyacentes transversalmente, y dichos medios de soporte elástico también pueden estar dispuestos en dicho al menos un par trasero de medios de arrastre superficial adyacentes transversalmente, para proporcionar respectivamente una carga substancialmente igual en cada uno de los medios de arrastre superficial asociados transversalmente.

La fuerza transmitida por los medios transmisores de fuerzas puede ser una fuerza torsional. Con esta finalidad pueden usarse medios que permitan transmitir fuerzas torsionales. Por consiguiente, cada uno de los medios transmisores de fuerzas puede incluir al menos una barra transversal de torsión. Preferentemente, cada uno de los medios transmisores de fuerzas puede incluir un par de barras de torsión transversales, estando cada barra de torsión conectada respectivamente a uno de dichos medios de arrastre superficial, estando las barras de torsión interconectadas por el medio de ajuste. Las barras de torsión pueden ser girables alrededor de sus ejes largos, con preferencia controlando progresivamente el medio de ajuste la rotación axial relativa de las barras de torsión asociadas, de modo que se permita que se muevan los medios de arrastre superficial cuando se estén sometiendo a movimientos de alabeo mientras se restringe simultáneamente la postura de balanceo del vehículo mediante las barras de torsión.

Según una realización preferida de la presente invención, cada medio de ajuste puede proporcionar una interconexión mecánica del par asociado de barras de torsión. El medio de ajuste que interconecte uno de dichos pares de medios delanteros de arrastre superficial adyacentes transversalmente y el medio de ajuste que interconecte uno de dichos pares de medios traseros de arrastre superficial adyacentes transversal-

mente, pueden estar articulados funcionalmente mediante una conexión mecánica. Esta conexión mecánica puede ser un eje longitudinal que interconecte dichos medios de ajuste, con preferencia incluyendo cada medio de ajuste un par de miembros articulados conectados respectivamente por uno de sus extremos a una de las barras de torsión, estando el otro extremo de cada par de miembros articulados conectado a un extremo del eje longitudinal de modo que puedan transmitirse fuerzas torsionales y rotaciones alrededor del eje longitudinal entre dichos medios de ajuste, para proporcionar resistencia al balanceo, pero una resistencia al alabeo substancialmente nula, con transmisión substancialmente nula de fuerzas longitudinales axialmente a lo largo del al menos un eje longitudinal.

Según otra realización preferida de la presente invención, el medio de ajuste puede proporcionar alternativamente una conexión hidráulica de las barras de torsión. El medio de ajuste puede ser un émbolo de doble efecto, teniendo el émbolo un cilindro y un conjunto de pistón que divida el cilindro en dos cámaras de fluido del mismo. El cilindro puede estar conectado a una de las barras de torsión y el conjunto de pistón puede estar conectado a la otra barra de torsión. Puede disponerse una comunicación de fluido entre los émbolos. Con esta finalidad, la comunicación de fluido puede ser proporcionada por medios de conductos que conecten las dos cámaras de fluido del émbolo de doble efecto de las barras de torsión delanteras con las cámaras de fluido del émbolo de doble efecto de las barras de torsión traseras, de modo que la transferencia de fluido entre las cámaras de fluido permita el desplazamiento relativo entre el conjunto de pistón y el cilindro. Las cámaras de fluido pueden estar conectadas de modo que permitan que se muevan los medios de arrastre superficial cuando se estén sometiendo a movimientos de alabeo, permitiendo el movimiento del conjunto de pistón de cada cilindro la transferencia de fluido entre las cámaras de fluido conectadas con un cambio mínimo de la diferencia de presiones de un lado al otro del conjunto de pistón, mientras que se reacciona a los movimientos de balanceo del vehículo con un aumento de la diferencia de presiones de un lado al otro de los conjuntos de pistón generado por el aumento de carga en los medios de arrastre superficial de un lado del vehículo y la reducción similar de la carga en los medios de arrastre superficial del otro lado del vehículo, para controlar de este modo la postura de balanceo del vehículo, mientras que se minimizan simultáneamente los cambios de carga de cada medio de arrastre superficial debidos a movimientos de alabeo. Además, también pueden instalarse medios de suministro de fluido para suministrar fluido a los medios de conductos, de modo que pueda añadirse fluido a un conducto y pueda extraerse fluido simultáneamente, al menos substancialmente, del otro conducto, para permitir que se controle de este modo el ángulo de balanceo del vehículo. Esto permite cierto grado de control activo de la postura del vehículo, si se requiere, o que se efectúe un control relativamente lento como función de nivelación media simple. También pueden disponerse unos medios elásticos en balanceo, tales como un acumulador hidroneumático, en comunicación de fluido con los dos medios de conductos. Los medios elásticos en balanceo pueden incluir medios de amortiguación para amortiguar el grado de balanceo y medios

aislantes para aislar los medios elásticos en balanceo, para mejorar de este modo el control del balanceo. Sin embargo, debe observarse que esta clase de medios de suministro de fluido o de medios elásticos en balanceo no son esenciales para el funcionamiento del sistema de suspensión vehicular de la presente invención. Los medios de suministro de fluido también pueden usarse opcionalmente para controlar la elasticidad en balanceo cambiando la presión y el volumen del fluido existente en los medios de conductos y en los medios elásticos en balanceo.

Según una realización preferida adicional de la presente invención, el medio de ajuste puede ser un medio accionador rotativo que incluya una carcasa que soporte un rotor que divida la carcasa en al menos dos cámaras de fluido, estando conectada la carcasa a una de las barras de torsión, estando conectado el rotor a la otra barra de torsión. Unos medios de conductos pueden proporcionar comunicación de fluido entre las dos cámaras de fluido del medio accionador rotativo de las barras de torsión delanteras y las cámaras de fluido del medio accionador rotativo de las barras de torsión traseras. Las cámaras de fluido pueden estar conectadas de modo que se permita que se muevan los medios de arrastre superficial cuando se estén sometiendo a movimientos de alabeo, permitiendo el movimiento del rotor de cada carcasa la transferencia de fluido entre las cámaras de fluido conectadas con un cambio mínimo de la diferencia de presiones de un lado al otro del rotor, mientras que se reacciona a los movimientos de balanceo del vehículo con un aumento de la diferencia de presiones de un lado al otro del rotor generado por el aumento de carga en los medios de arrastre superficial de un lado del vehículo y la reducción similar de la carga en los medios de arrastre superficial del otro lado del vehículo, para controlar de este modo la postura de balanceo del vehículo, mientras que se minimizan simultáneamente los cambios de carga en cada medio de arrastre superficial debidos a movimientos de alabeo.

En la disposición preferida en la que dichos medios de soporte elástico están dispuestos en al menos uno de dichos pares de medios de arrastre superficial adyacentes transversalmente para soportar la carga de los dos medios de arrastre superficial asociados adyacentes transversalmente, los medios de soporte elástico pueden estar dispuestos en dicho al menos un par delantero de medios de arrastre superficial adyacentes transversalmente y en dicho al menos un par trasero de medios de arrastre superficial adyacentes transversalmente, para proporcionar respectivamente una carga substancialmente igual en cada uno de los medios de arrastre superficial asociados transversalmente.

Según otra realización preferida de la invención, los medios de soporte elástico pueden estar instalados entre los medios de arrastre superficial y el chasis del vehículo, para soportar al menos substancialmente el peso del vehículo.

Según otra realización preferida adicional de la presente invención, los medios transmisores de fuerzas pueden incluir una sola barra transversal de torsión y el medio de ajuste puede interconectar la barra de torsión con al menos uno de los medios de arrastre superficial asociados. El medio de ajuste puede proporcionar una conexión hidráulica de la barra de torsión con el medio de arrastre superficial asociado. Cada medio de ajuste mencionado puede incluir un émbolo de doble efecto situado en un extremo de la

barra de torsión, teniendo el émbolo un cilindro y un conjunto de pistón que divida el cilindro en dos cámaras de fluido del mismo, estando el cilindro y el conjunto de pistón conectados entre un extremo de la barra de torsión y el medio de arrastre superficial adyacente. Los émbolos pueden estar en comunicación de fluido y la comunicación de fluido puede ser proporcionada por medios de conductos que conecten, respectivamente, las dos cámaras de fluido del émbolo de doble efecto de la barra delantera de torsión con las cámaras de fluido del émbolo de doble efecto de la barra trasera de torsión. Las cámaras de fluido pueden estar conectadas de modo que se permita que se muevan los medios de arrastre superficial cuando se estén sometiendo a movimientos de alabeo, permitiendo el movimiento del conjunto de pistón de cada cilindro la transferencia de fluido entre las cámaras de fluido conectadas con un cambio mínimo de la diferencia de presiones de un lado al otro del conjunto de pistón, mientras que se reacciona a los movimientos de balanceo del vehículo con un aumento de la diferencia de presiones de un lado al otro de los conjuntos de pistón generado por el aumento de carga en los medios de arrastre superficial de un lado del vehículo y la reducción similar de la carga en los medios de arrastre superficial del otro lado del vehículo, para controlar de este modo la postura de balanceo del vehículo, mientras que se minimizan substancialmente los cambios de carga en cada medio de arrastre superficial debidos a movimientos de alabeo.

El medio de ajuste puede proporcionar una conexión hidráulica de la barra de torsión con el medio de arrastre superficial asociado, siendo el medio de ajuste un émbolo de efecto simple situado en cada extremo de las barras de torsión, teniendo cada émbolo un cilindro y un conjunto de pistón soportado en el mismo para disponer una cámara de fluido dentro del cilindro, estando el cilindro y el conjunto de pistón conectados a una de las barras de torsión y al medio de arrastre superficial adyacente. Puede proporcionarse una comunicación de fluido entre los émbolos de modo que dicha comunicación de fluido sea proporcionada por medios de conductos que conecten, respectivamente, la cámara de fluido de cada émbolo de efecto simple de la barra delantera de torsión con la cámara de fluido del émbolo de efecto simple opuesto longitudinalmente de la barra trasera de torsión, estando conectadas las cámaras de fluido de modo que se permita que se muevan los medios de arrastre superficial cuando se estén sometiendo a movimientos de alabeo, mientras que se reacciona a los movimientos de balanceo del vehículo mediante las barras de torsión, minimizando simultáneamente los cambios de carga en cada medio de arrastre superficial debidos a movimientos de alabeo. Opcionalmente, también pueden instalarse medios de suministro de fluido para suministrar fluido a los medios de conductos, de modo que pueda añadirse fluido a un conducto y pueda extraerse fluido simultáneamente, al menos substancialmente, del otro conducto, para permitir que se controle de este modo el ángulo de balanceo del vehículo. Esto permite cierto grado de control activo de la postura del vehículo, si se requiere, o que se efectúe un control relativamente lento como función de nivelación media simple. También pueden disponerse unos medios elásticos en balanceo, tales como un acumulador hidroneumático, en comunicación de fluido con los dos medios de conductos, incluyendo dichos

medios elásticos en balanceo medios de amortiguación para amortiguar el grado de balanceo y medios aislantes para aislar los medios elásticos en balanceo, para mejorar de este modo el control del balanceo. No obstante, debe observarse que esta clase de medios de suministro de fluido o de medios elásticos en balanceo no son esenciales para el funcionamiento del sistema de suspensión vehicular de la presente invención. Los medios de suministro de fluido también pueden usarse, opcionalmente, para controlar la elasticidad en balanceo cambiando la presión y el volumen del fluido existente en los medios de conductos y en los medios elásticos en balanceo.

Alternativamente, el medio de ajuste puede proporcionar un acoplamiento mecánico de la barra de torsión.

Según un aspecto adicional de la invención puede proporcionarse un vehículo que incluya un sistema de suspensión según se ha descrito anteriormente.

Será conveniente describir la invención más en detalle con referencia a los dibujos anejos, los cuales ilustran posibles realizaciones de la invención. Son posibles otras realizaciones de la invención y por lo tanto no ha de considerarse que la particularidad de los dibujos anejos relega a la generalidad de la descripción precedente de la invención.

La figura 1a es una vista isométrica de la parte inferior de un chasis de un vehículo, que muestra una parte de una primera realización del sistema de suspensión según la presente invención;

la figura 1b es una vista isométrica de una parte de una segunda realización del sistema de suspensión según la presente invención;

la figura 1c es una vista de detalle del sistema de suspensión de la figura 1b;

la figura 2a es una parte de una tercera realización del sistema de suspensión según la presente invención;

la figura 2b es una vista de detalle del sistema de suspensión de la figura 2a;

la figura 3 es una vista en planta por la parte inferior del chasis de un vehículo, que muestra la disposición general de una cuarta realización de un sistema de suspensión según la presente invención;

la figura 4 es una vista isométrica esquemática de una disposición general que muestra una quinta realización de un sistema de suspensión según la presente invención;

las figuras 5 y 6 son diagramas esquemáticos que muestran, respectivamente, la dirección de flujo del fluido con los movimientos de alabeo y de balanceo en el sistema de suspensión de la figura 4;

la figura 7 es una vista isométrica esquemática de una disposición general que muestra una sexta realización de un sistema de suspensión según la presente invención; y

la figura 8 es una vista isométrica de una séptima realización de un sistema de suspensión según la presente invención.

Todos los dibujos y figuras anejos están indicados de modo similar, de manera que todos los componentes idénticos de todos los dibujos llevan por simplicidad los mismos números y símbolos, y sólo se muestran aquellas partes que son relevantes en la presente invención.

Con referencia inicialmente a la figura 1 se muestran características típicas de un chasis de un vehículo y de una primera realización según la presente inven-

ción. La parte delantera del chasis 1 del vehículo se muestra orientada hacia la esquina superior derecha de la hoja. El chasis 1 incluye dos largueros longitudinales principales 1a, 1b y travesaños 1c, 1d, 1e, 1h del chasis que interconectan los largueros 1a, 1b.

Unos brazos triangulares articulados inferiores 2a, 2b, 2c, 2d situados en las ruedas (no mostradas) permiten que éstas se muevan en una dirección substancialmente vertical. Los brazos triangulares articulados tienen forma de "A" y están sujetos de modo pivotante al chasis 1 por la base 3 de cada brazo triangular articulado. El brazo triangular articulado superior o "fijación *McPherson*" se omite en los dibujos por motivos de claridad. Por consiguiente, el brazo triangular articulado 2a proporciona un medio móvil de posicionamiento de la rueda delantera derecha, mientras que el brazo triangular articulado 2c sujeta el conjunto de la rueda trasera izquierda al chasis 1. Cada conjunto de rueda está sujeto respectivamente a cada uno de los extremos exteriores 2a(i), 2b(i), 2c(i), 2d(i) de los brazos triangulares articulados.

Se ha de entender que, alternativamente, pueden utilizarse otros medios de articulación conocidos para posicionar las ruedas respecto al chasis 1 de modo que éstas puedan moverse en dirección vertical en general. Por ejemplo, la presente invención también es aplicable a vehículos equipados con geometría multiarticulada de las ruedas, tal como brazos anteriores y posteriores, vástagos *Panhard* e incluso ballestas.

En la figura 1a, unos muelles helicoidales 4a, 4b, 4c, 4d están montados en las superficies superiores de los brazos triangulares articulados 2a, 2b, 2c, 2d respectivamente. Se ha de entender que los extremos superiores de los muelles helicoidales se resuelven contra una fijación unida al chasis 1 (aunque ésta no se representa) de modo que cuando los brazos triangulares articulados se mueven hacia arriba y hacia abajo en dirección vertical en general, alrededor de los puntos de giro 3, los muelles se comprimen y se permite que se extiendan entre el brazo triangular articulado y la fijación del chasis, como en los sistemas de suspensión conocidos. Los muelles helicoidales soportan la mayor parte del peso del vehículo.

El sistema de suspensión mostrado en la figura 1a está provisto de medios de torsión 50, 51 que interconectan cada par de brazos triangulares articulados adyacentes transversalmente 2a, 2b y 2c, 2d. Cada uno de los medios de torsión incluye dos componentes 5a, 5b y 5c, 5d que son similares a las barras estabilizadoras del balanceo transversales conocidas. Estos componentes están sujetos a los brazos triangulares articulados por medios conocidos, tales como articulaciones de rótula, manguitos o articulaciones basculantes, de modo que cuando los conjuntos de rueda se mueven en dirección vertical en general, el eje principal de cada componente está forzado a girar dentro de envueltas (no mostradas) que están sujetas al chasis 1 como en las barras estabilizadoras del balanceo conocidas. Las barras estabilizadoras del balanceo se fabrican normalmente de acero elástico o para resortes que tenga alguna elasticidad torsional a lo largo de su longitud.

Las características descritas anteriormente del sistema de suspensión no se apartan significativamente, ni en su diseño ni en su función, de las suspensiones conocidas que incorporan barras estabilizadoras del balanceo. Sin embargo, dado que cada uno de los medios de torsión está dividido en dos componentes,

5a, 5b y 5c, 5d, las funciones estabilizadoras del balanceo de estos componentes pueden invertirse. Por consiguiente es más apropiado referirse en lo sucesivo a estos componentes como “barras de torsión transversales” porque a veces cumplen una función que es completamente opuesta a la estabilización del balanceo. En cada extremo del chasis 1 está dispuesto un par de estas barras de torsión transversales y cada par de barras de torsión está interconectado por un medio central de ajuste 11.

El medio de ajuste 11 dispuesto entre las dos barras de torsión transversales, en cada extremo de las mismas, controla la función de las barras de torsión transversales, de modo que algunas veces las dos mitades pueden acoplarse como si las dos mitades fueran una unidad funcionalmente y otras veces se produce la contrarrotación relativa de las dos mitades alrededor de sus ejes largos. Por lo tanto las funciones de las barras de torsión transversales pueden ser reversibles para aumentar efectivamente los movimientos de balanceo de cada eje independientemente o impedir tales movimientos divergentes de las dos ruedas de un eje simultáneamente. Además, según la presente invención, el medio de ajuste 11 de cada par de barras de torsión transversales puede controlarse simultáneamente en función del movimiento y de la postura del vehículo. Esto se aclarará con la siguiente descripción.

Caben formas alternativas del medio de ajuste 11 y se ilustran varias de tal medio. En las figuras 1a, 1b y 1c, por ejemplo, los componentes del medio de ajuste 11 pueden describirse como sigue: las barras de torsión transversales están fijadas rotatoriamente al chasis y al eje por cualesquiera medios conocidos, tales como manguitos, y estos detalles se omiten en la mayoría de las figuras. En los extremos de las barras de torsión transversales están dispuestos extremos de palanca que permiten transmitir fuerzas torsionales a las barras de torsión transversales. Los extremos de palanca pueden fabricarse de cualquier modo conocido, tal como los que se disponen comúnmente en las articulaciones de las barras de torsión. La figura 1a muestra, de modo esquemático, el medio de ajuste 11 que conecta las barras de torsión transversales delanteras. En las figuras 1b y 1c se muestra con más detalle una realización del medio de ajuste 11. Debe observarse que aunque sólo se muestra el medio de ajuste 11 de las barras de torsión transversales delanteras, también puede preverse una disposición correspondiente del medio de ajuste en las barras de torsión transversales traseras. Con referencia ahora a las figuras 1b y 1c, en los extremos opuestos de los extremos de palanca de las barras de torsión transversales 5a, 5b están dispuestos brazos de palanca 7a, 7b, sujetos a las barras de torsión transversales 5a, 5b respectivamente. Los extremos exteriores de los brazos de palanca describen arcos en un plano paralelo en general al plano longitudinal general dentro del cual giran las ruedas. El par de barras de torsión transversales 5a, 5b está interconectado mediante un mecanismo articulado 5f. Los extremos de los brazos de palanca 7a, 7b están provistos de “armellas” o articulaciones de rótula o extremos de tirantes o manguitos 8a, 8b que permiten unir flexiblemente las articulaciones o los acoplamientos.

Las juntas flexibles sujetan cada brazo de palanca a una articulación corta respectiva 9a, 9b. El extremo opuesto de cada articulación 9a, 9b también está pro-

visto de juntas flexibles 10a, 10b, simples o dobles, que pueden ser de construcción similar a las juntas 8a, 8b.

En cada extremo del vehículo se muestra otro mecanismo de palancas 11a sujeto a estas juntas flexibles emparejadas. Este mecanismo de palanca está sujeto, por medios conocidos, a un eje de mangueta longitudinal giratorio 12a que tiene un eje rotacional principal que es perpendicular en general al eje de las barras de torsión transversales 5a, 5b y que por tanto sigue en general el eje longitudinal del vehículo.

Por consiguiente, con referencia a las figuras 1b y 1c, si la rueda delantera derecha soportada por el brazo triangular articulado 2a se mueve en dirección descendente, la barra transversal de torsión 5a (en las figuras 1b y 1c) tiene que girar consecuentemente alrededor de su eje largo. Por lo tanto, el brazo de palanca 7a asociado describirá un arco hacia la parte delantera del vehículo y este movimiento tirará de la articulación 9a que, a su vez, tirará de la palanca perpendicular 11a a lo largo de un arco, transversalmente hacia la rueda delantera derecha y alrededor de su eje pivotal del eje de mangueta 12a.

Además, la articulación 9b tirará del punto de pivote 8b de la parte superior de la palanca 7b la cual describirá un arco hacia la parte trasera del vehículo alrededor del eje definido por la otra media barra transversal de torsión 5b, transmitiendo con ello una fuerza torsional, en dirección ascendente, sobre el conjunto de la rueda delantera izquierda soportado por el brazo triangular articulado 2b. Por consiguiente, el movimiento vertical de una rueda puede provocar el movimiento vertical opuesto de la otra rueda del mismo eje.

Ha de entenderse que para que una barra transversal de torsión, tal como la 5a, produzca la contrarrotación de la otra barra transversal de torsión 5b, las barras de torsión transversales 5a, 5b y el eje de mangueta longitudinal 12a deben poder girar libremente alrededor de sus propios ejes largos, aunque debe impedirse que se muevan axialmente, es decir, transversalmente en el caso de las barras de torsión 5a, 5b y en el plano longitudinal del vehículo en el caso del eje de mangueta 12a. Si se permite que el eje de mangueta longitudinal y las barras de torsión transversales se muevan axialmente, dará lugar a impulsar finalmente los movimientos de las ruedas en la misma dirección vertical en ambos lados del vehículo simultáneamente.

Por consiguiente, para aumentar la tracción obligando a cada rueda a mantener sobre el terreno una presión substancialmente constante en cada neumático (al desplazarse en línea recta aproximadamente) es necesario producir la contrarrotación relativa de las dos barras de torsión transversales de cada eje permitiendo que el eje de mangueta longitudinal 12a gire alrededor de su eje largo, impidiendo al mismo tiempo que se mueva axialmente.

A la inversa, para mejorar la estabilidad en el balanceo (cuando ello sea deseable, tal como al tomar una curva) es necesario que las dos ruedas del mismo eje traten de moverse simultáneamente en la misma dirección vertical y en este caso es necesario impedir el movimiento rotacional del eje de mangueta longitudinal 12a alrededor de su eje largo, permitiendo al mismo tiempo que este eje de mangueta se mueva en cambio en la dirección axial. Las barras de torsión transversales aún tienen que moverse rotacionalmen-

te, pero no es necesario que se muevan axialmente en este caso.

Por lo tanto, se permite que las ruedas se muevan cuando se estén sometiendo a movimientos de alabeo, mientras que se reacciona a los movimientos de balanceo del vehículo mediante las barras de torsión transversales. Según la presente invención, las barras de torsión transversales situadas en los dos extremos del vehículo también pueden controlarse de este modo simultáneamente en condiciones de balanceo del vehículo.

No obstante, en las condiciones en que se requiera el movimiento vertical opuesto de las ruedas, se facilita la contrarrotación relativa entre cada par de barras de torsión. Cuando se requieren movimientos substanciales de alabeo es esencial el control simultáneo de las barras transversales de torsión delanteras y traseras. En tales situaciones se requiere que un par de ruedas opuestas diagonalmente se mueva en la misma dirección general, mientras que se requiere que el otro par de ruedas opuestas diagonalmente se mueva en dirección opuesta o se mantenga estacionario en general respecto al primer par de ruedas.

Por lo tanto, el mecanismo articulado 5f que comprende las palancas y las articulaciones situadas entre las dos barras de torsión transversales 5a, 5b puede controlarse de modo que el sistema de suspensión pueda resistir el movimiento de balanceo o fomentar movimientos individuales opuestos de las ruedas, en particular, en el modo de alabeo. Por consiguiente, puede aplicarse cualquier combinación distinta de balanceo y de reparto de carga restringiendo el movimiento del eje longitudinal 12a, restringiendo el eje axialmente o rotacionalmente, individualmente, colectivamente o no restringiéndolo.

Debe observarse que es mecánicamente factible, si no preferible algunas veces, terminar las barras de torsión transversales de modos distintos a las articulaciones descritas, para tener un mecanismo articulado y de control más positivo y duradero, que pueda trabajar de modos similares o que pueda aportar ventajas adicionales. Por ejemplo, las barras de torsión transversales 5a, 5b, 5c, 5d, pueden terminar opcionalmente en uniones en "T" en sus extremos interiores, en lugar de las palancas en forma de "L" como se ha ilustrado. El eje longitudinal 12a también puede estar provisto de dobles palancas emparejadas. Al disponer palancas dobles en forma de "T" en cualquier lado de los ejes, estas barras tienen que girar en sus ejes sin cargas laterales excéntricas significativas. Las abrazaderas y medios de sujeción que sitúan los ejes respecto al chasis pueden minimizarse con las terminaciones de doble palanca. Adicionalmente, los modos de mejora del control del balanceo y del movimiento de las ruedas también pueden seleccionarse de manera diferente haciendo que se desacople funcionalmente la unión doble terminada en "T" del extremo del eje longitudinal para que funcione, según se requiera, como el sistema de palanca en "L" descrito anteriormente, como se muestra en la figura 1, y por tanto pueden usarse los diferentes tipos de medios de palanca como tipos distintos de mecanismos de control.

Hay varios métodos que pueden usarse para seleccionar cuándo y cómo hacer que el medio central de ajuste 11 mejore el control del balanceo o fomenta movimientos de desplazamiento vertical de las ruedas. Ahora con referencia a la figura 1c podrá verse

que el eje 12a tiene una parte acanalada o ranurada 13 para posicionar de modo deslizante una unidad de freno 14, que, a efectos de demostrar esta parte de la invención, está dibujada esquemáticamente como un segmento de freno de disco 14a y un mecanismo calibrado de frenado 14b.

El segmento de freno de disco 14a está provisto de una superficie interna ranurada que se sitúa sobre la superficie externa ranurada emparejada del eje 12a. El segmento de freno 14a se hace girar con el eje longitudinal 12a en un arco limitado. Sin embargo, cuando todo el eje 12a se mueve axialmente el segmento de freno de disco 14a permanece en su posición axial usual respecto al chasis, dado que está situado dentro del mecanismo calibrado de frenado 14b que está fijado permanentemente en la carrocería del vehículo o en el travesaño del chasis por cualesquiera medios adecuados, tales como una armella 15.

Por lo tanto, para fomentar la resistencia al balanceo el mecanismo calibrado de frenado 14b se contrae/aprieta sobre, y contiene, el segmento de freno 14a de modo que no deja que gire el eje 12a, aunque permitiendo al mismo tiempo que ese eje se mueva axialmente, permitiendo con ello sólo que las palancas 7a, 7b de las barras de torsión se muevan al unísono en el mismo plano longitudinal, haciendo de este modo que las dos ruedas queden predispuestas a moverse en la misma dirección vertical al mismo tiempo, para limitar también el movimiento de balanceo.

También está dispuesto un segundo mecanismo de freno 16 de modo que impida el movimiento axial del eje 12a, permitiendo al mismo tiempo que el eje gire alrededor de su propio eje. La finalidad de esto es pues impedir que el mecanismo de palancas 11a que se extiende desde el eje longitudinal 12a se mueva libremente en dirección longitudinal, lo cual intensifica el control del balanceo, obligándolo al mismo tiempo a girar alrededor de su propio eje 12a para fomentar la contrarrotación de las dos barras de torsión transversales y fomentar de este modo los movimientos verticales opuestos de las ruedas asociadas.

El mecanismo de freno longitudinal 16 comprende, básicamente, una placa de freno 16a que se mueve en dirección longitudinal a través del mecanismo calibrado de frenado 16b. La sección de placa se sitúa sobre el eje 12a por medio de un tubo 16c que puede girar libremente alrededor del eje 12a, pero que está situado entre dos topos o anillos 16d que están fijados permanentemente al eje. En los dibujos se omiten todos los detalles superfluos, tales como los conductos y las pastillas del freno.

Ha de entenderse que pueden conseguirse las mismas funciones por otros medios conocidos y equivalentes, incluyendo frenos de tambor, cintas de freno situadas en la superficie exterior de un cilindro o simples mecanismos de bloqueo del tipo pasador y ojal, que sitúan las partes relativas en una posición fija o ayudan a centrar los componentes relativos respecto a una posición central preferida.

Un ejemplo adicional de medio de posicionamiento que tiene ventajas adicionales puede describirse en términos de un sistema pasivo o semiactivo, en el que las posiciones y movimientos del eje están determinadas por dos cilindros hidráulicos conectados mecánicamente entre el chasis del vehículo y el eje longitudinal, en lugar de los mecanismos de freno, y conectados hidráulicamente a una fuente de presión, tal como una bomba o un acumulador. Por consiguiente, el

sistema de control no necesita basarse forzosamente sólo en amortiguar fuerzas produciendo pérdidas friccionales, como en un sistema pasivo, sino más bien en provocar movimientos positivos de corrección del balanceo y de desplazamiento vertical de las ruedas girando y moviendo activamente los ejes del modo apropiado (como se ha descrito anteriormente), pero en este caso mediante accionadores hidráulicos.

En cualquier caso, ya se efectúen pasiva o activamente los movimientos de balanceo y de las ruedas, el sistema (según se ha descrito con referencia a las figuras 1a a 1c) requiere que se capten o controlen las fuerzas de balanceo y los movimientos de desplazamiento de las ruedas, de modo que se hagan funcionar en el momento preciso los medios accionadores o de frenado apropiados. En situaciones normales, las posiciones relativas de las ruedas respecto a la carrocería se miden usando cualesquiera dispositivos adecuados conocidos, tales como potenciómetros sujetos entre cada conjunto de rueda y la carrocería. Para detectar fuerzas debidas a los virajes actualmente son comunes y muy utilizados en la industria del automóvil los acelerómetros, los sensores de posición de dirección/admisión/pedal de freno, los interruptores de G y los interruptores de mercurio. La información procedente de los acelerómetros y potenciómetros de las ruedas puede confrontarse con información procedente del tacómetro (y con cualquier otra información de entrada que se considere útil) para determinar cuándo debe hacerse funcionar cada medio de regulación o control, tal como las unidades de freno 14, 16, en cualquier momento determinado para proporcionar la mejor combinación de control del balanceo y de movimiento asistido de desplazamiento de las ruedas. Típicamente, puede disponerse un medio electrónico de control (ECU) para recibir las diversas señales de los sensores y transmitir señales de control al medio de ajuste.

Las figuras 2a y 2b muestran un medio central alternativo de ajuste 11 que es mecánicamente equivalente a los mecanismos de palancas y articulaciones que se ilustran en las figuras 1a, 1b y 1c. Las figuras 2a, 2b también son vistas isométricas de la parte inferior de parte del chasis de un vehículo, como si se mirase desde el lado derecho del vehículo hacia la rueda izquierda delantera. Por consiguiente, la barra transversal de torsión 5b está situada hacia el lado inferior izquierdo de la hoja y la otra barra transversal de torsión 5a sube hacia la parte superior derecha de la hoja.

Las palancas y articulaciones mostradas en las figuras 1a a 1c están sustituidas en las figuras 2a y 2b por tres engranajes cónicos 7bp, 7ap y 11p de ruedas iguales engranadas. Por lo tanto, la palanca 7a situada en el extremo interior de la barra transversal 5a se sustituye por la rueda dentada cónica 7ap, mientras que la palanca 7b se sustituye por la rueda dentada cónica 7bp unida al extremo del eje 5b. De modo similar, la palanca 11a se sustituye por la rueda dentada cónica 11p. Los dos engranajes cónicos 7ap y 7bp funcionan a contrarrotación porque engranan con el engranaje cónico 11p común que tiene un eje de rotación que es perpendicular al eje de rotación de las dos barras de torsión transversales.

Aunque por claridad se ilustran engranajes cónicos completos, igualmente es posible instalar en su lugar segmentos de engranajes cónicos, puesto que los ejes de los vehículos normalmente no giran arcos ma-

yores de doce grados y en consecuencia no es necesario que giren ángulos mayores los propios engranajes cónicos. Para disponer de un engranado muy positivo de los engranajes cónicos, éstos pueden diseñarse con dientes helicoidales como en otras aplicaciones conocidas. Adicionalmente, en el mecanismo articulado 5f pueden diseñarse engranajes cónicos extra para disponer de un engranado más positivo del eje y resolver las cargas con menores excentricidades.

En las figuras 2a y 2b podrá verse que, opcionalmente, se han omitido los muelles helicoidales (con la referencia numérica 4 en las figuras 1) y por tanto el soporte principal del vehículo lo proporcionan las barras de torsión transversales, las cuales se resuelven en el travesaño 1d del chasis con un medio elástico de la manera siguiente. Las barras de torsión transversales 5ab se engranan en el mecanismo articulado 5f (que en este dibujo está representado como tres engranajes cónicos 7bp, 7ap y 11p). Estos tres engranajes cónicos están situados en una caja, de referencia numérica 18. La caja 18 de engranajes cónicos está provista de cualquier abrazadera 18a adecuada que proporcione un punto de anclaje a un medio elástico situado entre la abrazadera 18a y el travesaño 1d del chasis.

En la figura 2b se muestra un tirante hidroneumático 19, que representa el medio elástico, en combinación con uno o más muelles o acumuladores de gas, con la referencia numérica 19a. En las bocas de los acumuladores 19a pueden instalarse válvulas de amortiguación (similares a las de construcción conocida y no visibles en este dibujo) como atenuadores de choques de este medio elástico central. La ventaja de este mecanismo central de amortiguamiento es que sólo proporciona amortiguamiento de los estímulos recibidos con dirección de cabeceo y por tanto puede acompañarse con los requisitos de esta frecuencia específica, sin afectar negativamente a la amortiguación del balanceo, de una frecuencia distinta. La amortiguación del balanceo puede instalarse en las ruedas mediante atenuadores estándares de choques, por ejemplo.

Si se omiten los muelles helicoidales de las ruedas, el medio elástico central 19 debe proporcionar entonces el soporte final de ese extremo del vehículo, y sin este elemento giraría todo el conjunto que comprende las barras gemelas de torsión transversales 5a, 5b y el medio central de ajuste 5f y con ello se dejaría caer al vehículo sobre los amortiguadores de caucho de las sacudidas.

Puede disponerse cualquier combinación adecuada de medios elásticos, de modo que los muelles helicoidales exteriores podrían ser no soportantes en combinación con un medio elástico central robusto, tal como el tirante hidroneumático 19, o inversamente, el tirante hidroneumático central podría proporcionar algún soporte en tanto que los muelles helicoidales exteriores de las ruedas podrían soportar la mayor parte del peso del vehículo. También alternativamente, cada medio elástico central podría soportar toda la parte del peso de la carrocería que soportasen las ruedas asociadas.

Por lo tanto, el medio elástico y de amortiguación, tal como el tirante hidroneumático 19, proporciona un grado adicional de elasticidad en el plano de cabeceo para mejorar significativamente el confort en la dirección de cabeceo longitudinal, manteniendo estable al mismo tiempo la elasticidad en balanceo para man-

tener un grado elevado de maniobrabilidad, de modo que el vehículo responda en balanceo como un coche deportivo, pero sea tan confortable en cabeceo como una limusina.

Aunque en las figuras 2a, 2b se representa un tirante hidroneumático 19, a veces también es adecuado sustituir este elemento por cualquier otro tipo de medio elástico conocido, tal como un bloque de caucho o un muelle helicoidal, preferentemente que también pueda alojar un amortiguador (atenuador de choques).

Una de las ventajas de instalar un tirante hidroneumático frente a un muelle helicoidal, por ejemplo, es que el tirante hidroneumático puede conectarse opcionalmente a una fuente de presión del fluido (bomba de fluido) y a un recipiente (depósito) de modo que pueda introducirse fluido hidráulico adicional en el tirante y en el acumulador, para levantar el vehículo, o que se pueda volver a extraer el fluido hacia el depósito para dejar que el vehículo reduzca su altura. Tal ajuste de postura y altura es deseable para nivelar el vehículo cuando el peso se aplica excéntricamente sobre un extremo del automóvil o cuando pueda beneficiarse el vehículo bajando ambos extremos cuando se conduce a gran velocidad, por ejemplo. No obstante, debe observarse que es posible eliminar el medio elástico situado entre las barras de torsión y el chasis del vehículo, siendo soportadas las barras de torsión transversales por una barra sólida, por ejemplo contra el chasis del vehículo. La elasticidad sería proporcionada entonces sólo por la elasticidad de las barras de torsión.

El movimiento de balanceo y los movimientos dinámicos individuales de las ruedas de baja amplitud a elevada velocidad, que requieran una amplitud limitada de desplazamiento de la rueda, se resuelven pues mediante barras de torsión transversales (muelles) relativamente rígidas y atenuadores de choques (amortiguadores) que se omiten en los dibujos. Un mecanismo de freno 14 impide que el engranaje cónico central gire libremente y esto impide la contrarrotación de las barras de torsión transversales asociadas para potenciar la minimización del balanceo, según se requiera. En la figura 2b los componentes 14a y 14b tienen referencias similares a los componentes mencionados en similar contexto funcional en relación con la realización ilustrada en las figuras 1a a 1c.

Al desplazarse por un terreno irregular, el mecanismo elástico 19 (figura 2a y b) da soporte a la articulación contrarrotacional 5f (conjunto de engranajes cónicos) de modo que pueda conseguirse más fácilmente la contrarrotación de las dos barras de torsión transversales. Este sistema de suspensión presenta pues múltiples grados de elasticidad que difieren en su respuesta adecuadamente, como cuando el vehículo requiere una respuesta rígida de resistencia al balanceo o cuando, por confort, se requiere una respuesta más suave al cabeceo conduciendo por una línea más recta.

La realización anterior tiene la ventaja de que tiene en cuenta que se apliquen cargas iguales, al menos substancialmente, en cada rueda. En los sistemas de suspensión convencionales, en los que se dispone un muelle helicoidal u otro medio elástico en cada brazo triangular articulado, es necesario que el sistema de suspensión venza la fuerza elástica del medio elástico antes de que pueda efectuarse el movimiento de la rueda. Sin embargo, cuando los brazos triangulares articulados carecen de cualquier medio elástico,

se tiene en cuenta el movimiento libre del brazo triangular articulado, permitiendo por ello que el sistema de suspensión aplique cargas iguales, al menos substancialmente, a cada rueda.

Ahora se describirán desarrollos adicionales de la presente invención que permiten que el propio sistema de suspensión diferencie intrínsecamente entre circunstancias en las que debería aumentarse la resistencia al balanceo o invertirse activamente, sin necesidad de sensores externos, ni de ECU, ni de un sistema inteligente. Además, las variantes del sistema de suspensión, descritas a continuación, reaccionan automática y pasivamente a las diversas necesidades del sistema, para proporcionar la respuesta requerida sin ninguna influencia, ni inteligencia, ni necesidad de energía exteriores.

La figura 3 muestra una realización adicional de un sistema de suspensión según la presente invención. Esta realización es similar a la realización mostrada en las figuras 1a a 1c en que el chasis 1 del vehículo está soportado por brazos triangulares articulados 2a, 2b, 2c, 2d, y también están provistos muelles helicoidales 4a, 4b, 4c, 4d como en los sistemas de suspensión convencionales. Además, los brazos triangulares articulados de cada extremo del chasis 1 del vehículo están interconectados respectivamente por sendos pares de barras de torsión transversales 5a, 5b, 5c, 5d. Cada par de barras de torsión también está conectado por un medio de ajuste 11 en forma de mecanismos articulados 9a, 9b, 9c, 9d, 11a como en las realizaciones anteriores. La diferencia principal es que un eje longitudinal 200 interconecta el medio de ajuste 11 de cada par de barras de torsión.

El eje longitudinal 200 está provisto de un miembro de palancas 11a en cada extremo del mismo para permitir con ello que el eje 200 se articule con los mecanismos articulados 9a, 9b, 9c, 9d del mismo modo que el eje longitudinal 12a de la figura 1b y 1c. El eje longitudinal 200 de la figura 3 incluye además una junta ranurada 210 que deja cierto grado de movimiento en la dirección longitudinal del eje 200.

El eje longitudinal articula funcionalmente las barras transversales de torsión delanteras y traseras de modo que las barras de torsión del sistema de suspensión puedan reaccionar al unísono dependiendo de la dinámica del vehículo. La articulación funcional de las barras transversales de torsión delanteras y traseras mediante el eje longitudinal permite que el sistema de suspensión mantenga y restituya la postura del vehículo a una posición que sea paralela, al menos substancialmente, al plano superficial medio que soporte del vehículo.

En particular, las ruedas pueden moverse libremente cuando se estén sometiendo a movimientos de alabeo, cuando un par de ruedas opuestas diagonalmente se desplacen en la misma dirección general y en dirección opuesta respecto al otro par de ruedas opuestas diagonalmente. En situaciones en las el vehículo que se esté sometiendo fundamentalmente a balanceo, cuando las dos ruedas de un lado del vehículo se muevan en la misma dirección general respecto a las ruedas del otro lado del vehículo, las barras de torsión pueden actuar de la misma manera que en un estabilizador convencional para proporcionar al vehículo resistencia al balanceo.

No obstante, en situaciones de alabeo en las que se produce la contrarrotación de las barras de torsión transversales adyacentes, también se produce la rota-

ción del eje longitudinal. Esto da lugar a una transferencia de fuerza entre las ruedas para facilitar así el movimiento de las ruedas. Debe observarse que hay un cambio progresivo del grado de rotación relativa entre las barras de torsión a medida que el vehículo es sometido a combinaciones variables de situaciones de balanceo y de alabeo. Por lo tanto, las barras de torsión sólo podrán efectuar una contrarrotación relativa cuando el vehículo esté en balanceo si los medios de arrastre superficial también se están sometiendo a movimientos de alabeo, manteniendo así permanentemente el control de la postura de balanceo del vehículo.

La figura 4 muestra otra realización del sistema de suspensión. El sistema de suspensión para vehículos se muestra con la parte delantera del vehículo dirigida hacia la esquina inferior izquierda de la hoja del dibujo. El vehículo está soportado por ruedas 20, 21, 22, 23. Los muelles helicoidales 4a, 4b, 4c, 4d soportan el chasis del vehículo (no mostrado) y proporcionan la elasticidad o capacidad de recuperación en el trayecto del vehículo.

En la parte delantera y en la parte trasera del vehículo están dispuestos medios de torsión 50, 51. Estos medios de torsión de los ejes delantero y trasero del vehículo están articulados mecánica o hidráulicamente. Dado que el sistema de articulación hidráulica es más fácil de presentar y describir de forma más genérica, la siguiente descripción se referirá al sistema de articulación hidráulica, aunque opcionalmente pueden usarse otros sistemas de articulación, para proporcionar un método en el que sistema de suspensión distinga de manera similar entre movimientos de balanceo y de alabeo de los medios de arrastre superficial. Además, el sistema de suspensión es "pasivo" y no "activo". En otras palabras, no se requieren sensores externos para hacer funcionar el sistema, el cual reacciona automáticamente frente al movimiento del vehículo. Debe observarse que el sistema mostrado en la figura 3 también es un sistema "pasivo". Cada disposición incluye un par de barras de torsión transversales 5a, 5b, 5c, 5d como en la disposición mostrada en la realización descrita previamente. Sin embargo, en la figura 4 las barras de torsión están interconectadas mediante un conjunto de émbolos hidráulicos de doble efecto 62, 63. Cada conjunto de émbolo tiene un cilindro 62a, 63a y un pistón 62b, 63b soportado dentro del mismo que separa el cilindro en una cámara interna 62c, 63c y una cámara externa 62d, 63d. El brazo de palanca 7b, 7c situado en un extremo de uno de los pares de barras de torsión 5b, 5c está acoplado con y es móvil junto con el cilindro 62a, 63a. El brazo de palanca 7a, 7d del otro par de barras de torsión 5a, 5d está acoplado con y es móvil junto con el pistón 62b, 63b. Los conductos 64, 65 permiten la comunicación de fluido entre los dos conjuntos de émbolo 62, 63. En la realización ilustrada, cada conducto 64, 65 conecta la cámara interna 62c, 63c de un conjunto de émbolo con la cámara externa 62d, 63d del otro conjunto de émbolo. No obstante, debe observarse que caben también otras disposiciones de conexión de los conductos entre los dos conjuntos de émbolo, dependiendo del diseño de las barras de torsión transversales, que pueden invertir el sentido de rotación si, por ejemplo, un par está situado detrás del eje mientras que el otro par de barras de torsión transversales está situado delante del otro eje. Por consiguiente, las cámaras externas pueden conectarse por un conducto,

mientras que las cámaras internas pueden conectarse por el otro conducto.

Opcionalmente, puede instalarse un conjunto de bomba y depósito de fluido 66 para suministrar y extraer el fluido de los conjuntos de émbolo y conductos asociados. Esta disposición permite el control adicional de la elasticidad en balanceo y también proporciona algún control activo del balanceo del vehículo y asistencia activa con movimientos de alabeo para superar la resistencia de los muelles (cuando se usan). Además puede controlarse la postura de balanceo del vehículo variando el volumen de fluido del circuito hidráulico. Con esta finalidad, el conjunto de bomba/depósito 66 está conectado mediante dos conductos secundarios 67, 68 a los conductos 64, 65 que conectan los dos conjuntos de émbolo 62, 63, estando conectado cada conducto secundario respectivamente a uno de los conductos 64, 65. En los conductos secundarios también pueden instalarse acumuladores 69, 70 para proporcionar elasticidad adicional al sistema de suspensión. Debe observarse que la mayor parte de la elasticidad en el trayecto del vehículo, en cuanto a cabeceo y movimiento del conjunto de la carrocería, es proporcionada por los muelles 4a, 4b, 4c, 4d y que la elasticidad en balanceo sólo es proporcionada por la elasticidad de los acumuladores opcionales 69, 70 ó la elasticidad que pueda permitirse en las barras de torsión transversales 5a, 5b, 5c y 5d y en las articulaciones y los manguitos sujetos a las mismas.

Las figuras 5 y 6 muestran el flujo de fluido en el sistema y entre los conjuntos de émbolo cuando hay movimiento de alabeo de las ruedas (figura 5) y cuando hay movimiento de balanceo de las ruedas (figura 6). Los diagramas esquemáticos muestran el sistema de suspensión en una vista en planta con la parte delantera del vehículo dirigida hacia la parte superior de la hoja. Así pues, dado que cada rueda 20, 21, 22, 23 se mueve en una dirección generalmente vertical, esto equivaldría a un movimiento en la dirección normal al plano de la hoja del dibujo. En consecuencia, el movimiento hacia arriba de la rueda se indica pues mediante el símbolo "-" mientras que el movimiento hacia abajo de la rueda se indica mediante el símbolo "+".

Con referencia inicialmente a la figura 5, cuando hay movimiento de alabeo de las ruedas, las ruedas adyacentes diagonalmente se mueven juntas en la misma dirección, que es opuesta a la dirección de movimiento de las otras ruedas adyacentes diagonalmente del vehículo. En esta situación, debido a la dirección de movimiento de las ruedas y al modo con el que las barras de torsión están conectadas respectivamente al cilindro y al pistón del conjunto del cilindro, es posible la contrarrotación de las barras de torsión.

Por ejemplo, en el caso de la disposición delantera de transmisión de fuerzas 50, cuando la rueda delantera izquierda 20 se mueve hacia arriba y la rueda delantera derecha 21 se mueve hacia abajo, la contrarrotación de las barras de torsión transversales delanteras 5a, 5b produce una disminución del volumen de la cámara externa 62d del conjunto de émbolo hidráulico delantero 62 y un aumento del volumen de la cámara interna 62c del mismo debido al movimiento relativo del pistón 62b dentro del cilindro 62a. Por tanto fluye fluido desde la cámara externa 62d por el conducto 64 hacia la cámara interna 63c del conjunto de émbolo hidráulico trasero 63, mientras que fluye

fluido hacia la cámara interna 62c del cilindro hidráulico delantero 62 por el conducto 65 desde la cámara externa 63d del conjunto de émbolo hidráulico trasero 63. Este flujo de fluido es ayudado por los movimientos relativos de las barras de torsión transversales traseras 5c, 5d. Este movimiento de fluido asegura que el sistema de suspensión pueda obtener fácilmente los movimientos de alabeo.

En comparación, en la figura 6 las ruedas de cada lado del vehículo se mueven en la misma dirección y opuesta a la dirección de movimiento de las ruedas del otro lado del vehículo. La dirección de movimiento de las ruedas muestra que el vehículo está girando hacia la izquierda produciendo un movimiento de balanceo del vehículo. Debido al intento de rotación respectiva de cada barra transversal de torsión y a la interconexión entre las cámaras de los conjuntos de émbolo, el flujo de fluido procedente de cada cámara se contrarresta con el flujo de fluido procedente de la cámara opuesta, de modo que existe de poco a ningún movimiento relativo entre el pistón y el cilindro de cada conjunto de émbolo. Por consiguiente, cada par de barras de torsión transversales actúa al unísono en balanceo, de manera similar a una barra convencional estabilizadora del balanceo, pero a diferencia de las barras estabilizadoras del balanceo convencionales el sistema descrito proporciona simultáneamente rigidez de control del balanceo y permite los movimientos de las ruedas resultantes del alabeo. La relación funcional de la articulación o enlace entre los dos émbolos también puede considerarse en función de la diferencia de presiones de un lado al otro del pistón de cada émbolo. Cuando el vehículo se está sometiendo a balanceo, como se muestra en la figura 6, la diferencia de presiones de un lado al otro del pistón de cada émbolo es relativamente alta, siendo mayor la carga, y por tanto la presión, soportada por las cámaras de fluido 63d y 62b que en las cámaras 63b y 62d. Sin embargo, con movimientos de alabeo, como se muestra en la figura 5, la diferencia de presiones de un lado al otro de los pistones será relativamente baja. Por consiguiente, la diferencia de presiones disminuye progresivamente a medida que el vehículo se mueve desde posiciones de balanceo fundamentalmente a situaciones de alabeo.

Debe observarse que en los sistemas de barras estabilizadoras del balanceo convencionales las barras de torsión se "enrosca" al tomar una curva y si también da la casualidad de que la carretera está ondulada en una curva requiriendo cierto grado de alabeo, se requiere entonces que un extremo de las barras de torsión se enrosque adicionalmente, mientras que el otro se relaja parcialmente, y esos movimientos alternativos de los ejes pueden producir rápidos desplazamientos del peso soportado por las ruedas que a su vez pueden dar lugar a una pérdida de tracción en las zonas de contacto de los neumáticos. En las realizaciones mostradas en las figuras 3 y 4 la presión de las ruedas sobre el terreno se mantiene pues más constantemente, reduciéndose de este modo el riesgo de derrape en las curvas de las carreteras mal allanadas.

Adicionalmente, en los sistemas convencionales de estabilización del balanceo, tales como las barras de torsión transversales, cuando una sola rueda impacta en un resalto o encuentra un bache, la barra de torsión se enrosca rápidamente teniendo que resolverse el impacto por el conjunto de rueda y muelle adyacente transversalmente, así como por los puntos de

soporte en el chasis, y esto da lugar a que la dureza del estímulo recibido por una sola rueda sea experimentada por los ocupantes del vehículo. Ha de entenderse que un estímulo recibido por una sola rueda es, en parte, un movimiento de alabeo en el que se requiere que dos ruedas opuestas diagonalmente se muevan en una dirección, mientras que el par opuesto diagonalmente se mueve en la otra dirección. Dado que las barras estabilizadoras del balanceo convencionales de los ejes delantero y trasero son independientes, intrínsecamente no pueden diferenciar ni reaccionar de modo diferente a los estímulos recibidos por una sola rueda y por tanto reaccionan de modo similar a los movimientos de balanceo y a todos los estímulos de ese tipo, provocando la dureza de la calidad de rodadura y la inferior estabilidad de la marcha, debido al desplazamiento inapropiado del peso entre las ruedas. En contraste con ello, la relación estructural y funcional de los componentes del sistema (mostrado en las figuras anejas) requiere que los dos ejes interactúen de modo que se diferencien el balanceo y el alabeo y se reaccione de modos diferentes, de modo que cuando se produzcan movimientos de alabeo menores, como cuando se recibe un estímulo en una sola rueda, esto no se interprete como un movimiento de balanceo (sobre un eje) que requiera la máxima resistencia de la barra estabilizadora del balanceo, provocando una dureza excesiva. Por consiguiente, en el sistema inventado, a un estímulo recibido por una sola rueda puede reaccionarse como en un movimiento de alabeo menor a alta velocidad que no sea necesario resistir y que por tanto no sea necesario resolver exclusivamente por el conjunto de rueda, adyacente transversalmente, provocando una dureza innecesaria.

La realización mostrada en la figura 7 es similar a la realización de la figura 4 excepto en que los émbolos hidráulicos de doble efecto están sustituidos por accionadores o émbolos rotativos 62a, 62b. Estos émbolos rotativos incluyen una carcasa que soporta un rotor soportado giratoriamente dentro de la misma y que divide la carcasa en dos cámaras de fluido. La carcasa y el rotor están conectados respectivamente a una de las barras de torsión transversales adyacentes. Unos conductos 64, 65 interconectan las cámaras de fluido correspondientes de cada uno de los émbolos rotativos 62a, 62b. Esta realización funciona del mismo modo que la realización de la figura 4. En particular, se permite que las ruedas se muevan cuando se estén sometiendo a movimientos de alabeo, mientras que se reacciona al movimiento de balanceo del vehículo mediante las barras de torsión. La ventaja fundamental es que el uso de émbolos rotativos elimina la necesidad de brazos de palanca en las barras de torsión transversales, reduciendo con ello la cantidad de espacio requerido para contener el sistema de suspensión, además de conducir a una disposición general más compacta.

La figura 8 muestra una realización adicional de la presente invención que funciona de forma similar a la realización de la figura 4. La diferencia principal es que los pares de barras de torsión transversales están sustituidos por una sola barra de torsión 90, 91 delantera y trasera. Un extremo de cada barra está conectado al medio de posicionamiento de la rueda 98, 99, mostrado como un eje simple en el dibujo, por medio de una articulación basculante igual que las usadas comúnmente para acoplar las barras estabilizadoras del balanceo a los conjuntos de los ejes

o de las ruedas. El otro extremo de la barra de torsión está conectado al eje por medio de un conjunto de émbolo hidráulico de doble efecto 94, 95 que sustituye al componente normal de articulación basculante que articula al eje la barra estabilizadora del balanceo, al tiempo que incluye cambios de orientación de los componentes. En esta realización particular, la barra estabilizadora del balanceo está acoplada a la carcasa de la cámara del cilindro hidráulico, mientras que el vástago del pistón 94b, 95b de cada conjunto de émbolo está conectado al medio de posicionamiento de la rueda 98, 99.

En la realización mostrada en la figura 8 podrá verse que los vástagos de los pistones atraviesan completamente los émbolos, de modo que las caras superiores e inferiores de los pistones tienen áreas superficiales idénticas. En algunas situaciones puede ser preferible usar un solo vástago del pistón que sólo se extienda por fuera de un extremo del émbolo o usar diámetros del vástago de distinto diámetro exterior para superar asimetrías y/o proporcionar geometrías específicas de división del balanceo.

En esta realización, cuando hay movimiento de balanceo del vehículo se impide que pase flujo de fluido por los conductos 92, 93 que conectan los conjuntos de émbolo 94, 95, del mismo modo descrito previamente con referencia a la figura 4 y la figura 6. Se impide pues el movimiento del extremo 90a, 91a de la barra de torsión 90, 91 afianzado al conjunto

de émbolo respecto al soporte de la rueda y por lo tanto la barra de torsión funciona de manera similar a una barra estabilizadora convencional. Durante los movimientos de alabeo de las ruedas, el movimiento de fluido a través de los conductos 92, 93 que conectan los conjuntos de émbolo 94, 95 permite el movimiento del extremo del conjunto de émbolo 90a, 91a de las barras de torsión respecto al medio de posicionamiento de la rueda 98, 99, facilitando de este modo el movimiento de alabeo. No obstante, aparte de eso el sistema de suspensión para vehículos funciona de modo similar a la realización mostrada en la figura 4.

Debe observarse que cada uno de los émbolos de doble efecto podría disponerse con dos émbolos de efecto simple, conectando respectivamente los extremos opuestos de la barra estabilizadora del balanceo. Esta disposición puede funcionar de la misma manera general que la realización de la figura 8 conectando la cámara de fluido de cada émbolo de efecto simple con el émbolo correspondiente de la barra estabilizadora opuesta.

Aunque todas las realizaciones indicadas anteriormente usan disposiciones de barras de torsión, asimismo ha de entenderse que la presente invención también puede incluir disposiciones en las que se sustituyan los vástagos de torsión por vástagos de tracción/compresión transversales, de modo que el medio de ajuste que articule los vástagos aplique fuerzas de tracción o compresión en cada vástago.

REIVINDICACIONES

1. Un sistema de suspensión para un vehículo que tiene al menos un par delantero de medios de arrastre superficial adyacentes transversalmente (20, 21) y al menos un par trasero de medios de arrastre superficial adyacentes transversalmente (22, 23) conectados a la carrocería del vehículo de modo que se permite el movimiento relativo substancialmente vertical de cada medio de arrastre superficial respecto a la carrocería, incluyendo el sistema de suspensión medios de control de la postura de balanceo y medios de soporte elástico (4a, 4b, 4c, 4d) para soportar la carrocería del vehículo respecto a los medios de arrastre superficial, incluyendo dichos medios de control de la postura de balanceo (5a, 5b) unos medios transmisores de fuerzas que interconectan dicho al menos un par delantero de medios de arrastre superficial adyacentes transversalmente y unos medios transmisores de fuerzas (5c, 5d) que interconectan dicho al menos un par trasero de medios de arrastre superficial adyacentes transversalmente, incluyendo cada uno de los medios transmisores de fuerzas un medio de ajuste (11, 62, 63), **caracterizado** porque el sistema de suspensión proporciona un control pasivo de la postura del vehículo de modo que los medios de soporte elástico proporcionan substancialmente todo el soporte de la carrocería del vehículo, los medios de control de la postura de balanceo proporcionan resistencia al balanceo, pero substancialmente ningún soporte de la carrocería del vehículo, y estando los medios de ajuste espaciados longitudinalmente y articulados funcionalmente de modo que la magnitud y la dirección de la fuerza transmitida entre medios de arrastre superficial asociados, adyacentes transversalmente, por cada uno de los medios transmisores de fuerzas varía progresivamente en función de las posiciones relativas de, y de la carga aplicada a, al menos dos de los pares de medios de arrastre superficial interconectados adyacentes transversalmente, para restringir con ello los movimientos de balanceo del vehículo mientras que se facilitan simultáneamente los movimientos de alabeo de los medios de arrastre superficial.

2. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 1, en el que dichos medios de soporte elástico (4a, 4b, 4c, 4d) están dispuestos entre cada uno de dichos medios de arrastre superficial y el chasis (1) del vehículo.

3. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 1, en el que dichos medios de soporte elástico (4a, 4b, 4c, 4d) están dispuestos en al menos uno de dichos pares de medios de arrastre superficial, adyacentes transversalmente, para soportar la carga aplicada en ambos medios de arrastre superficial asociados, adyacentes transversalmente.

4. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 1 ó 3, en el que dichos medios de soporte elástico (4a, 4b) están dispuestos en dicho al menos un par delantero de medios de arrastre superficial adyacentes transversalmente (20, 21) y dichos medios de soporte elástico (4c, 4d) también están dispuestos en dicho al menos un par trasero de medios de arrastre superficial adyacentes transversalmente (22, 23), para proporcionar respectivamente una carga substancialmente igual en cada uno de los medios de arrastre superficial asociados transversalmente.

5. Un sistema de suspensión vehicular según una

cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que la fuerza transmitida por los medios transmisores de fuerzas (5a, 5b) es una fuerza torsional.

6. Un sistema de suspensión vehicular según una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el que dichos medios transmisores de fuerzas incluyen al menos una barra transversal de torsión.

7. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 6, en el que dichos medios transmisores de fuerzas incluyen un par de barras de torsión transversales (5a, 5b y 5c, 5d), estando cada barra de torsión conectada respectivamente a uno de dichos medios de arrastre superficial, estando las barras de torsión interconectadas por el medio de ajuste (11, 62, 63).

8. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 7, en el que las barras de torsión son girables alrededor de sus ejes largos, controlando progresivamente el medio de ajuste la rotación axial relativa de las barras de torsión asociadas, de modo que se permite que se muevan los medios de arrastre superficial cuando se estén sometiendo a movimientos de alabeo mientras se restringe simultáneamente la postura de balanceo del vehículo mediante las barras de torsión.

9. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 8, en el que cada medio de ajuste (11) proporciona una interconexión mecánica (9a, 9b, 11a y 9c, 9d, 11a) del par asociado de barras de torsión, y en el que el medio de ajuste que interconecta uno de dichos pares de medios delanteros de arrastre superficial adyacentes transversalmente y el medio de ajuste que interconecta uno de dichos pares de medios traseros de arrastre superficial adyacentes transversalmente, están articulados funcionalmente mediante una conexión mecánica (200).

10. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 9, en el que la conexión mecánica incluye el menos un eje longitudinal (200) que interconecta dichos medios de ajuste, incluyendo cada medio de ajuste un par de miembros articulados (9a, 9b y 9c, 9d) conectados respectivamente por uno de sus extremos a una de las barras de torsión, estando el otro extremo de cada par de miembros articulados conectado a un extremo del al menos un eje longitudinal (200) de modo que pueden transmitirse fuerzas torsionales y rotaciones alrededor del al menos un eje longitudinal entre dichos medios de ajuste, para proporcionar resistencia al balanceo, pero una resistencia al alabeo substancialmente nula, con transmisión substancialmente nula de fuerzas longitudinales axialmente a lo largo del al menos un eje longitudinal.

11. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 7, en el que el medio de ajuste (62, 63) proporciona una conexión hidráulica de las barras de torsión.

12. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 11, en el que el medio de ajuste es un émbolo de doble efecto (62, 63), teniendo el émbolo un cilindro y un conjunto de pistón que divide el cilindro en dos cámaras de fluido (62c, 62d y 63c, 63d) del mismo, estando el cilindro conectado a una de las barras de torsión, estando el conjunto de pistón conectado a la otra barra de torsión, y en el que está dispuesta una comunicación de fluido entre los émbolos, siendo proporcionada dicha comunicación de fluido por medios de conductos (64, 65) que conectan las dos cámaras de fluido del émbolo de doble efecto

(62) de las barras de torsión delanteras con las cámaras de fluido del émbolo de doble efecto (63) de las barras de torsión traseras, de modo que la transferencia de fluido entre las cámaras de fluido permite el desplazamiento relativo entre el conjunto de pistón y el cilindro.

13. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 12, en el que las cámaras de fluido (62c, 62d, 63c, 63d) están conectadas de modo que se permite que se muevan los medios de arrastre superficial cuando se estén sometiendo a movimientos de alabeo, permitiendo el movimiento del conjunto de pistón de cada cilindro la transferencia de fluido entre las cámaras de fluido conectadas produciendo un cambio mínimo de la diferencia de presiones de un lado al otro del conjunto de pistón, mientras que se reacciona a los movimientos de balanceo del vehículo con un aumento de la diferencia de presiones de un lado al otro de los conjuntos de pistón generado por el aumento de carga en los medios de arrastre superficial de un lado del vehículo y la reducción similar de la carga en los medios de arrastre superficial del otro lado del vehículo, para controlar de este modo la postura de balanceo del vehículo, mientras que se minimizan simultáneamente los cambios de carga de cada medio de arrastre superficial debidos a movimientos de alabeo.

14. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 13, que incluye además medios de suministro de fluido (66) para suministrar fluido a los medios de conductos (64, 65) de modo que puede añadirse fluido a un conducto y puede extraerse fluido simultáneamente, al menos substancialmente, del otro conducto, para permitir que se controle de este modo el ángulo de balanceo del vehículo, de forma relativamente rápida como control activo del balanceo o de forma relativamente lenta como función de nivelación media simple.

15. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 14, que incluye además medios elásticos en balanceo, tales como un acumulador hidroneumático (69, 70), en comunicación de fluido con los dos medios de conductos, incluyendo dichos medios elásticos en balanceo medios de amortiguación (106) para amortiguar el grado de balanceo y medios aislantes para aislar los medios elásticos en balanceo, para mejorar de este modo el control del balanceo.

16. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 15, en el que la elasticidad en balanceo es controlable cambiando la presión y el volumen del fluido existente en los medios de conductos y en los medios elásticos en balanceo usando los medios de suministro de fluido.

17. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 7, en el que el medio de ajuste es un medio accionador rotativo (62a, 62b) que incluye una carcasa que soporta un rotor que divide la carcasa en al menos dos cámaras de fluido, estando conectada la carcasa a una de las barras de torsión, estando conectado el rotor a la otra barra de torsión, y en el que se incluyen medios de conductos (64, 65) que proporcionan comunicación de fluido entre las dos cámaras de fluido del medio accionador rotativo de las barras de torsión delanteras y las cámaras de fluido del medio accionador rotativo de las barras de torsión traseras.

18. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 17, en el que las cámaras de fluido están conectadas de modo que varía progresivamente la

rotación relativa del rotor de la carcasa de cada uno de los medios accionadores rotativos articulados, de modo que se permite que se muevan los medios de arrastre superficial cuando se estén sometiendo a movimientos de alabeo, permitiendo el movimiento del rotor de cada carcasa la transferencia de fluido entre las cámaras de fluido conectadas con un cambio mínimo de la diferencia de presiones de un lado al otro del rotor, mientras que se reacciona a los movimientos de balanceo del vehículo con un aumento de la diferencia de presiones de un lado al otro del rotor generado por el aumento de carga en los medios de arrastre superficial de un lado del vehículo y la reducción similar de la carga en los medios de arrastre superficial del otro lado del vehículo, para controlar de este modo la postura de balanceo del vehículo, mientras que se minimizan simultáneamente los cambios de carga en cada medio de arrastre superficial debidos a movimientos de alabeo.

19. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 6, en el que los medios transmisores de fuerzas incluyen una sola barra transversal de torsión (90, 91) y el medio de ajuste interconecta la barra de torsión con al menos uno de los medios de arrastre superficial asociados.

20. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 19, en el que el medio de ajuste proporciona una conexión hidráulica de la barra de torsión con el medio de arrastre superficial asociado, incluyendo cada medio de ajuste un émbolo de doble efecto (94, 95) situado en un extremo de la barra de torsión (90, 91), teniendo el émbolo un cilindro y un conjunto de pistón que divide el cilindro en dos cámaras de fluido del mismo, estando el cilindro y el conjunto de pistón conectados entre un extremo de la barra de torsión y el medio de arrastre superficial adyacente, y en el que los émbolos están en comunicación de fluido y en el que dicha comunicación de fluido es proporcionada por medios de conductos (92, 93) que conectan respectivamente las dos cámaras de fluido del émbolo de doble efecto de la barra delantera de torsión con las cámaras de fluido del émbolo de doble efecto de la barra trasera de torsión.

21. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 20, en el que las cámaras de fluido están conectadas de modo que se permite que se muevan los medios de arrastre superficial cuando se estén sometiendo a movimientos de alabeo, permitiendo el movimiento del conjunto de pistón de cada cilindro la transferencia de fluido entre las cámaras de fluido conectadas produciendo un cambio mínimo en la diferencia de presiones de un lado al otro del conjunto de pistón, mientras que se reacciona a los movimientos de balanceo del vehículo con un aumento de la diferencia de presiones de un lado al otro de los conjuntos de pistón generado por el aumento de carga en los medios de arrastre superficial de un lado del vehículo y la reducción similar de la carga en los medios de arrastre superficial del otro lado del vehículo, para controlar de este modo la postura de balanceo del vehículo, mientras que se minimizan substancialmente los cambios de carga en cada medio de arrastre superficial debidos a movimientos de alabeo.

22. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 19, en el que el medio de ajuste proporciona una conexión hidráulica de la barra de torsión con el medio de arrastre superficial asociado, siendo el medio de ajuste un émbolo de efecto sim-

ple situado en cada extremo de las barras de torsión, teniendo cada émbolo un cilindro y un conjunto de pistón soportado en el mismo para disponer una cámara de fluido dentro del cilindro, estando el cilindro y el conjunto de pistón conectados a una de las barras de torsión y al medio de arrastre superficial adyacente.

23. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 22, en el que está dispuesta una comunicación de fluido entre los émbolos, en el que dicha comunicación de fluido es proporcionada por medios de conductos que conectan respectivamente la cámara de fluido de cada émbolo de efecto simple de la barra delantera de torsión con la cámara de fluido del émbolo de efecto simple opuesto longitudinalmente de la barra trasera de torsión, estando conectadas las cámaras de fluido de modo que se permite que se muevan los medios de arrastre superficial cuando se estén sometiendo a movimientos de alabeo, mientras que se reacciona a los movimientos de balanceo del vehículo mediante las barras de torsión, minimizando simultáneamente los cambios de carga en cada medio de arrastre superficial mencionado debidos a movimientos de alabeo.

24. Un sistema de suspensión vehicular según las Reivindicaciones 21 ó 23, que incluye además medios de suministro de fluido (66, 67, 68) para suministrar fluido a los medios de conductos (64, 65) de modo que puede añadirse fluido a un conducto y puede extraerse fluido simultáneamente, al menos substancialmente, del otro conducto, para permitir que se controle de es-

te modo el ángulo de balanceo del vehículo, de forma relativamente rápida como control activo del balanceo o de forma relativamente como función de nivelación media simple.

25. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 24, que incluye además medios elásticos en balanceo (69, 70), tales como un acumulador hidroneumático, en comunicación de fluido con los dos medios de conductos (64, 65), incluyendo dichos medios elásticos en balanceo medios de amortiguación para amortiguar el grado de balanceo y medios aislantes para aislar los medios elásticos en balanceo, para mejorar de este modo el control del balanceo.

26. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 25, en el que la elasticidad en balanceo es controlable cambiando la presión y el volumen del fluido existente en los medios de conductos y en los medios elásticos en balanceo (69, 70) usando los medios de suministro de fluido (66).

27. Un sistema de suspensión vehicular según la Reivindicación 19, en el que el medio de ajuste proporciona un acoplamiento mecánico de la barra de torsión.

28. Un sistema de suspensión vehicular según una cualquiera de las Reivindicaciones 19 a 23, en el que dichos medios de soporte elástico están dispuestos entre los medios de arrastre superficial y el chasis del vehículo.

29. Un vehículo que incluye un sistema de suspensión según una cualquiera de las reivindicaciones precedentes.

Fig 1a.

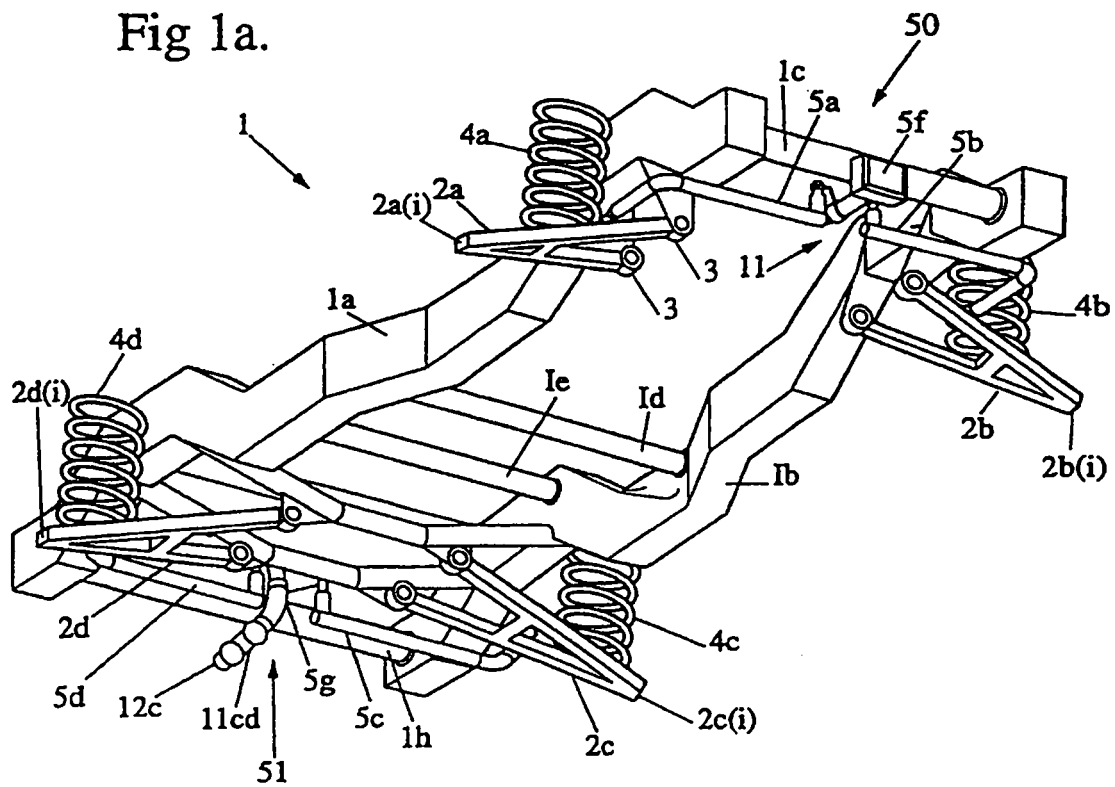


Fig 1b.

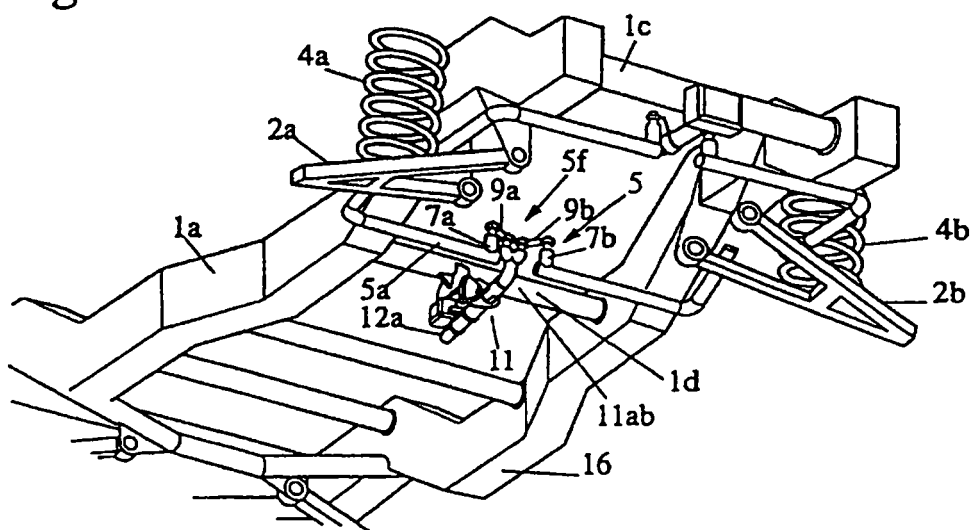


Fig 1c

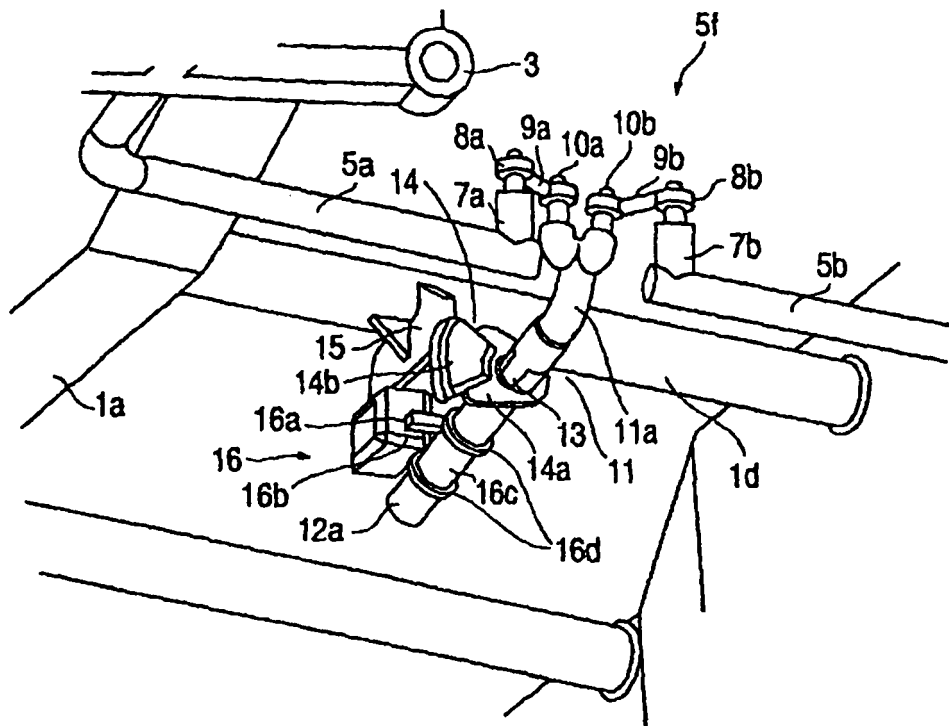


Fig 2a

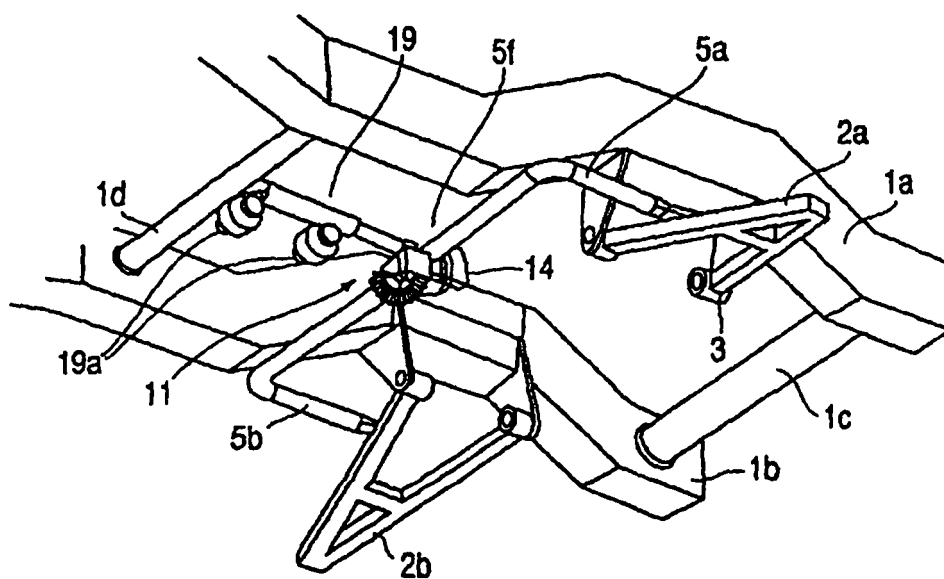


Fig 2b.

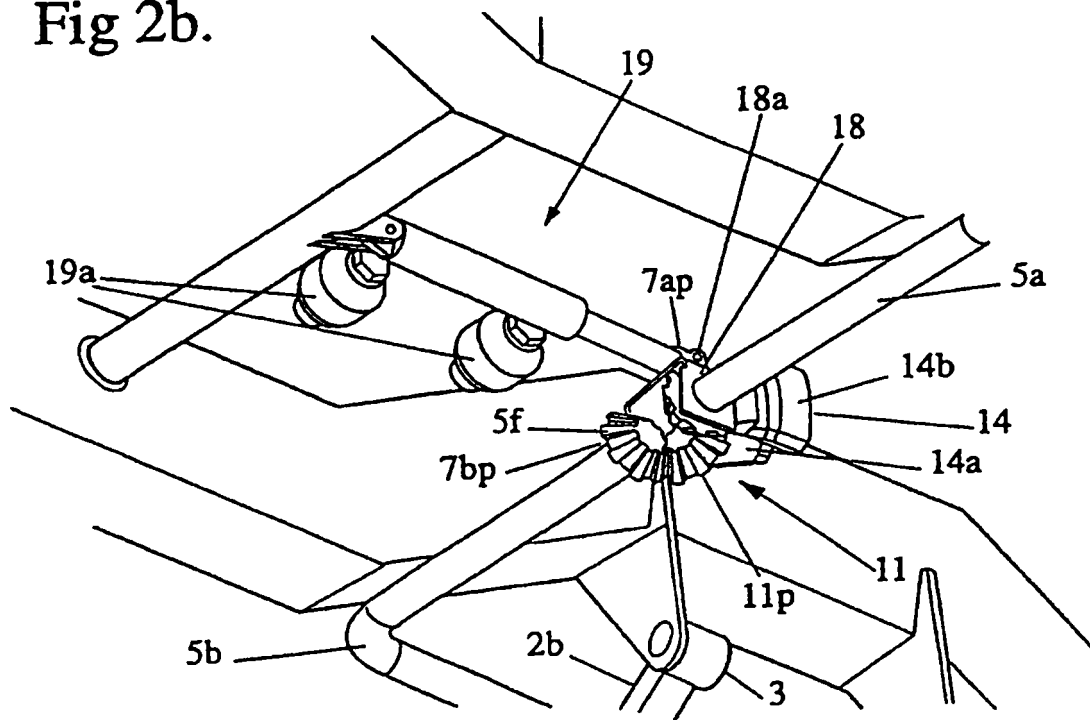


Fig 3.

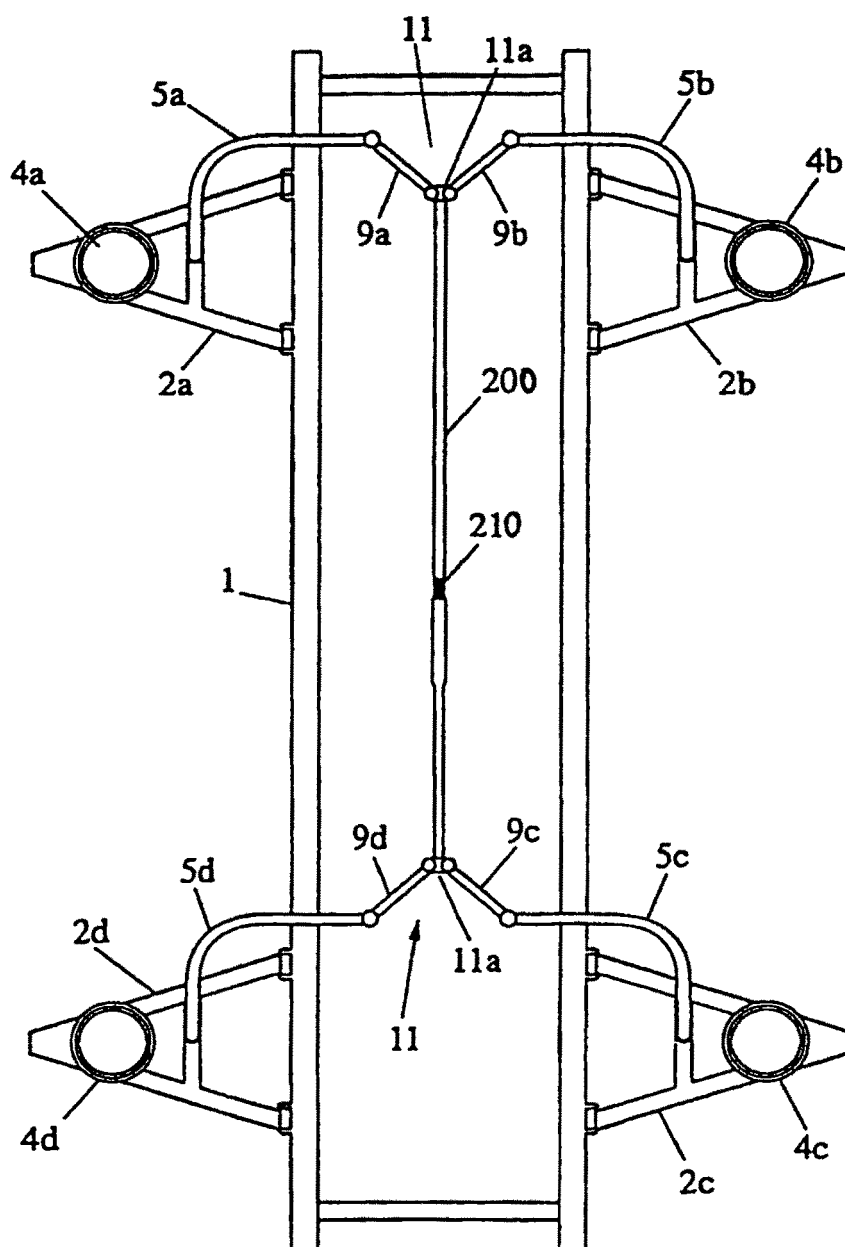


Fig 4.

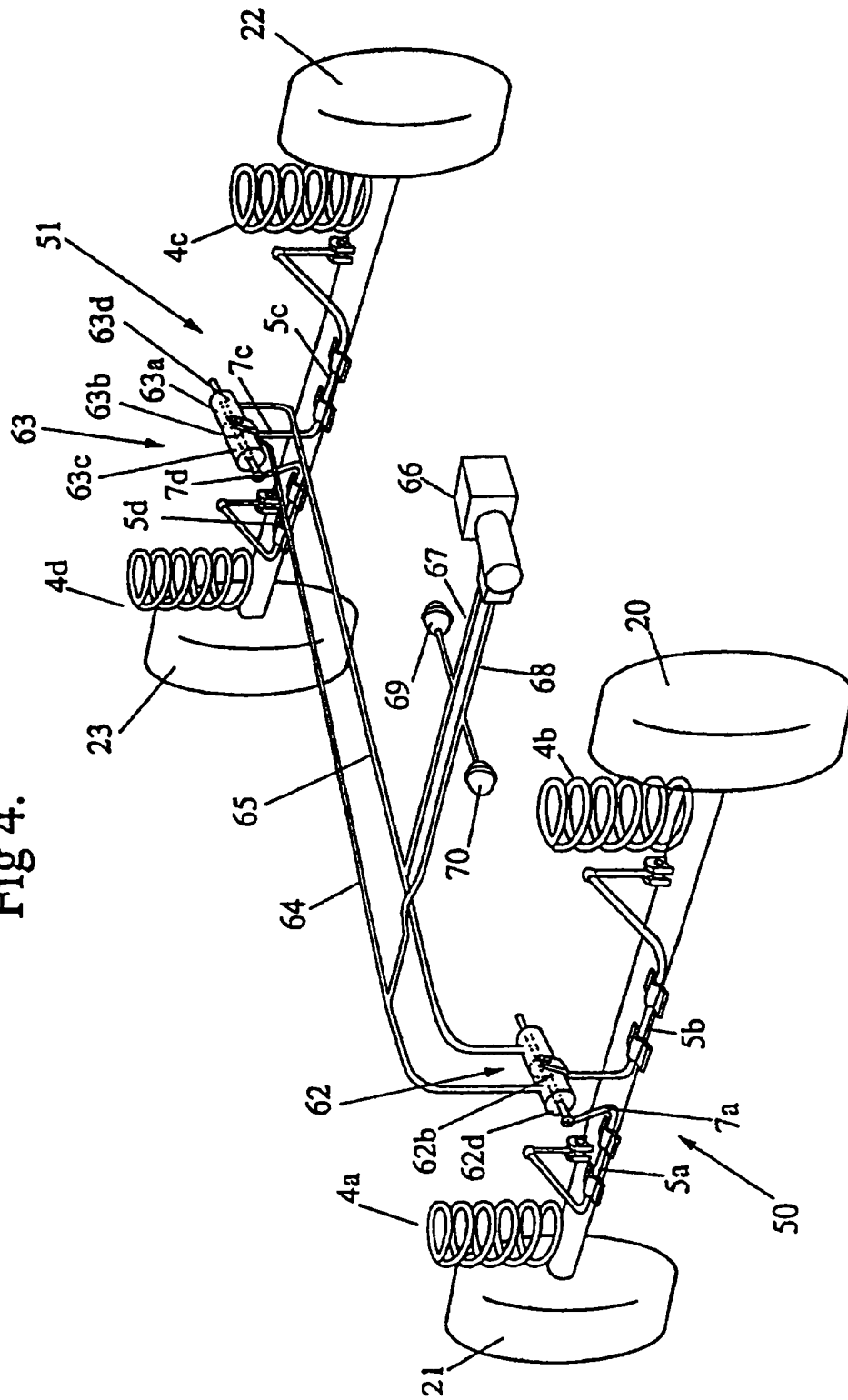


Fig 5.

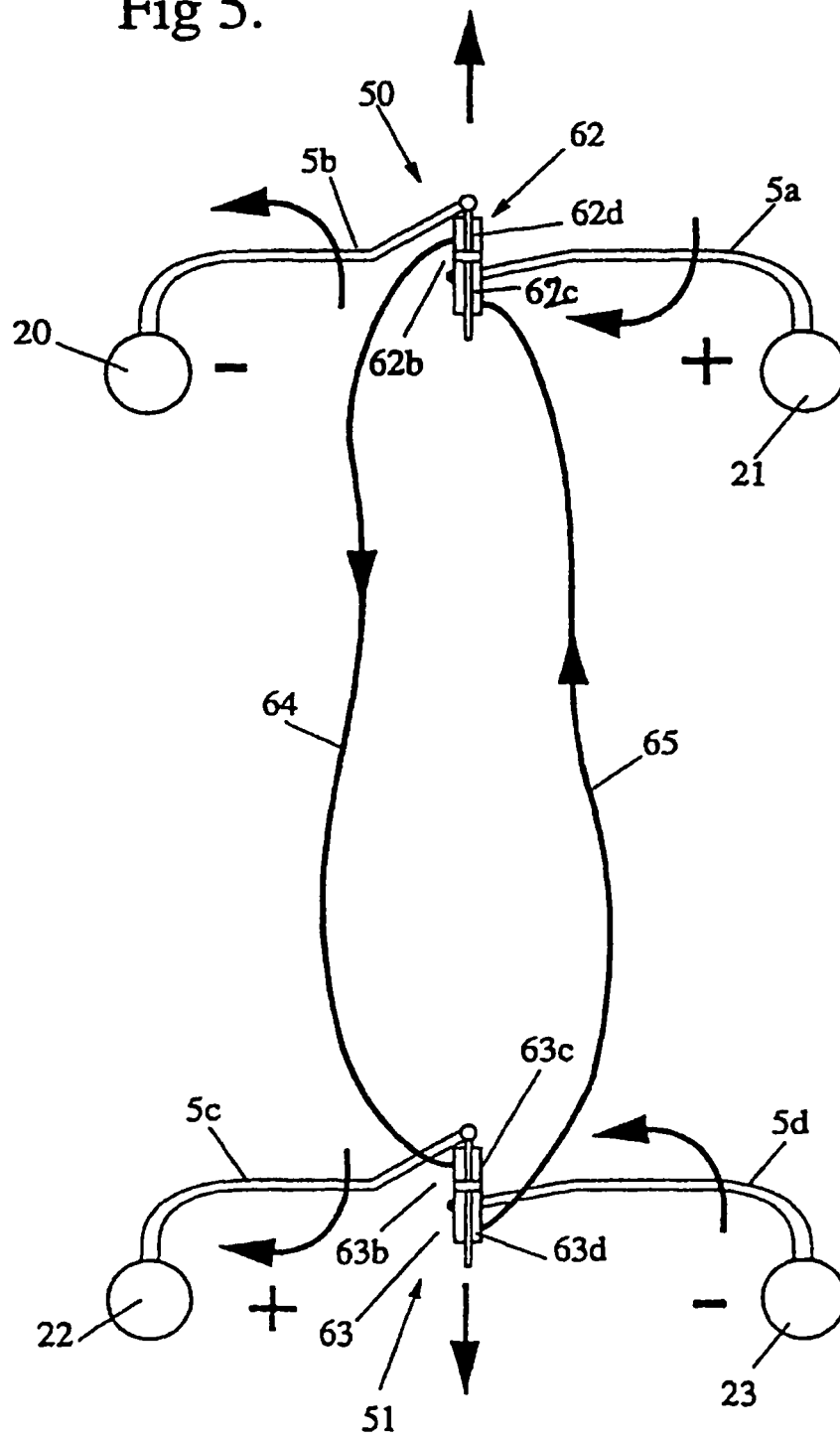
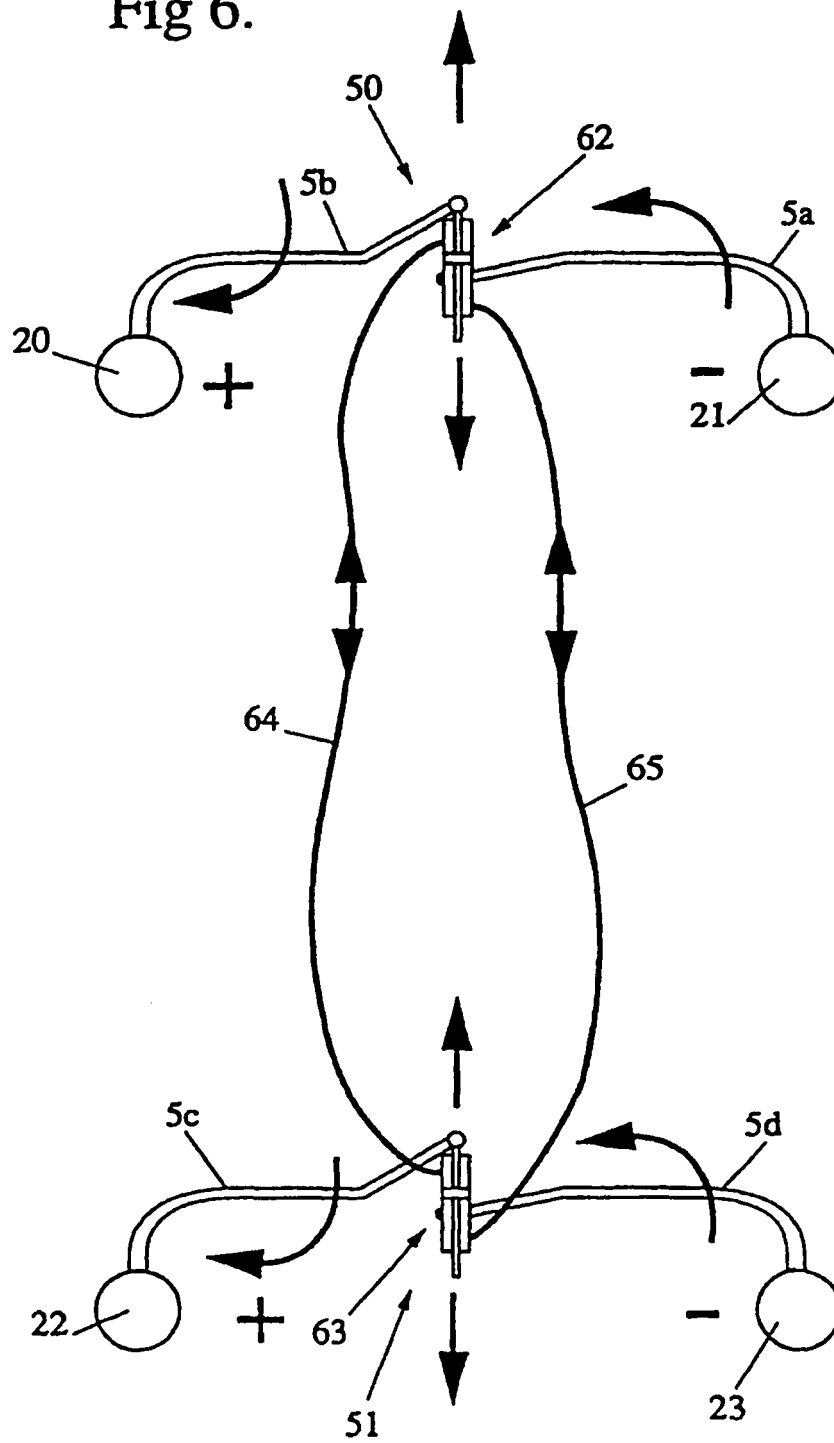


Fig 6.



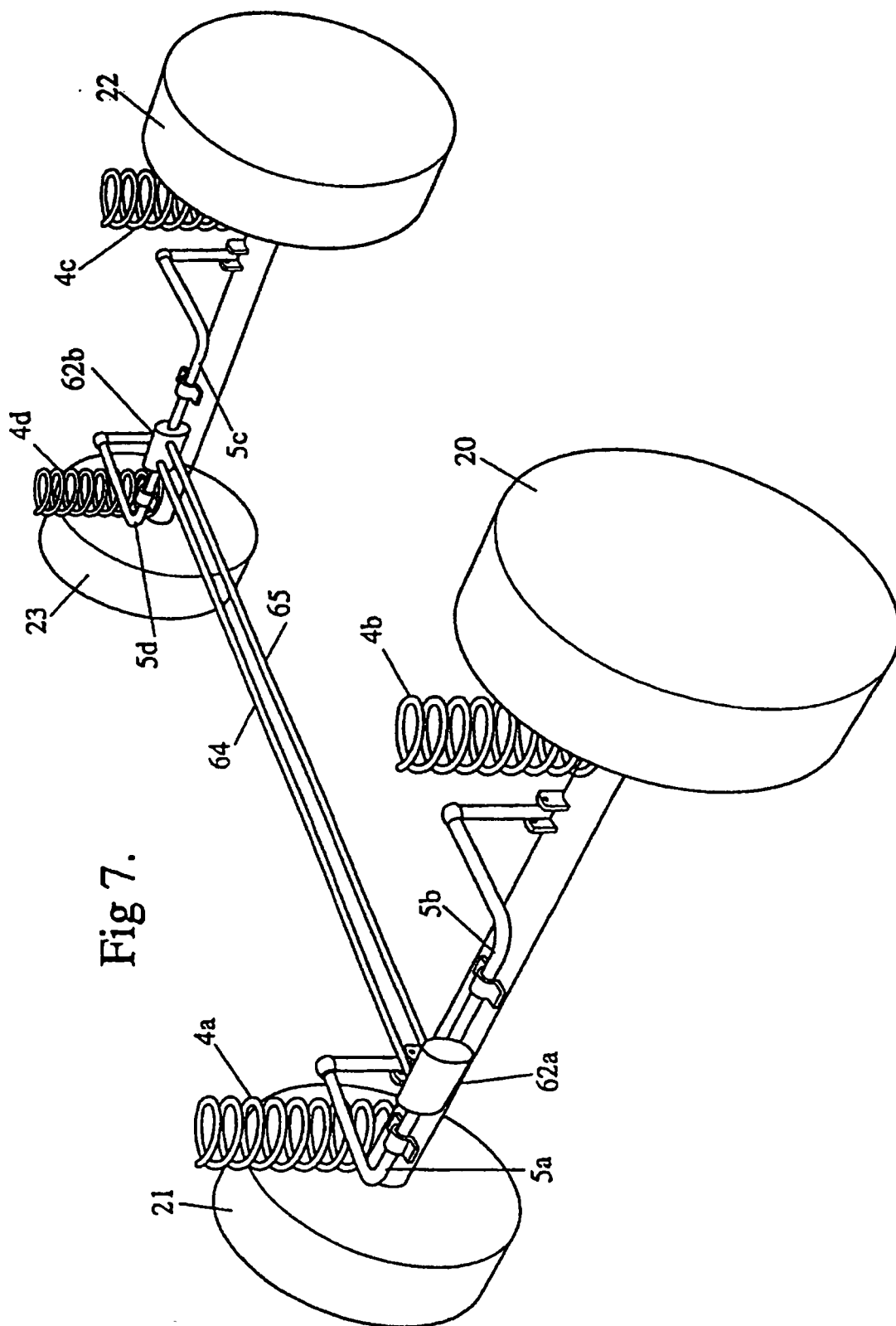


Fig 7.

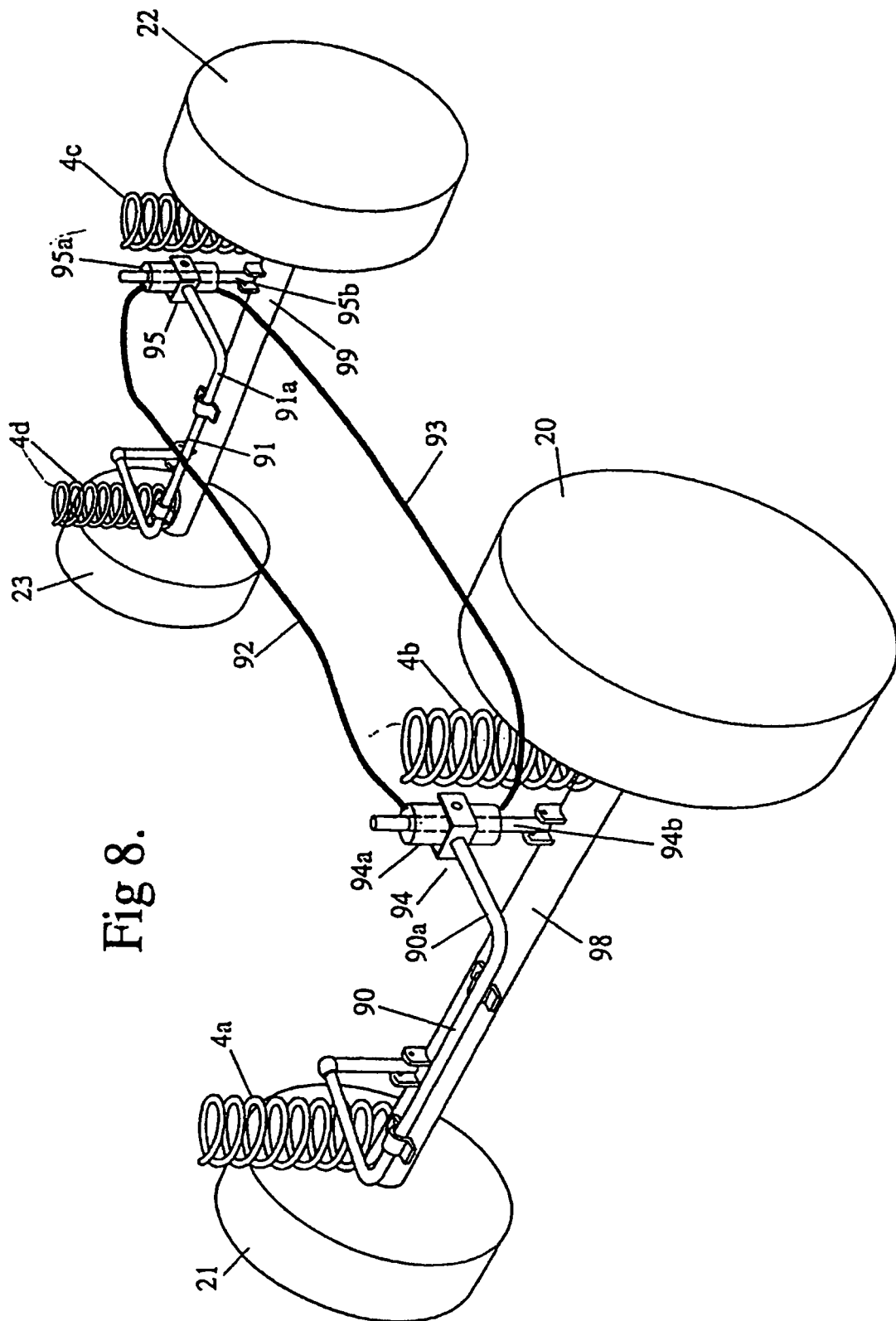


Fig 8.