



(19)



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

(11) Número de publicación: **2 285 615**

(51) Int. Cl.:

B60T 7/04 (2006.01)

B60T 13/72 (2006.01)

B60T 8/40 (2006.01)

(12)

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

(86) Número de solicitud europea: **05017298 .0**

(86) Fecha de presentación : **09.08.2005**

(87) Número de publicación de la solicitud: **1630053**

(87) Fecha de publicación de la solicitud: **01.03.2006**

(54) Título: **Generador de fuerza de frenado para un sistema de frenado hidráulico de vehículo y sistema de frenado de vehículo.**

(30) Prioridad: **30.08.2004 DE 10 2004 041 924**

(73) Titular/es: **Lucas Automotive GmbH
Carl-Spaeter Strasse 8
56070 Koblenz, DE**

(45) Fecha de publicación de la mención BOPI:
16.11.2007

(72) Inventor/es: **Schlüter, Peter**

(45) Fecha de la publicación del folleto de la patente:
16.11.2007

(74) Agente: **Carpintero López, Francisco**

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

Generador de fuerza de frenado para un sistema de frenado hidráulico de vehículo y sistema de frenado de vehículo.

La presente invención se refiere a un generador de fuerza de frenado para un sistema de frenado hidráulico de vehículo, con un elemento de entrada de fuerza que puede acoplarse o está acoplado con un pedal de freno y es desplazable en una carcasa base del generador de fuerza de frenado, un cilindro principal de frenado en el cual está guiado de forma desplazable un émbolo primario, delimitando el émbolo primario con el cilindro principal de frenado una cámara primaria de presión para generar una presión hidráulica de frenado, un dispositivo simulador de fuerza antagónica de pedal acoplable con el elemento de entrada de fuerza, un dispositivo de captación de accionamiento del pedal para registrar un accionamiento del pedal y un dispositivo generador de fuerza de accionamiento para ejercer una fuerza de accionamiento en el émbolo primario.

En los sistemas de frenado actualmente empleados, la presión hidráulica de frenado necesaria para la aplicación en el freno de rueda se genera mayoritariamente mediante un cilindro principal de frenado. Para este fin es preciso aplicar en el cilindro principal de frenado mencionado una fuerza de accionamiento que se genera como reacción a un accionamiento del pedal de freno por el conductor del vehículo. Para aumentar la comodidad de manejo, la fuerza de accionamiento del pedal propiamente dicha se aumenta en un porcentaje previamente especificado mediante un servofreno, por lo que es posible mantener las fuerzas de accionamiento del pedal tan bajas para una desaceleración deseada del vehículo que cada conductor sea capaz de frenar el vehículo de forma adecuada y sin esfuerzo. Un sistema de frenado de este tipo con servofreno se conoce por ejemplo del documento DE 44 05 092.

Una consecuencia desventajosa de estos sistemas de frenado es que el conductor influye en cualquier caso mediante su accionamiento del pedal de freno en la presión hidráulica de los frenos de rueda. Esto no implica problemas mientras que sea adecuado para la situación de frenado. No obstante, cuando el conductor reacciona de forma errónea en relación con la situación real de frenado, ejerciendo por ejemplo una presión de frenado demasiado alta o demasiado baja, puede empeorar el comportamiento de frenado, en especial la distancia de frenado y la estabilidad de dirección del vehículo, lo que en el peor de los casos puede provocar un accidente.

Los sistemas modernos de regulación de vehículo (ABS, ESP, TC, etc.) son actualmente capaces de determinar la potencia de frenado óptima requerida dentro de los límites físicos basándose en el estado actual de conducción de un vehículo y de optimizar un frenado. No obstante, un requisito para esto consiste en impedir la influencia directa del conductor en la presión de frenado. Asimismo, actualmente se considera incómodo también que el conductor note en el pedal de freno el efecto del sistema de regulación del vehículo, como por ejemplo en el caso de una activación de ABS en forma de sacudidas repetidas en el pedal de freno.

Para cumplir los requisitos relacionados con sistemas de regulación de vehículos, en sistemas de frenado

modernos el pedal de freno se desacopla de la generación de la fuerza de frenado, sirviendo en este caso el accionamiento del pedal de freno sólo para determinar la desaceleración deseada por el conductor. La generación de la fuerza de frenado propiamente dicha, por ejemplo para el accionamiento del cilindro principal de frenado, se lleva a cabo mediante un generador de fuerza de frenado por separado y se basa sólo en los datos de control de un equipo de control electrónico. Esto permite comprobar de antemano por ejemplo si la desaceleración deseada del vehículo excede los límites físicos actuales respecto a la distancia de frenado y a la estabilidad de dirección determinados mediante los sistemas de regulación del vehículo (ABS, ESP, TC, etc.). Naturalmente, al mismo tiempo es posible que el equipo de control compense una desaceleración demasiado baja, solicitada por el conductor, para minimizar la distancia de frenado en situaciones de emergencia aplicando una presión de frenado mayor. Un sistema genérico de este tipo según el estado de la técnica se describe por ejemplo en el documento EP 1 070 006. No obstante, se ha demostrado que sistemas de frenado de este tipo originan gastos de fabricación relativamente altos y requieren equipos técnicos complicados para garantizar un servicio de frenado fiable también en el caso de producirse un fallo en los medios de generación de la fuerza de frenado. Otra desventaja de sistemas de este tipo consiste en que presentan un recorrido muerto relativamente grande en una situación de servicio de emergencia, en la que falla la generación de la fuerza de frenado, antes de que el sistema de frenado produzca un efecto de frenado a causa de un acoplamiento mecánico directo entre el pedal de freno y el émbolo primario.

En el documento DE 197 36 646 se da a conocer un generador de fuerza de frenado que presenta una disposición de resortes que comprende dos resortes conectados en serie. La fuerza de resorte del segundo resorte es claramente superior a la fuerza del primer resorte; en el caso de producirse un fallo en el servofreno del generador de fuerza de frenado, en lo esencial sólo la fuerza del resorte más débil determina la retransmisión de la información sobre la presión de frenado a través del elemento de entrada de fuerza.

Cuando se proporcionan dispositivos simuladores de la fuerza antagónica de pedal, un aspecto esencial se refiere a la llamada "percepción del pedal". Como tal se entiende el tipo de desarrollo y la magnitud de las fuerzas opuestas a un accionamiento del freno y proporcionadas por el dispositivo simulador de fuerza antagónica de pedal en comparación con el efecto de frenado conseguido. Regularmente, esta percepción del pedal debe ajustarse conforme a las especificaciones de los fabricantes de vehículos. Por este motivo es preciso prever medidas que permiten influir en el comportamiento en servicio del dispositivo simulador de fuerza antagónica de pedal.

El objetivo de la presente invención consiste por lo tanto en proporcionar un generador de fuerza de frenado del tipo inicialmente mencionado que presente con un tipo de construcción relativamente sencillo y económico una elevada fiabilidad y que permita modificar el comportamiento del dispositivo simulador de fuerza antagónica de pedal.

Este objetivo se consigue con un generador de fuerza de frenado con las características inicialmente indicadas en el cual el dispositivo simulador de fuer-

za antagónica de pedal es acoplable con el elemento de entrada de fuerza a través de un sistema hidráulico, estando configurado el sistema hidráulico con una válvula estranguladora prevista en la unión hidráulica con el dispositivo simulador de fuerza antagónica de pedal que puede conmutarse opcionalmente a distintas posiciones de la válvula estranguladora.

Por medio de la incorporación de una válvula estranguladora conmutable a distintas posiciones de la válvula estranguladora en una unión hidráulica entre el dispositivo simulador de fuerza antagónica de pedal y el dispositivo generador de fuerza de accionamiento es posible influir esencialmente en la percepción del pedal. En función de la posición elegida de la válvula estranguladora, el conductor percibe una mayor o menor resistencia contra un accionamiento del pedal, lo que facilita por ejemplo simular un comportamiento deportivo o un comportamiento cómodo del sistema de frenado.

Conforme a una variante de la invención puede estar previsto que la válvula estranguladora esté dispuesta en una tubería hidráulica entre una cámara hidráulica del dispositivo generador de fuerza de accionamiento y el dispositivo simulador de fuerza antagónica de pedal, preferentemente entre el dispositivo simulador de fuerza antagónica de pedal y una disposición de válvula de conmutación. La disposición de válvula de conmutación puede estar prevista por ejemplo para desacoplar el dispositivo simulador de fuerza antagónica de pedal completamente del dispositivo generador de fuerza de accionamiento. Esto puede ser necesario por ejemplo en el caso de que hayan fallado partes del sistema de frenado de vehículo, por lo que en un modo de servicio de emergencia la fuerza de accionamiento del pedal debe aprovecharse completamente para la generación de una fuerza de accionamiento del émbolo primario. Conforme a una variante ventajosa de la invención, también la válvula estranguladora y la disposición de válvula de conmutación pueden estar configuradas como una unidad funcional en común.

En una forma de realización de la invención puede estar previsto que la válvula estranguladora sea conmutable a una posición de estrangulación predefinida y en lo esencial invariable conforme a un comportamiento de estrangulación especificado. De esta manera se puede ajustar por ejemplo durante el montaje del generador de fuerza de frenado una determinada posición de la válvula de estrangulación que a continuación se mantiene permanentemente. De manera alternativa a lo anteriormente expuesto puede estar previsto controlar de forma electromagnética la válvula estranguladora, siendo posible modificar la posición de la válvula estranguladora en función del control electromagnético. Así es posible controlar la válvula estranguladora en función de determinados parámetros de servicio del vehículo. De este modo se puede variar la posición de la válvula estranguladora por ejemplo en función de la posición de conmutación de un determinado conmutador que ofrece al conductor por ejemplo la posibilidad de elegir entre un ajuste deportivo o un ajuste cómodo de los frenos. También determinados parámetros de la dinámica de conducción pueden influir en la posición de la válvula estranguladora.

Conforme a un ejemplo de realización de la invención, la válvula estranguladora presenta una carcasa de válvula y un émbolo de válvula guiado de forma

desplazable en la carcasa de válvula. Preferentemente, el émbolo de válvula está guiado de manera descargada de presión en la carcasa de válvula. Esto significa que, durante un accionamiento electromagnético, el émbolo de válvula no tiene que trabajar contra presiones hidráulicas existentes. En este contexto puede estar previsto además conforme a la invención que la carcasa de válvula aloje una bobina a la que puede conectarse una corriente y que el émbolo de válvula esté configurado de forma integral con un elemento de armadura o que esté acoplado con el mismo para un movimiento en común.

Según otra variante de la invención se prevé que la carcasa de válvula presente una abertura de estrangulación que se encuentra en la unión hidráulica entre el dispositivo generador de fuerza de accionamiento y el dispositivo simulador de fuerza antagónica de pedal, y que el émbolo de válvula presente una sección de estrangulación que pueda posicionarse en la abertura de estrangulación en función de la posición de la válvula estranguladora. Preferentemente, la abertura de estrangulación está configurada de forma cónica. Asimismo, en una variante de esta forma de realización puede estar previsto que el émbolo de válvula esté pretensado en la abertura de estrangulación, preferentemente en una posición de la válvula estranguladora con efecto máximo de estrangulación. De esta manera puede conseguirse que sólo después de aplicar una corriente en la bobina se logre una liberación suficiente de la abertura de estrangulación que permite una activación perceptible del dispositivo simulador de fuerza antagónica de pedal.

Alternativamente a la forma de realización anteriormente descrita, conforme a la invención puede estar previsto también que el émbolo de válvula esté configurado de forma cilíndrica y alojado de manera obturada en un taladro de válvula en la carcasa de válvula o en la carcasa básica, encontrándose el taladro de válvula en la unión hidráulica entre el dispositivo generador de fuerza de accionamiento y el dispositivo simulador de fuerza antagónica de pedal y que el émbolo de válvula esté configurado con una ranura estranguladora que proporciona en función de la posición de la válvula estranguladora una unión estrangulada entre el dispositivo generador de fuerza de accionamiento y el dispositivo simulador de fuerza antagónica de pedal. En función de la posición del émbolo de válvula en el taladro de la válvula es posible variar el diámetro efectivo de la unión hidráulica entre el dispositivo generador de fuerza de accionamiento y el dispositivo simulador de fuerza antagónica de pedal, y de esta manera también el efecto de estrangulación de la válvula estranguladora. En este contexto puede estar previsto preferentemente que la ranura de estrangulación esté provista de un perfil que se estrecha.

Según una variante de esta forma de realización se prevé que el émbolo de válvula esté pretensado mediante un elemento de resorte, preferentemente en una posición de la válvula estranguladora con efecto estrangulador mínimo.

La invención se refiere además a un sistema de frenado para un vehículo automóvil con un generador de la fuerza de frenado del tipo anteriormente descrito.

La invención se explica a continuación con referencia a las figuras adjuntas. En estas se muestran:

Fig. 1 Representación esquemática general del generador de fuerza de frenado conforme a la invención

y de los componentes de vehículo acoplados con el mismo.

Fig. 2 Vista en corte parcial esquemático a escala aumentada de la zona del generador de fuerza de frenado alrededor de la válvula estranguladora.

Fig. 3 Vista según la figura 2 con una ligera modificación de la forma de realización de la válvula estranguladora según la figura 2.

Fig. 4 Otra forma de realización de una válvula estranguladora en una representación que corresponde a la figura 2.

Fig. 5 La forma de realización de la válvula estranguladora según la figura 4 en una posición con efecto estrangulador máximo.

En la figura 1 se muestra esquemáticamente un sistema de frenado conforme a la invención que se señala en general con 10. Este comprende un generador 12 de fuerza de frenado y un cilindro principal 14 de frenado acoplado con el mismo. El cilindro principal 14 de frenado se comunica de manera convencional con un sistema 16 de frenado controlado mediante una unidad 18 electrónica de control. La unidad 18 electrónica de control recibe señales de diferentes sistemas de regulación en el vehículo, como por ejemplo de un programa electrónico de estabilidad y de un sistema 20 de antibloqueo, un sistema 22 automático de mantenimiento de distancia (cruise control) o similar. Las señales transmitidas de estos programas a la unidad 18 electrónica de control se evalúan y se emplean para el control del generador 12 de fuerza de frenado conforme a la invención. Asimismo, la unidad 18 electrónica de control recibe señales de un sensor 24 de ángulo de giro que capta la posición actual de un pedal 36 de freno y proporciona de esta manera una señal que corresponde al accionamiento actual del pedal. En función de esta señal, que caracteriza el accionamiento actual del pedal, la unidad 18 electrónica de control activa el generador 12 de fuerza de frenado cuyo tipo de construcción y funcionamiento se explican a continuación.

La estructura básica del generador 12 de fuerza de frenado se compone de dos módulos, es decir, por un lado del cilindro principal 14 de frenado y por otro lado de una carcasa 28 de generador de fuerza de frenado en la que el cilindro principal 14 de frenado está insertado y con la que está unido de forma separable. En la parte derecha en la figura 1 del generador 12 de fuerza de frenado, en especial de la carcasa 28, desemboca un elemento 30 de entrada de fuerza configurado en forma de barra. En esta zona está prevista una válvula 32 de control. La válvula 32 de control comprende una carcasa 34 de válvula de control desplazable en relación con la carcasa 28. En la carcasa 34 de válvula de control está previsto un casquillo 36 de válvula desplazable en relación con aquella.

El generador 12 de fuerza de frenado comprende además una disposición de cámaras situada en la carcasa 28, con una cámara 38 de vacío parcial y una cámara 40 de trabajo separadas entre sí de forma estanca mediante una pared móvil 42. La pared móvil 42 está acoplada con la carcasa 34 de válvula de control para el movimiento en común.

En la carcasa 34 de válvula de control está dispuesta una bobina, que se puede activar eléctricamente, de un actuador electromagnético 48. El actuador 48 comprende además una armadura 50, configurada de forma integral con el casquillo 36 de válvula, desplazable en relación con la carcasa 34 de válvula de

control y la bobina 46 en dirección del eje longitudinal A del generador 12 de fuerza de frenado. Asimismo, la armadura 50 o el casquillo 36 de válvula, respectivamente, está provisto de un taladro axial de paso en el cual se extiende de forma desplazable un émbolo 52 de transmisión. La armadura 50 está pretensada mediante un resorte 54 en la posición representada en la figura 1. El resorte 54 se apoya con uno de sus extremos en la pared móvil 42 y con su otro extremo en una brida interior 55 en la armadura 50. El émbolo 52 de transmisión presenta en su extremo derecho en la figura 1 una sección 57 de émbolo de entrada que aloja de forma transmisora de fuerza el elemento 30 de entrada de fuerza.

Entre la superficie frontal derecha de la brida 55 y la superficie frontal izquierda de la sección 57 de émbolo de entrada está prevista una holgura s de seguridad que debe superarse antes de que la sección 57 de émbolo de entrada entre en contacto con la brida 55. Asimismo, entre la superficie frontal izquierda de la armadura 50 y la pared móvil 42 opuesta a esta está prevista otra holgura r que debe superarse antes de que exista un acoplamiento mecánico entre la armadura 50 y la pared móvil 42 y, de esta manera, entre la armadura 50 y el émbolo primario 64.

El casquillo 36 de válvula, la carcasa 34 de válvula de control y un elemento 58 de válvula desplazable en relación con estos forman la válvula 22 de control propiamente dicha. En el estado mostrado en la figura 1, el casquillo 36 de válvula se encuentra con su asiento 60 de casquillo de válvula, dirigido al elemento 58 de válvula, en contacto con el elemento 58 de válvula. Asimismo, un asiento 62 de obturación de carcasa, configurado en la carcasa 34 de válvula de control, está en este estado levantado del elemento 58 de válvula. La válvula 32 de control une en el estado reflejado en la figura 1 la cámara 38 de vacío parcial con la cámara 40 de trabajo. La cámara 38 de vacío parcial está acoplada con una fuente de vacío parcial, es decir, con una bomba 63 de vacío configurada por separado que se acciona mediante un motor eléctrico 65 controlado por la unidad 18 electrónica de control. El elemento de entrada de fuerza se pretensa mediante un resorte 56 de retroceso en la posición representada en la figura 1.

El émbolo 52 de transmisión se extiende con su extremo izquierdo en la figura 1 al interior de un émbolo primario 64 realizado con un taladro axial de paso. El émbolo primario 64 está guiado de forma obturada en un taladro 66 abierto por un lado y configurado en la carcasa 14 de cilindro. En el taladro de paso del émbolo primario 64 está guiado de manera desplazable un émbolo 68 de accionamiento. También el émbolo 68 de accionamiento presenta un taladro 70 abierto por un lado, cerrado mediante un émbolo separador 72 desplazable en el mismo y configurado de forma integral en el extremo izquierdo del émbolo 52 de transmisión. El émbolo 72 de separación encierra con el émbolo 68 de accionamiento una cámara hidráulica 74. El émbolo 68 de accionamiento se apoya con una clavija 75 de tope, que pasa por una entalladura en forma de orificio oblongo 73 previsto en el émbolo primario 64, en un escalón del diámetro en el interior de la carcasa 14 de cilindro. Por lo tanto está impedido un movimiento axial de aquel en la figura 1 a la derecha.

La cámara hidráulica 74 está hidráulicamente unida a través de un conducto 76 de unión con un con-

ducto 80 de fluido configurado en la carcasa 18 de cilindro. El conducto 80 de fluido conduce a través de una tubería 76 de fluido con un dispositivo 79 de medición de la presión acoplado con la unidad 18 electrónica de control a una disposición 82 de válvula de conmutación representada de forma esquemática. Esta puede activarse desde la unidad 18 electrónica de control y se encuentra en su posición pasiva en el estado reflejado en la figura 1 que adopta automáticamente debido al efecto de un resorte de precarga. Cuando se suministra una corriente a la disposición 82 de válvula de conmutación a través de la unidad 18 electrónica de control, la disposición 82 de válvula de conmutación puede adoptar su posición activa. La disposición 82 de válvula de conmutación está acoplada con dos ramas de tuberías. En la posición pasiva, la tubería 78 de fluido está hidráulicamente unida con una válvula 84 de sobrepresión que bloquea un flujo hidráulico hacia fuera de la cámara hidráulica 74 hasta que se haya alcanzado un valor umbral de la presión con el cual se abre la válvula 84 de sobrepresión. La disposición 82 de válvula de conmutación permite en la posición activa una corriente de fluido de la cámara hidráulica 74 a través de la tubería 78 de fluido a una tubería 86 de fluido que sigue a continuación de la disposición 82 de válvula de conmutación. En la tubería 86 de fluido está intercalado un dispositivo estrangulador 88 controlable de forma electromagnética cuyo tipo de construcción y funcionamiento se explican más adelante. Asimismo, de la tubería 86 de fluido se bifurca una rama 90 de tubería a un recipiente 92 de reserva de fluido hidráulico libre de presión. Delante del recipiente 92 de reserva de fluido hidráulico están intercalados un dispositivo estrangulador 94 y una disposición 96 de válvula de separación. La disposición 96 de válvula de separación está pretensada por medio de un resorte de precarga en la posición pasiva reflejada en la figura 1 en la que une hidráulicamente la tubería 86 de fluido con el recipiente 92 de reserva de fluido hidráulico. Mediante suministro de corriente por medio de la unidad 18 electrónica de control, la disposición 96 de válvula de separación puede conmutarse a su posición activa en la que separa hidráulicamente entre sí la tubería 86 de fluido y el recipiente 92 de reserva de fluido hidráulico.

La tubería 86 de fluido desemboca finalmente en un dispositivo simulador 100 de fuerza antagónica de pedal. El dispositivo simulador 100 de fuerza antagónica de pedal está configurado de forma integral con la carcasa de cilindro del cilindro principal 14 de frenado. Este dispositivo comprende un émbolo 102 de simulación desplazable contra la resistencia de un resorte 104 de simulación que opone de esta manera una resistencia a un movimiento del émbolo 52 de transmisión originado por un accionamiento del pedal 26 de freno.

Debe añadirse aún que en la tubería 86 de fluido en paralelo a la válvula 84 de sobrepresión así como en paralelo al dispositivo estrangulador 88 y en la rama 90 de tubería en paralelo al dispositivo estrangulador 94 están dispuestas válvulas de retención que bloquean en determinadas situaciones de servicio una corriente de fluido no deseada a la cámara hidráulica 74.

Considerando nuevamente la estructura del generador 12 de fuerza de frenado conforme a la invención mostrada en la figura 1, en esta representación puede apreciarse que, además del émbolo primario 64, en la

carcasa 14 de cilindro está alojado de forma desplazable un émbolo secundario 106. Junto con la pared de limitación del taladro 66 y el émbolo secundario 106, así como con el extremo izquierdo en la figura 1 del émbolo 68 de accionamiento, el émbolo primario 64 delimita una cámara 108 de presión primaria. El émbolo secundario 106 delimita junto con la pared de limitación del taladro 66 una cámara 110 de presión secundaria. El émbolo primario y el émbolo secundario están pretensados mediante resortes 112 y 114 de retroceso en su posición reflejada en la figura 1.

Finalmente, en la figura 1 se muestra un sensor 116 de posición. El sensor 116 de posición presenta un empujador 118, pretensado a la derecha en la figura 1 mediante un resorte, cuyo extremo libre se apoya siempre en la pared móvil 42 y registra su posición actual.

A continuación se explica el funcionamiento del generador 12 de fuerza de frenado según la invención con referencia a la figura 1.

Como consecuencia de un accionamiento del pedal de freno 26, en el elemento 30 de entrada de fuerza se aplica una fuerza F por lo que este se desplaza respecto a la posición inicial representada en la figura 1 a lo largo del eje longitudinal A del generador de fuerza de frenado. En una situación de servicio normal, es decir, con todos los componentes funcionando plenamente, el accionamiento del pedal de freno se capta directamente mediante el sensor 24 de ángulo de giro representado en la figura 1 y se transmite a la unidad 18 electrónica de control. Esta activa la bobina 46 y aplica una corriente en la misma conforme a curvas características especificadas y, dado el caso, teniendo en cuenta otros parámetros por ejemplo del programa de estabilidad o del sistema 20 de antibloqueo o del dispositivo 22 de control de distancia. Mediante aplicación de corriente en la bobina 46 se establece un campo magnético que tira de la armadura 50 en la figura 1 a la izquierda al interior de la bobina mientras que la armadura 50 arrastra el casquillo 36 de válvula. El elemento 58 de válvula se mueve con el casquillo 36 de válvula hasta entrar en contacto con el asiento 62 de obturación de carcasa. A continuación, el asiento 60 de obturación en el casquillo se levanta del elemento 58 de válvula. Como consecuencia, la cámara 38 de vacío parcial se aísla de la cámara 40 de trabajo y la cámara 40 de trabajo se conecta con la atmósfera ambiente. En la cámara 40 de trabajo se establece una sobrepresión que conlleva un desplazamiento de la carcasa 34 de válvula de control en contra de la fuerza de un resorte 44 de retroceso y, de esta manera, también un desplazamiento del émbolo primario 64 y del émbolo secundario 106. De este modo se establece tanto en la cámara 108 de presión primaria como en la cámara secundaria 110 una presión de frenado que se aplica en un sistema de frenado de vehículo conectado al generador 12 de fuerza de frenado para frenar el vehículo. La pared móvil 42 se desplaza junto con la carcasa 34 de válvula de control en tal medida hasta que ambos asientos de obturación, es decir el asiento 60 de obturación en el casquillo y el asiento 62 de obturación de carcasa, se encuentren nuevamente en contacto con el elemento 58 de válvula. En este estado, el sistema se encuentra en equilibrio y sin acción exterior y ya no se produce ninguna modificación.

Como se ha explicado anteriormente, la válvula 32 de control se acciona por medio de un desplazamiento de la armadura 50 que se mueve a lo largo del eje

longitudinal A por la fuerza magnética generada en la bobina 46. No obstante, el movimiento del elemento 30 de entrada de fuerza y la fuerza F que origina este movimiento no se transmite a la armadura 50 en el estado accionado representado en la figura 1. Más bien, este movimiento del elemento de entrada de fuerza se transmite al émbolo 52 de transmisión. El émbolo 52 de transmisión se desplaza como consecuencia dentro del cilindro primario 64, en especial dentro del taladro 70 unilateralmente abierto del émbolo 68 de accionamiento, y desplaza el émbolo 72 de separación en la figura 1 a la izquierda, manteniéndose el émbolo 68 de accionamiento en su posición en relación con la carcasa 28 a causa de la presión hidráulica existente en la cámara 108 de presión primaria.

Debido al movimiento del émbolo 72 de separación se transporta fluido hidráulico de la cámara hidráulica 74 a través del conducto 76 de unión y el conducto 80 de fluido a la disposición 82 de válvula de conmutación electromagnética. Como consecuencia del accionamiento registrado del pedal, la unidad 18 electrónica conmuta la disposición 82 de válvula de conmutación electromagnética a su posición activa en la que permite una corriente de fluido hacia fuera de la cámara hidráulica 74. Asimismo, la unidad 18 de control conmuta la disposición 96 de válvula separadora a su posición activa en la que bloquea una corriente de fluido de la cámara hidráulica 74 al recipiente 92 de reserva de fluido. El fluido hidráulico expulsado de la cámara hidráulica 74 no puede fluir al recipiente 102 de reserva de fluido hidráulico, sino que se transporta en contra de la resistencia del dispositivo simulador 100 de fuerza antagónica de pedal al interior de este dispositivo. El émbolo 102 de simulación se desplaza durante este proceso comprimiendo el resorte 104 de simulación. La posición de la válvula estranguladora 88 controlable influye en el comportamiento del dispositivo simulador 100 de fuerza antagónica de pedal.

Cuando el conductor libera nuevamente el pedal de freno, el sistema vuelve a la posición representada en la figura 1. El elemento 30 de entrada de fuerza se mueve a su posición inicial a causa del efecto del dispositivo simulador 100 de la fuerza antagónica de pedal y de otros resortes de retroceso. Este movimiento de retroceso se lleva a cabo con histéresis en función de la posición de la válvula estranguladora 88.

Las fases anteriormente descritas de la generación de la fuerza de frenado se desarrollan siempre manteniendo la holgura de seguridad s, desestimándose pequeñas variaciones originadas por retardos. No obstante, la holgura de seguridad r varía debido al desplazamiento de la armadura motivada por el actuador y, en el caso de un frenado muy fuerte, puede incluso llegar a consumirse por completo.

Durante la activación del actuador 48, la unidad 18 electrónica de control registra a través del sensor 116 de posición permanentemente la posición actual de la pared móvil 42. De esta manera es posible captar la posición real de la carcasa 34 de válvula de control y compararla con la posición nominal determinada por el accionamiento del pedal. En el caso de una diferencia entre la posición real y la posición nominal, por ejemplo a causa de una variación de la posición del pedal originada por el conductor o debida a otras influencias exteriores, la unidad 18 electrónica de control activa de forma correctora el actuador 48. En el caso de un frenado de emergencia, en el cual el con-

ductor pisa el pedal 26 de freno rápidamente y con gran fuerza de accionamiento, la unidad 18 electrónica de control puede activar también el actuador 48 de forma sobreproporcional con una corriente para establecer rápidamente una alta presión diferencial en la disposición de cámaras y, como consecuencia, establecer con el generador 12 de fuerza de frenado una fuerza de frenado lo suficientemente grande para el frenado de emergencia.

La descripción anterior muestra que la fuerza F de accionamiento ejercida en el elemento de entrada de fuerza origina en el servicio normal sólo un desplazamiento del émbolo 52 de transmisión y, como consecuencia de una transmisión hidráulica, un movimiento del émbolo 102 de simulación, pero no tiene un efecto directo en los componentes de la válvula 32 de control. La fuerza de accionamiento, que desplaza el émbolo primario 64, se genera más bien por la activación del actuador 48 y el desplazamiento de la armadura 50, por lo que se acciona la válvula 32 de control para conseguir una presión diferencial en la disposición de cámaras. Debido a esta presión diferencial, la carcasa 34 de válvula de control se desplaza y, junto con la misma, el émbolo primario 64 y el émbolo secundario 106.

A continuación se explica una situación de servicio de emergencia en la que el generador 12 de fuerza de frenado conforme a la invención sigue funcionando, a pesar de un fallo ocurrido en uno o varios componentes:

Una situación de servicio de emergencia se produce por ejemplo cuando la bobina 46 ya no se activa correctamente. Esto puede estar motivado por un defecto del sensor 22 de ángulo de giro o cuando se produce un fallo en la red de a bordo del vehículo. Como consecuencia de este fallo, la unidad 18 electrónica de control no conmuta la disposición 82 de válvula de conmutación a su posición activa. En un estado de servicio de emergencia de este tipo, la válvula 32 de control ya no puede accionarse a través del actuador 48. No obstante, con el generador 112 de fuerza de frenado conforme a la invención puede conseguirse un efecto de frenado lo suficientemente bueno. Durante un accionamiento del pedal de freno, el elemento 30 de entrada de fuerza se desplaza a la izquierda en la figura 1. El émbolo 62 de transmisión se desplaza como consecuencia a la derecha en la figura 1 a lo largo del eje longitudinal A. Debido a que la unidad 18 de control no activa la disposición 82 de válvula de conmutación, por lo que sigue en la posición pasiva reflejada en la figura 1, el fluido hidráulico encerrado en la cámara hidráulica 74 no puede salir de la misma. A causa de la incompresibilidad del fluido hidráulico se produce a través de la columna de líquido encerrada en la cámara hidráulica 74 un acoplamiento hidromecánico directo de fuerza entre el émbolo 52 de transmisión y el émbolo 68 de accionamiento que desplaza finalmente a través del pivote 75 de unión el émbolo primario 64 en la carcasa 14 de cilindro. De esta manera, el accionamiento del pedal de freno se transmite en primer lugar directamente y sin superar la holgura s al émbolo primario 64, por lo que el sistema 10 de frenado reacciona rápida y fiablemente en un caso de servicio de emergencia.

Debido al accionamiento del pedal se produce en una situación de servicio de emergencia también un fuerte aumento de la presión en la cámara hidráulica 74. Cuando la presión en la cámara hidráulica 74 so-

brepasa el valor umbral de presión determinado por la válvula 84 limitadora de presión es posible que bajo el efecto de la fuerza F en el elemento 30 de entrada de fuerza salga fluido hidráulico de la cámara hidráulica 74 a través de la disposición 82 de válvula de conmutación, la válvula 84 limitadora de presión y la válvula 96 de separación al recipiente de reserva. De esta manera se produce un desplazamiento relativo del émbolo de transmisión respecto al émbolo 68 de accionamiento, en la cámara hidráulica 74 sigue manteniéndose como presión el valor umbral de presión determinado por la válvula 84 limitadora de presión. Cuando se sigue aplicando una elevada fuerza en el elemento 30 de entrada de fuerza, de modo que se sobrepasa el valor umbral de presión, el émbolo 52 de transmisión sigue moviéndose en relación con el émbolo 68 de accionamiento y también en relación con el casquillo 36 de válvula no accionado debido al fallo del actuador. Durante este proceso se supera la holgura s de seguridad hasta que finalmente la sección 57 de émbolo de entrada entra en contacto con la brida 55. A continuación, el émbolo 52 de transmisión y de este modo también el elemento 30 de entrada de fuerza están unidos con el casquillo 36 de válvula de manera que transmiten fuerzas. Un desplazamiento posterior del elemento 30 de entrada de fuerza en la figura 1 a la izquierda conlleva por lo tanto también un desplazamiento del casquillo 36 de válvula, por lo que el asiento 60 de obturación del casquillo se levanta del elemento 58 de válvula. Como consecuencia se da la situación anteriormente descrita en la que puede establecerse una presión diferencial entre la cámara 38 de vacío parcial y la cámara 40 de trabajo. Cuando la fuente de vacío acoplada con la cámara 38 de vacío parcial aún funciona correctamente, debido a este desplazamiento mecánico del casquillo 36 de válvula se establece una presión diferencial entre la cámara 40 de trabajo y la cámara 38 de vacío parcial que tiene como consecuencia un desplazamiento de la pared 42 móvil y, a continuación, un desplazamiento del émbolo primario 68. En este estado, en el cual el actuador 48 no funciona, la válvula 32 de control se acciona por lo tanto mecánicamente una vez superada la holgura s de seguridad.

En la situación de servicio de emergencia anteriormente descrita en la que ha fallado sólo el actuador, pero no la fuente de vacío, en primer lugar puede conseguirse un efecto de frenado mínimo directo, determinado por el valor de presión umbral, debido al acoplamiento hidromecánico entre el émbolo 68 de acoplamiento y el émbolo 52 de transmisión. A continuación es posible conseguir una generación neumática convencional de la fuerza de frenado después de haber superado la holgura s de seguridad. Esto se encuentra en vigor también cuando se ha producido un fallo en la fuente de vacío mientras que en la cámara 38 de vacío parcial exista aún un vacío parcial suficiente para conseguir un efecto de servofreno. Por ejemplo es posible realizar aún tres o cuatro frenados, incluso cuando la fuente de vacío ya no funciona, antes de que no sea posible establecer una presión diferencial suficiente entre la cámara 38 de vacío parcial y la cámara 40 de trabajo.

Incluso en situaciones de servicio de emergencia, en las cuales ha fallado también la fuente de vacío y el vacío disponible está "consumido", el generador 12 de fuerza de frenado conforme a la invención permite también llevar a cabo un frenado puramente mecáni-

co. Nuevamente, en tales casos se consume en primer lugar la holgura s de seguridad después de haber superado el valor umbral de presión en la cámara hidráulica 74, por lo que se produce un contacto entre la brida 55 y la sección 57 de émbolo de entrada y, de este modo, un acoplamiento mecánico entre el casquillo 36 de válvula y el elemento 30 de entrada de fuerza. Tal como se ha descrito anteriormente, cuando el elemento 30 de entrada de fuerza sigue desplazándose a la izquierda en la figura 1, el casquillo 36 de válvula se desplaza a la izquierda en la figura 1 por lo que se consume también la holgura r. Finalmente, el casquillo 36 de válvula entra en contacto con su superficie frontal izquierda en la figura 1 con la pared móvil 42, por lo que se establece un acoplamiento mecánico directo entre el elemento 30 de entrada de fuerza y el émbolo primario 64 acoplado con la pared móvil a través de la sección 57 de émbolo de entrada y del casquillo 36 de válvula. Cuando el elemento 30 de entrada de fuerza sigue desplazándose a la izquierda en la figura 1, un acoplamiento mecánico de este tipo origina por lo tanto un desplazamiento inmediato del émbolo primario 64 y de esta manera también una transmisión directa de la fuerza de accionamiento del pedal al émbolo primario 64.

En la figura 2 se muestra en vista detallada en corte la válvula estranguladora 88. La válvula estranguladora 88 está alojada en la carcasa 14 de cilindro en un taladro escalonado. Comprende una carcasa 124 de válvula en la que está alojada una bobina 126. A la bobina 126 puede conectarse una corriente a través de los contactos 128 de un conector enchufable 130. En la bobina 126 está guiada de forma desplazable una armadura 132. La armadura 132 está acoplada con un émbolo 134 de válvula para moverse conjuntamente. La armadura 132 es por lo tanto desplazable junto con el émbolo 134 en la carcasa 124 de válvula. El conjunto compuesto de armadura 132 y émbolo 134 de válvula está pretensado mediante un resorte 136 de retroceso en su posición mostrada en la figura 2. El resorte 136 de retroceso se apoya con uno de sus extremos en una brida 138 de apoyo en la carcasa 124 de válvula y con su extremo opuesto en una brida 140 de tope configurada en el émbolo 134 de válvula. Asimismo, el émbolo 134 de válvula presenta una sección de estrangulación 142 en forma de pivote que penetra en la figura 2 en una abertura 144 de estrangulación cónica. Esta abertura 144 de estrangulación cónica está configurada en un disco 146 de estrangulación alojado de forma fija y obturada en la carcasa 124 de válvula.

En la posición representada en la figura 2, la sección de estrangulación 146 cierra la abertura 144 de estrangulación casi completamente, por lo que no existe ninguna conexión hidráulica entre la cámara hidráulica 74 y el dispositivo simulador 100 de fuerza antagónica de pedal. No obstante, cuando se aplica una corriente en la bobina 126, la armadura 132 se desplaza en la figura 2 a la izquierda según la flecha P. Durante este desplazamiento arrastra el émbolo 134 de válvula, por lo que también la sección de estrangulación 146 se mueve hacia fuera de la abertura 144 de estrangulación conforme al desplazamiento de la armadura 132 en contra del efecto del resorte 136 de retroceso. De esta manera se facilita una unión hidráulica estrangulada entre la cámara 74 de fluido y el dispositivo simulador 100 de fuerza antagónica de pedal. El grado del efecto de estrangulación está determina-

do por la posición de la sección de estrangulación 146 en la abertura 144 de estrangulación.

En la figura 3 se muestra una forma de realización conforme a la invención de la válvula estranguladora 88 ligeramente modificada con respecto a la figura 2. Para simplificar la descripción y con el fin de evitar repeticiones, para los componentes idénticos o con una función similar se emplean los mismos símbolos de referencia como en la figura 2 pero seguidos de la letra minúscula "a".

La forma de realización según la figura 3 se diferencia de la forma de realización según la figura 2 porque el émbolo 134b de válvula está guiado de manera compensada respecto a la presión en la carcasa 14b de cilindro. Esto se consigue por el hecho de que el fluido hidráulico procedente de la tubería hidráulica 86a se conduce a través de una tubería bypass 148a y la abertura 150a también a la zona de la armadura 132a, por lo que finalmente es posible desplazar la armadura 134a sin presión a lo largo de la flecha P. De este modo mejora la posibilidad de ajuste del émbolo 134a de válvula mediante la bobina 126a, debido a que la presión hidráulica existente en la tubería hidráulica 86a ya no actúa en el lado frontal del émbolo 134a de válvula.

Finalmente, en las figuras 4 y 5 se muestra otro ejemplo de realización de la válvula estranguladora según la invención. Nuevamente se emplean para componentes idénticos o con una función similar los mismos símbolos de referencia como en la figura 1 pero seguidos de la letra minúscula "b".

En el ejemplo de realización según la figura 4, el émbolo 134b de válvula está guiado de forma obturada en la carcasa 14b de cilindro en un taladro 152b de válvula, estando empotradas juntas anulares 154b en el perímetro exterior del émbolo 134b de válvula. Entre las dos juntas anulares 154b está prevista una ranura estranguladora 156b perimetralmente continua que se estrecha radialmente hacia dentro en la vista en

corte longitudinal del émbolo 134b de válvula en la figura 4. El émbolo 134b de válvula está configurado de forma integral con la armadura 132b. El componente compuesto del émbolo 134b de válvula y de la armadura 132b está pretensado mediante el resorte 136b de retroceso en la posición representada en la figura 4 en la que la ranura estranguladora 156b proporciona una unión en gran medida no estrangulada entre las dos tuberías hidráulicas 86b y 90b. Mediante aplicación de corriente en la bobina 126b, el componente formado por la armadura 132b y el émbolo 134b de válvula se desplaza a la izquierda conforme a la flecha P en la figura 4 en contra del efecto del resorte 136b de retroceso. Esto puede apreciarse en la figura 5. En la figura 5 se muestra la posición del émbolo 134b de válvula con efecto estrangulador máximo. La sección transversal efectiva, a través de la que puede pasar fluido hidráulico en ambas direcciones entre las tuberías 86b y 90b a través de la ranura estranguladora 156b está considerablemente reducida en comparación con la posición según la figura 4.

Con las distintas formas de realización de válvulas estranguladoras según la invención representadas en las figuras 2 a 5 es posible influir esencialmente en la percepción que tiene el conductor al accionar un pedal de freno de un sistema de frenado de un vehículo equipado con el generador de fuerza de frenado conforme a la invención. En función de la posición de la respectiva válvula estranguladora, el control hidráulico del dispositivo simulador de fuerza antagónica de pedal se lleva a cabo de manera más o menos estrangulada, por lo que el conductor percibe una mayor o menor resistencia al pisar el pedal de freno y una histéresis mayor o menor al soltar el pedal de freno. Es posible ajustar la válvula estranguladora de antemano o controlar la misma en función de determinadas situaciones de servicio del vehículo o conforme a la elección por parte del conductor, respectivamente.

REIVINDICACIONES

1. Generador (12) de fuerza de frenado para un sistema (10) de frenado hidráulico de vehículo con

- un elemento (30) de entrada de fuerza que puede acoplarse o está acoplado con un pedal (26) de freno y es desplazable en una carcasa base (28) del generador (12) de fuerza de frenado,
- un cilindro principal (14) de frenado en el cual está guiado de forma desplazable un émbolo primario (64), delimitando el émbolo primario (64) con el cilindro principal (14) de frenado una cámara primaria (108) de presión para generar una presión hidráulica de frenado,
- un dispositivo simulador (100) de fuerza antagónica de pedal acoplable con el elemento (30) de entrada de fuerza,
- un dispositivo (116) de captación de accionamiento de pedal para registrar un accionamiento del pedal y
- un dispositivo generador de fuerza de accionamiento para ejercer una fuerza de accionamiento en el émbolo primario (64),

siendo el dispositivo simulador (100) de fuerza antagónica de pedal acoplable con el elemento (30) de entrada de fuerza a través de un sistema hidráulico, **caracterizado** porque el sistema hidráulico está configurado con una válvula estranguladora (88), prevista en la unión hidráulica con el dispositivo simulador (100) de fuerza antagónica de pedal, que es opcionalmente conmutable a distintas posiciones de la válvula estranguladora.

2. Generador (12) de fuerza de frenado de acuerdo con la reivindicación 1 **caracterizado** porque la válvula estranguladora (88) está prevista en una tubería hidráulica (78, 86) entre una cámara hidráulica (74) del dispositivo generador de fuerza de accionamiento y el dispositivo simulador (100) de fuerza antagónica de pedal, preferentemente entre el dispositivo simulador (100) de fuerza antagónica de pedal y una disposición (82) de válvula de conmutación.

3. Generador (12) de fuerza de frenado de acuerdo con la reivindicación 1 ó 2 **caracterizado** porque la válvula estranguladora (88) puede conmutarse conforme a un comportamiento de estrangulación predeterminado a una posición de estrangulación determinada en lo esencial no alterada.

4. Generador (12) de fuerza de frenado de acuerdo con la reivindicación 2 **caracterizado** porque la válvula estranguladora (88) puede controlarse de forma electromagnética, siendo posible modificar la posición de la válvula estranguladora en función del control electromagnético.

5. Generador (12) de fuerza de frenado de acuerdo con la reivindicación 4 **caracterizado** porque la válvula estranguladora (88) puede controlarse en función de determinados parámetros de servicio del vehículo.

6. Generador (12) de fuerza de frenado de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores **carac-**

terizado porque la válvula estranguladora (88) presenta una carcasa (124) de válvula y un émbolo (134) de válvula guiado de forma desplazable en la carcasa (124) de válvula, preferentemente de forma descargada de presión.

7. Generador (12) de fuerza de frenado de acuerdo con la reivindicación 6 **caracterizado** porque la carcasa (124) de válvula aloja una bobina (126) a la que puede conectarse una corriente y porque el émbolo (134) de válvula está configurado de forma integral con un elemento (132) de armadura o está acoplado con el mismo para un movimiento en común.

8. Generador (12) de fuerza de frenado de acuerdo con la reivindicación 6 ó 7 **caracterizado** porque la carcasa (124) de válvula presenta una abertura (144) de estrangulación que se encuentra en la unión hidráulica entre el dispositivo generador de fuerza de accionamiento y el dispositivo simulador (100) de fuerza antagónica de pedal, y porque el émbolo (134) de válvula presenta una sección (142) de estrangulación que puede posicionarse en la abertura (144) de estrangulación en función de la posición de la válvula estranguladora.

9. Generador (12) de fuerza de frenado de acuerdo con la reivindicación 8 **caracterizado** porque la abertura (144) de estrangulación está configurada de forma cónica.

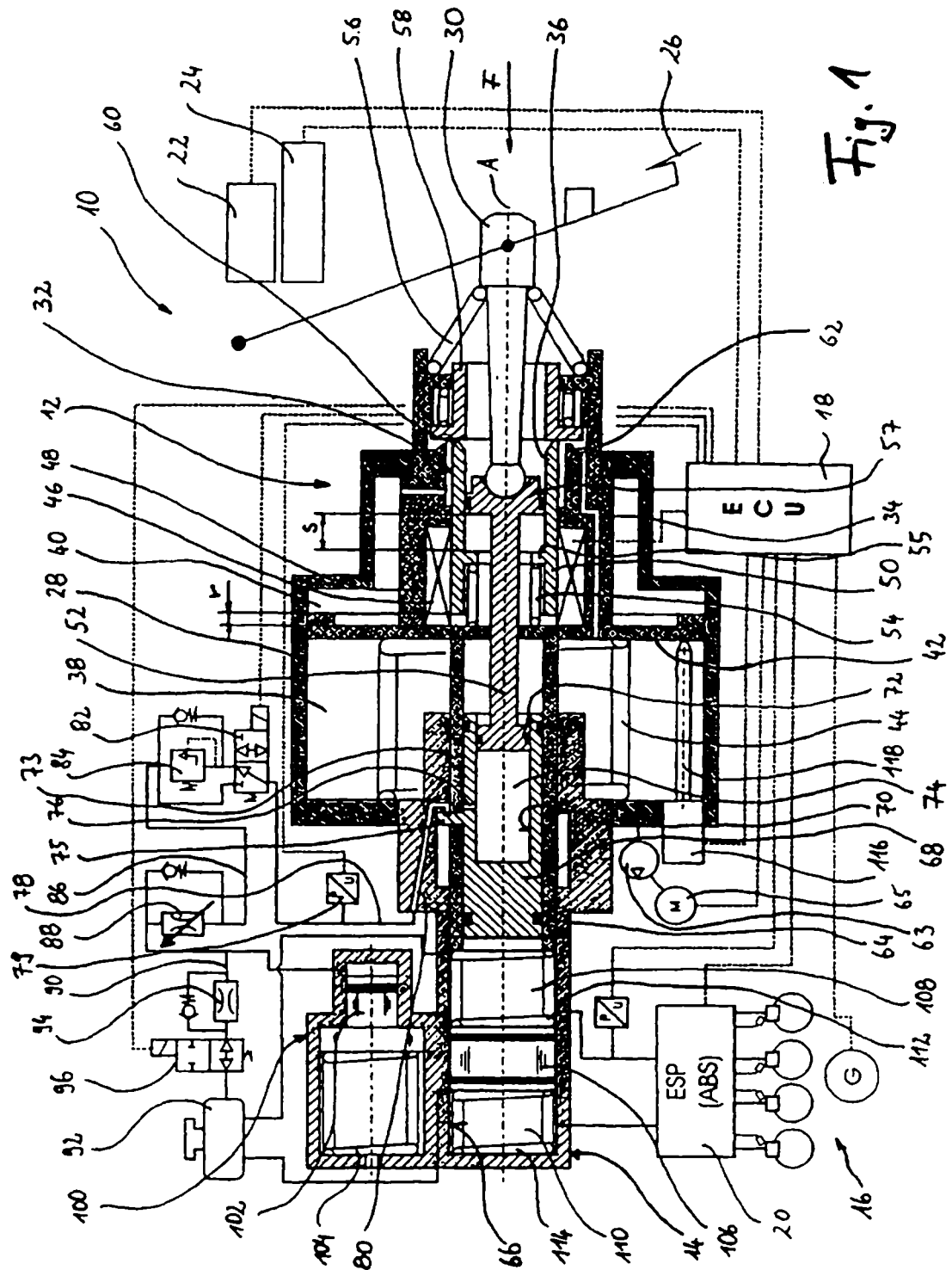
10. Generador (12) de fuerza de frenado de acuerdo con la reivindicación 8 ó 9 **caracterizado** porque el émbolo (134) de válvula está pretensado en la abertura (144) de estrangulación mediante un elemento (136) de resorte, preferentemente en una posición de la válvula de estrangulación con efecto máximo de estrangulación.

11. Generador (12b) de fuerza de frenado de acuerdo con la reivindicación 6 ó 7 **caracterizado** porque el émbolo (134b) de válvula está configurado de forma cilíndrica y está alojado de forma obturada en un taladro (152b) de válvula en la carcasa de válvula o en la carcasa base (14b), encontrándose el taladro (152b) de válvula en la unión hidráulica entre el dispositivo generador de fuerza de accionamiento y el dispositivo simulador (100) de fuerza antagónica de pedal, y porque el émbolo (134b) de válvula está configurado con una ranura estranguladora (156b) que proporciona en función de la posición de la válvula estranguladora una unión estrangulada entre el dispositivo generador de fuerza de accionamiento y el dispositivo simulador (100) de fuerza antagónica de pedal.

12. Generador (12b) de fuerza de frenado de acuerdo con la reivindicación 11 **caracterizado** porque la ranura estranguladora (156b) está provista de un perfil que se estrecha.

13. Generador (12b) de fuerza de frenado de acuerdo con la reivindicación 11 ó 12 **caracterizado** porque el émbolo (134b) de válvula está pretensado mediante un elemento de resorte (136b) en una posición predeterminada de la válvula estranguladora, preferentemente en una posición de la válvula estranguladora con efecto estrangulador mínimo.

14. Sistema (10) de frenado para un vehículo automóvil con un generador (12) de fuerza de frenado de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores.



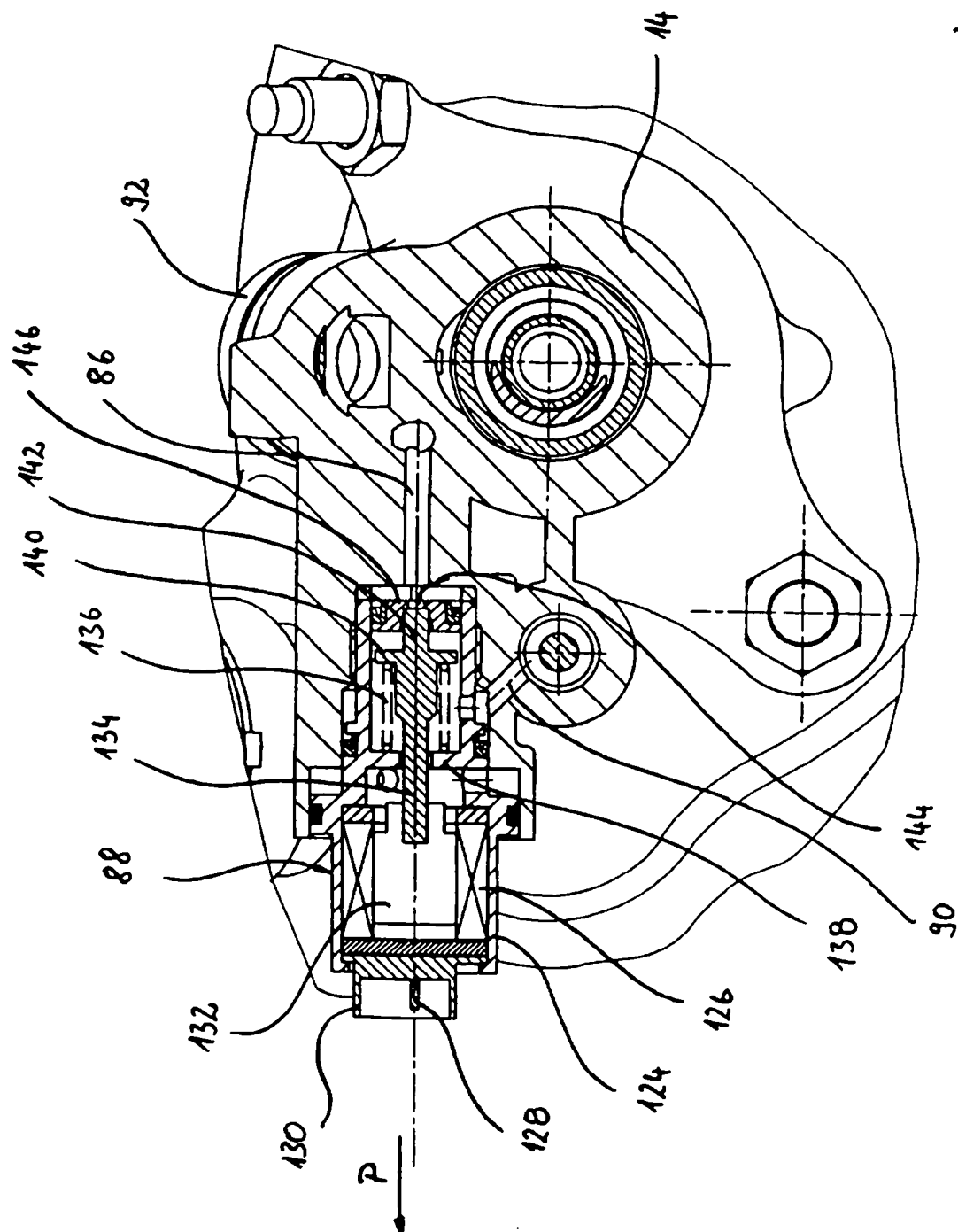
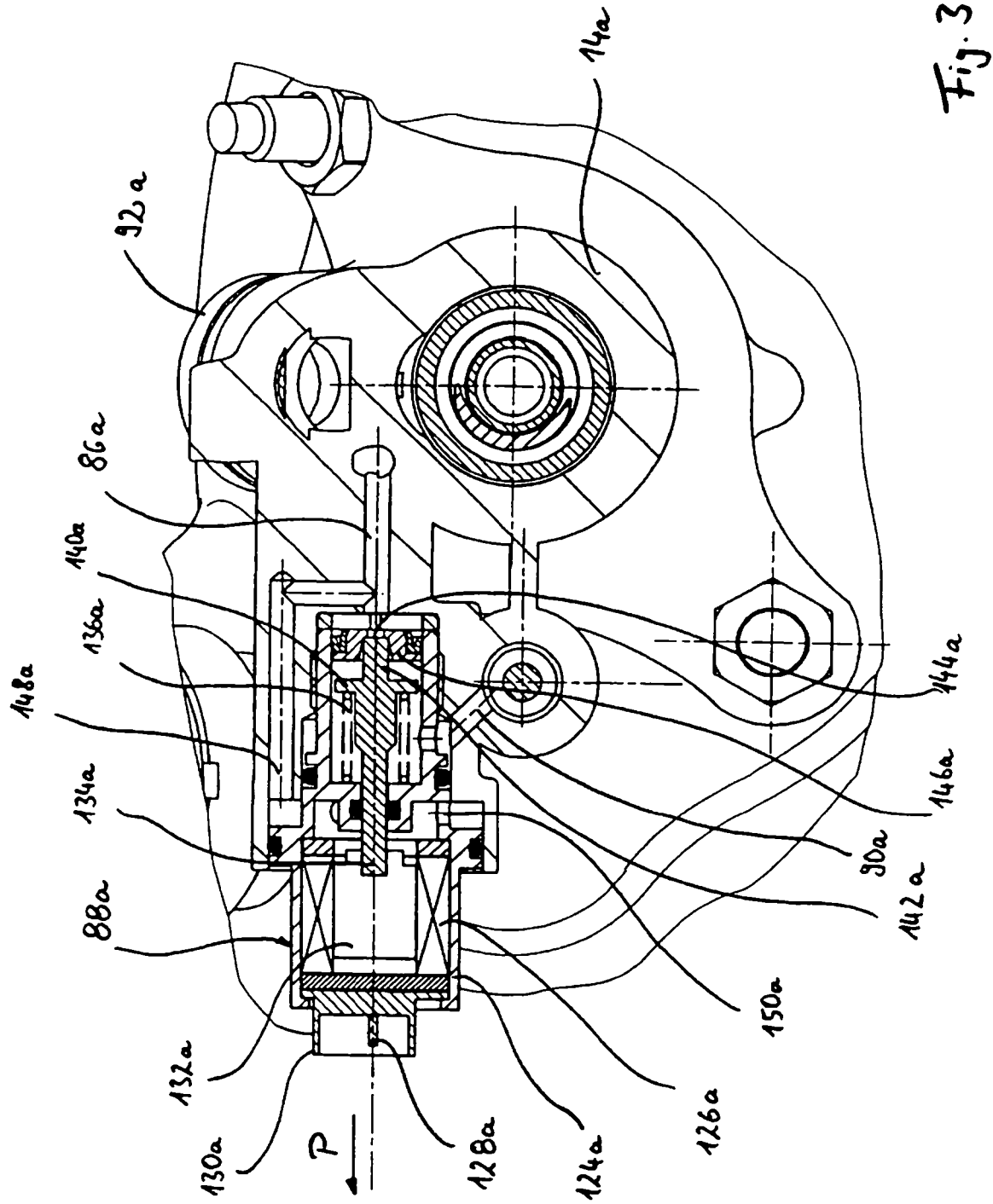
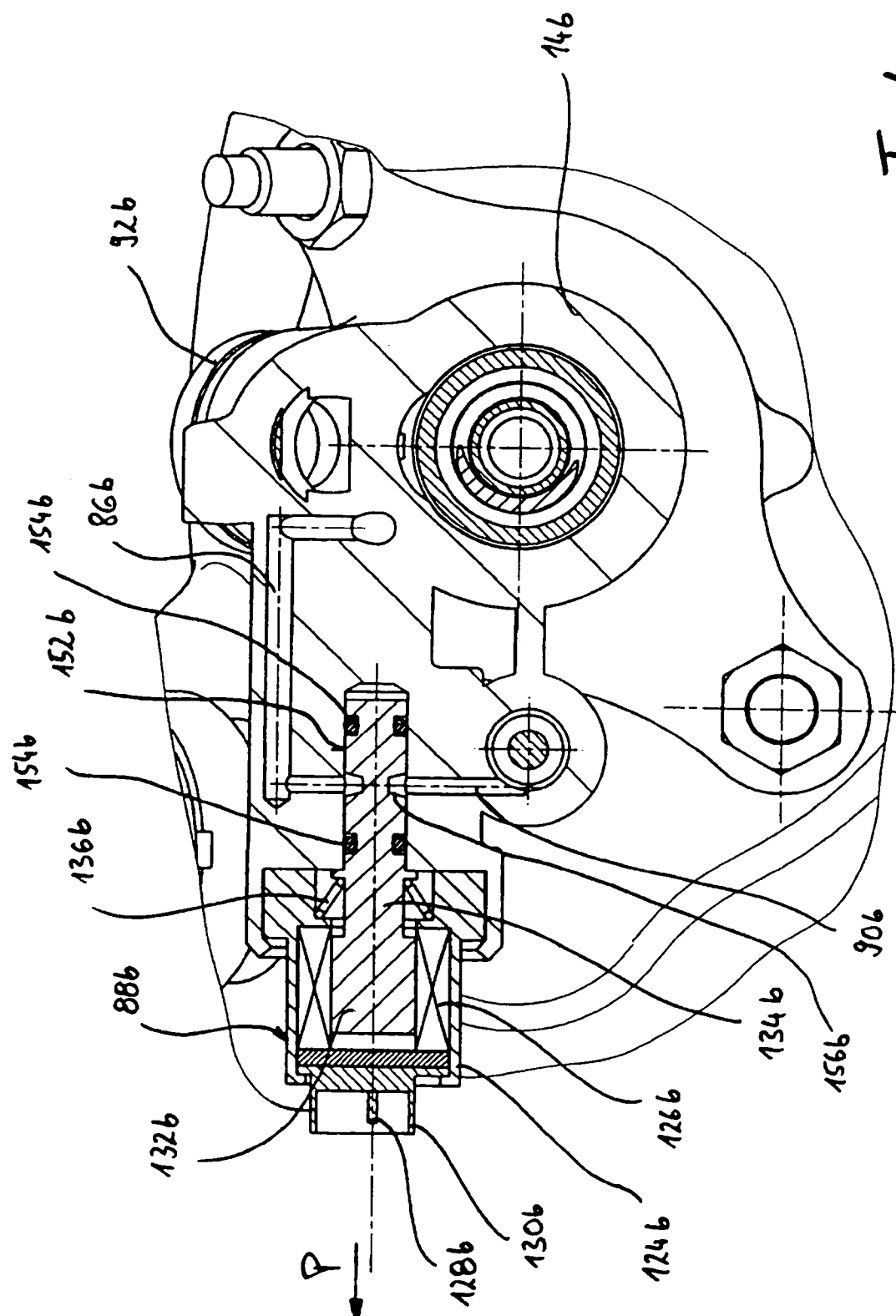


Fig. 2





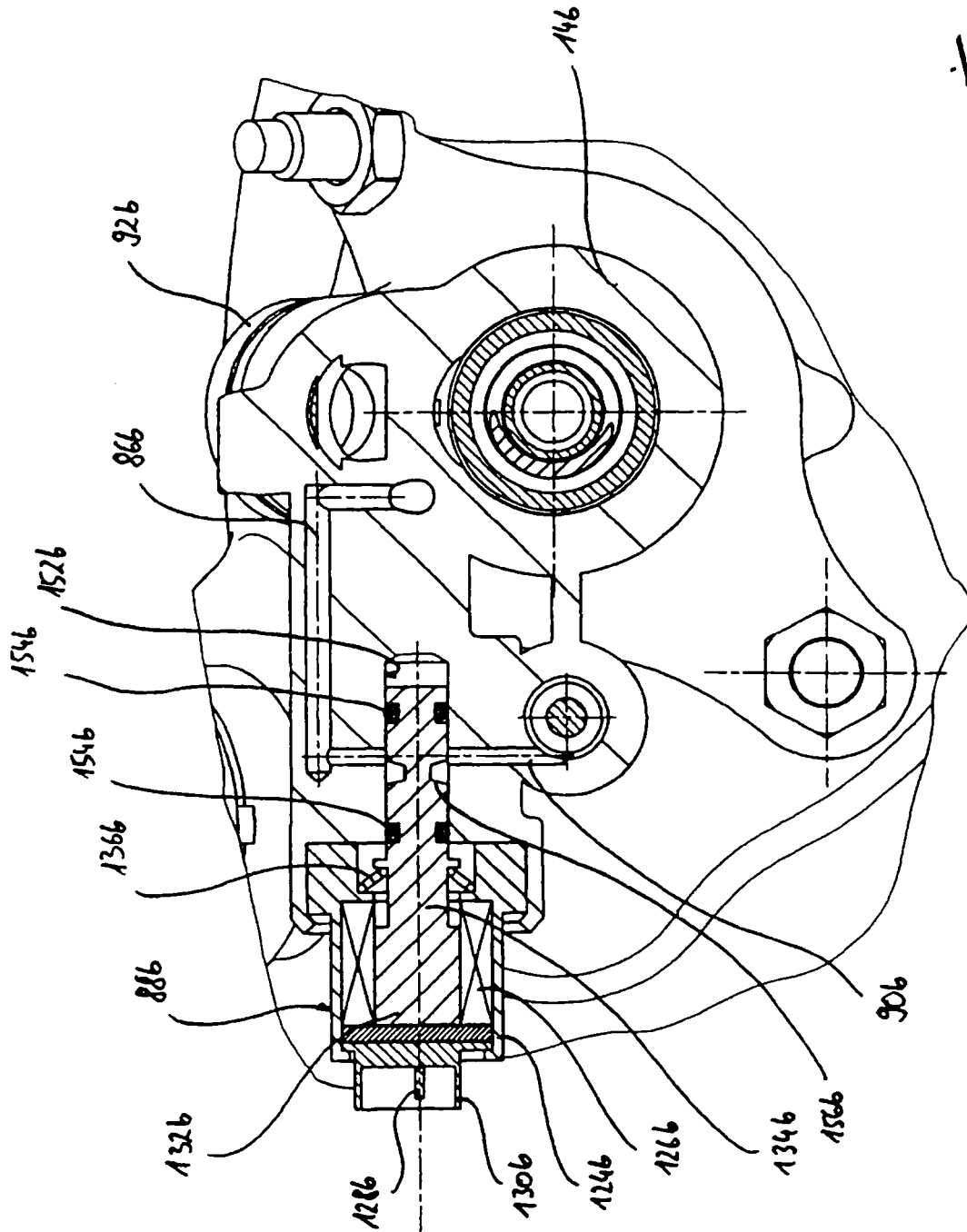


Fig. 5