

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 555 985**

51 Int. Cl.:

**B60T 1/10** (2006.01)  
**B60T 7/04** (2006.01)  
**B60T 7/12** (2006.01)  
**B60T 8/32** (2006.01)  
**B60T 8/40** (2006.01)  
**B60T 13/10** (2006.01)  
**B60T 13/74** (2006.01)  
**B60T 8/1755** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **15.12.2010 E 10795304 (4)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **28.10.2015 EP 2536604**

54 Título: **Método para operar un sistema de freno hidráulico asistido de un vehículo y dispositivo de control para un sistema de freno hidráulico asistido de un vehículo**

30 Prioridad:

**15.02.2010 DE 102010001941**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:  
**12.01.2016**

73 Titular/es:

**ROBERT BOSCH GMBH (100.0%)**  
**Postfach 30 02 20**  
**70442 Stuttgart, DE**

72 Inventor/es:

**VOLLERT, HERBERT y**  
**KNEIP, FRANK**

74 Agente/Representante:

**CARVAJAL Y URQUIJO, Isabel**

**ES 2 555 985 T3**

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

**DESCRIPCIÓN**

Método para operar un sistema de freno hidráulico asistido de un vehículo y dispositivo de control para un sistema de freno hidráulico asistido de un vehículo.

5 La presente invención hace referencia a un método para operar un sistema de freno hidráulico asistido de un vehículo. Además, la invención hace referencia a un dispositivo de control para un sistema de freno hidráulico asistido de un vehículo.

Estado del arte

10 Para posibilitar al conductor de un vehículo un accionamiento confortable de un elemento de entrada de frenado de un sistema de freno, como por ejemplo de un pedal de freno, por lo general un sistema de freno presenta un servofreno. El sistema de freno con un servofreno con frecuencia se denomina como sistema de freno asistido.

Un servofreno está diseñado para proporcionar una asistencia de fuerza que, de forma sumatoria con respecto a una fuerza del conductor ejercida por el conductor sobre el elemento de entrada de frenado, provoca el frenado de al menos una rueda. Servofrenos adecuados se describen por ejemplo en las solicitudes US 2009/0115242 A1, DE 10 2005 024 577 A1, DE 10057 557 A1 y DE 103 27 553 A1.

15 Las figuras 1A y 1B muestran representaciones esquemáticas para explicar un modo de funcionamiento de un servofreno tradicional.

20 El sistema de freno reproducido esquemáticamente de forma parcial en la figura 1A presenta un elemento de entrada de frenado 10, diseñado por ejemplo como pedal de freno. Mediante un accionamiento del elemento de entrada de frenado 10, el conductor puede ejercer una fuerza de frenado del conductor  $F_f$  y a su vez un primer recorrido de ajuste  $s_1$  sobre un componente transmisor del sistema de freno, por ejemplo sobre un émbolo de entrada 12 (véase el diagrama de circuito equivalente de la figura 1 B). De manera adicional, la fuerza de frenado del conductor  $F_f$  puede ser detectada por una unidad de sensores del elemento de entrada de frenado (no representada). A modo de ejemplo, la unidad de sensores del elemento de entrada de frenado comprende un sensor de fuerza para medir la fuerza de frenado del conductor  $F_f$  y/o un sensor de recorrido para determinar el primer recorrido de ajuste  $s_1$  de un componente ajustable del elemento de entrada de frenado 10.

De manera adicional, el sistema de freno presenta un servofreno 14. El servofreno 14 está diseñado para proporcionar una fuerza de asistencia  $F_u$ , para que el conductor no deba aplicar completamente la fuerza requerida para el frenado de su vehículo, como fuerza de frenado del conductor  $F_f$ . La fuerza de asistencia  $F_u$  proporcionada por el servofreno 14, a modo de ejemplo, puede ser una función de la fuerza de frenado del conductor  $F_f$ .

30 El elemento de entrada de frenado 10 y el servofreno 14 se encuentran dispuestos en el sistema de freno de manera que al menos la fuerza de frenado del conductor  $F_f$  y la fuerza de asistencia  $F_u$  producen una fuerza total  $F_g$ . No obstante, la fuerza total  $F_g$  puede aun comprender al menos otra fuerza. A modo de ejemplo, el servofreno 14 transmite la fuerza de asistencia  $F_u$  y un segundo recorrido de ajuste  $s_2$  a un émbolo de asistencia 16 que, junto con el émbolo de entrada 12, se encuentra acoplado a un elemento de acoplamiento de fuerza, como el disco de reacción 18 mostrado. En el diagrama de circuito eléctrico equivalente de la figura 1B el émbolo de entrada 12 actúa sobre un primer punto P1 y el émbolo de asistencia 16 actúa sobre un segundo punto P2 del disco de reacción 18. Tal como lo reconoce el experto, los puntos P1 y P2 pueden corresponder a superficies. Por ejemplo, en el caso de un émbolo de asistencia 16 tubular, el punto P2 corresponde a una superficie anular.

40 De este modo, la fuerza total  $F_g$  y un tercer recorrido de ajuste  $s_3$  pueden transmitirse a un componente dispuesto del lado de salida del elemento de acoplamiento de fuerza, como por ejemplo al émbolo de salida 20. De este modo, el émbolo de salida 20 toca el disco de reacción 18 en un tercer punto P3, así como en una superficie correspondiente.

45 Un cociente  $x$  indica la relación de una primera distancia entre los puntos P2 y P3, y una segunda distancia entre los puntos P3 y P1. En el caso de un disco de reacción 18 elástico ésta se deforma con una fuerza de frenado del conductor  $F_f \neq 0$  y/o con una fuerza de asistencia  $F_u \neq 0$  (no representado en la figura 1B). La capacidad de deformación del disco de reacción 18 puede indicarse como elasticidad  $e$ .

50 El émbolo de salida 20 se encuentra acoplado a un componente 21 ajustable de un cilindro de freno principal 22. En el cilindro de freno principal 22, un circuito de frenos (no ilustrado), llenado con un medio de frenado, se encuentra conectado con al menos un cilindro de freno de la rueda. A través de una modificación de una presión de frenado en al menos un cilindro de freno de la rueda, un par de frenado hidráulico, correspondiente a la fuerza de frenado total  $F_g$ , así como una fuerza de frenado hidráulica correspondiente, puede ejercerse sobre al menos una rueda asociada.

Además, en la solicitud DE 10 2007 030 441 A1 se describe un sistema de freno para un vehículo a motor con un generador y un método correspondiente para operar un sistema de freno regenerativo. Si de manera adicional con respecto al par de frenado hidráulico, un par de frenado regenerativo actúa sobre al menos una rueda, entonces una unidad de simulación debe activarse de manera que del sistema de freno sea retirado un volumen de fluido hidráulico correspondiente al par de frenado regenerativo y que sea almacenado temporalmente en al menos una cámara de almacenamiento de la unidad de simulación para reducir el par de frenado hidráulico al par de frenado regenerativo. De manera correspondiente, en el caso de una desactivación del par de frenado regenerativo, el volumen de fluido hidráulico debe ser desplazado retornando al sistema de freno hidráulico, para aumentar el par de frenado hidráulico.

5  
10 Descripción de la invención

La presente invención crea un método para operar un sistema de freno hidráulico asistido de un vehículo con las características de la reivindicación 1, y un dispositivo de control para un sistema de freno hidráulico asistido de un vehículo con las características de la reivindicación 4.

15 En las reivindicaciones dependientes se describen formas de ejecución ventajosas del método y del dispositivo de control.

20 La presente invención posibilita una adaptación de la fuerza de asistencia del servofreno a por lo menos una fuerza de frenado adicional ejercida sobre al menos una rueda del vehículo, en particular en formas de ejecución ventajosas, una compensación y/o un solapamiento de al menos una fuerza de frenado adicional mediante la fuerza de asistencia adaptada. Del mismo modo, mediante el desplazamiento de volumen entre al menos una cámara de almacenamiento de al menos un émbolo y/o de al menos un cilindro de dos cámaras y el volumen externo al almacenamiento del sistema de frenado, puede realizarse una capacidad de reacción/posición del elemento de entrada del frenado accionado por el conductor, optimizada en comparación con el estado del arte, a pesar de la variación de la fuerza de asistencia. Lo mencionado garantiza un confort de manejo mejorado para el conductor al accionar el elemento de entrada del frenado para predeterminedar el par de frenado total deseado del vehículo.

25 El método acorde a la invención y el dispositivo de control correspondiente pueden utilizarse en un sistema de frenado conveniente en cuanto a los costes, con una estructura sencilla. En particular, para ejecutar el método y para utilizar el dispositivo de control no se necesita una unidad de sensores costosa para el sistema de freno.

30 A través de la utilización de al menos un émbolo y/o de al menos un cilindro de dos cámaras, un llenado o una extracción de un medio de frenado en o desde al menos una cámara de almacenamiento no se asocia con un ruido perceptible para el conductor y/o con un ajuste perceptible para el conductor (vibración) del elemento de entrada de frenado. Esto se asocia a una mejora significativa de los valores NVH (Noise-Vibration-Harshness / ruido, vibración y aspereza) del sistema de freno. En particular, al menos un émbolo y/o al menos un cilindro de dos cámaras posibilita un desplazamiento "suave" de un volumen de medio de frenado en o desde al menos un volumen de almacenamiento. De manera ventajosa, el desplazamiento "suave" mencionado no puede ser escuchado ni percibido por el conductor, sin que deba cerrarse una válvula de separación necesaria entre al menos un émbolo y/o al menos un cilindro de dos cámaras y el cilindro de freno principal. En particular esto puede utilizarse para prescindir de una colocación de una válvula de separación de esa clase en el sistema de freno.

35 A modo de ejemplo, tal como se explica con mayor precisión mediante las siguientes formas de ejecución, a través de la presente invención puede realizarse el solapamiento de al menos una fuerza adicional ejercida, sin que el conductor experimente por ello un efecto retroactivo, como por ejemplo un "arrastre" o "retracción" del elemento de entrada de frenado. Al mismo tiempo, también al utilizar la tecnología acorde a la invención, el conductor puede "frenar hacia dentro" de forma activa y directa en al menos un cilindro de freno de la rueda de su sistema de freno. Por ejemplo, si el conductor omite posteriormente la tecnología acorde a la invención durante una ejecución, entonces toda la fuerza de asistencia del servofreno se utiliza adicionalmente para desarrollar rápidamente un par de frenado hidráulico elevado.

40 En particular en comparación con la solicitud DE 10 2007 030 441 A1, la presente invención posee la ventaja de que el solapamiento del par de frenado adicional del generador tiene lugar ya antes de que se ejerza la fuerza de frenado total sobre el componente ajustable del cilindro de freno principal. A través de la reducción correspondiente de la fuerza soporte en el servofreno se reduce la presión previa, así como el volumen desplazado por el cilindro de freno principal. De este modo, también puede reducirse el volumen que debe ser desplazado en al menos una cámara de almacenamiento. Esto posibilita una reducción del tamaño de la cámara de almacenamiento en comparación con una cámara de almacenamiento tradicional, necesaria para la ejecución de la tecnología de la solicitud DE 10 2007 030 441 A1. Economizando en el espacio de construcción, componentes adicionales pueden montarse con mayor facilidad en el vehículo. Al mismo tiempo puede reducirse la potencia que debe ser ejecutada por al menos un elemento transportador del medio de frenado, como por ejemplo por al menos un motor eléctrico de un émbolo. De este modo, pueden utilizarse bombas, válvulas, émbolos y/o cilindros de dos cámaras más convenientes en cuanto a los costes. Un transporte de retorno del volumen que debe realizarse más rápido, desde al menos una cámara de

almacenamiento que se encuentra conectada a una potencia del motor marcadamente elevada, no es necesario para desarrollar rápidamente un par de frenado hidráulico elevado.

5 A través de la utilización de al menos un émbolo y/o de al menos un cilindro de dos cámaras, de manera adicional, como alternativa con respecto a la utilización de un sensor de presión, es posible una estimación de la presión y/o un cálculo de la presión mediante las señales de accionamiento y eventualmente señales de medición de al menos un émbolo y/o de al menos un cilindro de dos cámaras. Se consideran señales de accionamiento y/o de medición adecuadas por ejemplo una señal de la corriente de accionamiento y/o de la medición del recorrido en un elemento ajustable de al menos un émbolo y/o de al menos un cilindro de dos cámaras.

Breve descripción de los dibujos

10 Otras características y ventajas de la presente invención se explican a continuación mediante las figuras. Las figuras muestran:

Figuras 1A y 1B: de manera esquemática, representaciones para explicar un modo de funcionamiento de un servofreno tradicional;

Figura 2: un diagrama de flujo para representar una primera forma de ejecución del método;

15 Figura 3: una representación esquemática de una forma de ejecución del dispositivo de control;

Figura 4: una representación esquemática de una primera forma de ejecución del sistema de freno hidráulico asistido;

Figura 5: una representación esquemática de un primer ejemplo de ejecución de un émbolo del sistema de freno hidráulico;

20 Figura 6: una representación esquemática de un segundo ejemplo de ejecución de un émbolo del sistema de freno hidráulico;

Figura 7: una representación esquemática de una segunda forma de ejecución del sistema de freno hidráulico asistido; y

25 Figuras 8A a 8D: representaciones esquemáticas de un mecanismo de acoplamiento de un sistema de freno para representar una segunda forma de ejecución del método.

Formas de ejecución de la invención

La figura 2 muestra un diagrama de flujo para representar una primera forma de ejecución del método.

30 En un paso del método S1, se determina una información relacionada con el incremento o la disminución de al menos una fuerza de frenado adicional que es ejercida adicionalmente con respecto a una fuerza de frenado hidráulica del sistema de freno en al menos una rueda del vehículo. La información puede comprender una variable, una señal y/o un valor de medición que describe el hecho de que adicionalmente con respecto al par de frenado hidráulico del sistema de freno se ejerce al menos una fuerza adicional sobre al menos una rueda. A modo de ejemplo, como información puede determinarse una información referida al menos a un incremento o una disminución de un par de frenado regenerativo, de una fuerza de fricción y/o de una fuerza en pendiente descendente. Una información de esa clase puede describir si sobre al menos una rueda actúa un par de frenado regenerativo propio del vehículo, una fuerza de fricción extrema y/o una fuerza en pendiente descendente distinta de cero y/o si su incremento o disminución es mayor que una diferencia mínima predeterminada. La diferencia mínima predeterminada, sin embargo, también puede ser igual a cero. Como alternativa o complemento con respecto a lo mencionado, al determinar la información puede determinarse también si el vehículo se encuentra en estado de detención.

40 En un paso del método S2, en tanto el incremento o la disminución sea mayor que una variable mínima predeterminada, una fuerza de asistencia, acoplada con un elemento de entrada de frenado en un elemento de acoplamiento de fuerza y proporcionada por un servofreno, se modifica en una diferencia de fuerza. La modificación de la fuerza de asistencia se efectúa considerando la información determinada, de manera que la fuerza de frenado hidráulica es modificada en correspondencia con al incremento o la disminución de la fuerza de frenado adicional.

45 A modo de ejemplo, en tanto que como información se determine una información relacionada con al menos un incremento o una disminución de un par de frenado regenerativo, de una fuerza de fricción y/o de una fuerza en

pendiente descendente, la fuerza de asistencia es modificada en una diferencia de fuerza que compensa el incremento o la disminución del par de frenado regenerativo, de la fuerza de fricción y/o de la fuerza en pendiente descendente. En particular, de este modo la fuerza de asistencia del servofreno puede modificarse de manera que la suma del par de frenado hidráulico y del par de frenado regenerativo sea igual al par de frenado total deseado. Del mismo modo, la fuerza de asistencia puede determinarse nuevamente, de manera que a pesar de una fuerza de fricción extremadamente reducida, como por ejemplo en el caso de un desplazamiento sobre hielo, el par de frenado total deseado pueda garantizarse a través de la adaptación del par de frenado hidráulico. Como alternativa o complemento con respecto a lo mencionado, a pesar de una fuerza en pendiente descendente extrema, en particular en el caso de un frenado en un plano inclinado, la fuerza de asistencia puede determinarse también de manera que se mantenga la desaceleración del vehículo deseada por el conductor, a pesar de la fuerza en pendiente descendente extremadamente elevada.

Además, si se determina la información de que en el vehículo en el estado de detención se encuentra presente una fuerza en pendiente descendente que actúa como al menos una fuerza de frenado adicional, entonces la fuerza de asistencia puede reducirse a una diferencia de fuerza igual a la fuerza de asistencia. De este modo, el consumo de energía del servofreno puede reducirse también en el caso de un estado de detención del vehículo.

A continuación, en un paso del método S3, un volumen de un medio de frenado del sistema de freno entre al menos una cámara de almacenamiento de al menos un émbolo y/o de al menos un cilindro de dos cámaras y un volumen externo al almacenamiento del sistema de freno, considerando la información determinada, es desplazado de manera que sobre un elemento de entrada de frenado se ejerce una fuerza de compensación correspondiente a la diferencia de fuerza. La consideración de la información determinada puede significar también que se tiene en cuenta una variable derivada de la información determinada. Como el volumen externo al almacenamiento del sistema de freno puede entenderse un volumen de al menos un área parcial del sistema de freno por fuera de al menos una cámara de almacenamiento, el cual se encuentra conectado a la cámara de almacenamiento de manera que un llenado o un vaciado de la cámara de almacenamiento conduce a una disminución de la presión o a un incremento de la presión en el volumen externo al almacenamiento. El volumen externo al almacenamiento puede denominarse también como volumen residual externo al almacenamiento del sistema de freno, el cual puede realizar un intercambio de medio de frenado con la cámara de almacenamiento.

En una forma de ejecución preferente del método, la determinación del desplazamiento de volumen deseado tiene lugar de manera que la fuerza de compensación compensa una fuerza de ajuste ejercida sobre el elemento de entrada de frenado, la cual resulta de la diferencia de fuerza de la fuerza de asistencia. Más adelante se abordará en detalle una posibilidad para ejecutar los pasos del método S1 a S3 de manera sencilla.

El método descrito en los párrafos anteriores puede aplicarse por ejemplo en un sistema de freno regenerativo para cubrir un par de frenado regenerativo variable en el tiempo. Igualmente, en el caso de un estado de detención del vehículo, el método aquí descrito puede utilizarse para reducir la fuerza de asistencia ejercida por el servofreno, ahorrando energía. Sin embargo, las posibilidades de aplicación del método descrito no se limitan a los ejemplos mencionados.

La figura 3 muestra una representación esquemática de una forma de ejecución del dispositivo de control.

El dispositivo de control 25 representado de forma esquemática en la figura 3 presenta un dispositivo de entrada 26 que se encuentra diseñado para recibir una información relacionada con un incremento o una disminución de al menos una fuerza de frenado adicional ejercida de forma adicional con respecto a una fuerza de frenado hidráulica del sistema de freno sobre al menos una rueda del vehículo. De manera adicional, en tanto el incremento o la disminución de la fuerza de frenado adicional sea mayor que una diferencia mínima predeterminada, el dispositivo de entrada 26 se encuentra diseñado para proporcionar al menos una señal de recepción 28 correspondiente a la información.

Un primer dispositivo de evaluación 29 del dispositivo de control 25 está diseñado para definir una variable de modificación deseada de la fuerza con respecto a una modificación deseada de una fuerza de asistencia que puede ser proporcionada por un servofreno, acoplado junto con un elemento de entrada de frenado en un elemento de acoplamiento de fuerza, considerando al menos la señal de recepción 28. Con respecto a posibilidades ventajosas para una determinación adecuada de la variable de modificación deseada de la fuerza a través del dispositivo de evaluación 29 se remitirá a los ejemplos antes descritos y a los que se indicarán más adelante. A continuación, el primer dispositivo de evaluación 29 emite una primera señal 30, correspondiente a la variable de modificación deseada de la fuerza determinada, a un primer dispositivo actuador 31 del dispositivo de control.

El primer dispositivo actuador 31 está diseñado para emitir una primera señal de control 32, correspondiente a la variable de modificación deseada de la fuerza definida, al servofreno (no representado). Más adelante se abordará en detalle el accionamiento del servofreno mediante el primer dispositivo actuador 31. De este modo es posible que la fuerza de asistencia pueda modificarse en una diferencia de fuerza correspondiente a la variable de modificación

deseada de la fuerza definida, y que la fuerza de frenado hidráulica pueda modificarse en correspondencia con el incremento o la disminución de la fuerza de frenado adicional.

5 En la forma de ejecución representada, el primer dispositivo de evaluación 29, de manera adicional, se encuentra diseñado para suministrar una segunda señal de evaluación 33 a un segundo dispositivo de evaluación 34 del dispositivo de control 25. La segunda señal de evaluación 33 puede comprender al menos una parte de la información 27 recibida y/o la variable de modificación deseada de la fuerza. La segunda unidad de evaluación 34 está diseñada para definir una variable de desplazamiento deseada del volumen con respecto a un desplazamiento deseado del volumen de un medio de frenado del sistema de freno entre al menos una cámara de almacenamiento de al menos un émbolo y/o de al menos un cilindro de dos cámaras y un volumen externo al almacenamiento del sistema de freno, considerando al menos la segunda señal de evaluación 33, es decir, considerando de forma indirecta al menos una señal de recepción 28. Más adelante se indican posibilidades ventajosas para definir una variable de desplazamiento deseada del volumen que compensa la modificación de la fuerza de asistencia y, con ello, una fuerza de frenado total, de manera que el conductor no percibe ninguna posición/modo de funcionamiento modificado del elemento de entrada de frenado.

15 Después de definir la variable de desplazamiento deseada del volumen, el segundo dispositivo de evaluación 34 emite una tercera señal de evaluación 35 a un segundo dispositivo actuador 36 del dispositivo de control 25. El segundo dispositivo actuador 36, mediante la tercera señal de evaluación 35, puede desactivarse de manera que una segunda señal de control 37, correspondiente a la variable de desplazamiento deseada del volumen, se emite a por lo menos un elemento transportador de medio de frenado (no representado) del sistema de freno. De manera preferente al menos un elemento transportador de medio de frenado, mediante la segunda señal de control 37, puede ser accionado de manera que un volumen de medio de frenado, correspondiente a la variable de desplazamiento deseada del volumen, puede desplazarse entre al menos una cámara de almacenamiento y el volumen externo al almacenamiento del sistema de freno, a través del elemento transportador de medio de frenado.

25 De este modo se garantiza que un volumen del medio de frenado, correspondiente a la variable de desplazamiento deseada del volumen, pueda desplazarse entre al menos una cámara de almacenamiento y el volumen externo al almacenamiento del sistema de freno, y que una fuerza de compensación correspondiente a la diferencia de fuerza, pueda ejercerse sobre el elemento de entrada de frenado. En particular, mediante el volumen de medio de frenado desplazado, puede compensarse la modificación accionada mediante la primera señal de control 32 de la fuerza de frenado total ejercida sobre el componente del cilindro de freno principal, constituida al menos por la fuerza de asistencia y la fuerza de frenado del conductor. En este caso, el volumen de medio de frenado desplazado puede producir una fuerza de compensación que compensa los efectos de la fuerza de frenado total nuevamente definida, sobre el elemento de entrada de frenado.

35 En una forma de ejecución ventajosa, el segundo dispositivo actuador 36 puede estar diseñado para accionar al menos un motor del émbolo, como al menos un elemento transportador de medio de frenado, mediante la segunda señal de control 37. Como alternativa o complemento con respecto a lo mencionado, el segundo dispositivo actuador 36 puede estar diseñado también para accionar una bomba y/o al menos una válvula, como al menos un elemento transportador del medio de frenado, mediante la segunda señal de control 37, considerando la variable deseada de desplazamiento del volumen. Preferentemente, esto tiene lugar de manera que, mediante un incremento del volumen de una primera cámara de al menos un cilindro de dos cámaras, el volumen puede desplazarse en correspondencia con la variable deseada de desplazamiento del volumen desde una segunda cámara de al menos un cilindro de dos cámaras hacia el volumen externo al almacenamiento. De manera correspondiente, mediante el segundo dispositivo actuador 36, puede ser accionada también una válvula, de manera que una disminución del volumen de la primera cámara, mediante la salida de medio de frenado desde la primera cámara a través de la válvula accionada, provoca un desplazamiento de medio de frenado desde el volumen externo al almacenamiento hacia la segunda cámara, correspondiente a la variable deseada de desplazamiento del volumen. Más adelante se indicarán en detalle formas de ejecución ventajosas para un émbolo y/o un cilindro de dos cámaras que pueden ser accionados mediante la segunda señal de control 37.

La figura 4 muestra una representación esquemática de una primera forma de ejecución del sistema de freno hidráulico asistido.

50 El sistema de freno hidráulico para un vehículo, representado de forma esquemática en la figura 4, comprende un cilindro de freno principal 50 que se encuentra conectado a un depósito de medio de frenado 52 mediante al menos un canal de conexión 54. Un elemento de entrada de frenado 56, diseñado por ejemplo como pedal de freno, se encuentra acoplado al cilindro de freno principal 50, de manera que un conductor del vehículo con el sistema de freno hidráulico puede provocar una modificación de la presión en el cilindro de freno principal 50 a través de un accionamiento del elemento de entrada de frenado 56. Como soporte para el conductor, un servofreno 5 se encuentra acoplado en el cilindro de freno principal 50, de manera que en el caso de un accionamiento del elemento de entrada de frenado 56 a través del conductor, una fuerza de frenado total suministrada formada al menos por la fuerza de frenado del conductor ejercida sobre el elemento de entrada de frenado 56 y una fuerza de asistencia proporcionada por el servofreno 58, puede provocar una modificación de la presión en el cilindro de freno principal

50. De este modo puede reducirse la fuerza de frenado del conductor que debe ser aplicada por el conductor para frenar al menos una rueda 60 del vehículo. A modo de ejemplo, el servofreno 58 puede estar diseñado como servofreno electromecánico (reforzador de freno por vacío) o como servofreno hidráulico. De manera preferente, el servofreno 58 está diseñado como un servofreno controlable/regulable, lo cual permite otros usos del servofreno 58.

5 Al menos un circuito de frenos 62a y 62b se encuentra asociado al cilindro de freno principal 50, de manera que un medio de frenado puede circular entre el cilindro de freno principal 50 y al menos un circuito de frenos 62a ó 62b. Un circuito de frenos 62a y 62b de esa clase comprende al menos un cilindro de freno de la rueda 64a a 64d. El circuito de frenos representado presenta dos circuitos de frenos 62a y 62b, respectivamente con dos cilindros de freno de la rueda 64a a 64d. Sin embargo, debe señalarse que la posibilidad de realización del sistema de freno hidráulico representado no se limita a una cantidad determinada de circuitos de freno 62a y 62b con una cantidad predeterminada de forma fija de cilindros de freno de la rueda 64a a 64d. Del mismo modo, puede escogerse a voluntad la asociación diagonal por eje, individual de la rueda, del circuito de frenos 62a y 62b del sistema de frenos, a por lo menos cuatro ruedas 60 del vehículo. En otra forma de ejecución, el sistema de freno hidráulico puede poseer también tres circuitos de frenos para una repartición X del circuito de frenos.

15 En el sistema de freno representado en la figura 4, los dos circuitos de frenos 62a y 62b están realizados de forma idéntica. Sin embargo, el sistema de freno no se limita al diseño idéntico de sus circuitos de frenos 62a y 62b. El equipamiento de los circuitos de frenos 62a y 62b representados, cada uno con una válvula selectora de alta presión 66a y 66b, cada uno con una válvula de conmutación 68a y 68b con una válvula de retroceso 70a y 70b dispuestas de forma paralela con respecto a ello, respectivamente con una válvula de entrada de la rueda 72a a 76d con una válvula de no retorno 74a a 74d dispuesta de forma paralela con respecto a ello, y una válvula de salida de la rueda 76a a 76d por cilindro de freno de la rueda 64a a 64d, así como con una bomba 78a ó 78b, donde las dos bombas 78a y 78b se sitúan sobre un árbol común de un motor 80, se representa solamente a modo de ejemplo. El sistema de freno aquí representado no se limita a un equipamiento de sus circuitos de frenos 62a ó 62b con los componentes 72a a 78b, así como a su acoplamiento de uno con otro aquí representado. También el equipamiento de cada uno de los circuitos de frenos 62a y 62b, cada uno con otra válvula de no retorno 82a u 82b y con una cámara de almacenamiento 84a u 84b que se encuentran dispuestas entre el lado de succión de una bomba 78a ó 78b y las válvulas de salida de la rueda 76a a 76d correspondientes, debe interpretarse solamente a modo de ejemplo. Del mismo modo, los sensores de presión 86 representados deben interpretarse de manera opcional en cuanto a su cantidad total por circuito de frenos 62a ó 62b y a su disposición, ya que no es obligatorio que estén presentes. Al menos un sensor de presión 86 puede consistir por ejemplo en un sensor de presión Hz y/o en un sensor de presión del circuito.

Cada uno de los circuitos de frenos 62a y 62b representados presenta un émbolo 88a u 88b propio que se encuentra dispuesto de forma contigua con respecto al lado de transporte de la bomba 78a o 78b asociada. Otro émbolo 90 presenta una abertura de paso hacia los dos conductos de suministro 92a y 92b de los dos circuitos de frenos 62a y 62b, acoplados al cilindro de freno principal 50. Debe señalarse que el equipamiento del sistema de frenos aquí representado no se limita a una cantidad determinada de los émbolos 88a, 88b y 90 o a su disposición en al menos un circuito de frenos 62a ó 62b. Cada uno de los émbolos 88a, 88b y 90 puede considerarse como elemento transportador del medio de frenado con un volumen de almacenamiento propio incorporado del sistema de frenos, mediante el cual un volumen del medio de frenado puede desplazarse entre al menos un volumen de almacenamiento del émbolo 88a, 88b ó 90 y el volumen externo al almacenamiento, de al menos un circuito de frenos 62a y 62b asociado. A continuación se describen dos ejemplos de ejecución ventajosos para los émbolos 88a, 88b y 90.

La figura 5 muestra una representación esquemática de un primer ejemplo de ejecución de un émbolo del sistema de freno hidráulico.

45 El émbolo 88a representado de forma esquemática en la figura 5 presenta una cámara de almacenamiento del émbolo 100 y un motor del émbolo 104 acoplado a un componente de pared 102 ajustable de la cámara de almacenamiento del pistón 100, mediante un acoplamiento 106. El volumen de la cámara de almacenamiento del émbolo 100, así como la cantidad de medio de frenado colocado en la cámara de almacenamiento del émbolo 100, puede ser accionado a través del acoplamiento 106 entre el motor del pistón 104 y el componente de pared ajustable 102.

55 Para un control adicional de una circulación del medio de frenado, una unidad de válvula 108 se encuentra dispuesta del lado de entrada en el émbolo 88a, entre la cámara de almacenamiento del émbolo 100 y un volumen externo al almacenamiento (representado de forma esquemática, sólo de forma parcial). A modo de ejemplo, la unidad de válvula 108 puede estar diseñada también como válvula de no retorno, como válvula selectora o como válvula de control. El émbolo 88a y la unidad de válvula 108 pueden estar diseñados también de una pieza. El accionamiento del émbolo 88a y de la unidad de válvula 108 se abordará en detalle más adelante.

De este modo, una presión hidráulica en el cilindro de freno principal 50 (presión previa) y/o una posición del componente 21 ajustable del cilindro de freno principal 50 pueden controlarse no sólo mediante una fuerza de

frenado total  $F_g$  que resulta al menos de una fuerza de frenado del conductor  $F_f$  y/o de una fuerza de asistencia  $F_u$  del servofreno, sino también mediante un accionamiento del motor del émbolo 104 y de la unidad de válvula 108. De este modo, independientemente de una fuerza de frenado del conductor  $F_f$  aplicada por el conductor y/o de una fuerza de asistencia  $F_u$  proporcionada por el servofreno, existe la posibilidad de modificar la presión hidráulica en el cilindro de freno principal 50 (presión previa) y/o el ajuste del componente ajustable 21 del cilindro de freno principal 50. Las ventajas que resultan de lo mencionado se abordarán en detalle más adelante.

La figura 6 muestra una representación esquemática de un segundo ejemplo de ejecución de un émbolo del sistema de freno hidráulico.

El émbolo 88a', debido a un acoplamiento 110 autoblocante del motor del émbolo 104 en el componente de pared ajustable 102 de la cámara de almacenamiento del émbolo 100, se encuentra diseñado de manera que se impide un llenado indeseable de la cámara de almacenamiento del émbolo 100 desde el sistema de freno, así como un desplazamiento hacia atrás no deseado del émbolo 88'a, al menos hasta una presión relevante. También es posible que el émbolo 88'a se encuentre diseñado de forma autoblocante. Un émbolo 88'a de esa clase garantiza igualmente las otras ventajas mencionadas.

En lugar o de forma adicional con respecto a los ejemplos mencionados pueden utilizarse también otros ejemplos de ejecución para un émbolo, por ejemplo con engranajes adicionales.

Los ejemplos descritos para los émbolos 88a y 88a' se encuentran integrados de forma sencilla en el sistema de frenos representado en la figura 4. Un sistema de frenos hidráulico asistido de esa clase, de manera adicional, puede estar provisto de un equipo auxiliar ABS, de un equipo auxiliar ESP, de un sistema EHB y/o de un sistema de regulación de frenos diseñado de otro modo. Debido a la conexión hidráulica entre al menos un émbolo 88a, 88b y/o 90 y el cilindro de freno principal 50, el émbolo puede utilizarse para mejorar el confort de manejo del elemento de entrada de frenado 56 para el conductor, tal como se describirá a continuación con mayor precisión.

El sistema de frenos hidráulico de la figura 4 presenta también el dispositivo de control 25 descrito más arriba. Mediante la primera señal de control 32, de manera preferente, el servofreno 58 puede ser accionado de manera que al recibir una información referida a una fuerza adicional ejercida sobre al menos una rueda 60, de forma adicional con respecto al par de frenado hidráulico del sistema de frenos, mediante la variable de comparación, la fuerza de asistencia suministrada por el servofreno 56 puede modificarse de manera que la fuerza de frenado total formada al menos por la fuerza de asistencia y la fuerza de frenado del conductor provoca un par de frenado hidráulico modificado en al menos un cilindro de freno de la rueda 64 a 64d que, junto con la fuerza de frenado adicional, produce un par de frenado total deseado preferente. A modo de ejemplo, para ello, en el elemento de entrada de frenado 56 puede estar dispuesto también un sensor de fuerza y/o de recorrido que suministra una señal de deseo de frenado del conductor al dispositivo de control 25. En este caso, de manera adicional, el dispositivo de control 25 se encuentra diseñado para considerar igualmente la señal de deseo de frenado del conductor al definir la variable de modificación de la fuerza deseada, emitiendo al servofreno 58 una primera señal de control 32 adaptada al accionamiento del elemento de entrada de frenado 56.

Mediante la segunda señal de control 37, los émbolos 88a, 88b y 90 puede ser accionados de manera que en el cilindro de freno principal 50 se desarrolle una modificación de la presión que conduce a que el elemento de entrada de frenado 56, a pesar de una modificación significativa de la fuerza de asistencia, permanezca en una posición preferente. El accionamiento de los émbolos 88a, 88b y 90 mediante la segunda señal de control 37 puede tener lugar considerando la curva características de presión-volumen de los circuitos de frenos 62a y 62b, así como considerando adicionalmente las magnitudes relevantes con respecto al acoplamiento del elemento de entrada de frenado 56 en el servofreno 58 y en el cilindro de freno principal (véase más abajo).

Del modo habitual, una modificación de la fuerza de asistencia suministrada por el servofreno 58 se asocia en ocasiones a un "arrastre" del elemento de entrada de frenado 56, por ejemplo del pedal de freno. Cuando el conductor frena, con frecuencia esto se percibe como irritante, ya que las propiedades del elemento de entrada de frenado han variado de forma correspondiente. Por ejemplo, en ese caso, al tocar el pedal de freno, el conductor percibe una posición no prevista del pedal de freno. Sin embargo, en la tecnología acorde a la invención aquí descrita, mediante la función de compensación de los émbolos 88a, 88b y 90; la cual se describe más abajo, se proporciona una fuerza de compensación que puede provocar la permanencia en una posición preferente (conforme al estándar) del elemento de entrada de frenado 56 a pesar de una modificación de la fuerza de asistencia.

La tecnología acorde a la invención del sistema de freno de la figura 4 se describe a continuación mediante un ejemplo de ejecución para cubrir un frenado de recuperación (regenerativo). No obstante, debe señalarse que la tecnología acorde a la invención, de manera correspondiente, es posible también para una adaptación del par de frenado hidráulico a una fricción más reducida en al menos una de las ruedas 60, a una fuerza en pendiente descendente extremadamente elevada y/o a un estado de detención actual del vehículo.



En el ejemplo de aplicación descrito, un generador ejerce un par de frenado regenerativo adicional sobre una de las ruedas 60, preferentemente sobre un eje del vehículo. El par de frenado regenerativo puede variar temporalmente por ejemplo debido a su dependencia con respecto a la velocidad actual del vehículo y/o a su dependencia con respecto a un estado de carga de una batería del vehículo que puede cargarse mediante el generador. Para simplificar, puede suponerse que la desaceleración actual del vehículo resulta del par de frenado hidráulico del sistema de freno hidráulico asistido y del par de frenado regenerativo.

Mediante la primera señal de control 32 del dispositivo de control 25, la fuerza de asistencia del servofreno 58 puede adaptarse de manera que la desaceleración del vehículo corresponde a un deseo de frenado del conductor que puede ser determinado. A modo de ejemplo, en el caso de un incremento del par de frenado regenerativo, en particular en el caso de una superposición del generador, la fuerza de asistencia del servofreno 58 se reduce de manera que la desaceleración del vehículo se mantiene constante en el caso de un accionamiento regular del elemento de entrada de frenado 56 a través del conductor. De manera correspondiente, en el caso de una reducción del par de frenado regenerativo, como por ejemplo en el caso de una supresión del generador, la fuerza de asistencia del servofreno 58 puede aumentar, de manera que, en particular en el caso de un accionamiento constante del elemento de entrada del freno 56, se mantiene la desaceleración deseada del vehículo. De manera correspondiente, la fuerza de asistencia del servofreno, también en el caso de un accionamiento irregular del elemento de entrada de frenado 56 a través del conductor, puede adaptarse al par de frenado regenerativo, de manera que la desaceleración actual del vehículo corresponde al deseo de frenado del conductor que puede ser determinado.

Por ejemplo, en el caso de una supresión del generador, si la fuerza de asistencia del servofreno 58 se reduce, entonces, sin embargo, la presión en el cilindro de freno principal 50 y en los dos circuitos de frenos 62a y 62b es menor que aquella que esperaría el conductor debido a la fuerza ejercida sobre el elemento de entrada de frenado 56. En este caso, debido a la fuerza de frenado total reducida, es menor también el volumen desplazado hacia las pinzas de freno de la rueda de los cilindros de freno de la rueda 64a a 64d. La desviación del volumen desplazado corresponde a las líneas características pV de los cilindros de freno de la rueda 64a a 64d. Esto significa que, del modo convencional, en el cilindro de freno principal 50 permanece un volumen mayor en comparación con la fuerza de frenado del conductor, donde el recorrido del pedal es más corto debido a la fuerza retroactiva ejercida por el cilindro de freno principal 50 sobre el elemento de entrada de frenado 56. El conductor con frecuencia percibe esto de manera que el elemento de entrada de frenado se encuentra en una posición que sobresale de forma no habitual.

A través del accionamiento de los émbolos 88a, 88b y 90 mediante la segunda señal de control 37, sin embargo, un volumen adicional de medio de frenado puede ser desplazado hacia la cámara de almacenamiento de los émbolos 88a, 88b y 90. Esto provoca un "arrastre hacia dentro" o una "caída hacia dentro" del elemento de entrada de frenado 56. De este modo, el recorrido del pedal se adapta a la fuerza de frenado del conductor. La adaptación mencionada del recorrido del pedal y de la posición del elemento de entrada de frenado 56 se asocia a un confort de manejo adicional para el conductor.

Los pasos del método descritos en los dos párrafos anteriores pueden aplicarse de forma correspondiente también en un incremento, provocado por la disminución del par de frenado, de la fuerza de asistencia del servofreno 58. En el caso de una sincronización correspondiente de las señales de control 32 y 36, es decir de la modificación de la fuerza de asistencia y del desplazamiento del volumen del medio de frenado entre al menos una cámara de almacenamiento y el volumen externo al almacenamiento, a pesar de una modificación del par de frenado hidráulico/presión hidráulica de frenado en el sistema de freno, puede regularse para el conductor un comportamiento de fuerza - recorrido neutral del elemento de entrada de frenado 56.

A través de la utilización de al menos un émbolo 88a, 88b y 90, el desplazamiento del medio de frenado realizado se asocia a una carga acústica mínima. En particular, de este modo es posible un desplazamiento "suave" del medio de frenado que el conductor no percibe mediante una "vibración" ni mediante un "contragolpe" del elemento de entrada de frenado 56. El solapamiento del par de frenado regenerativo, temporalmente variable, no produce ningún efecto sobre el confort de manejo del elemento de entrada de frenado 56 para el conductor.

En tanto al menos un émbolo 88a, 88b y 90 presente una válvula situada aguas arriba, de manera ventajosa, ésta puede estar diseñada con una válvula de no retorno, de manera que es posible un transporte del volumen del émbolo hacia el circuito de frenos 62a ó 62b también en el caso de un asiento principal cerrado de la válvula. De este modo, el volumen también puede ser transportado de regreso hacia el respectivo circuito de frenos 62a ó 62b todavía por al menos un émbolo 88a, 88b y 90, también en el caso de una falla de la válvula, por ejemplo debido a una corriente permanente defectuosa que provoca un cierre, o en el caso de un cierre por apriete de la válvula. De este modo puede impedirse un frenado insuficiente debido a un volumen "faltante".

La figura 7 muestra una representación esquemática de una segunda forma de ejecución del sistema de freno hidráulico asistido.

El sistema de freno reproducido esquemáticamente en la figura 7 presenta los componentes 50 a 86, y 92a y 92b ya descritos. Sin embargo, en lugar de un émbolo, el segundo circuito de frenos 62b está provisto de un cilindro de dos cámaras 150. En un perfeccionamiento del sistema de freno representado, también el primer circuito de frenos 62a puede estar provisto de un cilindro de dos cámaras de esa clase.

5 El cilindro de dos cámaras 150 comprende una primera cámara 152 y una segunda cámara 154. Una pared divisora entre las dos cámaras 152 y 154 comprende un elemento separador 153 desplazable, de manera que un volumen constante de las dos cámaras 152 y 154 permanece constante en el caso de una ampliación/reducción de una de las dos cámaras 152 y 154. La primera cámara 152 se encuentra orientada hacia un lado de transporte de la bomba 78b del segundo circuito de frenos 62b. Mediante un funcionamiento de la bomba 78b, de este modo, un volumen de  
10 medio de frenado puede ser bombeado hacia la primera cámara 152 del cilindro de dos cámaras 150. Además, una abertura de la primera cámara 152, mediante una válvula 156, se encuentra conectada a un conducto del depósito 158 que desemboca en el depósito de medio de frenado 52. De este modo, en el caso de que la válvula 156 se encuentre en un estado abierto, un volumen de medio de frenado puede circular desde la primera cámara 152 hacia el depósito de medio de frenado 52, mediante el conducto de reserva 158.

15 La segunda cámara 154 del cilindro de dos cámaras 150, mediante un conducto intermedio 160, se encuentra acoplada a un conducto 162 que conecta las válvulas de entrada de la rueda 72c y 72d con el conducto de suministro 92b, mediante la válvula de conmutación 68b. De este modo, en el caso de que la válvula de conmutación 68b se encuentre abierta y las válvulas de entrada de la rueda 72c y 72d se encuentren cerradas, un volumen de medio de frenado puede ser desplazado entre la segunda cámara 154 del cilindro de dos cámaras 150 y el cilindro  
20 de freno principal 50.

A continuación se describe la interacción ventajosa del dispositivo de control 25, del cilindro de dos cámaras 150, de la válvula 156 y de la bomba 78b para cubrir un par de frenado regenerativo temporalmente variable. Naturalmente, los componentes 25, 78b, 150 y 156 pueden utilizarse también para compensar una fuerza de fricción más reducida sobre al menos una de las ruedas 60, una fuerza en pendiente descendente extrema y/o para reducir el consumo de  
25 energía del servofreno 58 en el caso de una detención del vehículo.

En el caso de un par de frenado regenerativo decreciente, un par de frenado total deseado predeterminado por el conductor puede mantenerse mientras el servofreno 58 es accionado mediante la primera señal de control 32, de manera que se proporciona una fuerza de asistencia más elevada. Con ello, la fuerza de frenado total, constituida por la fuerza de asistencia y la fuerza de frenado del conductor, aumenta también en el caso de un accionamiento  
30 constante del elemento de entrada de frenado a través del conductor. Debido a la fuerza de frenado total más elevada, en el cilindro de freno principal 50 se desarrolla una presión más elevada. Esta presión más elevada provoca una fuerza de recuperación más elevada sobre el elemento de entrada de frenado 56. Para evitar lo mencionado, puede provocarse una reducción de la presión en el cilindro de freno principal, mediante una recepción del volumen. Para ello, mediante una apertura de la válvula 156, puede abrirse una conexión hidráulica entre el  
35 depósito de medio de frenado 52 y la primera cámara 152 del cilindro de dos cámaras 150. Con ello, el medio de frenado puede fluir desde la primera cámara 152 hacia el depósito del medio de frenado 52, mediante la conexión hidráulica abierta. A través de la reducción de la presión que se produce en la primera cámara 152 tiene lugar un desplazamiento del elemento separador 153 entre las dos cámaras 152 y 154. La segunda cámara admite de este modo un volumen de medio de frenado determinado desde el volumen externo al almacenamiento, del segundo  
40 circuito de frenos 62b.

En el caso de una reducción del par de frenado regenerativo, la fuerza de asistencia puede aumentar de forma correspondiente mediante la primera señal de control 32. Si se desea realizar una acumulación adicional de presión o de volumen en el sistema de freno mediante la segunda señal de control 37, entonces puede ser succionado volumen desde el depósito del medio de frenado 53, mediante una segunda señal de control 37 emitida hacia la  
45 bomba 78b. Una succión de volumen de esa clase desde el depósito del medio de frenado 52 se garantiza en especial en tanto una segunda señal de control 37 (no representada) para la apertura se emita también hacia la válvula selectora de alta presión. Como alternativa con respecto a una recepción del volumen desde el depósito de medio de frenado 52 puede realizarse también una recepción del volumen desde la cámara de almacenamiento 84b.

A través de un bombeo de un volumen de medio de frenado hacia la primera cámara 152 la presión aumenta en la misma de forma correspondiente. A través del incremento de presión provocado, el elemento separador 153 entre las cámaras 152 y 154, por ejemplo un pistón, es desplazado. Debido a esto se produce una acumulación de presión en la segunda cámara 154, la cual provoca un desplazamiento de volumen desde la segunda cámara 154 hacia el  
50 volumen externo al almacenamiento.

Una ventaja esencial de la tecnología descrita acorde a la invención consiste en el hecho de que las pulsaciones de la bomba se reducen/minimizan a través del cilindro de dos cámaras 150 que actúa como amortiguador. Puesto que para la dinámica de acumulación de presión se utiliza principalmente el servofreno 58, en particular un servofreno 58 regulable o controlable, la dinámica de un cilindro de dos cámaras 150 es suficiente para esa posibilidad de  
55 aplicación.

## ES 2 555 985 T3

Las figuras 8A a 8D muestran representaciones esquemáticas de un mecanismo de acoplamiento de un sistema de freno para representar una segunda forma de ejecución del método.

5 A través del método que se describe a continuación para la modificación hidráulica de la fuerza de frenado en un sistema de freno hidráulico con un servomotor 14 en combinación con una cámara hidráulica de un émbolo y/o de un cilindro de dos cámaras es posible un solapamiento neutral de la trayectoria de la fuerza y/o una compensación de un par de frenado adicional, garantizando un buen confort de manejo de al menos un elemento de entrada de frenado del respectivo sistema de freno.

10 El mecanismo de acoplamiento representado comprende los componentes 10 a 22 antes descritos. Sin embargo, debe señalarse que la posibilidad de ejecución del método no se limita a un mecanismo de acoplamiento de esa clase. A modo de ejemplo, en lugar del disco de reacción 18 puede utilizarse otro elemento de acoplamiento de fuerza para sumar la fuerza de frenado del conductor  $F_f$  y la fuerza de asistencia  $F_u$  para conformar la fuerza de frenado total  $F_g$ . De este modo, la fuerza de frenado total  $F_g$  puede comprender aún al menos una fuerza adicional que no se abordará en detalle más adelante. Además, la posibilidad de realización del método no se limita a una forma de ejecución determinada de un circuito de frenos llenado con gas de frenado o con líquido de frenado. A modo de ejemplo, son posibles diferentes posibilidades alternativas con respecto al manejo del volumen en el sistema de frenos.

20 El servofreno 14 puede consistir por ejemplo en un servofreno electromecánico, un servofreno de vacío y/o un servofreno hidráulico. Naturalmente pueden utilizarse también varios servofrenos 14 para proporcionar la fuerza de asistencia  $F_u$ . El servofreno 14, de manera preferente, está diseñado para una fuerza de asistencia de frenado regulable/controlable. De manera preferente, el servofreno 14 está diseñado para definir la fuerza de asistencia  $F_u$  como función de la fuerza de frenado del conductor  $F_f$  y/o del primer recorrido de ajuste  $s_1$ . Es claro para el experto que la capacidad de ejecución del método no se limita a un determinado tipo de servofreno 14.

25 La figura 8A muestra un modelo de sustitución para representar una deformación del disco 18 en el caso de una fuerza de frenado del conductor  $F_f \neq 0$  y de una fuerza de asistencia  $F_u \neq 0$ . Los puntos P1 a P3 corresponden a superficies sobre el disco de reacción 18. Si el punto P1 se ajusta con respecto al punto P3 en una variable de flexión  $\Delta$  del disco de reacción 18, entonces es válido:

$$(GI\ 1) \quad s_1 = s_3 + \Delta$$

Un ajuste del pistón de salida 20 en el tercer recorrido de ajuste  $s_3$  provoca con ello generalmente un ajuste del pistón de entrada 12 y del elemento de entrada de frenado 10 en el primer recorrido de ajuste  $s_1$ .

30 En base al equilibrio de los pares en el disco de reacción 18 se obtiene:

$$(GI\ 2) \quad \Delta \cdot e = F_f - x \cdot F_u$$

A través de la introducción de la ecuación (GI 2) en la ecuación (GI 1) se obtiene por tanto:

$$(GI\ 3) \quad s_1 = s_3 + (F_f - x \cdot F_u)/e$$

35 La relación correspondiente a la ecuación (GI 3) entre el primer recorrido de ajuste  $s_1$  del elemento de entrada de frenado 10 y el tercer recorrido de ajuste  $s_3$  del pistón de salida 20, del modo habitual, con frecuencia perjudica el confort de accionamiento del elemento de entrada de frenado 10. A modo de ejemplo, debido a la relación, puede producirse una modificación de la presión en el cilindro de frenado principal 22 y/o en el circuito de frenos puede conducir a un movimiento del elemento de entrada de frenado 10, irritante para el conductor. Mediante el método que se describe a continuación puede evitarse la desventaja mencionada.

40 Por ejemplo, puede suponerse que el método aquí descrito se utiliza para un solapamiento de un par de frenado regenerativo. La capacidad de aplicación del método, sin embargo, no se limita a ese ejemplo de ejecución.

45 La figura 8B muestra el mecanismo de acoplamiento con los componentes 10 a 22 en un momento  $t = t_0$  antes del inicio del método. Para una mayor claridad, a continuación se parte de la base de que el conductor, en el momento  $t_0$  y durante todo el método, ejerce una fuerza de frenado del conductor temporalmente constante sobre el elemento de entrada de frenado 10, así como un primer recorrido de ajuste  $s_1$  temporalmente constante. De manera

correspondiente, en el momento  $t_0$  una fuerza de asistencia  $F_u$  temporalmente constante y un segundo recorrido de ajuste  $s_2$  temporalmente constante es proporcionada por el servofreno 14. (La fuerza de asistencia  $F_u$  proporcionada por el servofreno 14 en general es conocida sin la necesidad de ejecutar un paso de medición adicional). El método que se describe a continuación, sin embargo, no se limita a un accionamiento temporalmente constante del elemento de entrada de frenado 10 a través del conductor.

De este modo, sobre al menos una rueda asociada al circuito de frenos actúa un par de frenado hidráulico  $M_h$  constante, proporcional con respecto a la fuerza total de frenado  $F_g$ , donde el par de frenado hidráulico  $M_h$  resulta de una presión de frenado  $p$  (correspondiente a la fuerza de frenado total  $F_g$ ) y de una constante  $C$ :

$$(GI\ 4) \quad M_h = C * p$$

En un momento  $t > t_0$  se activa un par de frenado adicional  $M_z$ . A modo de ejemplo, el par de frenado adicional consiste en un par de frenado regenerativo. En lugar de un par de frenado regenerativo, sin embargo, mediante el método descrito, puede cubrirse también otro par de frenado adicional  $M_z$ .

El par de frenado total  $M_g(t > t_0)$  se compone por tanto del par de frenado hidráulico  $M_h(t > t_0)$  y del par de frenado adicional  $M_z(t > t_0)$ :

$$(GI\ 5) \quad M_g(t > t_0) = M_h(t > t_0) + M_z(t > t_0),$$

El método que se describe a continuación puede realizarse también, en tanto un par de frenado regenerativo se reduce y  $M_z(t > t_0)$  es negativo.

Más allá del par de frenado adicional  $M_z(t > t_0) \neq 0$ , en el caso de un accionamiento constante del elemento de entrada de frenado 10 a través del conductor, se considera deseable observar un par de frenado total  $M_g(t > t_0) = M_g(t_0)$ . Para ello se ejecutan los pasos del método S1 a S3 antes descritos.

A modo de ejemplo, en el paso del método S2, de manera directa o indirecta, se determina una diferencia de presión  $\Delta p$  en la cual puede ser modificada la presión de frenado  $p$  en los cilindros de freno de las ruedas, para que se observe un par de frenado total constante  $M_g(t > t_0) = M_g(t_0)$ . A modo de ejemplo, para la diferencia de presión  $\Delta p$  puede ser válido:

$$(GI\ 6) \quad \Delta p = M_z(t > t_0)/C$$

El mantenimiento deseado del par de frenado total constante  $M_g(t > t_0)$  se garantiza, en tanto la presión de frenado  $p$ , mediante la presión previa en el cilindro de freno principal 22, se modifique en la diferencia de presión  $\Delta p$ . De este modo, se considera ventajoso modificar la presión previa, mediante una modificación de la fuerza de frenado total  $F_g$  en una modificación deseada de la fuerza de frenado  $\Delta F_g$ , donde

$$(GI\ 7) \quad \Delta F_g = A * M_z(t > t_0)/C,$$

donde  $A$  corresponde a una superficie del cilindro de freno principal 22.

Puesto que no es deseable una modificación de la fuerza de frenado del conductor  $F_f$  para provocar la modificación deseada de la fuerza de frenado  $\Delta F_g$ , la fuerza de asistencia  $F_u$  proporcionada por el servofreno 14 es modificada en correspondencia con la modificación deseada de la fuerza de frenado  $\Delta F_g$ : De este modo, para una modificación deseada de la fuerza de asistencia  $\Delta F_u$ , es válido:

$$(GI\ 8) \quad \Delta F_u = A * M_z(t > t_0)/C$$

La figura 8C muestra el mecanismo de acoplamiento después de la ejecución de los pasos del método S1 y S2 en un momento  $t_1 > t_0$ . De este modo, en el momento  $t_1$  la presión de frenado  $p$ , de manera preferente, se regula de

manera que el par de frenado total  $Mg(t_1)$  que se aplica al menos en una rueda en el momento  $t_1$  corresponde al par de frenado total  $Mg(t_0)$  en el momento  $t_0$ , es decir que es válido:  $Mg(t_1) = Mg(t_0)$

5 En correspondencia con la fuerza de frenado del conductor  $F_f$  temporalmente constante, se observa un frenado regular del vehículo. La fuerza de asistencia  $F_u(t_1)$  en el momento  $t_1$  corresponde a una diferencia de la fuerza de asistencia  $F_u(t_0)$  en el momento  $t_0$  y a la modificación deseada de la fuerza de asistencia  $\Delta F_u$ . A través de una disminución de la presión previa la presión de frenado  $p$  se reduce automáticamente en todos los cilindros de freno de las ruedas del sistema de frenos. De este modo, la disminución de la presión previa se vuelve perceptible sobre las ruedas que no se encuentran conectadas al generador. De este modo puede cubrirse un par del generador más elevado.

10 Tal como se observa claramente mediante las ejecuciones antes indicadas, la regulación de la presión de frenado hidráulica/de la fuerza de frenado hidráulica, puede realizarse mediante el servofreno 14. Sin embargo, tal como se observa claramente en la figura 8C, una modificación de esa clase de la presión de frenado hidráulica/de la fuerza de frenado hidráulica, de manera convencional, se asocia también a una modificación del volumen en el cilindro de freno principal 22 y/o a una flexión del disco de reacción 18. (Para mayor claridad, la "forma" del disco de reacción 18 en el momento  $t_0$  se inscribe como línea discontinua 24 en los modelos de sustitución de las figuras 8C y 8D. Se considera ventajoso considerar también ese efecto en los otros pasos del método). Sin embargo, para que el primer recorrido de ajuste  $s_1$  y, con ello, la posición del elemento de entrada de frenado 10, se mantenga invariable, se considera ventajoso que sea válido:

$$(GI\ 9) \quad s_1(t_2) = s_1(t_0)$$

20 Esto puede realizarse mediante la regulación del volumen en el sistema de freno, descrita a continuación, a través de un émbolo y/o de un cilindro de dos cámaras, en los pasos del método S4 y S5. A modo de ejemplo, de este modo puede impedirse un contragolpe del elemento de entrada de frenado 10.

25 La modificación del volumen en el cilindro de freno principal 22 puede ser leída/calculada con facilidad mediante la curva característica de presión-volumen, la así llamada curva característica  $pV$  de las ruedas. (La curva característica  $pV$  de las ruedas individuales también puede estimarse con facilidad). De este modo puede deducirse una relación entre la modificación del volumen  $V(t_0 \rightarrow t_1)$  y el desplazamiento  $\Delta s_3$  del componente ajustable del cilindro de freno principal 22 (véase la figura 8C), donde es válido:

$$(GI\ 10) \quad \Delta s_3 = V(t_0 \rightarrow t_1) / A$$

30 En una forma de ejecución ventajosa del método aquí descrito, a pesar de ese desplazamiento  $\Delta s_3$  del pistón de salida 20, producido debido a la modificación del volumen  $V(t_0 \rightarrow t_1)$ , el primer recorrido de ajuste  $s_1$  del elemento de entrada de frenado 10 puede mantenerse constante. Esto tiene lugar considerando la ecuación (GI 3) ya deducida anteriormente. En el paso del método S3, a modo de ejemplo, como una variable deseada del desplazamiento de volumen se define una modificación del volumen deseada/un desplazamiento del volumen deseado del medio de frenado entre al menos una cámara de almacenamiento de al menos un émbolo y/o de al menos un cilindro de dos cámaras y el volumen externo al almacenamiento. Preferentemente, la modificación deseada del volumen  $\Delta V$  se define mediante las ecuaciones (GI 1) a (GI 3) precedentes, de manera que es válido:

$$(GI\ 11) \quad \Delta V = A * (\Delta s_3 + x * \Delta F_u / C)$$

40 De este modo, al definir la modificación deseada del volumen  $\Delta V$ , de manera ventajosa, puede considerarse que la modificación de la fuerza de asistencia, en correspondencia con la modificación deseada de la fuerza de asistencia  $\Delta F_u$  provoque una modificación de la recepción del volumen del sistema de freno en  $V(t_0 \rightarrow t_1)$  o  $\Delta s_3$  y (debido a la elasticidad  $e$  del disco de reacción 18) provoque una deformación del disco de reacción 18. Los dos efectos se producen en sentidos opuestos, debido a lo cual, a modo de ejemplo, un  $\Delta s_3$  positivo conduce a un término negativo ( $x * \Delta F_u / C$ ).

45 Para que se mantenga la ecuación (GI 9), la modificación deseada del volumen  $\Delta V$  deducida en la ecuación (GI 11) es realizada mediante un accionamiento adecuado de al menos un elemento transportador del medio de frenado del sistema de freno, en el paso del método S3. A modo de ejemplo, para no mantener solamente constante la desaceleración, sino también el recorrido del pedal en el caso de la misma fuerza de frenado del conductor  $F_f$ , es desplazada la modificación deseada del volumen  $\Delta V$ , definida en la ecuación (GI 11), entre al menos una cámara de

almacenamiento de al menos un émbolo y/o al menos un cilindro de dos cámaras y el volumen externo al almacenamiento del sistema de freno.

5 La figura 8D muestra el mecanismo de acoplamiento en el momento  $t_2$  después de una ejecución de la modificación deseada del volumen  $\Delta V$  a través de un componente adecuado del sistema de frenos para una distribución del medio de frenado en el circuito de frenos. De este modo, el recorrido de ajuste  $s_1(t_2)$  en el momento  $t_2$ , preferentemente, corresponde al recorrido de ajuste  $s_1(t_0)$  predeterminado en el momento  $t_0$ , es decir, que es válido:  $s_1(t_2) = s_1(t_0)$ .

10 Tal como lo reconoce el experto, los pasos del método descritos en los párrafos anteriores pueden ejecutarse tan rápidamente, de manera que el intervalo de tiempo entre los momentos  $t_0$  y  $t_2$  se aproxima a cero. De este modo, el primer recorrido de ajuste  $s_1$  permanece temporalmente constante. Con ello, mediante la ejecución del método descrito, a pesar del par de frenado adicional  $M_z$  distinto de cero, en el caso de una fuerza de frenado del conductor  $F_f$  temporalmente constante, se garantiza también un primer recorrido de ajuste  $s_1$  temporalmente constante. El conductor no percibe nada de la activación del par de frenado adicional  $M_z$ . De este modo, el método descrito en los párrafos precedentes, garantiza un confort de manejo mejorado para el conductor.

15 Del mismo modo, en el método aquí descrito, el comportamiento constante de la desaceleración del vehículo y el comportamiento constante del primer recorrido de ajuste  $s_1$  son desacoplados y se ejecutan independientemente uno de otro.

20 El porcentaje de la posible capacidad de recuperación mediante el método antes descrito resulta del factor de intensificación  $Y$  del servofreno 14. La capacidad máxima de recuperación se alcanza cuando la fuerza de asistencia  $F_u$  se vuelve igual a cero y solamente la fuerza de frenado del conductor  $F_f$  como fuerza de frenado total  $F_g$  frena hacia dentro, hacia el cilindro de freno principal 22. De este modo, la fuerza de frenado total  $F_g$  puede reducirse como máximo en el factor  $Y/(Y+1)$ . Por ejemplo, si el servofreno se intensifica como máximo en el factor  $Y=4$ , entonces el porcentaje de la capacidad posible de recuperación se ubica en 80 %.

A continuación se describe una ampliación opcional del método para una recuperación al 100 por ciento:

25 Si se alcanza el grado de recuperación que puede representarse como grado de recuperación límite, en donde la fuerza de asistencia se vuelve igual a cero y el par de frenado hidráulico se aplica solo a través de la fuerza de frenado del conductor  $F_f$ , entonces la reducción de la presión de frenado hidráulica en las ruedas puede regularse mediante un control, como por ejemplo en el dispositivo ABS/ESP. Esto tiene lugar a través del cierre de las válvulas de entrada y de la reducción de la presión de la rueda mediante las válvulas de salida, donde a modo de ejemplo se  
30 llena la cámara de almacenamiento del sistema ABS/ESP. Cuando las válvulas de entrada están cerradas, entonces no se modifica el volumen en el sistema de freno entre las válvulas de entrada y el cilindro de freno principal 22. La presión que se encuentra presente en el cilindro de freno principal 22 permanece por tanto constante. De este modo, no se produce tampoco una modificación del primer recorrido de ajuste  $s_1$ . Con ello, el conductor no percibe nada de los pasos del método que se describen a continuación, mediante un efecto retroactivo en el elemento de entrada de  
35 frenado. Los pasos del método descritos en este párrafo naturalmente pueden ser ejecutados antes de alcanzar un grado de recuperación límite, en particular cuando casi ha sido alcanzado el grado de recuperación límite. A modo de ejemplo, el cierre de la válvula de entrada puede efectuarse antes de alcanzar el grado de recuperación límite, de manera que se ejerce además una fuerza residual del servofreno.

40 Como alternativa para el cierre de las válvulas de entrada, en lugar de esa transición rígida, en el caso de un grado de recuperación límite, puede realizarse también una transición suave. En ese caso, las válvulas de entrada se activan antes de alcanzar el grado de recuperación límite en un modo de funcionamiento regulado, el cual se conoce como regulación  $\Delta p$ . En ese modo de funcionamiento, en particular es posible regular/controlar de forma confortable presiones diferenciales, así como flujos volumétricos. De este modo, el efecto retroactivo sobre el conductor se reduce marcadamente por pedal o por ruido. Cuando se alcanza el grado de recuperación límite, en este caso, al  
45 menos una válvula de entrada se cierra por completo, para mantener constante el primer recorrido de ajuste  $s_1$ .

Para una acumulación de presión en el caso de válvulas de entrada cerradas, pueden ejecutarse los siguientes pasos del método: Al inicio se encierra un volumen determinado entre el cilindro de freno principal 22 y las válvulas de entrada, bajo una presión determinada. Si después del cierre de las válvulas de entrada la presión de la rueda continúa reduciéndose, por ejemplo para cubrir otro par de frenado regenerativo, entonces la presión encerrada  
50 entre el cilindro de freno principal y las válvulas de entrada es mayor que la presión de la rueda. En ese caso, se considera ventajoso accionar/regular el sistema de manera que la cantidad de volumen desde el cilindro de freno principal hasta las válvulas de entrada no se modifique, ya que en ese caso se impide un efecto retroactivo sobre el recorrido del pedal. Esto significa que, en el caso de una acumulación de presión subsiguiente, la bomba de retorno y/o las válvulas de entrada y salida se regulan de manera que el volumen así desplazado solamente contribuye a la  
55 acumulación de presión en la rueda. Esto puede suceder de manera que la acumulación de presión corresponda a la reducción del par del generador. Esto se facilita gracias a que la presión encerrada entre el cilindro de freno principal 22 y las válvulas de entrada es mayor que la presión de la rueda y, con ello, volumen puede ser desplazado con

facilidad hacia los cilindros de freno de las ruedas, mediante la válvula de entrada, así como mediante la regulación  $\Delta p$ .

5 El servofreno 14, así como el 58, mencionado en esta solicitud, de manera preferente, es un servofreno controlable y/o regulable. La fuerza de asistencia del servofreno, de este modo, puede regularse independientemente de la fuerza de frenado del conductor, así como también independientemente de una fuerza de frenado del conductor.

10 Como un acoplamiento del servofreno, junto con el pistón de entrada 12, a un elemento de acoplamiento de fuerza, como por ejemplo el disco de reacción 18 mostrado, se entiende la aplicación de una fuerza sobre el elemento de acoplamiento de fuerza. Un acoplamiento mecánico, en el sentido de una conexión del elemento de acoplamiento de fuerza con el servofreno, así como con el pistón de entrada 12, no se considera necesario de forma obligatoria. Del mismo modo, es posible por ejemplo que entre el componente de acoplamiento de fuerza y el pistón de entrada 12 se encuentre presente un recorrido vacío, en particular al comienzo de un accionamiento de un pedal de freno.

**REIVINDICACIONES**

1. Método para operar un sistema de freno hidráulico asistido de un vehículo, con los pasos:

5 determinación de una información (27) relacionada con el incremento o la disminución de al menos una fuerza de frenado adicional que es ejercida adicionalmente con respecto a una fuerza de frenado hidráulica del sistema de freno en al menos una rueda (60) del vehículo,

modificación de una fuerza de asistencia (Fu) que es proporcionada por un servofreno (14, 58) en una diferencia de fuerza considerando la información (27) determinada, de manera que la fuerza de frenado hidráulica es modificada en correspondencia con el incremento o la disminución de la fuerza de frenado adicional (S2); y

10 desplazamiento de un volumen de un medio de frenado del sistema de freno entre al menos una cámara de almacenamiento (100, 154) y un volumen externo al almacenamiento del sistema de freno, considerando la información (27) determinada, de manera que sobre un elemento de entrada de frenado (10, 56) del servofreno (14,58) (S3) se ejerce una fuerza de compensación correspondiente a la diferencia de fuerza, donde en particular la cámara de almacenamiento (100, 154) es la cámara de almacenamiento de al menos un émbolo (88a, 88a', 88b, 90) y/o de al menos un cilindro de dos cámaras (150).

15 2. Método según la reivindicación 1, donde como información (27) se determina una información (27) relacionada con al menos un incremento o una disminución de un par de frenado regenerativo, de una fuerza de fricción y/o de una fuerza en pendiente descendente, y donde la fuerza de asistencia (Fu) es modificada en una diferencia de fuerza que compensa el incremento o la disminución del par de frenado regenerativo, de la fuerza de fricción y/o de la fuerza en pendiente descendente.

20 3. Método según la reivindicación 1 ó 2, donde como información (27) se determina si el vehículo se encuentra en estado de detención y donde, en tanto el vehículo se encuentre en estado de detención con una fuerza en pendiente descendente que actúa como al menos una fuerza de frenado adicional, la fuerza de asistencia (Fu) se reduce en una diferencia de fuerza igual a la fuerza de asistencia (Fu).

4. Dispositivo de control (25) para un sistema de freno hidráulico asistido de un vehículo, con:

25 un dispositivo de entrada (26) que está diseñado para recibir una información (27) relacionada con un incremento o una disminución de al menos una fuerza de frenado adicional ejercida de forma adicional con respecto a una fuerza de frenado hidráulica del sistema de freno sobre al menos una rueda (60) del vehículo y para proporcionar al menos una señal de recepción (28) correspondiente a la información (27);

30 un primer dispositivo de evaluación (29) que está diseñado para definir una variable de modificación deseada de la fuerza con respecto a una modificación deseada de una fuerza de asistencia (Fu) que puede ser proporcionada por un servofreno (14, 58), considerando al menos una señal de recepción (28);

35 un primer dispositivo actuador (31) que está diseñado para emitir una primera señal de control (32), correspondiente a la variable de modificación deseada de la fuerza definida, al servofreno (14, 58), de manera que la fuerza de asistencia (Fu) puede modificarse en una diferencia de fuerza correspondiente a la variable de modificación deseada de la fuerza definida, y la fuerza de frenado hidráulica puede modificarse en correspondencia con el incremento o la disminución de la fuerza de frenado adicional;

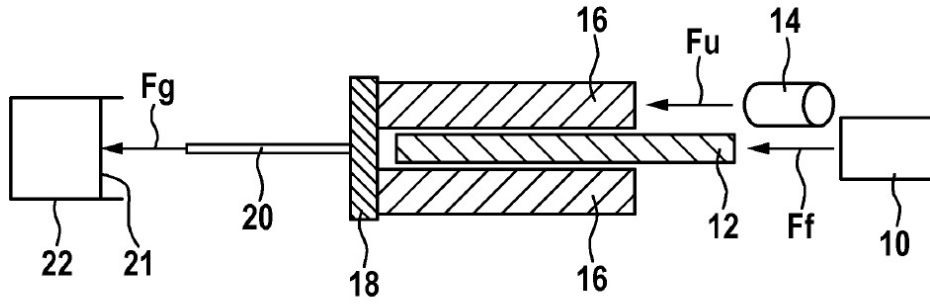
40 una segunda unidad de evaluación (34) que está diseñada para definir una variable de desplazamiento deseada del volumen con respecto a un desplazamiento deseado del volumen de un medio de frenado del sistema de freno entre al menos una cámara de almacenamiento (100, 154) y un volumen externo al almacenamiento del sistema de freno, considerando al menos una señal de recepción (28), donde en particular la cámara de almacenamiento (100, 154) es la cámara de almacenamiento de al menos un émbolo (88a, 88a', 88b, 90) y/o de al menos un cilindro de dos cámaras (150);

45 y un segundo dispositivo actuador (36) que está diseñado para emitir una segunda señal de control (37), correspondiente a la variable de desplazamiento deseada del volumen definida, a por lo menos un elemento transportador del medio de frenado (104, 78b, 156) del sistema de freno, de manera que un volumen del medio de frenado correspondiente a la variable de desplazamiento deseada del volumen definida puede desplazarse entre al menos una cámara de almacenamiento (100, 154) y el volumen externo al almacenamiento del sistema de freno, y una fuerza de compensación correspondiente a la diferencia de fuerza puede ejercerse sobre el elemento de entrada de frenado (10, 56).



5. Dispositivo de control (25) según la reivindicación 4, donde el segundo dispositivo actuador (36), mediante la segunda señal de control (37), está diseñado para accionar al menos un motor de émbolo (104) como al menos un elemento transportador del medio de frenado (104).
- 5 6. Dispositivo de control (25) según la reivindicación 4 ó 5, donde el segundo dispositivo actuador (36), mediante la segunda señal de control (37), está diseñado para accionar al menos una bomba (78b) y/o al menos una válvula (156) como al menos un elemento transportador del medio de frenado (78b, 156), considerando la variable de desplazamiento deseada del volumen definida.
7. Sistema de freno hidráulico asistido, con:
- un servofreno (14, 58) que aplica una fuerza de asistencia ( $F_u$ ) a un elemento de entrada de fuerza (18);
- 10 al menos un émbolo (88a, 88a', 88b, 90) y/o al menos una cámara de dos cilindros (150); y un dispositivo de control (25) según una de la reivindicaciones 4 a 6.
8. Sistema de freno hidráulico asistido según la reivindicación 7, donde al menos un émbolo (88a') comprende un acoplamiento autoblocante (110) de un componente de pared ajustable (102) de una cámara de almacenamiento del émbolo (100) en un motor de émbolo (104).
- 15 9. Sistema de freno hidráulico asistido según la reivindicación 7 u 8, donde el sistema de freno comprende al menos una unidad de válvula (108) dispuesta del lado de entrada en al menos un émbolo (88a).
10. Sistema de freno hidráulico asistido según la reivindicación 7, caracterizado porque el servofreno (14, 58) es un servofreno controlable y/o regulable (14, 58), en particular un servofreno cuya fuerza de asistencia puede ser regulada independientemente de la fuerza ejercida por el conductor.
- 20 11. Vehículo con un dispositivo de control (25) según una de las reivindicaciones 4 a 6 y/o con un sistema de freno hidráulico asistido según una de las reivindicaciones 7 a 10.

**Fig. 1A**  
(Estado del arte)



**Fig. 1B**  
(Estado del arte)

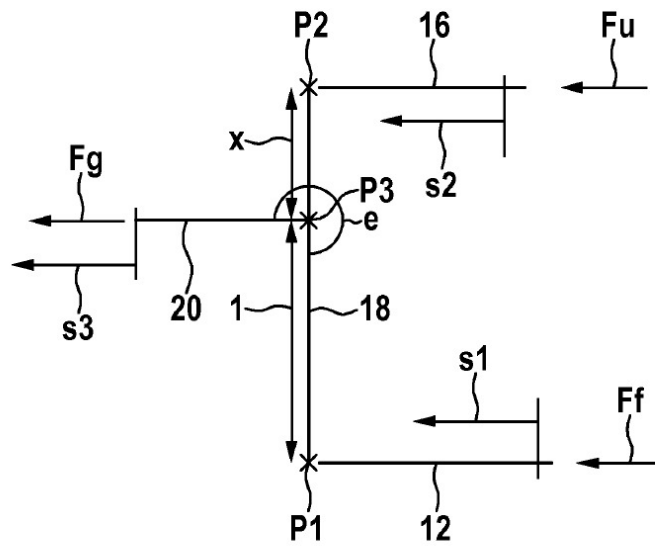


Fig. 2

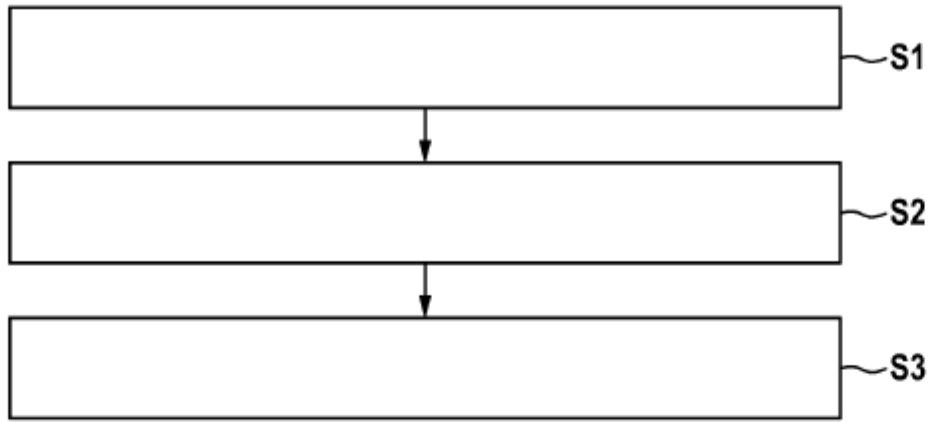
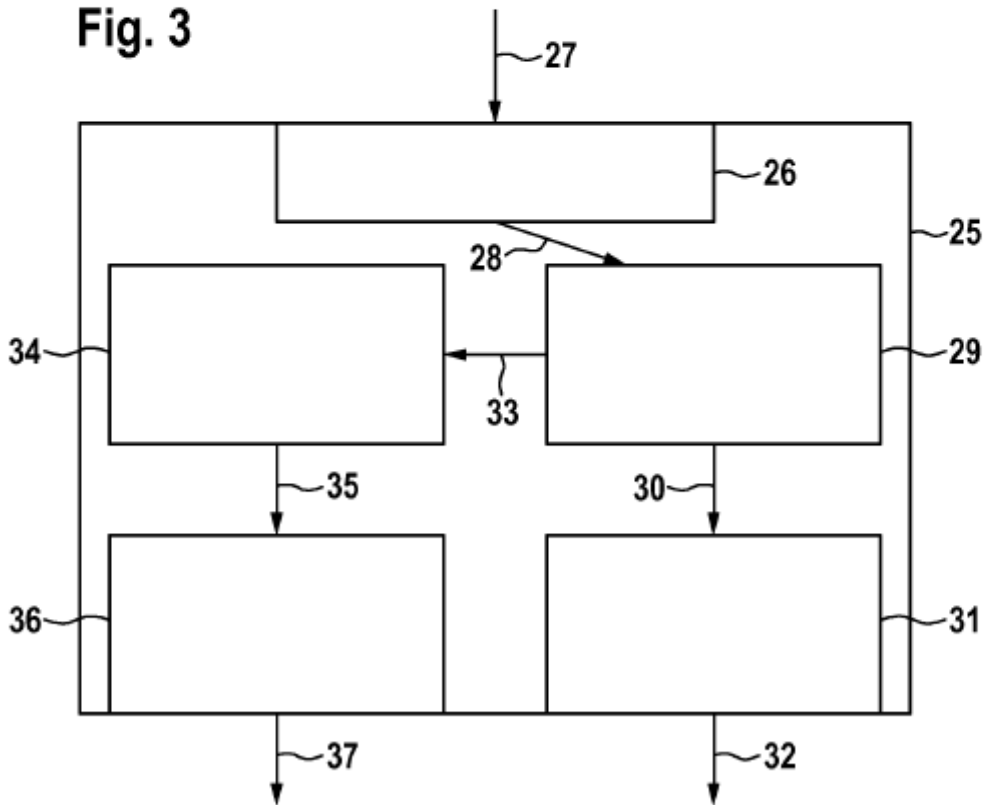


Fig. 3



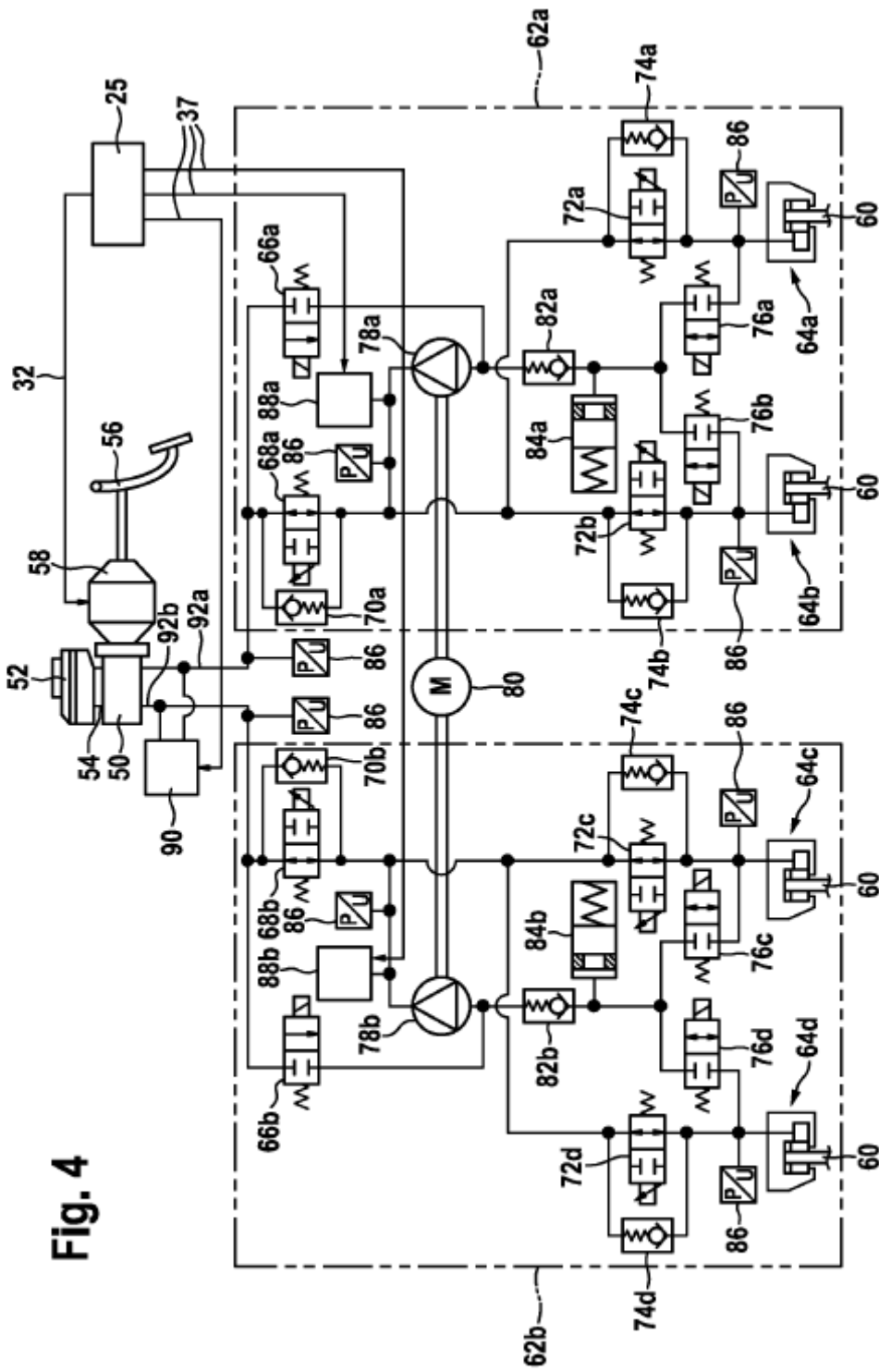
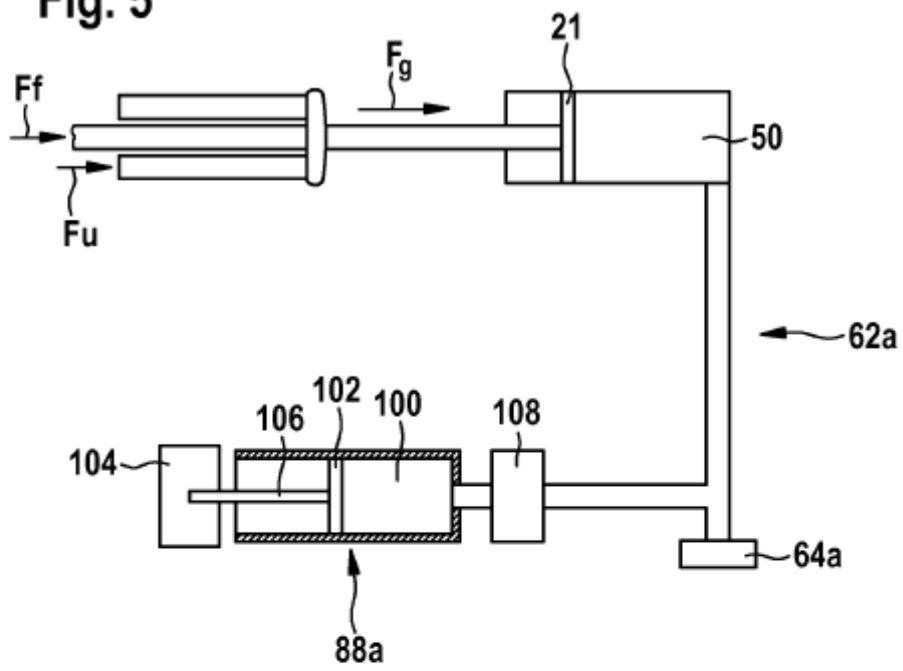
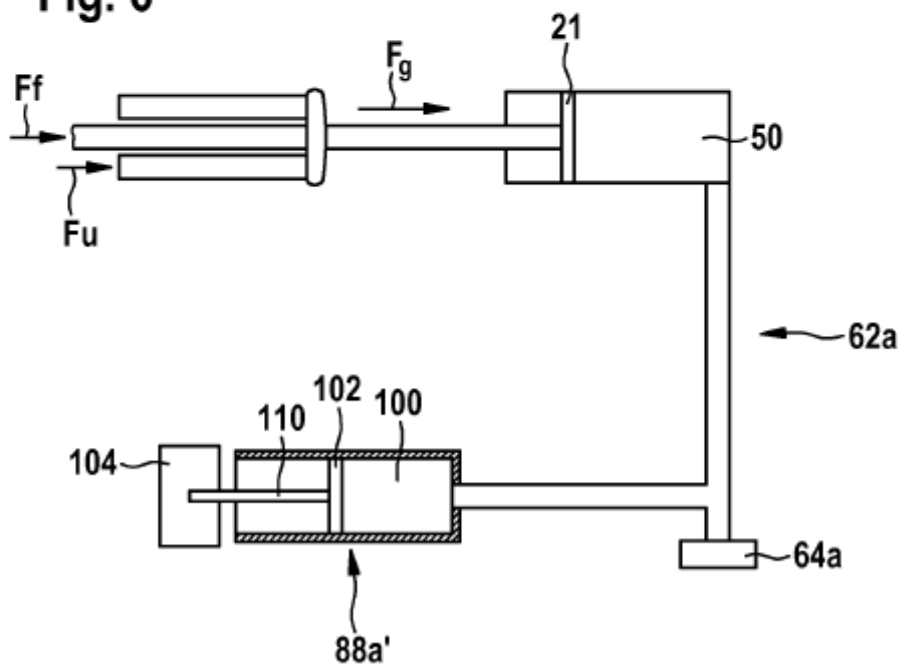


Fig. 4

**Fig. 5**



**Fig. 6**



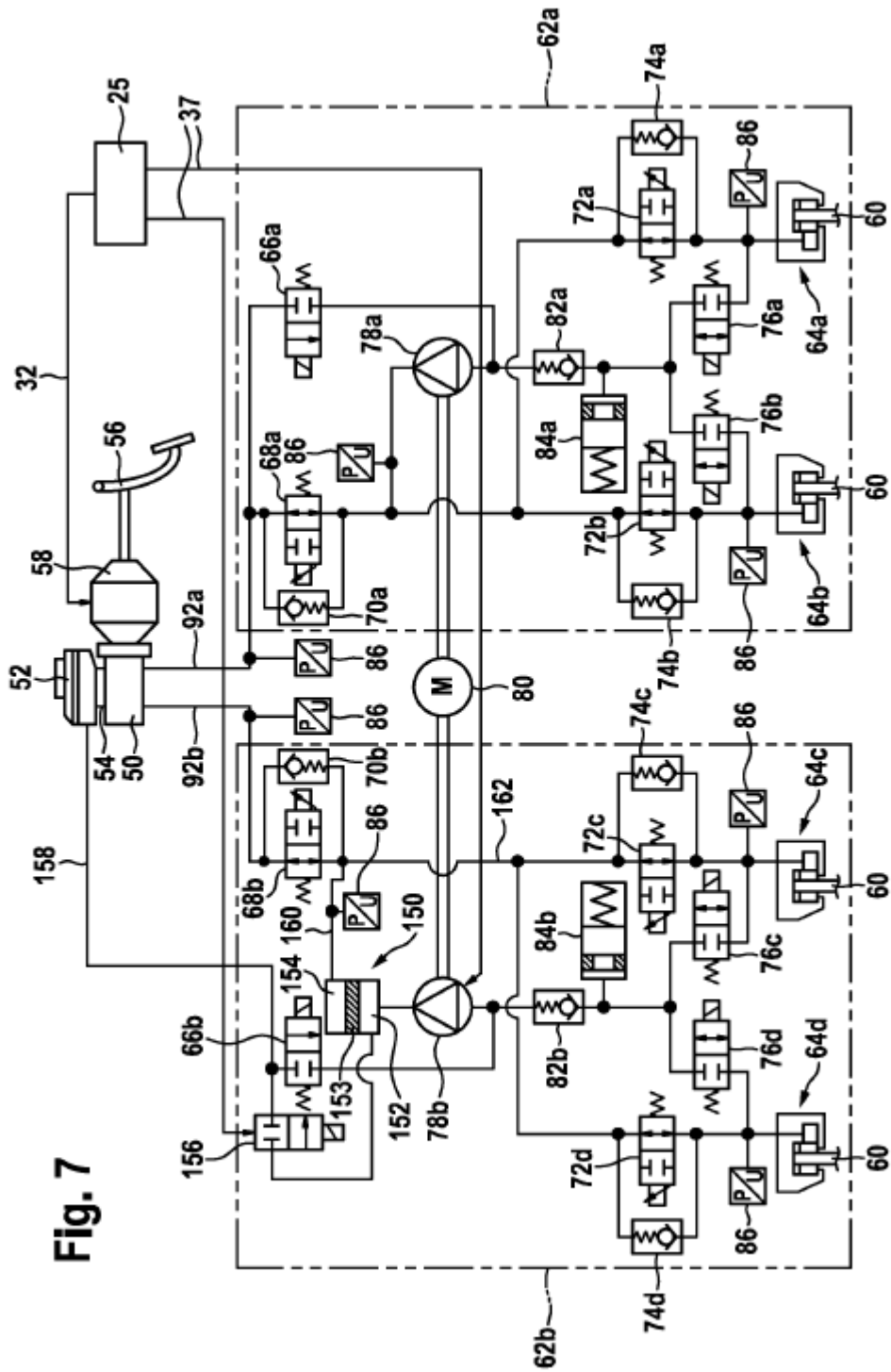


Fig. 7

Fig. 8A

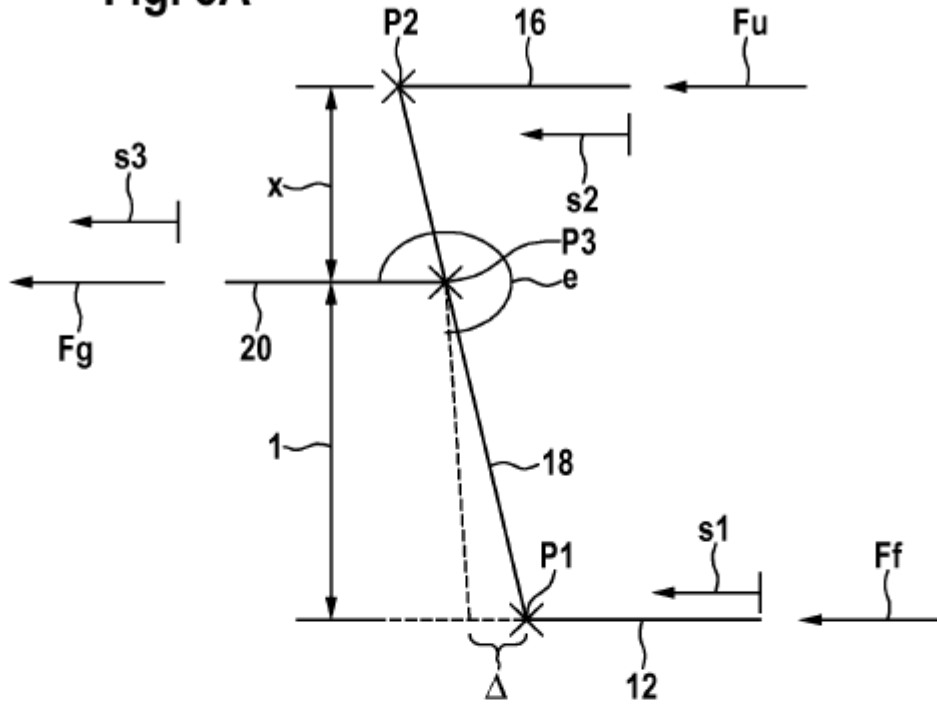


Fig. 8B

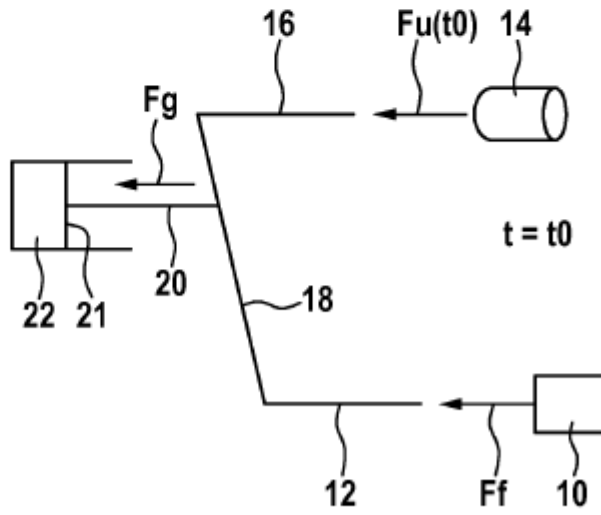


Fig. 8C

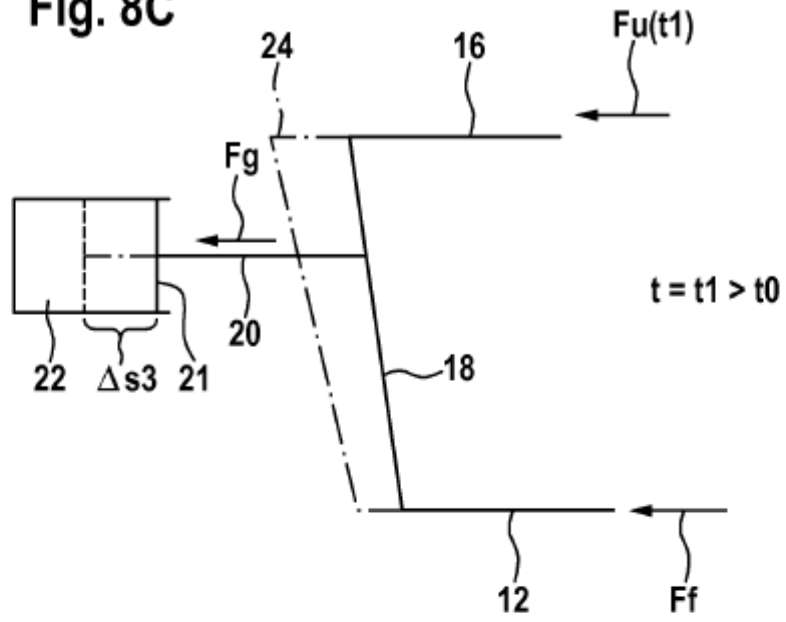


Fig. 8D

