

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 845 206**

51 Int. Cl.:

F15B 21/14 (2006.01)

F15B 11/17 (2006.01)

E02F 9/22 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **14.12.2018** **E 18212578 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **21.10.2020** **EP 3517790**

54 Título: **Máquina de trabajo con sistema hidráulico para la recuperación de energía**

30 Prioridad:

29.01.2018 DE 102018101924

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

26.07.2021

73 Titular/es:

LIEBHERR-HYDRAULIKBAGGER GMBH (100.0%)

Liebherr-Strasse 12

88457 Kirchdorf, DE

72 Inventor/es:

MEITINGER, BERNHARD y

WIRTHENSOHN, MANUEL

74 Agente/Representante:

CARVAJAL Y URQUIJO, Isabel

ES 2 845 206 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

Máquina de trabajo con sistema hidráulico para la recuperación de energía

La presente invención se refiere a una máquina de trabajo con al menos un actuador hidráulico para accionar un dispositivo de trabajo y una primera unidad de desplazamiento accionada por una unidad de accionamiento de la máquina de trabajo, que alimenta al actuador hidráulico medio hidráulico desde un tanque hidráulico.

Un ejemplo de una correspondiente máquina de trabajo es una excavadora hidráulica, cuyo brazo de extensión puede accionarse por medio de un actuador lineal hidráulico como una unidad de pistón-cilindro. Habitualmente, no se tiene que aplicar energía hidráulica para bajar la pluma, ya que la pluma puede bajar debido a la carga. En este contexto, es deseable retroalimentar al sistema la energía potencial además liberada.

Del estado actual de la técnica se conocen hasta ahora diversas soluciones para la recuperación de energía. Una parte de estas soluciones se basa en un circuito hidráulico cerrado para la recuperación de energía, lo que, sin embargo, es comparativamente caro y complejo. Según soluciones alternativas, durante un movimiento de descenso un desplazador se transporta con el medio hidráulico retroalimentado. El par generado de ese modo impulsa un generador conectado para generar energía eléctrica. La electricidad requerida para esto también hace que esta solución sea comparativamente compleja y cara, especialmente porque la energía recuperada primero tiene que almacenarse temporalmente.

Una máquina de trabajo conocida es revelada por la WO 2015/130518 A1.

Por tanto, se busca una solución alternativa que sea comparativamente sencilla. Este objeto se resuelve mediante una máquina de trabajo según las características de la reivindicación 1. Configuraciones ventajosas de la máquina de trabajo son objeto de las reivindicaciones dependientes.

Conforme a la invención, por consiguiente, una máquina de trabajo genérica se extiende alrededor de al menos una segunda unidad de desplazamiento impulsada por la unidad de accionamiento, que, en un modo de trabajo, alimenta medio hidráulico al actuador hidráulico y a otros consumidores hidráulicos separados desde un tanque hidráulico. Durante un modo de recuperación, la segunda unidad de desplazamiento es impulsada por el volumen hidráulico desplazado por el, al menos un, actuador hidráulico o un consumidor hidráulico adicional. La energía cinética generada de este modo se retroalimenta a la unidad de accionamiento a través del eje de transmisión, como resultado de lo cual la unidad de accionamiento se descarga durante el modo de recuperación.

La segunda unidad de desplazamiento adicional sirve, por consiguiente, no solo para la recuperación de energía, sino que también actúa en el modo de operación regular como bomba de trabajo adicional, que o bien soporta la primera unidad de desplazamiento o, alternativamente, suministra energía a consumidores separados.

Es característico de la solución conforme a la invención que tanto la primera unidad de desplazamiento como también la segunda unidad de desplazamiento formen parte de un circuito hidráulico abierto, es decir, que el actuador hidráulico se alimente de energía a través de un circuito hidráulico abierto. De este modo la implementación de la solución conforme a la invención es significativamente más simple en comparación con las soluciones existentes de la técnica anterior.

Conforme a la invención se prevé un bloque de control, a través del cual pueden conectarse las líneas de presión salientes de la primera y de la segunda unidad de desplazamiento al actuador hidráulico y a los otros consumidores. Un bloque de control correspondiente comprende al menos una corredera de control para el actuador hidráulico y/o una corredera de control adicional para opcionales consumidores adicionales. Una corredera de control correspondiente puede proporcionar preferentemente varios estados de conmutación, por ejemplo, en cada caso, una posición de conmutación por dirección de desplazamiento del actuador y, en cada caso, una posición neutra para separar la línea de presión de la entrada del actuador. Lo mismo se aplica preferentemente a la, al menos una, corredera de control adicional para consumidores opcionales.

Conforme a la invención se prevé al menos una primera válvula de control direccional con al menos dos posiciones de conmutación, que esté dispuesta entre la segunda unidad de desplazamiento y el bloque de control. A través de las al menos dos posiciones de conmutación puede liberarse o interrumpirse la conexión entre la segunda unidad de desplazamiento y el bloque de control. Por consiguiente, se prevé así una primera posición de conmutación que libera un flujo volumétrico desde la segunda unidad de desplazamiento al bloque de control, mientras que una segunda posición de conmutación interrumpe un flujo volumétrico entre la segunda unidad de desplazamiento y el bloque de control.

Además, se prevé al menos una segunda válvula de control direccional, que conecta o interrumpe una conexión directa entre el, al menos un, actuador hidráulico y la segunda unidad de desplazamiento. Particularmente, la

segunda válvula de control direccional está conectada a la salida del actuador hidráulico, en el que se puede generar un flujo volumétrico correspondiente para la recuperación de energía durante el descenso relacionado con la carga. En el caso de una unidad de pistón-cilindro, ésta puede ser preferentemente la conexión en la base. La segunda válvula de control direccional comprende idealmente al menos dos posiciones de conmutación, donde una primera posición de conmutación conecta un flujo volumétrico desde el actuador hidráulico a la segunda unidad de desplazamiento, mientras que la segunda posición de conmutación bloquea un flujo volumétrico desde el actuador a la segunda unidad de desplazamiento.

Por otra parte, es conveniente que se prevea al menos un control de la máquina de trabajo, que controle la primera y la segunda válvula de control direccional correspondientemente para el modo de recuperación o el modo de operación regular. El correspondiente control puede tener lugar en función de la posición de una palanca de mando prevista para accionar el actuador. Este control de la máquina puede estar configurado como control de la máquina separado, aunque se brinda su integración en un control de máquina previsto de por sí.

Se prefiere que la primera válvula de control direccional sea llevado para el modo de recuperación por el control de la máquina a su posición de bloqueo, mientras que la segunda válvula de control direccional se conmuta a su posición de flujo. Particularmente, las válvulas son conmutadas correspondientemente por el control de la máquina cuando la palanca de mando se coloque en una posición para descender debido a la carga. En este estado, el flujo volumétrico generado bajando el actuador puede alimentar la segunda unidad de desplazamiento, que funciona como motor hidráulico, a través de la segunda válvula de control direccional.

Para el modo de trabajo regular, preferentemente tan pronto como se active un movimiento opuesto al movimiento de descenso relacionado con la carga por medio de la palanca de mando, el control de la máquina conecta la primera válvula de control direccional a su control de flujo, mientras que la segunda válvula de control direccional permanece en su posición bloqueada. La segunda unidad de desplazamiento, que funciona como bomba hidráulica, aspira en este caso medio hidráulico del tanque y alimenta el flujo volumétrico a través de la primera válvula de control direccional a la línea de presión del circuito de trabajo y/o a la línea de presión del bloque de control. Lo mismo puede aplicarse también a una posición neutra de la palanca de mando.

Preferentemente, el, al menos un, actuador hidráulico es una unidad de pistón-cilindro, que sirve preferentemente para accionar un brazo de la máquina de trabajo. Al bajar la pluma, la máquina pasa, por tanto, al modo de recuperación, de modo que la energía potencial liberada pueda retroalimentarse al sistema global por medio de la segunda unidad de desplazamiento. Sin embargo, resulta asimismo concebible que al menos un actuador hidráulico sea un consumidor rotatorio, por ejemplo, una propulsión hidráulica de la máquina de trabajo.

La segunda unidad de desplazamiento puede ser un motor de bomba ajustable. También es concebible una bomba controlada eléctricamente con válvula de retención en la aspiración. Esto último haría innecesario el empleo de la primera válvula de control direccional antes mencionada entre la bomba de desplazamiento y el bloque de control.

Al utilizar el motor hidráulico ajustable y/o la bomba controlada eléctricamente, está previsto que el control de la máquina de trabajo establezca el ángulo de giro del motor hidráulico ajustable y/o de la bomba controlada eléctricamente en el modo de recuperación en función de una velocidad de movimiento teórica deseada del actuador hidráulico, particularmente de la unidad de pistón-cilindro, es decir en función de la velocidad de descenso deseada del actuador hidráulico, preferentemente del brazo de extensión. La velocidad de descenso deseada puede determinarse preferentemente en base a la posición real de una palanca de mando para accionar el actuador. Por consiguiente, el control de la máquina está conectado a la palanca de mando para determinar su posición real. El flujo volumétrico máximo provocado por el actuador en el modo de recuperación puede ajustarse mediante el ángulo de giro establecido.

Si el actuador hidráulico es un actuador rotatorio y la recuperación tiene lugar en el modo de frenado del actuador rotatorio, el ángulo de giro puede realizarse en función de la posición de codificación de un transmisor codificador para controlar el actuador rotatorio y/o en función de la velocidad de giro del actuador rotatorio detectada por sensores.

Idealmente, se puede suministrar energía hidráulica al menos a un consumidor hidráulico adicional durante el modo de recuperación mediante la primera unidad de desplazamiento. La segunda unidad de desplazamiento solo trabaja en operación del motor, el modo de operación normal de la primera unidad de desplazamiento no se ve afectado.

Puede preverse que entre la segunda válvula de control direccional y la segunda unidad de desplazamiento se introduzca adicionalmente un estrangulador, particularmente un orificio de medición variable, preferentemente en forma de válvula proporcional de control direccional con una posición final abierta y una bloqueada. La velocidad provocada de la segunda unidad de desplazamiento puede controlarse mediante el grado de abertura del acelerador estrangulando el flujo volumétrico generado por el actuador. Particularmente, de este modo debería reducirse o

interrumpirse un aumento en la velocidad de la unidad de accionamiento mediante la energía cinética suministrada de la segunda unidad de desplazamiento.

Además, es posible disponer a la salida de la segunda válvula de control direccional al menos una válvula de derivación proporcionalmente controlable, cuyo grado de abertura se eleve mediante el control de la máquina, si la velocidad de desplazamiento deseada del actuador en el modo de recuperación no se puede alcanzar en el modo de recuperación debido a la limitación del flujo volumétrico de la segunda unidad de desplazamiento, es decir, el flujo volumétrico requerido a la salida del actuador excedería el máximo flujo volumétrico posible de la segunda unidad de desplazamiento. Con la ayuda de la válvula de derivación, el exceso de caudal se puede dirigir a través de la derivación al tanque hidráulico, de forma que se garantice alcanzar la velocidad de desplazamiento deseada del actuador.

Otras ventajas y propiedades de la invención se explicarán a continuación con más detalle en base a un ejemplo de ejecución representado en las Figuras. Muestran:

Fig. 1: un diagrama hidráulico para ilustrar el modo de funcionamiento de la máquina de trabajo conforme a la invención en forma de una excavadora hidráulica;

Fig. 2: un diagrama hidráulico para un primer ejemplo de ejecución de la presente invención;

Fig. 3: otro diagrama hidráulico para un segundo ejemplo de ejecución,

Fig. 4: otro esquema de circuito hidráulico para un tercer ejemplo de ejecución,

Fig. 5: un esquema de circuito hidráulico de una modificación del tercer ejemplo de ejecución según la Fig. 4 y

Fig. 6: un diagrama hidráulico para ilustrar una modificación no perteneciente a la invención de todos los ejemplos de realización según las Figuras 1 a 5.

El modo básico de funcionamiento de la presente invención debería explicarse en base al diagrama hidráulico esbozado en la Figura 1. En este contexto, el bloque de control 90 para el control del actuador hidráulico 80 ya no se representa, sino que la idea central de la invención debería explicarse independientemente de esto en base al diagrama de conexiones.

Aquí puede verse un actuador lineal en forma de la unidad de pistón-cilindro 80, que sirve para accionar el brazo de excavadora de la máquina de trabajo conforme a la invención. La presión hidráulica requerida es proporcionada por la bomba principal 20, que es accionada por la unidad de accionamiento central 10. La bomba 20 está diseñada como bomba variable. El circuito hidráulico está diseñado como un circuito hidráulico abierto, ya que la bomba hidráulica 20 aspira el medio hidráulico necesario del tanque y suministra energía hidráulica al actuador lineal 80 a través del bloque de control 90. A través del bloque 90 se puede alimentar la presión de alimentación selectivamente a la conexión de la base o del lado del vástago del actuador para controlar la dirección de accionamiento del pistón.

Conforme a la invención, se monta una segunda unidad de desplazamiento 30, que es accionada por la unidad de accionamiento 10 junto con la primera unidad de desplazamiento 20 a través del mismo eje de salida de la unidad de accionamiento 10. Esta segunda unidad de desplazamiento está diseñada como motor de bomba ajustable, cuyo ángulo de giro es ajustado por el control central 60 de la máquina. La unidad de desplazamiento 30 está, por un lado, conectada al tanque hidráulico y, en el modo de operación normal, proporciona a su salida un correspondiente flujo volumétrico en función del ángulo de giro establecido. Esta línea de presión está conectada al bloque de control 90 a través de una primera válvula de control direccional 40, donde la salida de la válvula de control direccional 40 se combina con la línea de salida de presión de la bomba principal 20.

La válvula de control direccional 40 comprende dos posiciones de conmutación. En la primera posición de conmutación, la válvula es permeable en la dirección del bloque de control 90, de forma que la presión de salida del motor hidráulico 30, junto con la línea de presión de la bomba principal 20, se ajuste a la entrada de presión del bloque de control 90. En la segunda posición de conmutación se bloquea la válvula. La posición de conmutación de la válvula de control direccional es accionada por el controlador 60.

Por otra parte, la unidad de desplazamiento 30 está conectada al actuador lineal 80 a través de la misma conexión por medio de la válvula de control direccional 50. En el ejemplo de ejecución mostrado, la entrada de la válvula está conectada a la conexión de la base del actuador lineal, ya que allí en el modo de recuperación, es decir, al bajar la pluma de la excavadora, el aceite hidráulico que sale por la base genera un flujo volumétrico.

La válvula 50 comprende asimismo dos posiciones de conmutación, de las cuales una libera el flujo desde el actuador 80 al motor hidráulico 30 y la segunda bloquea el flujo. También esta válvula de control direccional 50 se activa a través de la unidad de control central 60.

A través del bloque de control 90, las bombas 20, 30 pueden alimentar el nivel de presión necesario a otros consumidores hidráulicos 100, 110. El actuador 80 se opera a través de la palanca de mando 70.

La posición de la palanca de mando es reconocida por el controlador. En la posición neutra de la palanca de mando 70 o en su posición para levantar el brazo (denominada en lo sucesivo modo de trabajo), el controlador 60 se ocupa de que la válvula 40 permanezca en su posición de paso y la válvula 50 permanezca en la posición bloqueada. La unidad de desplazamiento 30 funciona, en este caso, como bomba de trabajo adicional y el flujo volumétrico generado se alimenta a través de la válvula 40 a la entrada de presión del bloque de control 90. Debido a la posición bloqueada de la válvula 50, la conexión inferior del actuador solo está conectada al bloque de control 90. Además de al actuador 80, las bombas de trabajo 20, 30 pueden suministrar aceite a otros consumidores 100, 110.

Si la palanca de mando 70 se lleva a la posición correspondiente para bajar el brazo de la excavadora, el controlador 60 lo reconoce y el sistema hidráulico se conmuta al modo de recuperación. Para este propósito, la válvula 40 es conmutada a su posición bloqueada por el controlador 60, por lo que se interrumpe el flujo volumétrico desde la segunda unidad de desplazamiento 30 al bloque de control 90. Al mismo tiempo, el controlador 60 conmuta la segunda válvula de control direccional 50 a su posición de flujo y el ángulo de giro del motor hidráulico 30 se ajusta a un ángulo de giro negativo. De este modo puede emitirse la presión hidráulica del lado inferior del actuador 80 a través de la válvula de control direccional 50 a la unidad de desplazamiento que funciona como motor, por lo que la unidad de desplazamiento genera un par que alivia la carga en el eje de transmisión del motor de accionamiento 10.

El ángulo de giro concreto del motor de bomba 30 lo determina el controlador 60 en función de la desviación real del transmisor codificador 70, pues esto es finalmente decisivo para la velocidad de descenso alcanzable del brazo articulado. Los otros consumidores 100, 110 pueden, en el modo de recuperación, ser asimismo abastecidos de aceite hidráulico por la bomba de trabajo 20.

La Figura 2 muestra detalles del bloque de control 90 para controlar el actuador 80, así como otros consumidores 100 según un primer ejemplo de ejecución. Los otros componentes corresponden a la estructura de la Figura 1. La línea de presión común de las unidades de desplazamiento 20, 30 está conectada a una primera corredera de control 91 en forma de una válvula proporcional de control direccional. Esta comprende en total tres posiciones de conmutación a, b, así como d. La posición neutra en la que la válvula se bloquea completamente, está marcada con a. En la posición de conmutación b, la línea de presión de las unidades de desplazamiento 20, 30 está conectada al lado inferior del actuador 80, el vástago de pistón saliente conlleva preferentemente la elevación del brazo. En la posición de conmutación d, sin embargo, la línea de presión se conecta al lado del vástago del actuador 80, el flujo volumétrico proporcionado por las unidades de desplazamiento 20, 30 empuja activamente el pistón en la unidad de cilindro y el brazo se baja "activamente".

Para el modo de recuperación, la válvula 40 se lleva a su posición bloqueada, de forma que no pueda fluir ningún aceite desde la unidad de desplazamiento 30 a la corredera de control 91. La corredera de control 91 permanece en la posición neutra a y la válvula 50 se abre. La unidad de desplazamiento 30 se ajusta a un determinado ángulo de giro negativo en función de la desviación del transmisor codificador 70, que especifica la velocidad de descenso. De este modo se baja el equipamiento a la velocidad deseada. Durante el proceso de descenso, en el lado del vástago del cilindro 80 se requiere aceite, que se suministra desde el tanque a través de la válvula de aspiración 93 del bloque de control 90. La unidad de desplazamiento 30 genera un momento, que está determinado por la unidad de desplazamiento 30 mediante la presión, que prevalece en la base del cilindro del actuador 80, y el ángulo de giro establecido. Mediante este momento se libera de carga la unidad de accionamiento 10.

Tan pronto como se requiera presión en el lado del vástago para mantener el movimiento de descenso, se tiene que cambiar al modo de "descenso activo". Para ello, la válvula 40 se conmuta a su posición de flujo, mientras que la válvula 50 entra en la posición bloqueada. El aceite puede ahora fluir desde la unidad de desplazamiento 30 hasta la corredera de control 91, que está en la posición 91d. La corredera de control 91 tiene que transportar el aceite desde las bombas 20, 30 al lado del vástago del cilindro de elevación 80. El aceite del fondo tiene que fluir de regreso al tanque a través de la corredera de control 91, la válvula 50 permanece bloqueada. La unidad de desplazamiento 30 actúa, en este estado operativo, como segunda bomba de trabajo o como bomba para consumidores adicionales 100.

Para el modo de operación normal, es decir, para elevar el brazo, la válvula 40 se abre y el aceite puede fluir desde la unidad de desplazamiento 30 hasta la corredera de control 91. La válvula 50 permanece cerrada. La unidad de desplazamiento 30 es, en este modo de operación, una segunda bomba de trabajo o una bomba para consumidores adicionales 100.

El control del consumidor adicional en forma de una segunda unidad de pistón-cilindro 100 se implementa de manera similar por medio de una segunda corredera de control 92 estructuralmente idéntica, así como válvulas anti-cavitación adicionales.

De la Figura 1 puede extraerse un modo de operación modificado del sistema hidráulico. Las mismas piezas están provistas de los mismos símbolos de referencia. En comparación con la variante de ejecución de la Figura 2, aguas abajo de la segunda válvula de control direccional 50, es decir, entre la válvula 50 y la segunda unidad de desplazamiento 30, se inserta adicionalmente un orificio 120 de medición variable. Esta válvula proporcional de control direccionalmente controlable 120 adopta un grado de abertura entre una posición final con flujo bidireccional completo y una segunda posición final en la que la válvula 120 se bloquea completamente. De este modo se puede reducir el flujo volumétrico entre la válvula de control direccional 50 y la unidad de desplazamiento 30 a un flujo volumétrico determinado. El grado instantáneo de abertura del acelerador 120 lo ajusta asimismo el controlador 60. El acelerador 120 debería, por ejemplo, evitar que el motor 10 sea acelerado por el par emitido de la unidad de desplazamiento 30. Para ello es necesaria una reducción del flujo volumétrico, lo que se consigue reduciendo correspondientemente la sección transversal en la válvula 120.

Como otra variación respecto a la Figura 2, la corredera de control 91 del bloque de control 90 de la Figura 3 comprende una posición de conmutación adicional 91c. Si el flujo volumétrico debido a la velocidad teórica requerida del actuador 80 es mayor que el flujo volumétrico posible a través de la unidad de desplazamiento 30, la corredera de control 91 se conmuta a la posición 91c.

Alternativamente a la modificación de la corredera de control 91 con la posición de conmutación adicional 91c, puede disponerse una válvula de derivación adicional 130 aguas abajo en la válvula de control direccional 50, tal y como se muestra en la Figura 4. Esta válvula proporcional de control direccionalmente controlable 130 conecta, en función del grado de abertura, una derivación del flujo volumétrico generado en el modo de recuperación al tanque hidráulico. Si el flujo volumétrico debido a la velocidad teórica requerida del actuador 80 es mayor que el máximo flujo volumétrico posible de la unidad de desplazamiento 30, la válvula de derivación 130 se abre en la medida en que se pueda alcanzar la velocidad de descenso requerida.

Los ejemplos de ejecución presentados de los circuitos hidráulicos de las Figuras 1 a 4 no solo se pueden utilizar para la recuperación de energía en accionamientos lineales, sino que el principio de funcionamiento presentado puede utilizarse asimismo en accionamientos rotatorios. Esto se muestra en el ejemplo de la Figura 5. La estructura hidráulica corresponde esencialmente al diagrama del circuito hidráulico de la Figura 4, las mismas piezas y componentes se designaron también en la Figura 5 con los mismos símbolos de referencia que en las Figuras 1 a 4. Para la descripción a este respecto se hace, por tanto, referencia a la anterior descripción de las Figuras.

A diferencia de la Figura 4, en la Figura 5 por medio del bloque de control se activa un accionamiento rotatorio 110 además de los actuadores lineales. El accionamiento rotatorio puede ser, por ejemplo, un accionamiento de desplazamiento para la máquina de trabajo. Para ello, esto se ha complementado, entre otras cosas, con las válvulas proporcionales de control adicionales 95, 96, que proporcionan el suministro hidráulico necesario al accionamiento 110. También aquí, al frenar el consumidor 110 rotatorio, debería recuperarse energía, para por medio de la unidad de desplazamiento 30 emitir un par al motor de combustión interna 10.

En el modo de funcionamiento normal del consumidor 110, la válvula 40 se conmuta a la posición abierta, por lo que puede fluir aceite desde la unidad de desplazamiento 30 a la corredera de control 90. La válvula 50 tiene que estar cerrada. Las válvulas 95, 96 del bloque de control 90 liberan una sección transversal de abertura en función de la posición del transmisor codificador 114 ahora previsto, por lo que se puede ajustar la velocidad requerida y/o la velocidad de giro del motor 110. Además, la dirección de giro se puede especificar mediante la posición de conmutación de las válvulas 95, 96. El accionamiento rotatorio 110 se puede acelerar y/o puede mantener la velocidad de rotación instantánea.

En el modo de frenado y/o de recuperación del accionamiento 110, la válvula 40 se conmuta a la posición cerrada, por lo que no puede fluir ningún aceite desde la unidad de desplazamiento 30 al bloque de control 90. La válvula 50 se abre. Si el motor 110 gira en el sentido de las agujas del reloj, la válvula 95 tendrá que estar en la posición inferior de regulación. La válvula 96 está en la posición cerrada. En este caso, la válvula de control direccional adicional 112 está ubicada en el lado de salida del motor 110 y tiene que estar en la posición de conmutación abierta, por lo cual el aceite de drenaje se puede conducir a través de la unidad de desplazamiento 30 al tanque. La unidad de desplazamiento 30 se ajusta a un determinado ángulo de giro negativo especificado por la ECU 60. La ECU 60 calcula el valor del ángulo de giro a partir de la velocidad de giro del accionamiento especificada por el sensor 111 y de la posición detectada del transmisor codificador 114.

La unidad de desplazamiento 30 genera un par, que resulta de la presión hidráulica generada del accionamiento 110 durante el proceso de frenado y del ángulo de giro establecido de la unidad de desplazamiento 30, y lo envía al

motor de combustión interna 10. Mientras tanto, los otros consumidores 80, 100 pueden ser abastecidos de aceite por la bomba de trabajo 20.

5 Si solo se activa el accionamiento 110 (por ejemplo, accionamiento de desplazamiento en una excavadora móvil en la vía pública), entonces puede tener lugar un control similar a un circuito cerrado. La bomba de trabajo 20 y una de las válvulas 95 o 96 (en función de la dirección de desplazamiento) especifican la velocidad del motor 110 en función del transmisor codificador 114. En función de la dirección de desplazamiento, una de las válvulas 112, 113, que está en el lado de salida del motor 110, tiene que estar siempre en posición abierta. Así fluye el aceite de drenaje a través de la válvula 120 y a través de la unidad de desplazamiento 30.

10 La funcionalidad de las válvulas 120 y 130 corresponde a la función, que ya se ha explicado en base al ejemplo de ejecución de la Figura 4. Si el consumidor 110 rotatorio tuviera que disponer de una válvula de freno (no representada aquí), entonces ésta tendrá naturalmente que poderse controlar mediante la ECU 60. Por supuesto, la integración del accionamiento rotatorio también podría realizarse en uno de los ejemplos de realización según las Figs. 1 a 3, con una correspondiente ampliación del bloque de control 90.

15 El sistema aquí descrito para la recuperación (particularmente los ejemplos de ejecución según las Figuras 1 a 5) puede ser viable no solo para el sistema LS aquí representado, sino también para sistemas con regulación eléctrica de bomba.

20 En la Fig. 5, se representa un sistema mixto de válvulas LS y válvulas de borde de control separadas. Si el sistema hidráulico se diseñara como un sistema puro con válvulas de borde de control separadas (sin compensadores de presión), sería absolutamente necesario un control eléctrico de bomba. Un sistema de este tipo simplifica considerablemente la recuperación - como se describe aquí -, ya que, en el caso de la recuperación, la válvula en la salida se puede cerrar y la válvula en la entrada se puede abrir solo cuando sea necesario.

25 Alternativamente a la Fig. 1, en la que 30 es un motor de bomba, la unidad de desplazamiento 30 podría diseñarse en la forma de una bomba controlada eléctricamente con válvula de retención en la aspiración. De este modo podría suprimirse la válvula 40, lo que se representa particularmente en la Figura 6. También aquí, la válvula 50 está entonces directamente conectada al lado de aspiración real de la bomba 30, que actúa como entrada de presión en el modo de recuperación.

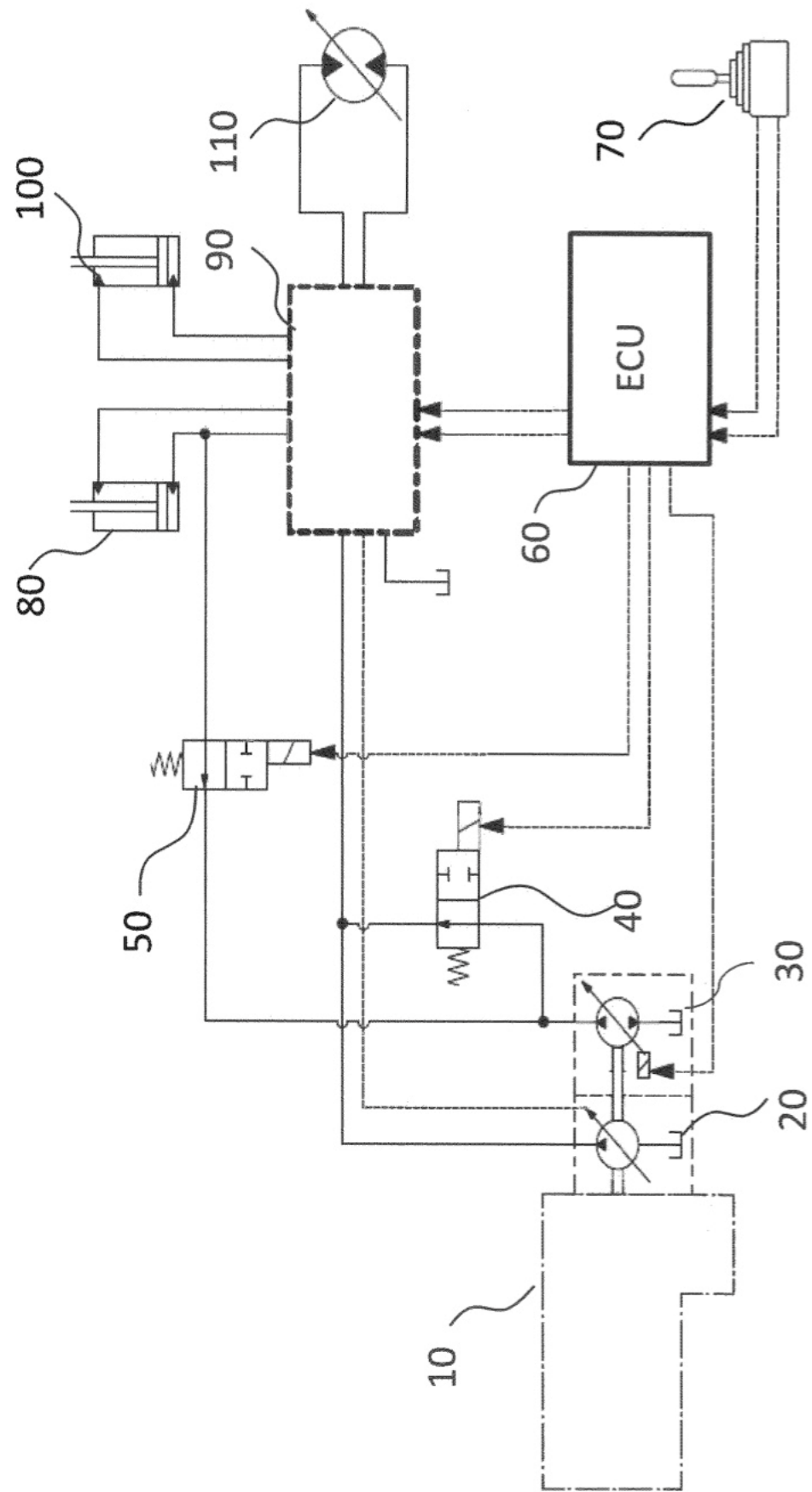
Si se devuelven grandes cantidades de energía al sistema, entonces tiene sentido instalar un dispositivo de almacenamiento de energía, como se describe, por ejemplo, en la EP 2722 530 A1, a cuyo contenido se hace referencia integral en este punto.

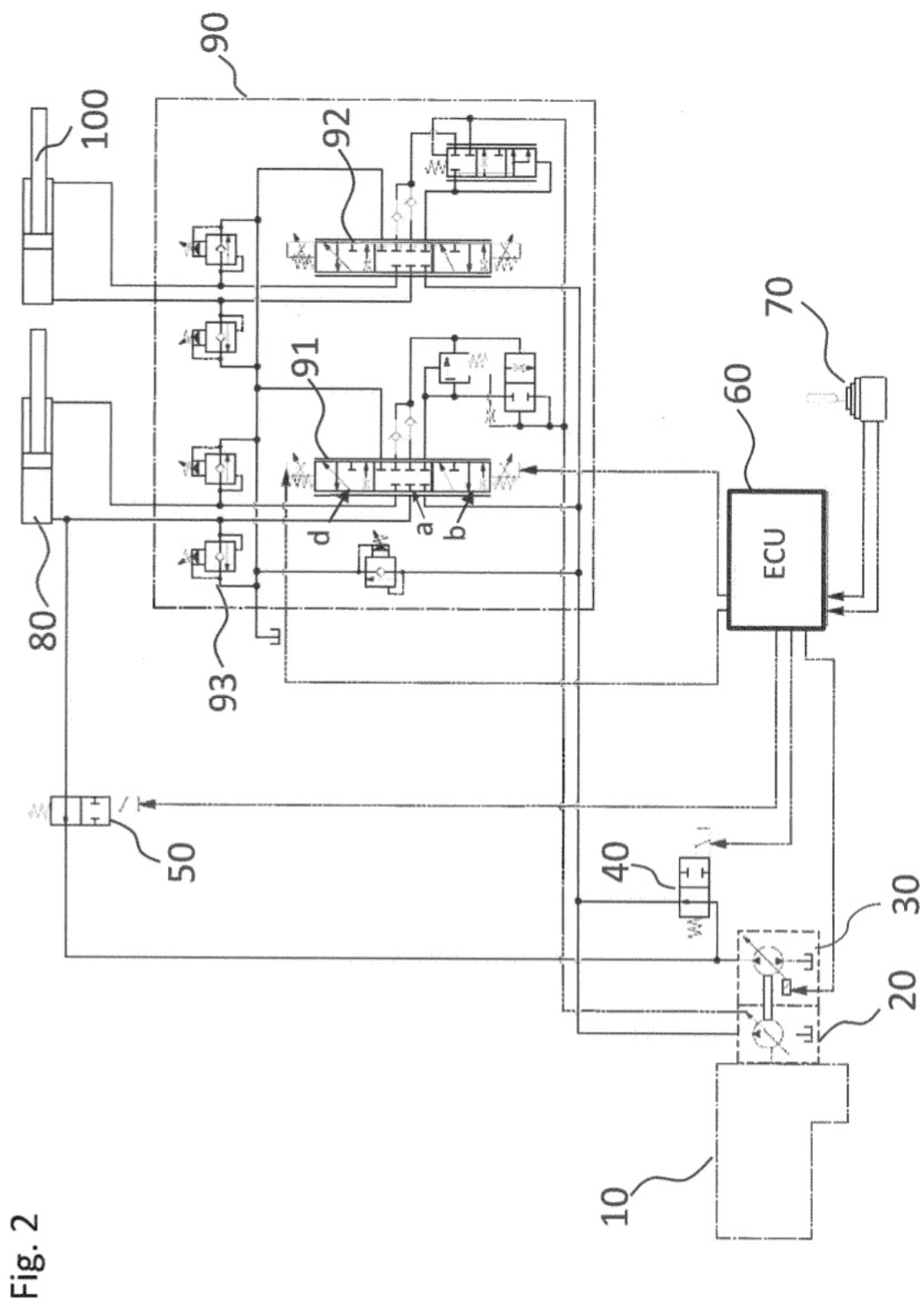
30

REIVINDICACIONES

1. Máquina de trabajo con al menos un actuador hidráulico (80) para accionar una herramienta de trabajo, otros consumidores hidráulicos (100, 110), dos unidades de desplazamiento (20, 30) impulsadas a través de una unidad de accionamiento (10) de la máquina de trabajo, y un bloque de control (90), donde la primera unidad de desplazamiento (20) alimenta al bloque de control (90) medio hidráulico desde un tanque hidráulico, la segunda unidad de desplazamiento (30) alimenta, en el modo operativo, al bloque de control (90) medio hidráulico desde un tanque hidráulico y, durante un modo de recuperación, puede ser impulsado por el volumen hidráulico desplazado por el, al menos un, actuador hidráulico (80) o un consumidor hidráulico (100, 110), para retroalimentar energía cinética a la unidad de accionamiento (10) y el bloque de control (90) une las líneas de presión de la primera y segunda unidad de desplazamiento (30) con el actuador hidráulico (80) y los otros consumidores (100, 110), donde se prevé al menos una primera válvula de control direccional (40) con al menos dos posiciones de conmutación, cuya primera posición de conmutación libera el flujo desde la segunda unidad de desplazamiento (30) al bloque de control (90) y cuya segunda posición de conmutación interrumpe un flujo volumétrico entre la segunda unidad de desplazamiento (30) y el bloque de control (90) y donde se prevé al menos una segunda válvula de control direccional (50) con al menos dos posiciones de conmutación, a través de la cual puede liberarse o bloquearse una conexión directa entre el, al menos un, actuador hidráulico (80) y la segunda unidad de desplazamiento (30), particularmente un flujo volumétrico desde el actuador (80) a la segunda unidad de desplazamiento (30),.
2. Máquina de trabajo según la reivindicación 1, caracterizada porque se prevé un control de la máquina (60) para controlar la primera (40) y segunda (50) válvula de control direccional, que, en el modo de recuperación, conmuta la primera válvula de control direccional (40) a su posición bloqueada y la segunda válvula de control direccional (50) a su posición de flujo y, en el modo operativo, lleva la primera válvula de control direccional (40) a su posición de flujo y la segunda válvula de control direccional (50) a su posición bloqueada.
3. Máquina de trabajo según una de las anteriores reivindicaciones, caracterizada porque la segunda unidad de desplazamiento (30) es un motor de bomba ajustable o una bomba eléctricamente regulada con válvula de retención en la aspiración.
4. Máquina de trabajo según las reivindicaciones 2 y 3, caracterizada porque el control de la máquina (60) de la máquina de trabajo ajusta el ángulo de giro del motor de bomba (30) ajustable y/o de la bomba (30) eléctricamente regulada en el modo de recuperación en función de una velocidad de desplazamiento teórica del actuador hidráulico (80), particularmente en función de la posición real de una palanca de mando (70) para accionar el actuador, y/o en función de la velocidad de desplazamiento, particularmente la velocidad de rotación, detectada del actuador (80).
5. Máquina de trabajo según una de las anteriores reivindicaciones, caracterizada porque el, al menos un, actuador hidráulico (80) es una unidad de pistón-cilindro, que sirve preferentemente para accionar un brazo de la máquina de trabajo, donde un modo de recuperación se lleva a cabo preferentemente durante un movimiento de descenso del brazo.
6. Máquina de trabajo según una de las anteriores reivindicaciones, caracterizada porque el, al menos un, actuador (80) es una propulsión rotatoria, preferentemente una propulsión de la máquina de trabajo, donde se lleva a cabo un modo de recuperación preferentemente durante el frenado del movimiento de rotación.
7. Máquina de trabajo según una de las anteriores reivindicaciones, caracterizada porque en el modo de recuperación los consumidores hidráulicos adicionales (100, 110) pueden ser alimentados con energía hidráulica por la primera unidad de desplazamiento (20).
8. Máquina de trabajo según la reivindicación 2, caracterizada porque entre la segunda válvula de control direccional (50) y la segunda unidad de desplazamiento (30) hay dispuesto al menos un acelerador (120), particularmente un orificio de medida variable, preferentemente en forma de una válvula proporcional de control direccional con una posición final abierta y una de bloqueo, donde el grado de abertura del acelerador (120) puede seleccionarse mediante el control de la máquina (60) de tal manera que la energía cinética retroalimentada por la segunda unidad de desplazamiento (30) no conlleve un aumento de la velocidad de giro de la unidad de accionamiento.
9. Máquina de trabajo según la reivindicación 2, caracterizada porque a la salida de la segunda válvula de control direccional (50) se prevé al menos una válvula de derivación proporcionalmente controlable (130), cuyo grado de abertura puede elevarse mediante el control de la máquina (60), si el flujo volumétrico a desplazar debido a una velocidad de desplazamiento del actuador (80) deseada en el modo de recuperación es mayor que el máximo flujo volumétrico posible para impulsar la segunda unidad de desplazamiento (30).
10. Máquina de trabajo según las reivindicaciones 1-5, 7-9, caracterizada porque la máquina de trabajo es una excavadora hidráulica y el, al menos un, actuador hidráulico (80) es una unidad de pistón-cilindro para accionar el brazo de la excavadora.

Fig. 1





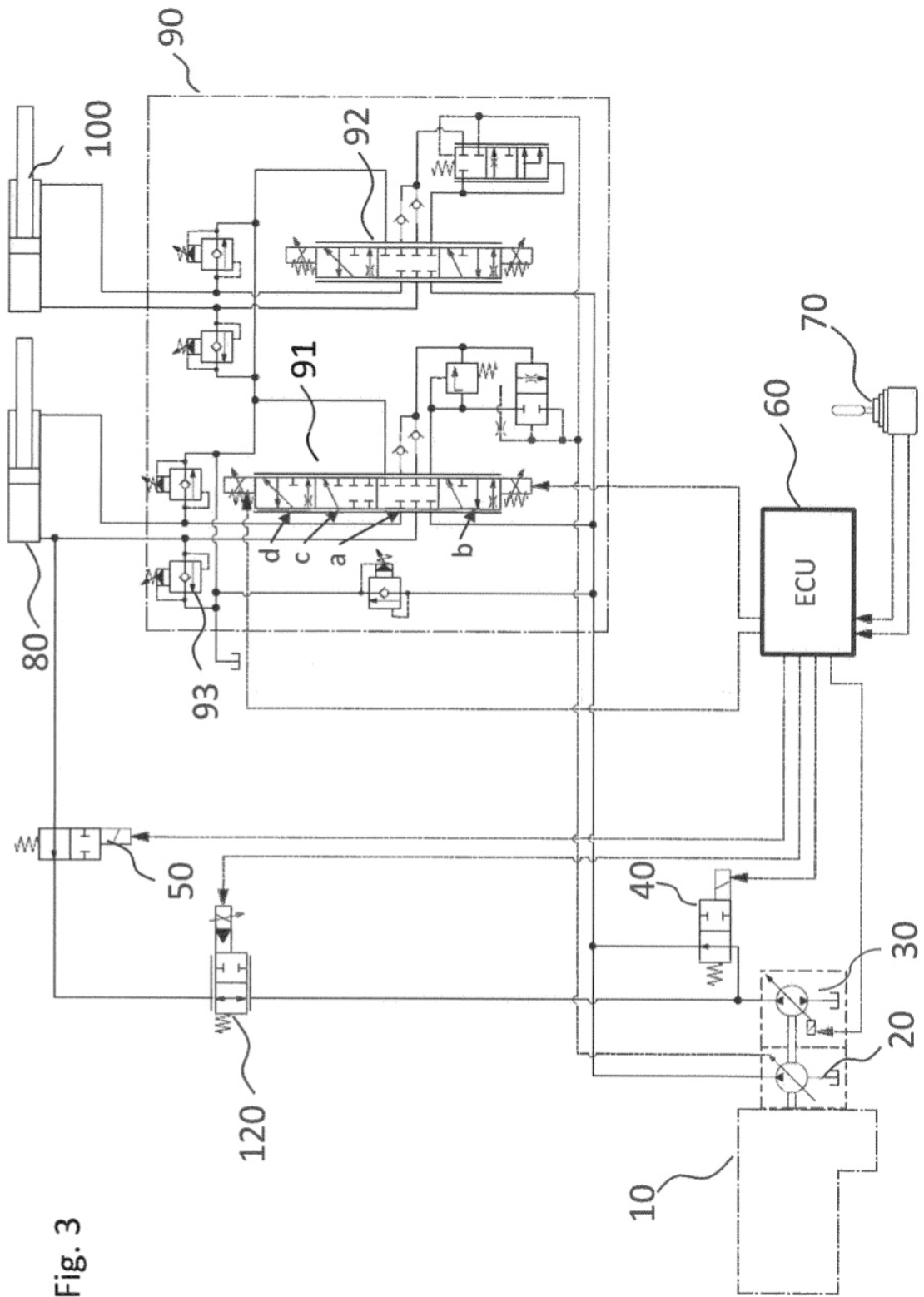


Fig. 3

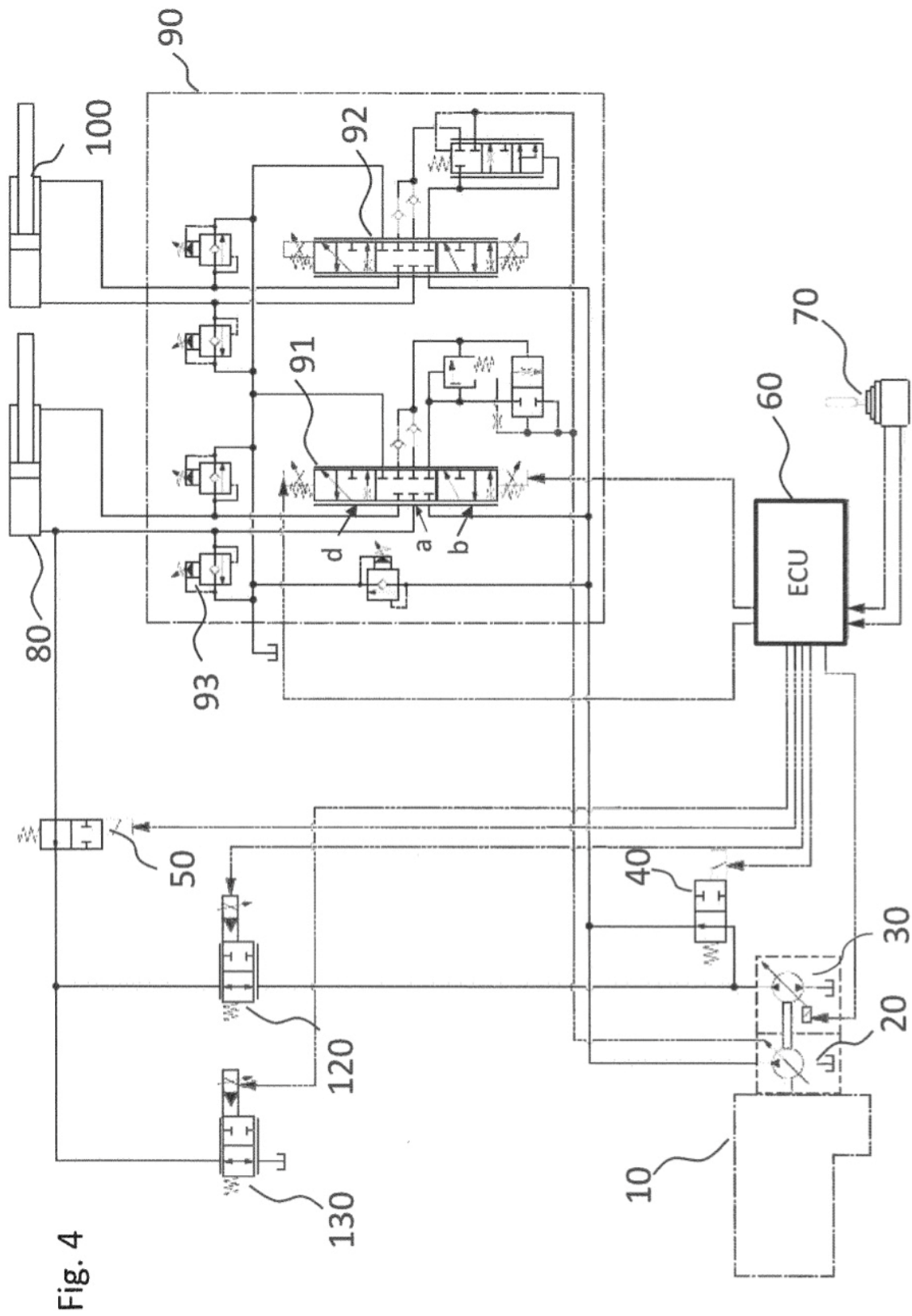


Fig. 4

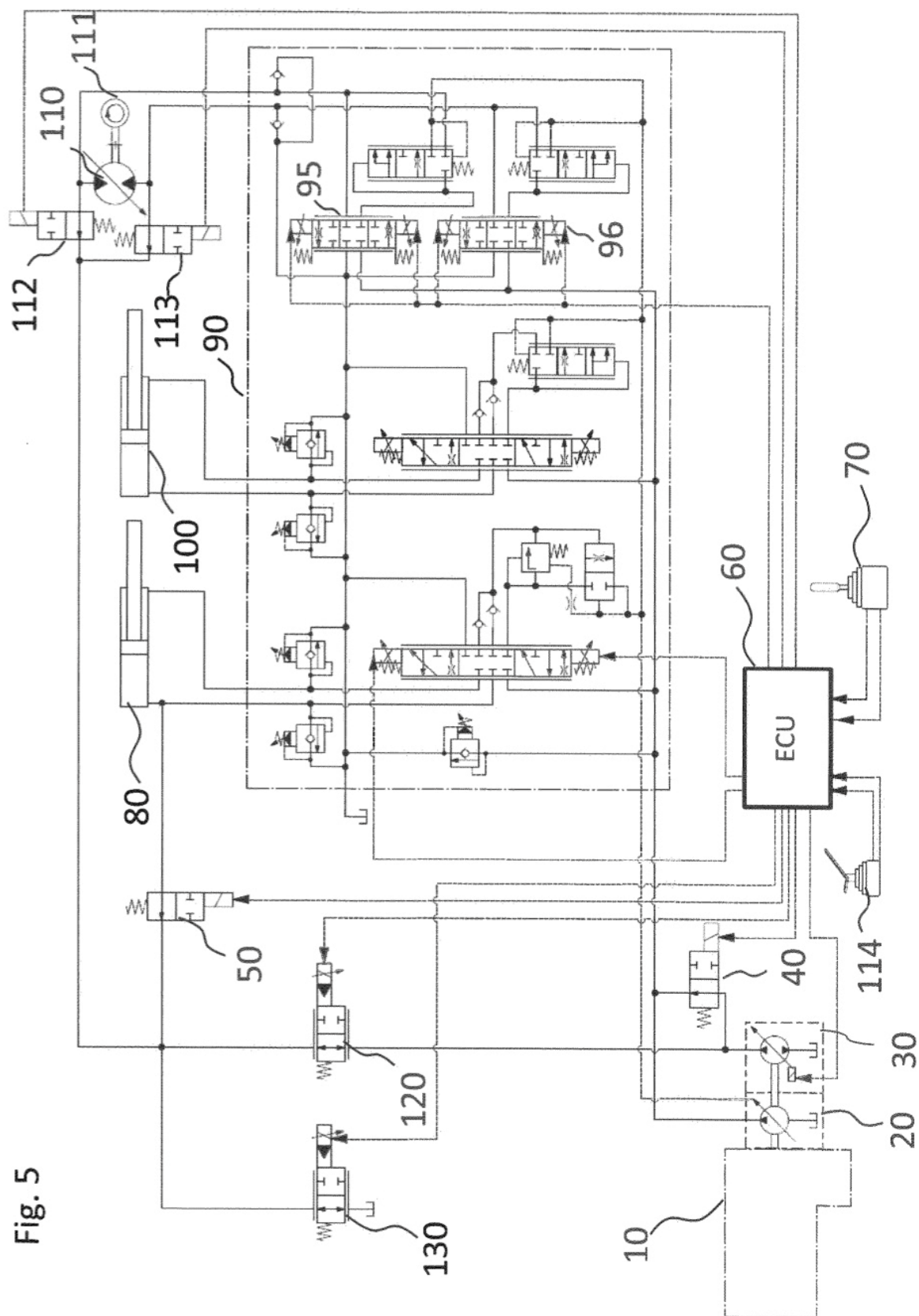


Fig. 5

Fig. 6

