

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 712 559**

51 Int. Cl.:

F15B 21/14 (2006.01)

F15B 11/036 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **02.04.2009 E 12187900 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **21.11.2018 EP 2546530**

54 Título: **Sistema de medio presurizado**

30 Prioridad:

10.10.2008 FI 20085958

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

13.05.2019

73 Titular/es:

**NORRHYDRO OY (100.0%)
Teollisuustie 30
96300 Rovaniemi, FI**

72 Inventor/es:

**SIPOLA, ARI;
VIHTANEN, HANNU-PEKKA;
LINJAMA, MATTI y
LAAMANEN, ARTO**

74 Agente/Representante:

ELZABURU, S.L.P

ES 2 712 559 T3

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

Descripción

Sistema de medio presurizado

5 Campo de la Invención

La presente invención está relacionada con un sistema de medio presurizado.

Antecedentes de la Invención

10 En sistemas de medio presurizado, se controla una carga usando accionadores con cámaras de trabajo que tienen un área efectiva, sobre la que la presión del medio presurizado es efectiva y provoca una fuerza que es, por medio del accionador, efectiva sobre la carga. La magnitud de la fuerza es dependiente tanto del área efectiva presurizada y la presión que es, en sistemas convencionales de medio presurizado, controlada para producir fuerzas variables. Ejemplos típicos incluyen la transferencia, elevación y bajada de una carga, y la carga puede, en su forma física, variar de un sistema a otro, siendo, por ejemplo, una parte de una estructura, un aparato o un sistema, a mover. El control de presión se basa normalmente en ajuste con una pérdida, en soluciones convencionales controladas por resistencia, el control de fuerza del accionador se logra al controlar las presiones de las cámaras de trabajo de manera continua. Así, las presiones son controladas al estrangular los flujos del medio presurizado que entra y sale de la cámara. El control se implementa, por ejemplo, por medio de válvulas proporcionales.

20 Típicamente, los sistemas convencionales tienen un lado de presión, donde se ajusta la presión y que produce un flujo volumétrico del medio presurizado, y un lado de retorno, que puede recibir el flujo volumétrico y en el que el nivel de presión predominante es tan bajo como sea posible, llamada presión de tanque, para minimizar pérdidas.

25 Medios presurizados conocidos incluyen, por ejemplo, aceite hidráulico, aire comprimido y agua o fluidos hidráulicos a base de agua. El tipo del medio presurizado no está limitado, pero puede variar según las necesidades de la aplicación y los requisitos establecidos.

30 Las publicaciones US-5011180-A1, US-2007/0120662-A1, US-2005/194225-A1, WO-2005/121564-A1 y DE-3836371-A1 describen sistemas hidráulicos que aplican accionadores que tienen varias cámaras de trabajo y circuitos que tienen presiones diferentes.

Problemas con sistemas convencionales incluyen la susceptibilidad a fallos y pérdidas de energía, particularmente pérdidas de energía hidráulica y fallos en las válvulas de control.

35 Compendio de la Invención

Una intención de la presente invención es introducir una nueva solución para implementar un sistema de medio presurizado, que también ofrezca ahorros energéticos significativos comparados con la mayoría de sistemas actualmente en uso.

40 La invención está relacionada con una solución de sistema hidráulico digital basada en un método de control sin estrangulación, dispositivos que son aplicables en el sistema hidráulico digital, que incluye, por ejemplo, una unidad convertidora de presión, una unidad convertidora de presión de bomba, así como métodos, circuitos de control y controladores a aplicar para controlar estos.

45 El sistema de medio presurizado según la invención se presentará en la reivindicación 1. El preámbulo de la reivindicación 1 muestra los rasgos conocidos a partir de las publicaciones US-2005/194225-A1, WO-2005/121564-A1 y DE-3836371-A1.

50 La solución de sistema se configura ya sea para controlar la fuerza, aceleración, velocidad o posición generadas por el accionador impulsado por el medio presurizado, o para controlar la aceleración, momento, aceleración rotatoria, velocidad angular, posición y rotación de la fuerza generada por la aplicación de dispositivo que comprende varios accionadores. Adicionalmente, o como alternativa, la solución de sistema se proporciona para el control de una o más unidades de carga de energía. Adicionalmente, o como alternativa, la solución de sistema se proporciona para el control de una o más unidades convertidoras de presión y las respectivas relaciones de conversión. Adicionalmente, o como alternativa, la solución de sistema se proporciona para el control de una o más unidades convertidoras de energía, particularmente unidades convertidoras de presión de bomba y las respectivas relaciones de conversión.

60 Se proporciona una solución novedosa de sistema hidráulico digital basado en un método de control sin estrangulación, así como los dispositivos a aplicar en él. Un rasgo importante del sistema hidráulico digital es la recuperación de energía cinética o potencial que vuelve durante los movimientos de trabajo del accionador, a los circuitos de carga.

65 El circuito de medio presurizado que se aplica en el sistema hidráulico digital y que también se llamará sistema de carga más adelante en esta memoria, comprende dos o más circuitos de presión que tiene diferentes niveles de

presión y también se llaman circuitos de carga. Cada circuito de carga típicamente comprende una o más líneas de medio presurizado conectadas entre sí y que tienen la misma presión. En la siguiente descripción, en aras de simplicidad, el enfoque será principalmente en una solución de sistema que comprende dos circuitos de carga. Un experto en la técnica también puede aplicar fácilmente los principios presentados a una solución de sistema que comprende tres o más circuitos de carga.

Los presentes ejemplos tratarán un circuito de carga a alta presión y un circuito de carga a baja presión, que no se refieren a ningún nivel específico de presión absoluta sino principalmente a la diferencia en la presión de dichos circuitos de carga. Los niveles de presión se seleccionan para que sean adecuados para cada aplicación. Si la solución de sistema comprende varios circuitos de carga a alta presión o circuitos de carga a baja presión, es preferible que también en este caso los niveles de presión de los circuitos de carga difieran entre sí.

Cuando se trate un circuito de carga a alta presión, también se usarán las designaciones AP, línea de AP o conexión de AP; y cuando se trate un circuito de carga a baja presión, también se usarán las designaciones BP, línea de BP o conexión de BP. La energía necesaria por los circuitos de carga es suministrada por una o más unidades de carga. En un ejemplo, la energía se suministra al circuito de carga por medio de uno o más convertidores de presión desde uno o más otros circuitos de carga.

El sistema presentado, que comprende dos o más circuitos de carga puede suministrar energía y que usa accionadores hidráulicos digitales basados en un método de control sin estrangulación, se llama sistema hidráulico digital de baja resistencia (LRDHS, *low resistance digital hydraulic system*). La energía a suministrar desde uno o más circuitos de carga de un nivel de presión más bajo (BP) es a menudo una parte sustancial de la energía a utilizar en el sistema, y de ese modo los niveles de presión de los circuitos de carga de un nivel de presión más bajo tienen un efecto significativo en la producción de energía, controlabilidad y consumo energético de los accionadores.

Es característico de cada circuito de carga que puede generar la presión requerida y alimentar y recibir un flujo volumétrico. Preferiblemente, los niveles de presión de los diferentes circuitos de carga están graduados uniformemente entre sí.

Una unidad de carga se refiere a un circuito de medio presurizado que lleva energía a los circuitos de carga del sistema de carga desde el exterior del sistema de carga, por medio de una unidad de bomba. La unidad de carga comprende una unidad de bomba así como sistema de válvula de control y seguridad, por medio del que la línea de succión y la línea de presión de la unidad de bomba se pueden conectar a cualquier circuito de carga. Preferiblemente, la línea de succión y la línea de presión también se pueden acoplar a un tanque de medio presurizado.

Normalmente, una o más unidades de carga de energía de una presión más alta nivel se conectan a un circuito de carga de AP, y de manera correspondiente, una o más unidades de carga de energía de un nivel de presión más bajo se conectan a un circuito de carga de BP. La unidad de carga es, por ejemplo, un acumulador hidráulico u otro acumulador de energía que utiliza, por ejemplo, una carga por resorte o gravedad efectivas sobre la carga, esto es, energía potencial. Como unidad de carga de energía se puede usar un acumulador de energía potencial y un accionador hidráulico digital conectado a ella. El principio de funcionamiento del accionador hidráulico digital se explicará adicionalmente más adelante en esta descripción.

Como convertidores de presión se pueden usar accionadores hidráulicos digitales acoplados entre sí, por medio de los que es posible transferencia de energía entre diferentes circuitos de carga sin un consumo energético significativo. Dichas unidades digitales convertidoras de presión (DPCU, *digital pressure converter units*) también se pueden utilizar cuando un accionador en funcionamiento ininterrumpido se acopla al circuito de carga. En la unidad convertidora de presión, la transferencia de energía se basa en utilizar las áreas efectivas de los accionadores y en el método de control sin estrangulación.

Al acoplar la unidad convertidora de presión a una fuente de energía externa que mueve una parte móvil de la unidad convertidora de presión, se puede usar dicha unidad digital convertidora de presión de bomba (DPCPU) para suministrar energía a los circuitos de carga cuando la energía cinética es convertida por medio de dichos accionadores a energía hidráulica, esto es, a la presión y flujo volumétrico del medio presurizado.

Un accionador digital se refiere particularmente a un cilindro que tiene áreas efectivas codificadas de manera binaria u otra, dichas áreas se conectan a los circuitos de carga usando diferentes combinaciones de acoplamiento y el control sin estrangulación. Típicamente, hay en cuestión control de fuerza o ajuste de fuerza.

Un impulsor giratorio hidráulico digital que aplica el sistema de medio presurizado comprende uno o más accionadores que tienen una o más cámaras y se basa en un control sin estrangulación, dichos accionadores, junto con una o más cremalleras de engranaje y ruedas dentadas acopladas a uno o más accionadores transforman el movimiento lineal a un movimiento pivotante limitado. Típicamente, hay en cuestión control de momento o ajuste de momento.

Un impulsor rotatorio hidráulico digital que aplica el sistema de medio presurizado comprende dos o más accionadores que tienen una o más cámaras y se basa en el control sin estrangulación y se acopla mecánicamente a un zarandeador. Típicamente es control de momento o ajuste de momento logrado por medio del control de fuerza de los accionadores.

El sistema hace posible conectar dos o más circuitos de carga que tienen diferentes niveles de presión, por medio de interfaces de control a uno o más accionadores hidráulicos digitales. La unidad accionadora formada por uno o más accionadores se usa así ya sea como accionador para mover una carga, como unidad convertidora de presión, unidad convertidora de presión de bomba, bomba, o simultáneamente una combinación de cualquiera del dispositivos mencionados anteriormente. Accionadores y unidades accionadoras se pueden acoplar a una carga y entre sí ya sea física o hidráulicamente, dependiendo de la aplicación.

Las ventajas y las diferencias técnicas del sistema comparado con soluciones convencionales son claramente mejor eficiencia energética, controlabilidad, simplicidad de los componentes y la construcción, modularidad, y el control de fallos. En soluciones convencionales controladas por resistencia, el control de fuerza del accionador se logra mediante ajuste continuo de las presiones de las cámaras de trabajo. Así, las presiones se ajustan al estrangular los flujos de medio que entran y salen de la cámara de trabajo. El presente sistema, en cambio, comprende una manera alternativa de controlar el accionador que funciona con significativamente pocos estranguladores y con válvulas simples y una estructura de sistema simple y basado en ajuste de fuerza, usando únicamente niveles de presión discretos dados, predeterminados pero ajustables (por ejemplo, circuitos de carga AP y BP). El control de fuerza se logra al ajustar la fuerza gradualmente utilizando circuitos de carga con niveles de presión uniformemente graduados y las áreas efectivas de los accionadores acoplados a ellos. El método de control presentado, en combinación con el accionador o unidad accionadora equipados con áreas efectivas codificadas, por ejemplo, de manera binaria u otra, permite un consumo energético significativamente más bajo comparado con métodos de control convencionales. El sistema también permite velocidades máximas altas y es muy preciso para controlar y para posicionar.

En control convencional de estrangulación proporcional, la velocidad de un mecanismo conectado al accionador se ajusta de manera directamente proporcional al área en sección transversal de la abertura del miembro regulador de estrangulación, en donde errores al ajustar el miembro regulador se reflejan directamente en la velocidad del mecanismo a ajustar. En soluciones convencionales, un factor significativo para determinar y limitar la precisión de regulación es la optimización del miembro regulador según la aplicación.

En ajuste de estrangulación digital, se pueden reducir imprecisiones en el ajuste de la velocidad del accionador usando varias válvulas de activación/desactivación conectadas en paralelo como miembro regulador, en donde, con una diferencia de presión dada, ciertos controles (llamado punto de consigna, o valor de control) de las válvulas de activación/desactivación se logran usando ciertos valores de velocidad discretos que están, con una alta probabilidad, cerca de valores previstos. Así, una curva de respuesta a posición recibe ciertos coeficientes angulares, ya que la velocidad recibe ciertos valores discretos. El error en la velocidad lograda y la aspereza de la angularidad de la curva de respuesta a posición dependerá de la resolución del ajuste de velocidad, esto es, el número de aberturas disponibles y de ese modo las válvulas.

En el sistema digital presentado basado en un control sin estrangulación y que tiene un ajuste de aceleración, la aceleración de un mecanismo acoplado al accionador es controlada en proporción a la producción de fuerza del accionador que, a su vez, es controlado al conectar cada circuito de carga y de ese modo también cada nivel de presión disponible a las áreas efectivas disponibles de tal manera que la producción de fuerza requerida se realiza de la mejor manera.

El ajuste de velocidad se logra por medio de una retroalimentación de velocidad, y la curva de respuesta de velocidad recibe ciertos coeficientes angulares cuando la aceleración recibe ciertos valores discretos. La aspereza de la angularidad de la curva de respuesta de velocidad dependerá de la resolución del ajuste de aceleración. Así, la curva de respuesta a posición será matemáticamente un grado más controlado cuando se compara con control de velocidad directo mediante estrangulación.

En el sistema presentado, teóricamente se puede lograr cualquier valor de velocidad, quedando el error de velocidad muy pequeño. Los factores que limitan la resolución del ajuste de velocidad son así la resolución del control de aceleración, el periodo de muestreo del sistema de control, los tiempos de respuesta de las interfaces de control, el tiempo tomado para cambios de estado de las cámaras de trabajo, y la precisión de medición de los sensores. La resolución del ajuste de aceleración dependerá del número de cámaras de trabajo disponibles y la codificación de sus áreas, así como el número de circuitos de carga a conectar a la cámara de trabajo y que tiene diferentes niveles de presión, así como los niveles de presión de los circuitos de carga y las relaciones y diferencias entre los niveles de presión de los circuitos de carga. Por otro lado, cualquier imprecisión en la estrangulación del miembro regulador, provocada por ejemplo por variación en la presión o fuerza de carga, y cualquier error de ajuste provocado por esto no ocurrirán en la presente método de control hidráulico digital. En este sentido, el sistema tiene, en todas circunstancias, excelente controlabilidad y manejabilidad comparado con sistemas convencionales que son

controlados mediante estrangulación.

5 Cuando el sistema comprende varios accionadores separados que tienen un efecto en la misma pieza o en el mismo punto de impacto o diferentes puntos de impacto en la misma pieza, ya sea desde la misma dirección o desde direcciones diferentes, la fuerza producida por cada accionador puede ser controlada ya sea por separado, independientemente una de otra, o que tiene un efecto de una en otra, para obtener una dirección o magnitud deseada de la suma de fuerzas, es decir, la fuerza total, generadas por los accionadores. Dicha suma de fuerzas es efectiva en la pieza que actúa como carga, y provoca una aceleración, una deceleración, o la cancelación de la fuerza de carga. Para hacer que dicha suma de fuerzas tenga una magnitud y dirección deseadas, el sistema de control tiene que escalar el control de la fuerza de los accionadores sobre la base de una variable o variables medidas del sistema o determinado de otra manera.

15 Los usos del sistema pueden variar casi sin límites, pero aplicaciones típicas de accionadores hidráulicos digitales incluyen diversas aplicaciones de girar, rotar, elevar, bajar, transmisión de fuerza de impulsión y compensación de movimiento, tal como, por ejemplo, compensación de crecida marina. El sistema es más adecuado para usos en los que hay masas inerciales relativamente significativas a acelerar y decelerar en relación a la producción de fuerza del accionador, en donde se pueden lograr considerables ahorros energéticos. El sistema también es muy adecuado para usos en los que se tienen que controlar varios accionadores, que actúan simultáneamente en niveles de cargas variables.

20 Usos del presente sistema también pueden incluir aplicaciones en las que el accionador se usa para generar una fuerza de sostenimiento de tal manera que se hace que el accionador reaccione a estímulos externos o como alternativa los resista, esto es, tiende a generar una fuerza contraria de una magnitud correspondiente y de ese modo para mantener estacionaria la parte movable. El número de accionadores a usar en el mismo sistema puede variar, así como el número de accionadores a conectar a la misma parte de la misma pieza o mecanismo. En particular, el número de accionadores conectados desde la misma pieza o parte (por ejemplo, bastidor de máquina) a la misma pieza o parte (por ejemplo, una pluma o un brazo de elevación) es significativo en vista de las propiedades de control, consumo energético y el control óptimo de los fallos de la unidad accionadora formada entre dichas piezas.

30 Breve descripción de los dibujos

La invención se describirá más en detalle por medio de algunos ejemplos y con referencia a los dibujos adjuntos.

35 La figura 1 muestra un sistema según un ejemplo de la invención, que utiliza un accionador que es un cilindro que comprende cuatro cámaras de trabajo e impulsado por medio presurizado.

La figura 2 muestra una tabla de estados para ser usada para controlar el sistema mostrado en la figura.

La figura 3 muestra los grados de fuerza generados por el sistema mostrado en la figura 1.

La figura 4 muestra la funcionalidad de los coeficientes de ajuste del control del sistema.

La figura 5 muestra un controlador para uso para controlar el sistema.

40 La figura 6 muestra un controlador alternativo para uso para controlar el sistema.

La figura 7 muestra otro controlador alternativo para uso para controlar el sistema.

La figura 8 muestra el funcionamiento de un convertidor de control para uso en el control del sistema.

La figura 9 muestra un dispositivo giratorio que aplica el sistema.

La figura 10 muestra una motobomba excéntrica que aplica el sistema.

45 La figura 11 muestra un sistema según otro ejemplo de la invención.

La figura 12 muestra el principio de funcionamiento de un convertidor de presión de bomba.

Las figuras 13a-13d muestran accionadores para uso en el sistema de la figura 11.

La figura 14 muestra un convertidor de presión de bomba según un ejemplo, que comprende cuatro cámaras.

La figura 15 muestra un convertidor de presión según un ejemplo, que comprende cuatro cámaras.

50 La figura 16 muestra un convertidor de presión según un ejemplo, que comprende cuatro cámaras y que es controlado por circuitos de control.

La figura 17 muestra un convertidor de presión de bomba según un ejemplo, que comprende ocho cámaras y que es controlado por una conexión cruzada.

55 La figura 18 muestra un convertidor de presión de bomba según un ejemplo, que comprende ocho cámaras y que es controlado por un circuito de control.

DESCRIPCIÓN MÁS DETALLADA DE LA INVENCION

Interfaz de control

60 La entrada y el retorno de medio presurizado hacia y desde el accionador son controlados por medio de interfaces de control. El accionador comprende una o más cámaras de trabajo que funcionan con el principio de desplazamiento. Cada interfaz de control tiene una o más válvulas de control conectadas en paralelo. Las válvulas de control son preferiblemente válvulas de cierre rápido con una pérdida de presión considerablemente baja, por ejemplo válvulas de activación/desactivación controladas eléctricamente, y si las válvulas están en paralelo en la misma línea, juntas determinarán el flujo volumétrico en la línea. Dependiendo del control, cada cámara de trabajo

del accionador se cierra o se conecta por separado por medio de las interfaces de control a un circuito de carga, por ejemplo un circuito de carga de AP o un circuito de carga de BP en un sistema de presión dual. Un método de control de este tipo, en el que las interfaces de control que llevan a la cámara de trabajo del accionador y que comprende una o más válvulas que están siempre completamente abiertas o cerradas, se llama, en esta descripción, un método de control sin estrangulación.

Las interfaces de control funcionan de tal manera que la válvula, o todas las válvulas en paralelo, de la interfaz de control son controladas para estar abiertas o cerradas. El control de la interfaz de control puede así ser binario, en donde la configuración es uno (interfaz de control abierta, activa) o cero (interfaz de control cerrada, inactiva). La señal de control eléctrica necesaria para la válvula se puede generar sobre la base de la configuración.

Accionador hidráulico digital

El funcionamiento del sistema de control del accionador digital requiere que el sistema comprenda al menos un accionador con al menos una cámara de trabajo. La componente de fuerza generada por la cámara de trabajo se basa en el área efectiva de la cámara de trabajo y en la presión efectiva en la cámara de trabajo. La magnitud de la suma de fuerzas generada por el accionador es el producto calculado de dichos factores. En esta realización, preferiblemente, la fuerza de carga de la carga controlada por el accionador, esto es, la fuerza efectiva sobre el accionador, es más fuerte en magnitud que la componente de fuerza opuesta generada por la presión del circuito de carga de BP en el accionador, y más pequeña en magnitud que la componente de fuerza opuesta generada por la presión del circuito de carga de AP en el accionador, para lograr un control de fuerza con al menos dos niveles para controlar la carga.

En una realización, el sistema comprende al menos un accionador con al menos dos cámaras de trabajo, cuyas áreas efectivas difieren entre sí de modo que se logra un control de fuerza con al menos 4 niveles en un sistema de presión dual. Las componentes de fuerza generadas por las diferentes cámaras de trabajo son efectivas ya sea en la misma dirección o en direcciones diferentes, dependiendo del sistema y del comportamiento de la carga a controlar. Cada cámara de trabajo puede generar dos componentes de fuerza desiguales. En un sistema que comprende dos niveles de presión, la relación entre las áreas es preferiblemente 1:2, para lograr un control de fuerza de niveles de etapa uniformes. Un sistema correspondiente se logra mediante dos accionadores de única cámara que satisfacen, por ejemplo, la relación 1:2 entre las áreas. Se obtienen más niveles de fuerza, por ejemplo, al aumentar el número de cámaras de trabajo, ya sea en el mismo accionador o añadiendo accionadores separados y conectándolos a la misma carga.

También se obtienen más niveles de fuerza al aumentar el número de circuitos de carga con diferentes niveles de presión acoplados al accionador. En este caso, el número de componentes de fuerza y simultáneamente niveles de fuerza producidos por el accionador es una función de energía, en la que el número de base es el número de circuitos de carga con diferentes niveles de presión conectados al accionador, y el índice es el número de cámaras de trabajo en el accionador. Preferiblemente, las áreas efectivas de las cámaras de trabajo difieren entre sí, y los niveles de presión de los circuitos de carga conectados al accionador difieren entre sí.

También preferiblemente, las relaciones entre las áreas efectivas de las cámaras de trabajo siguen una serie MN, en la que el número de base M es el número de circuitos de carga a conectar al accionador, y N es un grupo de números naturales (0, 1, 2, 3,...n), cuando también los niveles de presión de los circuitos de carga que se pueden acoplar a ellos están graduados uniformemente, para lograr un control de fuerza graduado uniformemente, cuando las áreas efectivas se acoplan ya sea al circuito de carga de AP o al circuito de carga de BP, o a otros circuitos de carga utilizando diversas combinaciones de conexión.

Particularmente en un sistema que comprende dos circuitos de carga (un circuito de carga de AP y un circuito de carga de BP), las relaciones entre las áreas efectivas de las cámaras de trabajo preferiblemente siguen la serie MN, en la que el número de base M es 2 y el índice N es el grupo de números naturales (0, 1, 2, 3,...n); esto es, la serie 1, 2, 4, 8, 16, etc. formada por los coeficientes de ponderación de bits en el sistema binario, para lograr un control de fuerza graduado uniformemente, cuando se acoplan áreas efectivas ya sea al circuito de carga de AP o el circuito de carga de BP, utilizando diversas combinaciones de acoplamiento.

Graduado uniformemente significa que la etapa desde un nivel de fuerza al siguiente o desde un nivel de presión al siguiente tiene una magnitud constante. Los niveles de fuerza se forman como diversas combinaciones de varias componentes de fuerza generadas en el accionador, que constituyen una suma de fuerzas. Las relaciones entre las áreas también puede seguir una serie diferente, por ejemplo la serie 1, 1, 3, 6, 12, 24, etc., o una serie según los métodos de codificación Fibonacci o PNM. Al aumentar áreas iguales o, por ejemplo, áreas diferentes de la serie binaria, es posible obtener más niveles de fuerza, pero al mismo tiempo, también se obtienen estados redundantes que no aumentan nuevos niveles de fuerza pero la misma suma de fuerzas del accionador se logra mediante dos o más combinaciones de acoplamiento de las interfaces de control.

El número de combinaciones de acoplamiento se forma como función de energía de tal manera que el número de base es el número de diferentes niveles de presión para acoplarse a las cámaras de trabajo, y el índice es el número

total de cámaras de trabajo. El sistema comprende al menos un accionador que es efectivo sobre la carga. Cuando en un sistema de presión dual se usan dos accionadores con 4 cámaras, el número de estados y combinaciones de acoplamiento del sistema aumenta a la cifra de $28 = 256$, porque el número total de cámaras de trabajo es 8. Si dos o más accionadores idénticos se acoplan para ser efectivos sobre el mismo punto de acción en la carga, los estados del sistema son, para la mayor parte, redundantes relativamente entre sí. Dichos accionadores son efectivos sobre la carga del mismo sentido o desde sentidos opuestos, y las correspondientes cámaras de trabajo de los accionadores idénticos son iguales en tamaño. Si los diferentes accionadores son efectivos en el mismo punto de acción desde direcciones diferentes, es posible ajustar la magnitud y dirección de la suma de fuerzas efectivas sobre la carga de una manera deseada. Si los diferentes accionadores se acoplan a diferentes puntos de acción en la carga, la magnitud y dirección de la suma de fuerzas efectivas sobre la carga así como la magnitud y dirección del momento se pueden ajustar según se desee.

Una realización compacta particular del sistema, que tiene suficientemente muchos niveles para el ajuste y que se puede aplicar de manera versátil, comprende un accionador con cuatro cámaras de trabajo, las relaciones de sus áreas efectivas siguen la serie binaria 1, 2, 4 y 8, en donde se logra un control de fuerza de 16 niveles, que se gradúa uniformemente. El accionador también se configura de tal manera que las componentes de fuerza generadas por sus cámaras de trabajo, que tienen el área efectiva más grande y segunda área efectiva más grande, son efectivas en la misma dirección. Las componentes de fuerza generadas por las otras cámaras de trabajo son opuestas en dirección.

En este contexto, control de fuerza o control de momento o control de aceleración se refieren al control de la fuerza o momento o aceleración, porque, con ciertas combinaciones de acoplamiento de las interfaces de control, el sistema siempre produce una fuerza o momento dados, cuya consecución no requiere un acoplamiento de retroalimentación. Con un accionador cuya producción de fuerza se puede seleccionar gradualmente, es fácil implementar un control de aceleración gradual, en el que la aceleración es directamente proporcional a la llamada fuerza efectiva formada como suma de la suma de fuerzas generada por el accionador y las otras componentes de fuerza efectivas sobre la carga. En el control de aceleración, el sistema necesitará, para la retroalimentación, las magnitudes de la fuerza de carga que cargan el sistema y de la masa inercial de la carga, para concluir la suma de fuerzas producida, en la que la aceleración de carga deseada se vuelve verdadera. De la manera más fácil, sin embargo, el sistema presentado se puede aplicar en tales aplicaciones en las que la masa inercial de la carga permanece aproximadamente constante, en donde los únicos datos que quedan para retroalimentación son la fuerza de carga que carga el sistema.

El sistema controlado por aceleración se puede expandir a un controlado por velocidad por medio de un acoplamiento de retroalimentación de velocidad. El sistema controlado por velocidad se puede expandir además a uno controlado por posición por medio de un acoplamiento de retroalimentación de posición.

Un requisito para la reproducibilidad a lograr con un valor de pauta dado que se selecciona aleatoriamente para aceleración, aceleración angular, velocidad, velocidad angular, posición, o rotación, que con el valor cero (0) para el control relativo del sistema, la aceleración del accionador debe ser aproximadamente cero. La aceleración de la parte móvil del accionador, controlado por fuerza con un valor de control constante discreto, es, sin embargo, fuertemente dependiente de la fuerza de carga que carga el accionador. En consecuencia, se debe añadir un término al valor de control para compensar la fuerza de carga, y este término se llama, en este documento, el punto cero de aceleración del control. Con este valor de control, la aceleración del accionador y simultáneamente de la carga se mantienen tan cerca de cero como sea posible. La generación del término de compensación se implementa ya sea empíricamente, estimando el efecto de la fuerza de carga, por tabulación, aplicando ajuste de integración, por estimación a partir de datos de sensor.

Como el sistema puede producir únicamente valores discretos de control para las interfaces de control, no necesariamente es posible mantener la carga para que sea controlada por el sistema totalmente estacionario mediante cualquier control discreto dado, pero para esto, el estado del control del sistema tiene que ser cambiado repetidamente entre dos estados diferentes que producen aceleraciones opuestas. Los cambios de estado que tienen lugar en el accionador no son completamente sin pérdidas, sino que se consume energía, entre otras cosas, debido a la compresibilidad del medio presurizado cuando se aumenta el nivel de presión en cualquier cámara de trabajo. Por lo tanto, preferiblemente para mantener la carga y el respectivo mecanismo en el sitio, se desactivan todas las interfaces de control, de modo que el mecanismo se trabaje estacionario en un llamado estado de trabado. Es práctico implementar esta función de tal manera que la prioridad del control del estado de trabado sea mayor que la del control de las interfaces de control, y que dichos controles no se afecten entre sí. Cuando se activa el estado de trabado, se desactivan todas las interfaces de control, independientemente de cuál hubiera sido la combinación de acoplamiento de las interfaces de control en caso de que el estado de trabado estuviera activado.

Excluyendo el estado de trabado, los estados de los niveles de presión de las cámaras de trabajo se pueden representar por los números cero (0), que se refiere a la presión más baja (por ejemplo, conexión al circuito de carga de AP), y uno (1), que se refiere a la presión más alta (por ejemplo, conexión al circuito de carga de BP). De esta manera, los estados de las cámaras de trabajo se pueden expresar de manera desambigua mediante un único

número binario en cada momento de tiempo, cuando, adicionalmente, a las cámaras de trabajo siempre se les hace referencia en un orden predeterminado. El número binario consiste en cuatro numerales, si hay 4 cámaras de trabajo. En esta descripción, control digital se refiere a un método de control, en el que se usan dos o más niveles de presión, y el accionador o unidad accionadora que los utiliza tiene un número limitado de niveles de fuerza discretos, cuyo número se basa en el número de cámaras de trabajo y particularmente la combinaciones de diferentes niveles de presión conectados a las diferentes cámaras de trabajo.

Como los estranguladores de los flujos de volumen son muy insignificantes, el sistema permite altas velocidades máximas, cuando la carrera de pistón del accionador es larga. Las altas velocidades del pistón del accionador requieren altos flujos de volumen entrando o saliendo de las cámaras de trabajo del accionador, según el principio de desplazamiento. Por esta razón, las válvulas de control deben pasar, si es necesario, dichos altos flujos de volumen para que sea posible introducir medio presurizado en la cámara de trabajo en expansión a la velocidad necesaria desde el circuito de carga deseado sin la aparición de cavitación perturbadora.

Un accionador equipado con áreas efectivas basado en la serie binaria es, al utilizar el llamado control sin estrangulación, útil en aplicaciones en las que la masa inercial de la carga reducida al accionador es grande. Así, grandes cantidades de energía cinética se vinculan a la carga durante aceleraciones y energía potencial en movimientos de elevación, dicha energía se puede devolver, en conexión con deceleración o bajada de la carga, a cualquiera de los circuitos de carga y utilizarse de nuevo. Gracias al método de control sin estrangulación y el uso de áreas efectivas, esto es posible y también se puede implementar independientemente de la magnitud de la fuerza de carga estática, siempre que el valor de la fuerza de carga estática esté dentro del intervalo de producción de fuerza del accionador. El intervalo de producción de fuerza se refiere aproximadamente al intervalo de producción de fuerza restante entre los valores máximo y mínimo de las fuerzas discretas que se pueden lograr en cada momento.

Los mayores beneficios del sistema se obtienen en movimientos grandes que vinculan y liberan fuerzas, por ejemplo en impulsores giratorios, en los que se necesita una fuerza o momento fuertes para acelerar una masa grande pero en los que se necesita una fuerza o momento muy débil durante movimiento estable, y se necesita un momento o fuerza de frenado fuerte en una fase de frenado. La ventaja es aquí que durante el movimiento estable, el sistema usa muy poca energía, y únicamente se tienen que compensar las pérdidas de fricción y viscosidad. El control se realiza seleccionando las áreas efectivas adecuadas y la presión efectiva sobre ellas ya sea desde el circuito de AP o el circuito de BP para el uso. En consecuencia, así se selecciona un nivel de fuerza adecuado para cada situación de control.

El sistema también ahorra energía de la misma manera en tales aplicaciones, por ejemplo en aplicaciones de elevación o trasmisiones de impulsión (por ejemplo, impulsión arriba o abajo de una colina), en las que una fuerza o momento claramente diferentes de cero, se necesita una llamada fuerza de sostenimiento o momento de sostenimiento, para producir aceleración cero de la carga. Así, durante movimiento estable en una dirección, se vincula energía a la carga o un mecanismo relacionado con ella, al llevar medio presurizado desde el circuito de carga de la presión más alta nivel al accionador o unidad accionadora. Al mismo tiempo, se trasfiere energía al circuito de carga del nivel de presión más bajo, al que se acopla la cámara de trabajo en compresión del accionador. Cuando se mueve en sentido opuesto, se devuelve energía desde la carga o mecanismo al sistema, cuando vuelve medio presurizado desde el accionador a un circuito de carga. Así, durante el movimiento estable, se pueden seleccionar las áreas efectivas del accionador de modo que la suma de fuerzas generada por el accionador está cerca de la fuerza de sostenimiento o momento de sostenimiento necesarios, pero de tal manera que el aporte de energía en el sistema cubre las pérdidas de fricción y viscosidad.

Comparado con sistemas convencionales, el sistema presentado ahorra energía también en aplicaciones con pérdidas, que pueden incluir, por ejemplo, movimientos con alta fricción, tales como la propulsión o tracción de una pieza sobre superficies con fricción. En este caso, preferiblemente un control de este tipo y un área efectiva respectiva de este tipo se seleccionan para uso por cada accionador en diferentes situaciones, que vencen la fuerza de fricción o momento que resisten el movimiento y producen la velocidad cinética deseada. Así, cada accionador siempre se dimensiona óptimamente en relación a las presiones de los circuitos de carga usados, en donde cada accionador consume tan poca energía como sea posible.

Debido a las pérdidas por fricción y viscosas y pérdidas en cambios de estado de las interfaces de control, todo el aporte energético en el sistema no puede ser devuelto al circuito de carga.

El método para controlar el sistema realiza automáticamente tanta recogida de energía como sea posible cada vez que se libera energía cinética o potencial desde la carga o el sistema mecánico relacionado con ella, por ejemplo durante las fases de frenado y/o bajada de la masa inercial. Así, esas áreas efectivas y cámaras de trabajo que previamente generaron las componentes de fuerza que aceleran y/o elevan la masa inercial, contribuyen a la recogida de energía. Dichas cámaras de trabajo se conectan por medio de la interfaz de control al circuito de carga, al que se devuelve o trasfiere energía.

Sistema de carga

En vista del funcionamiento y ahorros energéticos del sistema, es esencial que todos los circuitos de carga conectados al accionador hidráulico digital puedan suministrar y recibir flujo volumétrico sin cambiar radicalmente los niveles de presión de los circuitos de carga.

Por medio del sistema de carga, es posible transferir energía entre dichas unidades de carga de energía cuando sea necesario. Si el ciclo de trabajo del sistema está vinculado a energía (elevar una carga, por ejemplo un volumen, a un nivel más alto), la energía requerida se introduce al sistema, por ejemplo, bombeando medio presurizado, por ejemplo, desde el circuito de BP al circuito de AP por medio de una unidad de bomba. Si el ciclo de trabajo es liberador de energía (bajando una carga, por ejemplo un volumen, a un nivel más bajo), dicha energía puede ser convertida a energía hidráulica y ser utilizada según la necesidad o ser almacenada en una unidad de carga de energía. Si no es posible el almacenamiento, la energía hidráulica es convertida nuevamente a, por ejemplo, energía cinética al hacer rotar un motor o un generador eléctrico de tal manera que se lleva medio presurizado desde el circuito de AP al circuito de BP. La conversión es llevada a cabo, por ejemplo, por medio de dicha unidad de carga u otro convertidor de energía correspondiente. El ciclo de trabajo de cualquier accionador del mismo sistema puede comprender ambas fases de trabajo de vinculación de energía (por ejemplo, aceleración de un masa, ascensión de una carga) y de liberación de energía (por ejemplo, frenado de una masa, bajada de una carga). Cuando el sistema comprende varios accionadores, los diferentes accionadores pueden tener ambas fases de trabajo, vinculación de energía y liberación de energía, al mismo tiempo.

Un sistema sensitivo de carga (sistema LS) es la solución de sistema más típica según la técnica anterior, que es un sistema independiente de la presión de carga y controlado por el flujo volumétrico, y permite una pérdida de presión que consiste no únicamente en la presión de carga sino también una pérdida de presión del sistema de tuberías y la configuración de diferencia de presión del estrangulador control del flujo volumétrico del medio presurizado (típicamente aproximadamente 14 a 20 bar). En impulsores acoplados en paralelo, se ajusta la presión de funcionamiento del sistema, en un sistema funcionando normalmente bajo varios impulsores en paralelo simultáneamente, según el nivel de presión de carga más alto, y según el accionador, la diferencia de presión sobre el estrangulador de control del flujo volumétrico se mantiene constante por medio de los compensadores de presión, y así en ellos se desperdicia energía en forma de pérdidas.

Como el sistema hidráulico digital basado en un método de control sin estrangulación comprende varios accionadores cuyos ciclos de trabajo se pueden colocar de casi cualquier manera relativamente entre sí en el tiempo, el sistema es claramente más eficiente en energía que el sistema LS según la técnica anterior. En el sistema hidráulico digital, es posible en cada accionador seleccionar un área efectiva adecuada para uso, dependiendo del nivel de presión disponible y la necesidad de producción de fuerza, para lograr la producción de fuerza y velocidad cinética deseadas con el mínimo consumo energético.

El sistema hidráulico digital no es sensible a interferencia provocada por variaciones de presión en los circuitos de alimentación de presión (circuitos de carga) ya sea porque el sistema los adapta utilizando las áreas efectivas. Tanto en los sistemas convencionales como en el sistema presentado de un tipo novedoso, los niveles de presión de los circuitos de carga pueden variar incluso claramente cuando la necesidad de energía de los accionadores supera la capacidad de producción de energía de la unidad de carga. En el sistema hidráulico digital presentado, las presiones de los circuitos de carga pueden variar libremente dentro de ciertos límites y la ajustabilidad sigue siendo todavía buena, y las variaciones de presión no tienen un efecto significativo sobre el consumo energético. Preferiblemente, las presiones de los circuitos de carga se miden continuamente, para conocer la combinación de las cámaras de trabajo del accionador para lograr la suma de fuerzas deseada. Así, la cantidad de energía consumida también cumple exactamente la necesidad. En el sistema presentado, variaciones en las presiones de los circuitos de carga únicamente provocan problemas si los cambios son tan fuertes que la fuerza de carga estática ya no está dentro del intervalo de producción de fuerza del accionador.

Ejemplo I de un sistema hidráulico digital

La figura 1 muestra un ejemplo de un sistema que es un sistema hidráulico digital basado en el método de control sin estrangulación y consiste en un accionador de cilindro de cuatro cámaras impulsado por medio presurizado, circuitos de carga, unidades de carga de energía, y válvulas de control de las interfaces de control.

El sistema comprende, como circuitos de carga, una línea de AP (línea de alta presión, línea P) 3 y una línea de BP (línea de baja presión, línea T) 4, una línea 5 conectada a la cámara A del accionador, una línea 6 conectada a la cámara B del accionador, una línea 7 conectada a la cámara C del accionador, y una línea 8 conectada a la cámara D del accionador. Se suministra energía hidráulica a los circuitos de carga 3 y 4, por ejemplo, mediante una unidad de carga, cuyo funcionamiento se describirá adicionalmente más adelante.

El sistema también comprende interfaces de control para controlar la conexión de cada cámara a la línea de AP y la línea de BP; en otras palabras, interfaz de control 9 (que controla la conexión AP/P-A), interfaz de control 10 (A-BP/T), interfaz de control 11 (AP/P-B), interfaz de control 14 (C-BP/T), interfaz de control 15 (AP/P-D), e interfaz de

control 16 (D-BP/T).

El sistema también comprende un acumulador de AP 17 conectado a la línea de AP 3, y un acumulador de BP 18 conectado a la línea de BP 4. En este ejemplo, el sistema comprende un accionador compacto 23 con cuatro cámaras de trabajo, de las que dos cámaras de trabajo (A, C) funcionan en la misma dirección, extendiendo el cilindro usado como accionador 23, y dos cámaras de trabajo (B, D) funcionan en sentido opuesto, contrayendo el cilindro. El accionador 23 tiene una cámara A 19, una cámara B 20, una cámara C 21 y una cámara D 22. El accionador 23, a su vez, es efectivo sobre una pieza que actúa como carga L.

La línea de AP se ramifica a cada línea de cámara de trabajo 5, 6, 7 y 8 del accionador por medio de interfaces de control de alta presión 9, 11, 13 y 15, respectivamente. La línea de BP se ramifica a cada línea de cámara de trabajo 5, 6, 7 y 8 del accionador por medio de interfaces de control de baja presión 10, 12, 14 y 16, respectivamente. Las líneas 5, 6, 7, y 8 se conectan directamente a las cámaras de trabajo 19, 20, 21 y 22, respectivamente. Una válvula de control de presión se puede conectar a la línea de cada cámara de trabajo, si es necesario. Dichas líneas e interfaces de control constituyen el circuito de control 40 necesario para el control del accionador 23.

En el sistema de la figura 1 usado como ejemplo, el accionador 23 también se configura, con respecto a las áreas de las cámaras de trabajo, de tal manera que los valores de área proporcionados al área más pequeña siguen los coeficientes de ponderación del sistema binario (1, 2, 4, 8, 16, etc.), de modo que el accionador 23 también se llama codificado en binario. La codificación en binario de las áreas es, en vista del control de fuerza implementado por el control digital, la manera más ventajosa de codificar las áreas para obtener, con el mínimo número de cámaras de trabajo, el máximo número de niveles de fuerza diferentes de modo que las fuerzas se gradúan uniformemente. El accionador tiene cuatro cámaras de trabajo, y cada cámara de trabajo se puede usar en dos estados diferentes que se pueden llamar el estado de alta presión y el estado de baja presión (correspondientes a dos componentes de fuerza diferentes), en donde únicamente la línea de AP 3 o la línea de BP 4 se conecta a cada cámara de trabajo.

Las componentes de fuerza F_A , F_B , F_C , F_D producidas por las cámaras de trabajo se ilustran en la figura 1. Los estados también se pueden indicar por cero (0, estado de baja presión) y uno (1, estado de alta presión). En este caso, el número de combinaciones de estados se vuelve 2^n , en el que n es el número de cámaras de trabajo, y en dicho ejemplo se logran 16 combinaciones de estados diferentes de las cámaras de trabajo, de modo que el accionador puede generar 16 sumas de fuerzas diferentes, las magnitudes de las fuerzas graduadas uniformemente desde la más pequeña a la más grande gracias a la codificación binaria. No hay estados redundantes, porque cada nivel de fuerza únicamente puede ser producido por una única combinación de estados, gracias a la codificación binaria. No hay componentes de fuerza de valores absolutos iguales, ya que todas las cámaras de trabajo son diferentes entre sí. En este ejemplo, las direcciones de acción de las diferentes componentes de fuerza son parcialmente opuestas, y su suma de fuerzas determina la fuerza generada por el accionador y su dirección de acción, junto con los niveles de presión de los circuitos de BP y de AP. Por lo tanto, al ajustar los niveles de presión BP y AP, el accionador se puede usar para generar sumas de fuerzas ya sea en un sentido únicamente o en dos sentidos opuestos. Dependerá de la aplicación, en cuya dirección se desee o se necesite usar las sumas de fuerzas.

En otros ejemplos de realización, también se pueden conectar otros circuitos de carga a cada cámara de trabajo, por ejemplo varias líneas de AP o líneas de BP o ambas.

Un controlador incluido en el sistema de la figura 1 controla el funcionamiento del accionador y puede ser parte de un sistema de control más grande que controla el sistema de la figura 1 para proporcionar una secuencia de funcionamiento deseada, relacionada con la producción de una fuerza, momento, aceleración, aceleración angular, velocidad, velocidad angular, posición o rotación deseados. Si el sistema comprende varios accionadores, también comprenderá controladores respectivos para ellos. Se puede dar un valor de pauta ya sea automáticamente o manualmente, por ejemplo por medio de una palanca de control. El sistema de control comprende típicamente un procesador programado que sigue los algoritmos deseados y recibe los datos de medición necesarios de sensores para el control de accionadores. El sistema de control controla, por ejemplo, controladores según la funcionalidad deseada del sistema.

Las diferentes combinaciones de acoplamiento, con la que el accionador produce diferentes sumas de fuerzas, de las válvulas, por medio de las que se implementan las interfaces de control 9 a 16, se disponen en un llamado vector de control en el controlador de modo que las sumas de fuerzas producidas con los estados diferentes de las válvulas son en un orden de magnitud, por ejemplo como se muestra en la figura 2. Esto es posible, en caso de un cilindro 23 con áreas codificadas en binario, usando un número binario creciente de 4 bits en la selección de los estados de las cámaras de trabajo, en donde también los bits que indican el estado de las cámaras de trabajo 20 y 22 efectiva en la dirección negativa (el cilindro se vuelve más corto) se convierten a sus complementos. En el número binario usado para seleccionar los estados de las cámaras de trabajo y para controlar el accionador, la significancia de cada bit es proporcional a las áreas efectivas de las cámaras de trabajo. De esta manera, la suma de fuerzas producida por el accionador se puede controlar en proporción al índice de la combinación de control seleccionada del vector de control, en dicho vector de control. La combinación de control se refiere a la combinación de controles de las interfaces de control.

La figura 2 muestra un ejemplo de una tabla de estados de un accionador de cilindro con cuatro cámaras, correspondientes al sistema de la figura 1. Las áreas efectivas de las cámaras de trabajo se codifican con coeficientes de ponderación binarios: A:B:C:D = 8:4:2:1. En la tabla de estados, se puede ver cómo las superficies efectivas bajo presiones diferentes se cambian a intervalos constantes cuando se procede de un estado al siguiente. Por esta razón, la respuesta de fuerza producida por el accionador también se gradúa uniformemente.

En la columna "u%", el índice para los diferentes controles se da como número decimal. En la columna "dec 0...15", se da el número decimal que corresponde al número binario formado de los estados binarios (AP, BP) de las cámaras de trabajo. En las columnas A, B, C y D, se expresan los estados binarios de las cámaras de tal manera que el estado bit 1 representa alta presión (AP) y el estado bit 0 representa baja presión (BP). En las columnas "a/AP" y "a/BP", las áreas efectivas conectadas a las presiones AP y BP del accionador se indican en números relativos, suponiendo que se cumplen dichas relaciones de áreas. En la columna "dec 0...255", se da el número decimal que corresponde al número binario formado de los estados binarios de la interfaz de control. Las columnas A-BP, AP-A, B-BP, AP-B, C-BP, AP-C, D-BP, y AP-D contienen los estados binarios de las interfaces de control correspondientes a cada control (1, abierto, y 0, cerrado). Es obvio que con un número de estados creciente de las cámaras de trabajo, cuando se aumenta el número de los circuitos de carga, los estados se pueden representar, por ejemplo, mediante el sistema ternario (números 0, 1, 2), el sistema cuaternario (números 0, 1, 2, 3), o de otra manera.

La figura 3 ilustra gráficas de fuerza para el caso presentado en el ejemplo de tabla de estados de la figura 2 y para un accionador de cilindro de cuatro cámaras con áreas idealmente codificadas en binario según, por ejemplo, la figura 1. En este ejemplo más detallado, el diámetro del pistón de cilindro es de 85 mm, la presión del circuito de AP son 14 MPa, y la presión del circuito de BP es 1 MPa. La gráfica más alta muestra, en un orden de magnitud, las sumas de fuerzas generadas por el accionador, que se logran con diferentes combinaciones de acoplamiento de las cámaras de trabajo al combinar cámaras de trabajo al circuito de AP y de BP según la tabla de estados de la figura 2.

En el diagrama inferior, la curva más alta ilustra la producción de fuerza del accionador al representar las sumas de fuerzas graduadas como función continua. La curva inferior ilustra la producción de fuerza efectiva proporcional a la aceleración del pistón o el vástago de pistón del accionador, que se puede calcular añadiendo el efecto de una fuerza de carga externa, que en este caso es de compresión o resistente a la extensión del accionador, a la suma de fuerzas producida por el accionador. La fuerza de carga dependerá de la aplicación y de la carga provocada por la pieza a controlar. En este ejemplo, se supone que la fuerza externa de compresión es negativa; en otras palabras, cae la curva de la fuerza efectiva hacia abajo, y la fuerza de tracción externa, a su vez, sube la curva de la fuerza efectiva hacia arriba y, en este ejemplo, contribuye a la extensión del accionador. A partir de las gráficas, se puede recuperar un valor aproximado para esos valores de control o valores de control en los que la fuerza o aceleración efectivas medidas es cero. El punto de fuerza cero se refiere al valor aproximado para el valor de pauta, en el que la fuerza efectiva producida por el accionador es cero. El punto de aceleración se refiere al valor de control, en el que la aceleración de la parte móvil del accionador es cero. En caso de un accionador de cilindro, la parte móvil es su pistón y vástago de pistón, siendo estable su bastidor, si la carga se conecta al vástago de pistón. Por otro lado, la parte móvil puede ser el bastidor que se mueve en relación al pistón y el vástago de pistón, si la carga se conecta al bastidor. En caso de un accionador binario, la curva de la figura 3 es una función continua que es un polinomio de primer orden, esto es, una línea recta.

Ejemplo II de un sistema hidráulico digital

La figura 11 muestra un ejemplo de un sistema que es también un sistema hidráulico digital basado en el método de control sin estrangulación. Los otros sistemas ejemplares comprenden uno o más de los accionadores de la figura 11. En la figura 11, la numeración de los componentes corresponde a la numeración en la figura 1 en tanto que sea un componente correspondiente. El sistema es así uno que aplica accionadores hidráulicos digitales basados en el método de control sin estrangulación. El sistema comprende al menos un accionador 23 y dos o más circuitos de carga 3, 4 y 121, de los que se puede suministrar energía hidráulica a las cámaras de trabajo de los accionadores 23. El accionador 23 junto con el circuito de control 40 (DACU) también se puede usar como pieza de una unidad de carga de energía; un ejemplo es la carga de energía potencial en un resorte 113 o en una carga L. La carga L también se puede referir una carga que es controlada, por ejemplo, por medio de control de fuerza. Uno o más circuitos de carga se acoplan a cada accionador usado como parte de la unidad de carga de energía. Dos o más circuitos de carga se conectan a cada accionador que controla otra carga. El circuito de carga se conecta al accionador por medio de un circuito de control 40 que comprende al menos las interfaces de control necesarias (véase la figura 1) y por medio de la que cada cámara de trabajo se puede conectar a un circuito de carga, y típicamente dicha conexión también se puede cerrar. Preferiblemente, cualquier cámara de trabajo del accionador puede estar tanto cerrada como conectada a cualquier circuito de carga que pertenece al sistema. Cada interfaz de control se implementa con, por ejemplo, una o más válvulas tipo activación/desactivación. Las válvulas se colocan, por ejemplo, en un bloque de válvulas que comprende las líneas necesarias.

Cada circuito de control 40 junto con el respectivo controlador forma una unidad de control de aceleración digital

(DACU). La manera más detallada de funcionamiento y el algoritmo de control del controlador dependerán de la aplicación del accionador. En las figuras, los circuitos de carga a conectar a dicha unidad se indican con las referencias APi, MPi y BPi, en las que i es un entero. La flecha incluida en el símbolo del accionador representa ajustabilidad basada en el uso de diferentes niveles de presión y áreas efectivas. Un ejemplo de implementación del controlador se muestra en la figura 5.

Como se muestra en la figura 11, el sistema comprende al menos una unidad de carga 110, que genera la energía hidráulica necesaria para los circuitos de carga 3, 4 conectados a él. Una o más unidades de carga se pueden conectar a cada circuito de carga, o como alternativa, no se conecta unidad de carga a la unidad de carga si es una unidad de carga (por ejemplo unidades de carga 116 y 117 indicada con APi, APi y BPi, en las que i es un entero) que se suministra con energía hidráulica indirectamente por medio de otro circuito de carga o de otra manera (por ejemplo, convertidor de presión 112 de la figura 11 o convertidor de presión de bomba 122 de la figura 12). La unidad de carga 110 comprende una o más unidades de bomba 111 con, por ejemplo, una unidad de bomba hidráulica 112 que comprende una bomba hidráulica convencional y su impulsor.

Cuando la unidad de bomba comprende varias bombas hidráulicas acopladas en paralelo o al menos una bomba que contiene dichas capacidades desiguales, dichas capacidades pueden ser controladas independientemente entre sí, la energía hidráulica puede ser transferida entre circuitos de carga de varios niveles de presión diferentes simultáneamente.

La unidad de carga 110 también comprende un sistema de válvula de control y seguridad 124, por medio del que cada línea de la unidad de bomba, en este ejemplo las líneas 119 y 118 de la unidad de bomba, se puede conectar a cualquier circuito de carga independientemente entre sí, o a una línea de tanque y un tanque T, si este se incluye en el sistema. Por medio del sistema de válvula de control y seguridad 124, se tiene cuidado de que el nivel de presión no suba demasiado alto en los circuitos de carga o en las líneas de la unidades de bomba.

Si el sistema comprende circuitos de carga que no se conectan a la misma unidad de carga, se puede transferir energía entre dichos circuitos de carga por medio de, por ejemplo, un convertidor de presión. Como ejemplo, se mencionan los circuitos de carga APi y APi de la figura 11, en los que la transferencia de energía es posible desde dos o más circuitos de carga por medio de un convertidor de presión a dos o más circuitos de carga simultáneamente.

A cada circuito de carga se puede conectar una o más unidades de carga de energía. La unidad de carga de energía es, por ejemplo, un acumulador de presión convencional 17 y 18, o un accionador de cilindro digital 23 que carga energía por ejemplo sobre la carga L o sobre un resorte 113, en forma de energía potencial. Se puede cargar energía como energía potencial también en un gas compresible o en cualquier otra forma de energía. La presión de los circuitos de carga es mantenida en un nivel deseado por medio de unidades de carga de energía y unidades de carga.

Ambos accionadores hidráulicos digitales basados en el método de control sin estrangulación, y accionadores convencionales controlados por válvulas de control de estrangulación se pueden acoplar a cada circuito de carga, como se muestra en las figuras 13c y 13d.

Además, uno o más subcircuitos se pueden conectar a cada circuito de carga usando accionadores hidráulicos digitales que se aplican como convertidores de presión o convertidores de presión de bomba. Un subcircuito es un circuito de carga cuyo funcionamiento ininterrumpido es dependiente de energía introducida desde otro circuito de carga. En otros sentidos, los mismos principios se aplican a los subcircuitos que a los otros circuitos de carga.

Unidad de carga

A continuación se tratará el funcionamiento de la unidad de carga 110. Una unidad de bomba hidráulica 120 comprende una o más bombas hidráulicas o motobombas que pueden ser, cada una, de tipo convencional o motobombas, que comprenden una línea de succión y una línea de presión, o bombas hidráulicas o motobombas digitales, que comprenden varias líneas que pueden ser usadas como líneas tanto de succión como de presión, dependiendo del control. En este ejemplo, la línea 119 es la línea de succión de una bomba hidráulica convencional, que recibe un flujo volumétrico, y la línea 118 es, a su vez, una línea de presión que entrega un flujo volumétrico. La función del sistema de válvula de control y seguridad 124 es conectar la línea 119 a este tipo de circuito de carga desde el que se va a entregar medio presurizado, y conectar la línea 118 a este tipo de circuito de carga, al que se va a suministrar medio presurizado y energía hidráulica.

El algoritmo de bombeo de la unidad de carga 110, en su unidad de control, funciona típicamente con el principio de que la línea 118 está siempre conectada a este tipo de circuito de carga, en que el deslizamiento de presión relativa desde el valor mínimo del objetivo de amplitud de presión, u objetivo de presión, es el más grande. De manera correspondiente, la línea 119 está siempre conectada a este tipo de circuito de carga, en el que el rebose de presión relativa desde el valor máximo del objetivo de amplitud de presión, o el objetivo de presión, es el más alto. Si la presión de cualesquiera circuitos de carga no supera el valor máximo u objetivo de presión del correspondiente

objetivo de amplitud de presión, la línea 119 se conecta a la línea de tanque (tanque T), y de manera correspondiente, la línea 118 se conecta a este tipo de circuito de carga, en el que el deslizamiento de presión relativa desde el valor mínimo del objetivo de amplitud de presión, o el objetivo de presión, es el más grande. Si las presiones de todos los circuitos de carga superan el valor máximo u objetivo de presión del correspondiente objetivo de amplitud de presión, la línea 118 se conecta a la línea de tanque (tanqueT), y de manera correspondiente, la línea 119 se conecta a este tipo de circuito de carga, en el que el rebose relativo desde el valor máximo del objetivo de amplitud de presión es el más alto. En este caso, se trasfiere energía desde el circuito de carga por medio de la unidad de bomba 111 a, por ejemplo, energía cinética, o para ser utilizada, por ejemplo, para la producción de energía eléctrica por medio de un generador y baterías cargables.

Para impedir vibraciones de la unidad de bomba 111, los acoplamientos se cambian en intervalos suficientemente largos, por ejemplo, en periodos de acoplamiento de al menos 1 segundo. Si la presión de únicamente un circuito de carga difiere de su objetivo de presión u objetivo de amplitud de presión, la línea 118 se puede mantener conectada siempre que se haya logrado el objetivo de presión. Si las presiones de todos los circuitos de carga permanecen por debajo de los valores mínimos de los correspondientes objetivos de amplitud de presión, las presiones se corrigen de manera alterna por medio de dicho algoritmo y se mantienen las relaciones entre las presiones iguales que las relaciones entre los correspondientes objetivos de presiones. Así, las prestaciones de los accionadores siguen siendo buenas, incluso si los circuitos de carga todavía estuvieran en la fase de carga y no se hubieran logrado aún los objetivos de presiones. Si las presiones se desvían en direcciones diferentes de los correspondientes objetivos de presiones, se retira medio presurizado del circuito de carga, en el que el rebose relativo del objetivo de presión del nivel de presión es el más alto, y se suministra medio presurizado al circuito de carga, en el que el déficit relativo del nivel de presión respecto el objetivo de presión es el más alto.

En situaciones, en las que cualquier accionador requiere inmediatamente una gran cantidad de energía para mover la carga, la carga de un circuito de carga dado se puede priorizar durante un momento o permanentemente sobre la carga de los otros circuitos, o un circuito de carga dado se puede acoplar para uso por parte de dicho accionador. La unidad de control se configura para implementar dichas operaciones en la unidad de carga 110, controlando sus componentes por medio de señales de control apropiadas y sobre la base de mediciones que incluyen particularmente las mediciones de presión de los diferentes circuitos de presión. Los circuitos de carga y las líneas de la unidad de carga se equipan preferiblemente con sensores de presión conectados a la unidad de control.

Controlador del accionador hidráulico digital

A continuación se tratará el controlador usado para controlar el sistema, que calcula, por medio de un valor de pauta, los valores de control necesarios para controlar la carga por medio del accionador. Los valores de control son, en este caso, valores que describen los estados de las interfaces de control y los estados de sus válvulas de control.

Hay varias alternativas posibles de controlador, de las que algunas adecuadas se presentarán en esta memoria. Un rasgo común para los diferentes controladores es que el controlador calcula los estados óptimos para las interfaces de control, esto es, las posiciones de las válvulas de control (abierta o cerrada). El cálculo del control tiene lugar sobre la base de valores de pauta dados y variables medidos. Las salidas digitales del controlador se usan para establecer las posiciones de las válvulas de control.

El número de combinaciones de salida totales 2^n , en el que n es el número de salidas, cuando los estados de las interfaces de control también se describen por las alternativas binarias 0 y 1. De estas combinaciones, únicamente se usan algunas, porque no se permite una situación en la que el circuito de AP y el circuito de BP están acoplados a la misma cámara de trabajo al mismo tiempo. La situación descrita significaría, por ejemplo, que la interfaz de control 11 (AP-B) y la interfaz de control 12 (B-BP) estarían abiertas, lo que llevaría a un flujo de cortocircuito desde el circuito de AP al circuito de BP y la desviación de la presión de la cámara de trabajo 20 desde la presión del circuito de BP y el circuito de AP. Un flujo de cortocircuito también provocaría pérdidas de energía, que se tienen que evitar. El método de ajuste presentado difiere sustancialmente del ajuste proporcional, en el que el estado cinético del sistema es controlado por una única válvula de control de manera continua.

El funcionamiento del controlador 24 se ilustra en la figura en el nivel de un diagrama esquemático, que también es adecuado para simular el sistema. Sobre la base de principios presentados en el diagrama esquemático, un experto en el campo puede diseñar e implementar el dispositivo controlador requerido (algoritmo de control/software de control) que se conecta al sistema que controla la carga. Típicamente es un procesador adecuado para procesamiento de señal y controlado por software, que implementa ciertos algoritmos de cómputo. El controlador comprende las entradas y salidas necesarias para recibir y generar señales. El controlador forma parte de la unidad de control de aceleración digital (DACU).

Cuando se tratan coeficientes de control en este documento, se hace referencia a unos medios 25 mostrados en la figura 4 y conocidos como tal, que escalan la entrada variable Entrada1 de tal manera que la salida variable Salida1 se convierte en la suma de los términos P (amplificación), I (integración) y D (derivación) escalados con algunos coeficientes de control. La entrada es típicamente el resto calculado del valor establecido o de pauta sobre la base del valor medido. Los valores numéricos más precisos para el eficiente se encontrarán empíricamente o mediante

cálculos en conexión con el afinamiento del controlador.

La figura 5 muestra un controlador 24 para el accionador de cuatro cámaras mostrado en la figura 1. Un controlador correspondiente también se puede aplicar en otros accionadores o unidades accionadoras que tienen una codificación correspondiente de áreas de cámara de trabajo. Los principios del controlador 24 también se pueden expandir a accionadores distintos de cuatro cámaras o codificados en binario.

Un sistema controlado por fuerza se puede hacer controlado por aceleración mediante acoplamiento de retroalimentación de datos de aceleración, así como datos de la fuerza generada por el accionador, al controlador. Sobre la base de esto, es posible calcular un término de compensación que produce aceleración cero para el control, en donde la aceleración deseada se puede generar para el accionador, independientemente de la fuerza de carga.

Un sistema controlado por aceleración se puede hacer controlado por velocidad al dar al controlador un valor de pauta de velocidad y comparar este con los datos de velocidad medidos desde el accionador (retroalimentación de velocidad). Así, la fuerza generada por el accionador se compara en proporción con la variable de diferencia de velocidad, esto es, la diferencia entre el valor de pauta de velocidad y el valor real, o los datos de velocidad. La variable de diferencia es escalada por un miembro mostrado en la figura 4.

Un sistema controlado por velocidad se puede hacer controlado por posición dando al controlador un valor de pauta de posición y comparar este con los datos de posición medidos desde el accionador. Así, el valor de pauta de velocidad del accionador, a aportar al sistema de control de velocidad, se ajusta en proporción con la variable de diferencia de posición, esto es, la diferencia entre el valor de pauta y el valor real de la posición. Un sistema de control de posición implementado de esta manera, basado en controlar la fuerza del accionador, es un ejemplo de un llamado sistema de control secundario.

El controlador 24 de la figura 5, que ajusta la posición del accionador, realiza control secundario y convierte el valor de control calculado a una combinación de estados de las interfaces de control. El controlador recibe, como sus entradas, el valor de pauta 26 para la posición del accionador y los datos de posición 27, y calcula su diferencia, que es la variable de diferencia de la posición. La variable de diferencia de posición se escala en un bloque de control de posición 61 (coeficientes de control de posición) para formar un valor de pauta de velocidad 28 por un miembro 25 mostrado en la figura 4. Se sustraen datos de velocidad 29 del valor de pauta de velocidad 28, en donde se obtiene la variable de diferencia de velocidad. La variable de diferencia de velocidad es escalada en un bloque de control de velocidad 38 (coeficientes de control de velocidad) por un miembro 25 mostrado en la figura 4 para formar un valor de control de fuerza 31 que se satura, por ejemplo, a un intervalo de -1 a +1 y se introduce en un convertidor de control 32. El valor de control escalado de esta manera se puede escalar fácilmente aún más para formar valores de control de la interfaz de control. Si el término I en los coeficientes del bloque de control de velocidad 30 es cero, esto es, el control de integración no está en uso, el valor de control 31 es proporcional a la aceleración deseada, en donde el valor de control 31 también se puede llamar valor de control de aceleración relativa. Cuando el control de integración está en uso, el valor de control 31 se aproxima a una variable proporcional a la producción de fuerza deseada, en donde después al control ya no se añade un término para compensar la fuerza de carga.

La función del convertidor de control 32 es principalmente convertir el valor de control 31 a controles binarios de las interfaces de control. Si no se usa control de integración, el convertidor de control también necesitará, para esta función, información acerca de la fuerza de carga efectiva sobre el accionador y añadirá un término proporcional a la carga al control, para satisfacer la aceleración deseada. Además, el convertidor de control 32 examina los datos obtenidos como datos de sensor en tiempo real en la variable de diferencia de posición 33, los datos de velocidad 29 y la variable de diferencia de velocidad 34, y concluye, sobre la base de estos, por ejemplo si el sistema debe ser trabado en posición cerrando todas las interfaces de control. Cuando, por ejemplo, se ha logrado el valor de pauta de posición dado 26 o la velocidad cero con suficiente precisión, ya no vale la pena continuar el control, porque la energía se consume cargando los estados de las válvulas. El convertidor de control 32 también necesitará un valor de pauta 35 en el tipo de estado de trabado que se va a usar. Alternativas pueden ser, por ejemplo, 1) no trabado en ninguna situación, 2) trabado manualmente todo el tiempo (en un tipo de anulación, esto es, "por fuerza"), 3) trabado en uso en vista de las necesidades del control de posición, 4) trabado en uso en vista de las necesidades del control de velocidad.

La funcionalidad del convertidor de control 32 también se puede dividir en varios convertidores separados, por ejemplo de tal manera que cada convertidor controla las interfaces de control de un único accionador. El valor de control 31 para aceleración, esto es, el valor de control de fuerza relativa, se puede introducir como entrada a todos los convertidores que calculan las posiciones correspondientes a la aceleración deseada según la situación de carga.

Como alternativa, la funcionalidad del convertidor de control se puede dividir en partes modulares sobre el nivel principal del controlador. Así, es posible procesar controles de varios accionadores en las mismas partes del convertidor de control de tal manera que las operaciones comunes se llevan a cabo para el control de valor de vector, escalado individualmente sobre la base de algunas variables obtenidas del sistema incluso antes de entrar en

las partes del convertidor de control. Además, como alternativa, es posible generar los controles de varios accionadores en el mismo convertidor de control de un único control discreto común del sistema utilizando diversos vectores de control, esto es, tablas de conversión de control.

5 No se necesita un bloque de retraso 36 pero se puede usar para realizar optimización efectiva en la funcionalidad de las válvulas de la interfaz de control. Por ejemplo, la función del bloque de retraso 36 puede ser para añadir un retraso a los cambios de los valores de control 37 de las válvulas en los cantos ascendientes de los controles digitales y, si es necesario, para controlar la abertura de la interfaz de control cuando esto es útil en vista de consumo energético. Los retrasos necesarios son computados sobre la base de, por ejemplo, los datos de velocidad 10 29 del accionador.

A continuación se tratará un controlador de un sistema controlado por velocidad.

15 Como se muestra en la figura 6, un sistema controlado por velocidad requiere, para su funcionamiento, el valor de pauta de velocidad 28 del accionador y los datos de velocidad 29, que se pueden obtener, por ejemplo, como datos medidos directamente de un sensor de velocidad, o como datos estimados desde otras variables medidas, particularmente el cambio en posición con respecto al cambio en tiempo, esto es, por diferenciación a partir de los datos de posición. Se ha omitido un bucle de control de posición alrededor del sistema de control de velocidad. Con respecto a las otras partes, el sistema controlado por velocidad funciona de la misma manera que el sistema 20 controlado por posición de la figura 5.

A continuación se tratará un controlador de un sistema controlado por aceleración.

25 Un sistema controlado por aceleración también puede requerir los datos de velocidad 29 del accionador como datos de sensor de retroalimentación. Sin embargo, esto no se usa para el control sino, por ejemplo, por las necesidades de un sistema de trabado en el convertidor de control 32, como se muestra en la figura 5. Además, el sistema de trabado necesitará datos ya sea de la variable de diferencia de velocidad o del estado del valor de control 31, esto es, cuánto difiere de cero el valor de control. Con respecto a las otras partes, el sistema controlado por fuerza 30 funciona de la misma manera que el sistema controlado por posición de la figura 5.

También en sistemas controlados por velocidad y aceleración, la adición inteligente de los retrasos de apertura de las interfaces de control es útil con el bloque de retraso 36 de la figura 5.

35 El funcionamiento del convertidor de control del controlador se ilustra en el nivel de un diagrama esquemático en la figura 8, y simultáneamente se hace referencia a la tabla de estados de la figura 2, que se utiliza en el convertidor. Sobre la base de un valor de control dado 31, el convertidor de control 32 calcula los estados binarios 38 adecuados para las interfaces de control. El valor de control 31 se somete a escalados, conversiones de nivel y operaciones de redondeo a un entero necesarios, porque niveles de fuerza discretos están en cuestión. Si el control de integración (bloques 61 y 30) no se aplica en el controlador, al valor de control 31 en el convertidor de control 32 también se 40 añade una estimación 38 para el punto cero de aceleración o una variable proporcional a este.

45 El valor de control de fuerza relativa 31 del accionador debe ser escalado al intervalo de índices para el control de la tabla de estados del accionador (figura 2, u%) de tal manera que en todas las situaciones de carga, un valor de control de cero (0) generará un valor de control del punto cero de aceleración a la entrada del bloque de saturación. Esto se implementa, en el presente ejemplo, multiplicando el valor de control de fuerza relativa por la magnitud del intervalo de indización para los controles, tras lo que a la señal se añade una estimación 38 para el punto cero de aceleración. El resultado se satura en el intervalo de indización de 0 a 15 y se redondea al entero más cercano, en donde se ha formado el valor de control discreto u%.

50 Tras esto, se hace una conversión A/D (analógico a digital) de tal manera que de la tabla (0...255) se recupera un número decimal correspondiente al número binario formado de los estados binarios de las interfaces de control en el valor de control discreto u% correspondiente a este. El valor decimal recuperado de la tabla es convertido a un número binario, y los bits de dicho número binario se separan en sus propias salidas, según la tabla de estados. Así, para cada válvula se han formado controles binarios 39 (abierta, cerrada). En una situación de trabado, el control de 55 cada interfaz de control se establece en un estado correspondiente a cierre.

Gestión y optimización del consumo energético en un accionador

60 A continuación se tratarán los cambios en los estados de las cámaras de trabajo en el sistema. Cuando la presión de una cámara de trabajo aumenta desde la presión BP a la presión AP, el medio presurizado en la cámara de trabajo también se comprime y la estructuras del sistema rinden hasta cierto punto, de modo que se debe suministrar energía desde el circuito de AP a la cámara de trabajo, si no se realiza precompresión utilizando la propia energía cinética del sistema. Cuando la presión se disminuye nuevamente a la presión BP, se desperdicia dicha energía vinculada al medio presurizado comprimido, si no se desea o no se puede vincular la energía a energía cinética a utilizar en el sistema por medio de expansión del medio presurizado (preexpansión). Cuanto más grande es la 65 cámara de trabajo en la que tienen lugar cambios de estado, más grande es el volumen del medio presurizado y

mayor es la cantidad de energía consumida o liberada en los cambios de estado. De manera natural, el número de cambios de estado también afectará directamente al consumo energético.

5 Cuando se examina la tabla de estados de la figura 2, se puede ver que cuando se cambian los valores de control diferentes $u\%$, tiene lugar un número diferente cambios de estado específicos de cámara de trabajo. Con los valores de control $u\% = 4$ y $u\% = 5$, únicamente cambia el estado de la cámara de trabajo más pequeña (cámara D), mientras que con los valores de control $u\% = 7$ y $u\% = 8$, cambian los estados de todas las cámaras de trabajo. Como resultado, un cambio de estado entre $u\% = 4$ y $u\% = 5$ consume mucha menos energía que un cambio de estado entre los valores de control $u\% = 7$ y $u\% = 8$.

10 En vista del consumo energético, es desfavorable realizar siempre al mismo tiempo los cambios de estado de la interfaz de control conectada al circuito de BP y la interfaz de control conectada al circuito de AP de la misma cámara de trabajo, porque en este caso una de las interfaces de control empieza a cerrarse al mismo tiempo cuando la otra interfaz de control empieza a abrirse. Así, por ejemplo, cuando los miembros de cierre de las válvulas de control se mueven simultáneamente, ambas interfaces de control están semiabiertas y así dejan pasar momentáneamente una cantidad considerable de flujo volumétrico (llamado flujo de cortocircuito), que consume energía. En la presente descripción, este fenómeno se llama cambio de estado en ráfaga, debido a pérdida de energía de corta duración.

15 Las pérdidas de energía se pueden reducir aumentando las velocidades de funcionamiento de las válvulas de control y teniéndolas en cuenta en el control del sistema.

20 Cuando la cámara de trabajo se está contrayendo y su presión debe ser aumentada desde la presión BP a la presión AP, es ventajoso, en vista del consumo energético, establecer un retraso de apertura para la interfaz de control conectada al circuito de AP. Así, cuando se cierra la interfaz de control conectada al circuito de BP, la cámara de trabajo se cierra durante algún tiempo. Cuando la cámara de trabajo se contrae aún más, la presión en la cámara de trabajo aumenta (precompresión), y la interfaz de control conectada al circuito de AP se puede abrir sin una pérdida de energía innecesaria en el momento cuando la presión en la cámara de trabajo ha subido al nivel de la presión AP. Se puede lograr un beneficio correspondiente cuando se expande la cámara de trabajo y su presión debe ser cambiada desde la presión AP a la presión BP. Así, para el interfaz de control conectada al circuito de BP se establece un retraso de apertura; en otras palabras, el cambio de estado de la cámara de trabajo se realiza cerrando la cámara de trabajo durante un momento y esperando, cuando la cámara de trabajo se expande, que la presión en la cámara de trabajo disminuya al nivel de la presión BP (preexpansión). Así, la interfaz de control conectada al circuito de BP se puede abrir sin pérdidas de energía. En otros cambios de estado, es difícil evitar una pérdida de energía, y en ellos no se usa retraso de apertura.

25 Los retrasos de apertura son controlados en el controlador 24 de la figura 5 y, por ejemplo, en su bloque de retraso 36, como se ha presentado anteriormente.

30 En un ejemplo, para minimizar pérdidas de energía en los cambios de estado de las cámaras de trabajo, es posible utilizar, en conexión con cambios de estado, un nivel de presión que se establece, por ejemplo, entre las presiones de los circuitos de AP y BP, aproximadamente a medio camino entre ellas. Como se muestra en la figura 11, es un circuito de carga 121, en otras palabras, un circuito de MP. Preferiblemente, al menos una unidad de carga de energía, por ejemplo, acumulador de presión, se conecta al circuito de MP.

35 En un sistema que comprende tres o más niveles de presión, es posible llevar a cabo un cambio de estado casi sin pérdida entre dos niveles de presión de la cámara de trabajo al utilizar el nivel de presión que queda entre ellos. Se tratará el cambio de estado de una cámara de trabajo de un único accionador hidráulico digital. Al comienzo del cambio de estado, la cámara de trabajo está a la presión BP. Al comienzo, el circuito de MP se conecta a la cámara de trabajo, en donde la presión empieza a aumentar en la cámara de trabajo. Cuando el nivel de presión está suficientemente cerca de la presión AP o de otro modo logra su máximo, el circuito HIP se conecta a la cámara de trabajo, en donde la presión transitoria permanece pequeña y ocurre difícilmente cualquier rebose de presión. En cualquier fase, no hay necesidad de estrangular los flujos de medio presurizado, dando como resultado un cambio de estado casi sin pérdidas. La energía necesaria para el cambio de estado se vincula primero desde la cámara de trabajo o circuito de carga por medio de una inductancia parásita del conducto a energía cinética del circuito de carga y de ese modo además a energía de presión de la cámara de trabajo.

40 El cambio de estado desde la presión AP a la presión BP de la cámara de trabajo también se implementa de manera correspondiente. Al principio, el circuito de MP se conecta a la cámara de trabajo, y cuando el déficit de presión está en lo más alto, la cámara de trabajo se conecta a la presión BP. En los cambios de estado se vincula y libera energía como ya se ha presentado.

Control y optimización de los niveles de presión de los circuitos de carga

45 A continuación se tratará el efecto de las presiones AP y BP en la gradación y nivel de fuerza y de ese modo la ajustabilidad de las sumas de fuerzas generadas por el accionador.

Si la presión BP es muy baja, tanto la fuerza de propulsión máxima (suma de fuerzas positiva) como la fuerza de tracción máxima (suma de fuerzas negativa) aumentan conforme aumenta la presión AP. Así, aumenta la extensión del intervalo de fuerza, en donde también aumenta la diferencia entre los niveles de fuerza, porque el número de niveles de fuerza permanece sin cambiar. Es apropiado usar una relación muy alta entre las presiones AP y BP en aplicaciones las que la magnitud y la dirección de la suma de fuerzas requerida varía en gran medida. Tras haberse establecido la presión AP a un nivel dado y aumentarse la presión BP, se reduce la suma de fuerzas positiva a lograr con el control discreto más alto y la suma de fuerzas negativa a lograr con el control discreto más bajo se desplaza en la dirección positiva, en donde el intervalo de fuerza del accionador se vuelve más estrecho. Cuando se aumenta suficientemente la presión BP, la suma de fuerzas a lograr con el control discreto más bajo se desplaza de negativo a positivo y de ese modo se aproxima aún más a la suma de fuerzas positiva a lograr con el control discreto máximo. Cuando el intervalo de fuerza se vuelve más estrecho, la diferencia entre los niveles de fuerza también se vuelve más estrecha, en donde los cambios en la aceleración del accionador se reducen simultáneamente. Esto mejorará la ajustabilidad, si la aplicación es de manera que la fuerza de carga no varía en una medida significativa; esto es, siempre permanece dentro de ciertos valores de tolerancia. Así, en ciertas aplicaciones, es apropiado ajustar activamente las presiones BP y AP, si es necesario, de modo que el intervalo de fuerza cubra la producción de fuerza requerida para mover la carga de manera óptima. El método presentado anteriormente reduce el consumo energético, porque las pérdidas de energía de los cambios de estado en ráfaga son las más pequeñas, cuanto más cercanas estén las presiones AP y BP entre sí. Además, las diferencias en los niveles de fuerza son así más pequeñas, el ajuste es más preciso, la optimización es más fácil, y se mejora la eficiencia energética.

Si el sistema no comprende unidades de almacenamiento alternativas para el medio presurizado, la cantidad del medio presurizado contenido en los acumuladores de presión limita la presión máxima del circuito de AP. Por otro lado, la presión mínima del circuito de BP se determina por la capacidad de rendimiento de las válvulas de control, que es proporcional a la diferencia de presión, junto con los requisitos de velocidad del accionador, en donde las presiones AP y BP no pueden ser ajustadas de manera independiente entre sí. El ajuste de las presiones AP y BP independientemente entre sí requerirá la inclusión de una unidad de almacenamiento alternativa para medio presurizado en el sistema. La unidad de almacenamiento puede ser, por ejemplo, un acumulador de presión o un tanque de medio presurizado.

Optimización del controlador

A continuación se tratará la estimación del término para compensación de la fuerza de carga.

En el ajuste de la posición, la velocidad, así como la aceleración, para tener en cuenta la fuerza de carga es posible usar, por ejemplo, ajuste de integración, que es posible solamente sobre la base de los datos de posición medidos 27 y los datos de velocidad 29 que se han medido o integrado de los datos de posición. Como alternativa, también es posible, sin embargo, aplicar estimación del llamado punto cero de aceleración de tal manera que sobre la base de los datos de aceleración obtenidos de un sensor de aceleración fijado a la parte móvil del sistema y datos obtenidos de la producción de fuerza del accionador, al valor de control 31 se añade un término para compensación de la fuerza de carga, esto es, un punto cero de aceleración estimación 38. Los datos sobre la producción de fuerza del accionador se pueden calcular ya sea directamente a partir del control discreto del accionador o sobre la base de las presiones medidas de las cámaras de trabajo, o sobre la base de datos obtenidos directamente de un sensor de fuerza.

Al utilizar el sistema mostrado en la figura 1, la estimación se basa en una ecuación de fuerza del estado de continuidad del sistema, en el que la aceleración es cero,

$$\sum F = m \cdot a, \text{ en la que } a = 0$$

50 y

$$\sum F = F_{cil} + F_{carga} = 0,$$

55 en la que las fuerzas efectivas en la dirección que aumenta la longitud del accionador por el pistón del accionador son positivas, y las fuerzas efectivas en la dirección que disminuyen la longitud del accionador son negativas.

$$F_{cil} = -F_{carga},$$

en la que

$$F_{cil} = \frac{\pi D_1^2 \cdot ((p_{HP} - p_{BP}) \cdot u\% + 10p_{BP} - 5p_{AP})}{36}$$

5 Como ahora se supone que la aceleración es cero, el control u% del accionador que ha sido redondeado a enteros, esto es, que tiene un valor discreto, tiene que ser de manera que cuando una fuerza de carga estática o dinámica es efectiva, el valor absoluto de la aceleración realizada está tan cerca de cero como sea posible en cada momento de tiempo. El control del accionador tiene un número limitado de estados discretos, en donde la aceleración cero no se logra a menudo en cualquiera de dichos estados, pero se debe imaginar un control teórico con un valor continuo entre los valores discretos, para poder calcular un valor preciso para el control requerido. Este control teórico con un valor continuo, que da aceleración cero, se llama el punto cero de aceleración u_{a0} en este documento. Dicho control es sustituido por el control discreto del accionador en la ecuación:

$$(\pi D_1^2 \cdot ((p_{AP} - p_{BP}) \cdot u_{a0}(t) + 10p_{BP} - 5p_{AP})/36 = -F_{carga}(t)$$

15 Si se obtienen datos de sensor en tiempo real o datos de estimación sobre la fuerza de carga, la presión BP y la presión AP, dicho término u_{a0} se puede resolver de la ecuación de fuerza en tiempo real:

$$u_{a0} = \frac{5p_{AP} - 10p_{BP} - \frac{36}{\pi D_1^2} \cdot F_{carga}}{((p_{AP} - p_{BP}))}$$

20 El término u_{a0} representa este tipo de equivalente del valor de control graduado u% que tiene un valor continuo, o que está sin redondear, que produce de la mejor manera la aceleración cero aproximada cuando se añade al control escalado al intervalo de indización de valor cero de los controles del accionador antes de la operación de redondeo. Así, el control discreto u% del accionador se desplaza exactamente el desplazamiento requerido de modo que el efecto de compensación requerido se vuelve verdadero.

25 En las ecuaciones mencionadas anteriormente, el término D. es el diámetro de la cámara de trabajo 19 (la cámara más grande A), p_{AP} es la presión del circuito de AP, p_{BP} es la presión del circuito de BP, y F_{load} es la magnitud de la fuerza de carga reducida para el accionador. El término u_{a0} varía entre 0 y 15 en este ejemplo. El lado izquierdo de la ecuación de fuerza representa la fuerza F_{cil} producida por el accionador. Dependiendo de la etapa seleccionada del valor de control u_{a0} (véase la figura 2) es también la fuerza producido por el sistema, que debe ser igual a la fuerza de carga en el punto cero de aceleración.

35 La fuerza total efectiva en el sistema se calcula multiplicando la aceleración obtenida, por ejemplo, en forma de datos de sensor, con la masa inercial reducida para el accionador. La fuerza supuesta F_{cil} generada por el accionador se puede calcular directamente sobre la base del control discreto del accionador, pero un resultado más fiable de la producción de fuerza en toda situación se obtiene al calcular la fuerza sobre la base de las presiones medidas y áreas efectivas de las cámaras de trabajo, o directamente como resultado de medición de un sensor de fuerza. La fuerza de carga F_{carga} se obtiene ahora como la diferencia entre dicha fuerza total y la fuerza generada por el accionador. Ahora se puede insertar el valor de la fuerza de carga obtenido como resultado de cálculo, junto con las presiones AP y BP, en la ecuación del punto cero de aceleración, en donde la ecuación da el valor del punto cero de aceleración como resultado. Como alternativa, la fuerza de carga F_{carga} también se puede insertar en una tabla que corresponde a la curva de fuerza del accionador y que se almacena en el convertidor de control 32 de la misma manera que las tablas de estado de la figura 2. Mediante la fuerza de carga en la tabla también se encuentra el valor de control necesario para generar una fuerza contraria igual a la fuerza de carga. El método basado en tabulación es funcional particularmente cuando el dimensionamiento de las áreas efectivas se desvía, por ejemplo, de la serie binaria de tal manera que los niveles de fuerza se gradúan irregularmente.

45 El valor de control calculado o tabulado (estimación 38) se añade al valor de control 31 del accionador, por ejemplo, en el convertidor de control 32, tras lo que el convertidor de control calcula los controles 39 de las interfaces de control. Tiene lugar compensación de la fuerza de carga, por ejemplo, en un bloque de control separado o en un bloque de compensación 48, como se muestra en la figura 5. Las entradas del bloque de compensación 48 son las presiones de los circuitos de AP y BP, las presiones de las cámaras de trabajo, así como la aceleración de la parte móvil del accionador. Además, si las fricciones y las fuerzas finales de los accionadores se incluyen en el módulo para estimar la fuerza producida por el accionador, la posición y la velocidad del accionador también son necesarias como entradas. Las entradas del controlador se obtienen, por ejemplo, de sensores adecuados colocados en el sistema. La estimación para el punto cero de aceleración, obtenida como la salida del bloque de compensación 48, es la entrada en el convertidor de control 32.

Control y optimización de fallos en la interfaz de control

A continuación se tratará un sistema y un método a aplicar en el sistema presentado, y particularmente su controlador. Debido a una válvula defectuosa, el funcionamiento de la interfaz de control se ve perturbado, lo que se debe tener en cuenta en el funcionamiento del controlador usado para controlar el sistema.

Los principios del método mencionado anteriormente se pueden aplicar en un sistema que comprende dos o más niveles de presión, en caso de controlar un accionador que comprende una o más cámaras de trabajo por medio de un circuito de control en el que una o más válvulas de la interfaz de control permanecen permanentemente cerradas o abiertas en una situación de fallo. En la situación de ejemplo, se tratará un accionador de cilindro de cuatro cámaras en un sistema de presión dual.

Cuando las válvulas permanecen permanentemente cerradas, se debe asegurar que la cámara de trabajo del accionador no permanezca en el estado cerrado excepto durante el trabado del accionador o durante precompresión o preexpansión de la cámara de trabajo. Además, en una situación de atasco, la velocidad máxima del accionador se limita para impedir cavitación de las cámaras de trabajo conectadas a los circuitos de AP y BP o sobrepresión de las cámaras de trabajo durante movimientos del pistón. La posición de cierre de la cámara de trabajo significa que todas las interfaces de control relacionadas con dicha cámara de trabajo están cerradas.

Cuando las válvulas permanecen permanentemente abiertas, se debe asegurar que los controles en el vector de control del controlador sean del orden que las sumas de fuerzas generadas por medio de ellos están en un orden de magnitud. Además, se debe asegurar que durante el trabado, la fuerza de sostenimiento del accionador sea suficiente; en otras palabras, que el accionador no pueda "resbalar" contra sus límites de presión de cámara. Esto es posible al dejar destrabada la cámara de trabajo, en la que válvulas de la interfaz de control se han atascado abiertas.

Ahora se tratará la gestión de fallos cuando la interfaz de control o sus válvulas se dejan abiertas (posición activa) o cerradas (posición desactiva), excluyendo situaciones de trabado, en las que la interfaz de control se ha dejado abierta debido a un fallo de válvula.

Primero se mirará a una única cámara de trabajo de un accionador. La figura 1 muestra un ejemplo de una única cámara de trabajo 19 (cámara A) de un accionador hidráulico digital, y las interfaces de control 9 (AP-A) y 10 (BP-A) que controlan los mismos. Cuando la interfaz de control AP-A es controlada para que esté completamente abierta y la interfaz de control BP-A es controlada para que esté completamente cerrada, la presión de la línea de AP 3 es efectiva en la cámara 19. De manera correspondiente, cuando la interfaz de control AP-A es controlada para que esté completamente cerrada y la interfaz de control BP-A es controlada para que esté completamente abierta, la presión de la línea de BP 4 es efectiva en la cámara 19. Las presiones se cambian de la manera presentada anteriormente en un estado de funcionamiento normal, significativamente independientemente de la velocidad del cambio en el volumen de la cámara de trabajo 19, porque las capacidades máximas de rendimiento de las interfaces de control se dimensionan para que sean más grandes en relación al volumen de la cámara de trabajo.

Si únicamente hay disponible una válvula para cada interfaz de control y la válvula de cualquier interfaz de control se atasca en la posición de cierre, por consiguiente la interfaz de control entera se atascará en la posición de cierre. Así, cuando por ejemplo la interfaz de control AP-A se atasca en la posición de cierre completo, la interfaz de control BP-A se debe mantener continuamente abierta durante el movimiento del accionador, para impedir un excesivo aumento en la presión, o cavitación, en la cámara de trabajo. Así, esos controles deben cortarse del vector de control del controlador, en el que la cámara A es controlada a la presión de la línea de AP; en otras palabras, esos controles en los que el estado de la cámara A es uno (1). Un ejemplo del vector de control se muestra en la figura 2, en donde se hace referencia a una única fila o columna. El vector de control contiene información sobre las diferentes combinaciones de control de las válvulas disponibles, así como el orden de uso entre dichas combinaciones de control. El orden de uso se determina de tal manera que las sumas de fuerzas generadas por medio de las combinaciones de control están en el orden de magnitud.

De manera correspondiente, cuando la interfaz de control BP-A se atasca en la posición de cierre completo, la interfaz de control AP-A debe ser mantenida continuamente abierta durante el movimiento del accionador. Así, esos controles deben cortarse el vector de control del controlador, en el que la cámara A es controlada a la presión de la línea de BP; en otras palabras, esos controles en los que el estado de la cámara de trabajo A es cero (0).

Si la interfaz de control BP-A se atasca en la posición de apertura completa, la presión de la línea de BP se puede generar a la cámara A controlando la interfaz de control AP-A para que se cierre. Como alternativa, la interfaz de control AP-A es controlada para que esté abierta, en donde un flujo de cortocircuito de medio presurizado fluirá a través de las interfaces de control AP-A y BP-A directamente desde la línea de AP a la línea de BP. La presión de la cámara A se establecerá así aproximadamente a medio camino entre la presión de la línea de AP y la presión de la línea de BP, que también se puede llamar presión intermedia. Así, la suma de fuerzas generada por cada combinación de control en los vectores de control se recalcula sobre la base de las áreas efectivas y las presiones de las líneas de AP y BP, y simultáneamente se supone que dicha presión intermedia es efectiva en la cámara A

siempre cuando su estado es uno (1). El vector de control se redispone de modo que las sumas de fuerzas generadas correspondientes están en el orden de magnitud.

Como alternativa, si la interfaz de control AP-A se atasca en la posición de apertura completa, es posible generar, en la cámara A, ya sea la presión de la línea de AP al controlar la interfaz de control BP-A para que esté cerrada, o dicha presión intermedia al controlar la interfaz de control BP-A para que esté abierta, en donde de nuevo ocurre un flujo de cortocircuito correspondiente. Al redispone el vector de control y recalcular las sumas de fuerzas generadas, se supone que dicha presión intermedia es efectiva en la cámara A siempre cuando su estado es cero (0).

Si la interfaz de control conectada al circuito de BP, o su válvula, se atasca en la posición de cierre, esto únicamente afectará a la capacidad de la cámara de trabajo conectada a dicha interfaz de control para lograr el nivel de presión del circuito de BP durante el movimiento del accionador. De manera correspondiente, si la interfaz de control conectada al circuito de AP, o su válvula, se atasca en la posición de cierre, esto únicamente afectará a la capacidad de la cámara de trabajo conectada a dicha interfaz de control para lograr el nivel de presión del circuito de AP.

A continuación se mirará a un ejemplo en el que una o más interfaces de control comprenden dos o más válvulas acopladas en paralelo, que juntas hacen pasar el flujo volumétrico total deseado, dependiendo de la capacidad de rendimiento de cada válvula. En cada válvula, la pérdida de presión se mantiene tan pequeña como sea posible. Las válvulas son diferentes o, por ejemplo, válvulas de activación/desactivación idénticas. Si alguna válvula en cualquier interfaz de control se atasca en la posición de cierre de modo que todavía quedan válvulas funcionales en dicha interfaz de control, este fallo en el estado estático del accionador no tendrá efecto significativo en la componente de fuerza generada por dicha cámara de trabajo y de ese modo tampoco en la suma de fuerzas generada por el accionador. El estado estático se refiere a un estado en el que el accionador no se está moviendo y el control del accionador permanece constante con respecto a tiempo, pero el control del accionador todavía puede ser cualquiera de los controles discretos del accionador.

En la situación descrita anteriormente, la presión de la línea de AP o BP se generará en la cámara de trabajo de la manera pretendida. Ahora, sin embargo, la interfaz de control, en la que una válvula se atasca en la posición de cierre, es más estrecha que las otras interfaces de control, y su capacidad de rendimiento se reduce en comparación con la situación antes del fallo; en otras palabras, se reduce el flujo volumétrico con la misma diferencia de presión. Debido a esto, puede ocurrir inercia en los cambios de estado de dicha cámara de trabajo comparado con los de las otras cámaras de trabajo, dicha inercia debe tenerse en cuenta. Debido al fallo, el nivel de presión también se establece más lentamente al valor deseado, y además, cuando la cámara de trabajo se expande, la presión de la cámara de trabajo permanece menor que lo normal por debajo del objetivo de nivel de presión, y cuando la cámara de trabajo se contrae, la presión de la cámara de trabajo aumenta más alta que lo normal por encima del objetivo de nivel de presión. La desviación de presión respecto al objetivo de presión dependerá de la velocidad del cambio en el volumen de la cámara de trabajo y la proporción de la capacidad de rendimiento de la válvula defectuosa en relación a la capacidad de rendimiento de toda la interfaz de control. Debido a esto, la velocidad máxima del accionador debe limitarse de modo que las desviaciones en la presión de la cámara de trabajo que ocurren durante el movimiento no se vuelvan tan altas que las sumas de fuerzas generadas por los controles ya no estén en el orden de magnitud.

Si la interfaz de control conectada al circuito de BP se atasca en la posición de apertura, esto no afectará a la capacidad de la respectiva cámara de trabajo para lograr el nivel de presión del circuito de BP. De manera correspondiente, si la interfaz de control conectada al circuito de AP se atasca en la posición de apertura, esto no afectará a la capacidad de la cámara de trabajo para lograr el nivel de presión del circuito de AP.

Si cualquier válvula de la interfaz de control se atasca en la posición de apertura y se debe cerrar la interfaz de control, esto tendrá un efecto claro sobre la componente de fuerza generada por la cámara de trabajo y la suma de fuerzas generada por el accionador. Si la cámara de trabajo debe tener la presión del circuito de BP y, por ejemplo, una válvula de la interfaz de control AP-A se atasca en la posición de apertura, ocurrirá un flujo de cortocircuito entre las interfaces de control AP-A y BP-A desde la línea de AP a la línea de BP. Así, la presión intermedia que queda en la cámara de trabajo es claramente más alta que la presión del circuito de BP. De manera correspondiente, cuando la cámara de trabajo debe tener la presión del circuito de AP y, por ejemplo, una válvula de la interfaz de control BP-A se atasca en la posición de cierre, en la cámara de trabajo quedará una presión intermedia que es claramente menor que la presión AP.

En el estado estático del accionador, la presión de la cámara de trabajo seguirá la ecuación:

$$P_{\text{camnrio}} = P_{AP} - \frac{P_{AP} - P_{BP}}{1 + \left(\frac{A_{AP}}{A_{BP}}\right)^2}$$

en la que:

A_{AP} = suma de las áreas de rendimiento de las válvulas abiertas en la interfaz de control de la línea de AP
 A_{BP} = suma de las áreas de rendimiento de las válvulas abiertas en la interfaz de control de la línea de BP

5 La capacidad de rendimiento de una válvula es proporcional a su área de rendimiento. En caso de un accionador de cuatro cámaras, se ha encontrado mediante cálculos que la desviación de la presión intermedia respecto el objetivo de presión (AP/BP) es relativamente pequeña, si menos de 1/3 de la suma de las áreas de rendimiento de las válvulas de la interfaz de control se atascan en la posición ya sea de apertura o de cierre. Así, el orden de magnitud de las sumas de fuerzas generadas por el accionador no cambiará en el estado estático, en donde no es necesario cambiar el orden de los controles en el vector de control del controlador, y en caso de fallo, es posible usar el vector de control original.

15 Anteriormente, se ha supuesto que únicamente una válvula queda defectuosa de una en una, porque el fallo simultáneo de varias válvulas es muy improbable. Cuando varias válvulas fallan al mismo tiempo, se hace un intento de trabar el accionador y el mecanismo controlado pero en posición, si es posible. Además, se ha supuesto que las posiciones realizadas de las válvulas se pueden verificar, por ejemplo, por medio de sensores y que es posible comparar si la posición realizada corresponde a la posición según un valor de control dado por un controlador. La posición dependerá del estado de la válvula. Sobre la base de la comparación, es posible concluir qué válvula está defectuosa y en qué posición se ha atascado. Sobre la base de esto, es posible realizar los cambios necesarios en el controlador para compensar el fallo y para usar el controlador para controlar las válvulas que todavía están en condiciones de trabajo.

25 A continuación se presentará el funcionamiento del algoritmo relacionado con un fallo por medio de un ejemplo. Los mismos principios también se aplican en caso de un accionador en el que el número de cámaras es distinto de cuatro y/o hay disponibles varios niveles de presión para cada cámara de trabajo. En las interfaces de control, se pueden aplicar números variables de válvulas, y las capacidades relativas de rendimiento de las válvulas pueden variar.

30 En este ejemplo, el accionador presentado anteriormente de cilindro de cuatro cámaras se usa en el sistema hidráulico digital de presión dual presentado. Ambas interfaces de control de cada cámara de trabajo comprenden, por ejemplo, dos válvulas con diferentes capacidades de rendimiento. Dentro de la interfaz de control, se puede aplicar cualquier división relativa entre las capacidades de rendimiento o áreas de rendimiento de válvula, por ejemplo 1:1 o 20:1. En consecuencia, hay un total de 16 válvulas en las interfaces de control, y los estados y posiciones de las válvulas que controlan el accionador se pueden dar sin ambigüedad con un número 16 o número binario de 16 bits, por ejemplo en el orden AP-A, BP-A, AP-B, BP-B, AP-C, BP-C, AP-D, BP-D, en donde el número binario se vuelve 00 00 00 00 00 00 00 00 o 11 11 11 11 11 11 11 11 y todos los números binarios entre estos.

40 Es razonable disponer la significancia entre los bits del número binario de tal manera que la significancia sea proporcional al tamaño de la cámara de trabajo correspondiente a cada interfaz de control; en otras palabras, los bits que denotan a las interfaces de control de la cámara de trabajo con el área efectiva más grande tienen la significancia más grande. Lo mismo se aplica a las válvulas de la misma interfaz de control, en donde se tiene en cuenta la capacidad de rendimiento. La significancia entre los bits de las interfaces de control de las líneas de AP y BP conectadas a la misma cámara de trabajo es una cuestión de acuerdo.

45 Si todas las válvulas siguen sus respectivos valores de control (abierto/cerrado, activo/inactivo, 1/0) dentro de los tiempos de respuesta establecidos, se puede hacer que el valor real tras un retraso del tiempo de respuesta corresponda al valor de control. En consecuencia, la diferencia entre los números binarios correspondientes al valor real y el valor de control es así cero.

50 Cuando cualquier valor real de la interfaz de control, esto es, el estado de válvula, se desvía del valor de control de manera suficientemente clara, se puede declarar que hay una situación de fallo. La válvula defectuosa y el tipo de fallo (atasco en la posición de apertura o de cierre) se puede concluir del valor de la diferencia entre los números binarios correspondientes al valor de control y el valor real, porque la significancia del bit que controla la válvula determina la magnitud de dicha diferencia. En un sistema de 16 bits, el bit menos significativo, esto es, la válvula más pequeña de la interfaz de control BP-D, da, en una situación de fallo, una diferencia +/- 1 (+/- 2⁰), dependiendo del tipo de fallo. De manera correspondiente, el bit más significativo dará la diferencia +/- 32768 (+/- 2¹⁵), dependiendo del tipo de fallo.

60 Cuando los bits del número binario representan la interfaz de control secuencia AP-A, BP-A, AP-B, BP-B, AP-C, BP-C, AP-D, BP-D, y la diferencia entre el valor de control y el valor real es, por ejemplo, +8192 (2¹³), se puede encontrar que la válvula más grande de la interfaz de control BP-A está atascada en la posición de apertura. A partir del índice de la diferencia, se puede concluir que es el decimotercer bit en cuestión, ya que la indización empieza desde cero; en otras palabras, el decimocuarto bit del número binario, contando desde la derecha, y el bit más significativo de la interfaz de control BP-A. A partir del signo de la diferencia se puede concluir que la válvula está

ES 2 712 559 T3

atascada en la posición de apertura, porque el número binario del valor real de las válvulas, del que se sustrae el número binario del valor de pauta, es mayor que el número binario del valor de pauta.

5 Ahora, se sabe que la relación de las válvulas de la interfaz de control BP-A es, por ejemplo, 20:1 y la válvula más grande está atascada en la posición de apertura. Además, se sabe que las capacidades de rendimiento de la interfaz de control APA son, en el estado normal, por ejemplo idénticas a la interfaz de control BP-A, de modo que la máxima capacidad de rendimiento de la interfaz de control AP-A se puede representar por el índice 21 (20+1). Así, la presión del circuito de BP siempre se genera en la cámara de trabajo cuando el estado de la cámara de trabajo es el estado 0, pero cuando el estado de la cámara de trabajo se cambia al estado 1, la cámara de trabajo no logrará la presión del circuito de AP y en la cámara de trabajo permanecerá la presión intermedia, porque hay una válvula atascada en la interfaz de control BP-A.

15 Dicha presión intermedia en el estado estático del accionador se puede calcular de la ecuación presentada anteriormente, en la que la relación A_{AP}/A_{BP} corresponde ahora a la relación 21/20. Al utilizar la presión intermedia, es posible calcular todas las componentes de fuerza y sumas de fuerzas a generar para todas las situaciones de fallo en las que una válvula se atasca en la posición de apertura.

20 La Tabla B muestra los estados de las cámaras de trabajo de los accionadores y la magnitud de la suma de fuerzas (No_err) en caso de que no haya fallos en el sistema. A partir de la suma de fuerzas recalculada (BP-A abierta), se ve que en el estado estático, las sumas de fuerzas ya no está en un orden de magnitud, y por lo tanto, el vector de control que describe los controles (dec(0...15)) se debe redistribuir como se muestra en tabla C, de modo que la suma de fuerzas esté en el orden de magnitud, que puede ser utilizado por el controlador.

Tabla B

25

		Controles binarios de las cámaras					
u%	dec (0...15)	A	B	C	D	No_err	BP-A abierta
0	5	0	1	0	1	-38,46	-38,45859
1	4	0	1	0	0	-30,13	-30,12709
2	7	0	1	1	1	-22,12	-22,12231
3	6	0	1	1	0	-13,79	-13,79081
4	1	0	0	0	1	-5,21	-5,214258
5	0	0	0	0	0	3,12	3,117245
6	3	0	0	1	1	11,12	11,12202
7	2	0	0	1	0	19,45	19,45353
8	13	1	1	0	1	27,31	-3,97368
9	12	1	1	0	0	35,64	4,357824
10	15	1	1	1	1	43,64	12,36260
11	14	1	1	1	0	51,97	20,69411
12	9	1	0	0	1	60,55	29,27065
13	8	1	0	0	0	68,88	37,60216
14	11	1	0	1	1	76,89	45,60694
15	10	1	0	1	0	85,22	53,93844

Tabla C

		Controles binarios de las cámaras					
u%	dec (0...15)	A	B	C	D	No_err	BP-A abierta
0	5	0	1	0	1	-38,46	-38,45859
1	4	0	1	0	0	-30,13	-30,12709
2	7	0	1	1	1	-22,12	-22,12231
3	6	0	1	1	0	-13,79	-13,79081
4	1	0	0	0	1	-5,21	-5,214258
5	13	1	1	0	1	27,31	-3,97368
6	0	0	0	0	0	3,12	3,117245
7	12	1	1	0	0	35,64	4,357824
8	3	0	0	1	1	11,12	11,12202
9	15	1	1	1	1	43,64	12,36260
10	2	0	0	1	0	19,45	19,45353
11	14	1	1	1	0	51,97	20,69411
12	9	1	0	0	1	60,55	29,27065
13	8	1	0	0	0	68,88	37,60216
14	11	1	0	1	1	76,89	45,60694
15	10	1	0	1	0	85,22	53,93844

5 El algoritmo presentado anteriormente también se puede aplicar cuando varios circuitos de carga con diferentes niveles de presión se pueden acoplar a una única cámara de trabajo. Así, se cortan dichos controles, en los que los estados reales de las interfaces de control no corresponden, debido a válvulas defectuosas, a los estados deseados, particularmente si el fallo tiene un efecto significativo en la suma de fuerzas generada por el accionador con dicho control.

10 Aplicación del accionador hidráulico digital

Ahora se tratarán los usos del accionador hidráulico digital en un sistema hidráulico digital. El accionador es particularmente un cilindro digital, y sus aplicaciones incluyen diversas aplicaciones de motobomba, carga de energía, convertidor de presión, convertidor de energía, impulsor giratorio e impulsor rotatorio.

15 El ejemplo de la figura 1 comprende un cilindro digital cuyo funcionamiento ya se ha tratado anteriormente. El ejemplo de la figura 9 del impulsor giratorio comprende un dispositivo giratorio que convierte un movimiento lineal en un movimiento rotatorio, en el que se aplica el sistema presentado anteriormente. En la construcción y montaje del dispositivo giratorio, es posible usar miembros correspondientes de dispositivos giratorios conocido como tal. El ejemplo de la figura 10 en un impulsor rotatorio comprende una motobomba hidráulica digital, en la que se aplican varios accionadores de cilindro y que se puede aplicar como motor hidráulico digital y como bomba en un sistema hidráulico digital. El ejemplo de la figura 11 comprende un convertidor de presión hidráulica digital 112 (DPCU), en el que se aplican varios cilindros digitales, y en las figuras 15 y 16 se muestran otros ejemplos. El ejemplo de la figura 12 comprende un convertidor de presión de bomba hidráulica digital 122 (DPCPU), en el que se aplican varios cilindros digitales y que se conectan por medio de una parte móvil 123 a una fuente de energía externa, y otros ejemplos se muestran en las figuras 14 y 17.

25 Dispositivo giratorio hidráulico digital

30 En el ejemplo de la figura 9, un dispositivo giratorio 41 comprende, por ejemplo, cremalleras de engranaje 45 y 46 que hacen rotar una rueda dentada giratoria 47. El dispositivo giratorio se monta, por ejemplo, en el bastidor de una máquina de trabajo móvil, y la rueda dentada giratoria se usa para hacer rotar la cabina o grúa de una máquina de trabajo. Típicamente, el dispositivo giratorio comprende medios que convierten un movimiento lineal en un movimiento rotatorio. El movimiento lineal se implementa por medio de un cilindro, y el movimiento rotatorio por medio de un árbol rotatorio.

35 El dispositivo giratorio controlado por momento se implementa típicamente con dos accionadores 42 y 43 que se

acoplan en paralelo, cada accionador en su propia cremallera de engranaje 45 o 46 de tal manera que los vástagos de pistón de los accionadores apuntan en la misma dirección, en donde cuando un accionador se vuelve más largo, el otro se vuelve más corto. Las cremalleras de engranaje se montan en paralelo en el lado de los accionadores para impulsar la rueda dentada giratoria 47 en dos lados. En este caso, los bastidores del accionador se están moviendo, y el vástago de pistón se monta de manera estacionaria en el dispositivo giratorio y de ese modo, por ejemplo, en el bastidor de una máquina de trabajo. La fuerza total máxima de los accionadores efectuada por ellos en la rueda dentada giratoria 47 es, en este caso, la suma de la fuerza total de tracción máxima de un accionador y la fuerza total de propulsión máxima del otro accionador. El momento total M_{tot} del dispositivo giratorio en cada sentido de rotación está así en su máximo y se forma como suma de la fuerza total máxima de cada accionador y los productos calculados del radio R de la rueda dentada giratoria 47

El dispositivo giratorio 41 es controlado por un circuito de control, en el que se proporciona una interfaz de control para cada cámara de trabajo del accionador del dispositivo giratorio, por medio de la que la interfaz de control dicha cámara de trabajo se puede conectar ya sea a la baja presión BP o la alta presión AP. El circuito de control corresponde, en su funcionalidad, al circuito de control 40 de la figura 1, e implementa las conexiones necesarias para el medio presurizado.

El número de los estados del dispositivo giratorio depende de la estructura de los accionadores 45, 46. Hay disponibles varias alternativas para proporcionar el control de los accionadores. En caso de varios accionadores, el número de los estados del dispositivo giratorio 41 se forma como función de energía ab de modo que el número de base a es el número de estados de los controles del accionador, por ejemplo $a = 2^n$, en el que n es el número de cámaras de trabajo, y el índice b es el número de accionadores. En caso de dos accionadores con dos cámaras de trabajo cada uno, el número de estados es 16, y en caso de dos accionadores con cuatro cámaras de trabajo cada uno, el número de estados es 256. Cada estado corresponde a un valor de momento M_{tot} . Cada accionador es controlado con un circuito de control según la figura 1. Si los accionadores 45, 46 son iguales o tienen cámaras de trabajo de áreas efectivas iguales, el número total de estados diferentes permanecerá más pequeño debido a estados redundantes, y se logrará el mismo momento total M_{tot} en dos o más estados. En el ejemplo de la figura 9, los accionadores son idénticos y cada uno comprende cuatro cámaras de trabajo de la misma manera que el accionador 23 de la figura 1, en donde cada accionador se puede usar para producir 16 diferentes fuerzas utilizando una gradación igual. Así, el número total de estados es 31, de los cálculos cuando se omiten los estados redundantes. El número de estados es más pequeño por un estado que el número total de estados de dos accionadores, porque el estado que produce el momento cero es común a ambos accionadores. El dispositivo giratorio tiene al menos un estado que produce un momento cero cuando las fuerzas totales de los accionadores se superan entre sí, así como ajuste de momento en 15 etapas en un sentido de rotación y un ajuste de momento de 15 etapas en sentido opuesto de rotación. Las áreas efectivas de las cámaras de trabajo de los accionadores se codifican preferiblemente mediante coeficientes de ponderación binarios, para proporcionar un control de momento graduado uniformemente. Adicionalmente, los cilindros son preferiblemente idénticos.

Los estados seleccionados para producir un momento cero pueden ser cualquier estado de los accionadores, por ejemplo los estados de fuerzas extremas positivas o negativas, o cualquier estado entre los mismos, por ejemplo desde el intervalo media. Cuando los accionadores son iguales en dimensiones, el dispositivo giratorio produce un momento cero cada vez que los controles de los accionadores son iguales entre sí. En otras palabras, la tensión inicial producida por el control cero se puede producir en cualesquiera estados del accionador (en caso de accionadores con cuatro cámaras, por niveles de fuerza 0 a 15). Así, las etapas de momento también se pueden crear de muchas maneras, por ejemplo de tal manera que un accionador trabaja en un intervalo saturado y el otro en su intervalo lineal cuando el ajuste de momento se hace en un sentido de rotación, y de manera correspondiente inversamente cuando el ajuste de momento se hace en el otro primer sentido de rotación (véanse las alternativas 1 y 2 en la tabla A).

Tabla A

Sistema de control	Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3		Alternativa 4, etc.	
	Control cil1	Control cil2	Control cil1	Control cil2	Control cil1	Control cil2	Control cil1	Control cil2
u%	u1%	u2%	u1%	u2%	u1%	u2%	u1%	u2%
0	0	15	0	15	0	15	0	15
1	0	14	1	15	0	14	1	15
2	0	13	2	15	1	14	2	15
3	0	12	3	15	1	13	2	14
4	0	11	4	15	2	13	2	13
5	0	10	5	15	2	12	2	12
6	0	9	6	15	3	12	3	12
7	0	8	7	15	3	11	4	12
8	0	7	8	15	4	11	5	12
9	0	6	9	15	4	10	5	11
10	0	5	10	15	5	10	5	10
11	0	4	11	15	5	9	5	9
12	0	3	12	15	6	9	6	9
13	0	2	13	15	6	8	7	9
14	0	1	14	15	7	8	8	9
15	0	0	15	15	7	7	8	8
16	1	0	15	14	8	7	8	7
17	2	0	15	13	8	6	8	6
18	3	0	15	12	9	6	9	6
19	4	0	15	11	9	5	10	6
20	5	0	15	10	10	5	11	6
21	6	0	15	9	10	4	11	5
22	7	0	15	8	11	4	11	4
23	8	0	15	7	11	3	11	3
24	9	0	15	6	12	3	12	3
25	10	0	15	5	12	2	13	3
26	11	0	15	4	13	2	14	3
27	12	0	15	3	13	1	14	2
28	13	0	15	2	14	1	14	1
29	14	0	15	1	14	0	14	0
30	15	0	15	0	15	0	15	0

5 Si los estados que producen un momento cero se seleccionan del intervalo medio de los estados del accionador, las etapas de momento también se pueden crear cambiando los estados de los accionadores de manera alterna, de modo que ambos accionadores pueden funcionar en su intervalo lineal dentro del intervalo de momentos entero (véase la alternativo 3 en la tabla A). Funcionar en el intervalo lineal de los accionadores significa que el valor de control discreto no saturado del accionador no supera el valor máximo del valor de control discreto saturado (u%) dentro del intervalo de indización de los estados de los accionadores. Cambiar el estado también se puede hacer en turnos de dos o tres etapas (véase la alternativa 4 en la tabla A) o utilizando cualquier otro algoritmo de permutación, ejemplos que se dan en la Tabla A adjunta.

15 Para el control del dispositivo giratorio, es posible usar el controlador 24 mostrado en las figuras 5, 6 o 7, cuyo convertidor de control 32 se expande de tal manera que se puede usar para controlar un suficiente número de interfaces de control que determinan los estados de los accionadores. La tabla mostrada en la figura 2 se expande de tal manera que el número de índices corresponde a diversos valores de control, y los valores de columnas se añaden para representar estados diferentes del sistema, y se aumenta el número binario que indica los estados binarios de las cámaras (en otras palabras, el número de números binarios que indican los controles binarios de los accionadores aumenta según el número de accionadores), y las columnas que representan los estados binarios de interfaces de control aumentan debido a un aumento en las interfaces de control. Además, es posible utilizar un valor establecido 31 que es proporcional al momento a generar y el sentido de rotación del dispositivo giratorio. Como el momento a generar es directamente proporcional a la suma de fuerzas generada por los accionadores (el coeficiente es el radio R de la rueda dentada giratoria 47), todavía es posible usar, para el control, el valor de control 31 de la fuerza efectiva, descrito en conexión con la figura 5, que se procesará como se presenta en conexión con la figura 8.

25 El sistema controlado por aceleración se puede hacer controlado por velocidad como se ha presentado anteriormente.

El controlador del dispositivo giratorio también se puede implementar por medio de dos controladores paralelos mostrados en la figura 5, 6 o 7, en donde cada controlador controla un único accionador 42 o 43. Esto es posible,

5 porque los efectos de fuerza generados por los accionadores 45 y 56 también están separados. El valor de control relativo 31 para la fuerza efectiva (aceleración), el valor de control 28 para la velocidad, o el valor de control 26 para la posición se pueden introducir como entradas en ambos convertidores que computarán las posiciones correspondientes a la aceleración deseada para las válvulas de control de cada accionador según la situación de carga.

10 Como se ha descrito anteriormente, se consume energía en conexión con cambios de estado. Es característico al control de los accionadores que está entre el valor de control correspondiente al punto cero de aceleración y los valores de control más cercanos a este en cada lado donde tienen lugar los cambios de estado más estables. Como la tensión inicial de los accionadores de cilindro se puede seleccionar libremente en este sistema del dispositivo giratorio, este tipo de valor de control para el momento cero se puede seleccionar de la tabla de estados del sistema, de dicho valor de control los cambios de estado más cercanos en ambas direcciones consumen tan poca energía como sea posible. Dichos controles incluyen, por ejemplo en caso de un accionador con cuatro cámaras, los valores de control 10 y 5. En el sistema del dispositivo giratorio, también es posible aplicar la precompresión y preexpansión presentadas anteriormente, particularmente por medio de retrasos controlados por el controlador.

15 Motobomba hidráulica digital y dispositivo rotatorio

20 A continuación se tratará una motobomba hidráulica digital que se puede aplicar tanto como bomba hidráulica digital como motor en un sistema hidráulico digital. El sistema descrito anteriormente también se puede aplicar en la motobomba.

25 En el ejemplo de la figura 10, una motobomba hidráulica digital 49 comprende, por ejemplo, cuatro accionadores 50, 51, 52 y 53, que son cilindros y hacen rotar un miembro viratorio 54 que tiene un eje de rotación X y al que se conectan los accionadores a una distancia desde el eje de rotación, en donde los accionadores combinados pueden generar un momento total M_{tot} efectivo en el miembro viratorio 54 (o zarandeador 54) e impulsar la carga. Preferiblemente, todos los accionadores tienen un punto de conexión común 55. El dispositivo 49 se monta, por ejemplo en uso en motor giratorio, en el bastidor de una máquina de trabajo movable, y se usa para hacer rotar la cabina o grúa de una máquina de trabajo. De manera correspondiente, en uso en bomba, el miembro viratorio se conecta, por ejemplo, al árbol de impulsión. Típicamente, el dispositivo se aplica en impulsores de rotación de bomba, motor o motobomba, en los que el miembro viratorio (54) convierte un movimiento lineal en un movimiento rotatorio.

35 El impulsor de motobomba con un camino continuamente rotatorio se obtiene, de la manera más simple, acoplando dos accionadores controlados por fuerza al miembro viratorio 54 de manera excéntrica usando un cambio de fase de 90°. Particularmente, el accionador descrito anteriormente y mostrado en la figura 1 se usa como accionador. Sin embargo, como el accionador es asimétrico con respecto a sus fuerzas máximas, esto es, la fuerza máxima es más fuerte en la dirección positiva (propulsión) que en la dirección negativa (tracción), el momento total máximo M_{tot} se volverá relativamente asimétrico, esto es, el momento máximo logrado en un sentido de rotación será diferente que en el otro sentido de rotación. Por esta razón, es justificable conectar al menos tres accionadores de cilindro de manera excéntrica con un cambio de fase de 120° al miembro viratorio 54, para hacer el momento total máximo más simétrico. Además, un máximo más simétrico del momento en ambas direcciones se produce acoplando cuatro cilindros con un cambio de fase de 90° al miembro viratorio 54, como se muestra en la figura 10.

45 En la motobomba digital 49 y el sistema que controla la misma, que incluye el controlador, la optimización de ahorro de energía de las tensiones iniciales se puede implementar aplicando los mismos principios que en el dispositivo giratorio tratado anteriormente con referencia a la figura 9.

50 Los puntos de conexión de los accionadores se refieren a los puntos de conexión articulados 56, 57, 58, y 59 (J1, J2, J3, y J4, respectivamente), por medio de los que los accionadores se conectan al bastidor 60 del dispositivo. Como se muestra en la figura, cada accionador se conecta 30 entre un punto efectivo articulado excéntrico común P (punto de conexión 55) y los puntos de conexión articulados mencionados anteriormente colocados regularmente con respecto al círculo de giro. Las distancias entre los puntos de conexión y el centro de rotación O (eje de rotación X) son iguales entre sí, así como los ángulos de cambio de fase vistos cruzando el círculo de giro. En el caso de ejemplo, se usan cuatro accionadores de cilindro con ángulos de cambio de fase de 90°.

55 El vector de radio del zarandeador se refiere a un vector R dibujado desde el centro de rotación O del zarandeador al punto de conexión excéntrico común P de los accionadores. Vectores de palanca efectiva r_1 , r_2 , r_3 y r_4 (vector r_n) de los accionadores se refieren al vector más corto dibujado desde el centro de rotación O del zarandeador a la línea recta de la fuerza efectiva del accionador, dicho vector está así en un ángulo recto con la línea recta de la fuerza efectiva generada por el accionador. En la figura 10, los accionadores 50 y 52 están en sus extremos inferiores y superiores de carrera, de modo que sus vectores de palanca efectiva son vectores cero.

60 Se acepta que la longitud del vector de palanca efectiva del accionador es positiva cuando la fuerza de propulsión o positiva generada por el accionador genera un momento positivo (sentido antihorario) al zarandeador. Así, el punto de conexión P está en la mitad derecha del círculo de rotación, visto desde el punto de conexión del accionador. De

manera correspondiente, se acepta que la longitud del vector de palanca efectiva es negativa cuando la fuerza positiva (de propulsión) generada por el accionador correspondiente a él genera un momento negativo al zarandeador (sentido horario). Así, el punto de conexión P está en la mitad izquierda del círculo de rotación, visto desde el punto de conexión del accionador. En este documento, la palanca efectiva del accionador se refiere a la longitud del vector de palanca efectiva. Los accionadores 50, 51, 52, y 53 generan los únicos vectores de fuerza F1, F2, F3, y F4, respectivamente. La dirección de los vectores de fuerza es paralela a un segmento de línea dibujado desde el punto de conexión de cada accionador el punto efectivo P del zarandeador, sin embargo, de tal manera que la dirección de la fuerza efectiva puede ser propulsora o tractora, esto es, positiva o negativa. El vector resultante de fuerza F_{tot} se refiere al vector suma de los vectores de fuerza generados por los únicos accionadores.

La palanca efectiva relativa del accionador se refiere a la relación entre la longitud del vector de palanca efectiva y el valor máximo de la longitud del vector de palanca efectiva. Así, para la palanca efectiva relativa de cada accionador, se aplica lo siguiente:

$$f_{rel_n} = \frac{|\vec{f}_n|}{|\vec{f}_{max_n}|}$$

El valor numérico de la variable se vuelve cero cada vez que el accionador está en sus centros muertos y recibe el valor +1 o -1 cuando la palanca está en su longitud máxima en la dirección positiva o negativa. Las longitudes máximas de la palanca ocurren en puntos donde la línea recta de acción de la fuerza del accionador toca la tangente del círculo de rotación del punto efectivo P del zarandeador.

A continuación se tratará el sistema de control de la motobomba digital y su principio de funcionamiento.

El control relativo cada único accionador del dispositivo es generado al multiplicar el control relativo del momento del impulsor giratorio por la longitud de la palanca efectiva relativa de dicho accionador. En el caso de ejemplo, la intención es producir un momento positivo; en otras palabras, la dirección del momento es en sentido antihorario. Cuando los dos accionadores 50 y 52 colocados opuestos entre sí están en sus centros muertos, los otros dos accionadores 51 y 53 se colocan simétricamente como imágenes reflejadas entre sí con respecto al vector de radio R del zarandeador. Así, las palancas efectivas r1 y r3 de los accionadores 50 y 52 también se reflejan con respecto al vector de radio R; esto es, son iguales en longitud pero tienen signos opuestos, en donde los vectores de fuerza F1 y F3 se escalan igualmente largos relativamente entre sí y se colocan simétricamente con respecto a un segmento de línea vertical dibujado a través del punto P. Así, el vector de fuerza resultante F_{tot} se vuelve vertical, esto es, se coloca en un ángulo recto con el vector de radio R del zarandeador. En los centros muertos de los accionadores 51 y 53, los vectores de fuerza de dichos accionadores son vectores cero, porque sus palancas efectivas r2 y r4 son vectores cero, según lo cual los vectores de fuerza se escalan.

A medio camino entre los centros muertos, los accionadores 50 y 53 se colocan simétricamente entre sí con respecto al vector de radio R, así como los accionadores 51 y 52. Así, las palancas efectivas r2 y r3 también se reflejan con respecto al vector de radio R, así como los vectores de palanca r1 y r4. Así, el vector suma de las fuerzas F2 y F3 se colocan en paralelo con la tangente del círculo de rotación del punto efectivo P del zarandeador 35, así como el vector suma de las fuerzas F1, y F4. Así, el vector resultante total también es paralelo a la tangente del círculo de rotación del punto P, esto es, en un ángulo recto con el vector de radio del zarandeador.

Se encuentra que el vector resultante de fuerza F_{tot} está en un ángulo recto con el vector de radio R del zarandeador también con otros valores de rotación. A partir de esto, se puede concluir que en este método de escalado, el vector de fuerza resultante F_{tot} siempre está en un ángulo casi recto con el vector de radio R, en tanto que los accionadores funcionen en sus intervalos lineales.

La motobomba hidráulica digital se puede usar en un sistema hidráulico digital así como, con limitaciones, en un sistema hidráulico convencional, como impulsor de motor controlado por momento o por fuerza que también devuelve la energía cinética vinculada al mecanismo nuevamente al sistema hidráulico, si es necesario.

La motobomba hidráulica digital también se puede usar como bomba hidráulica controlada por pQ (p = presión, Q = flujo volumétrico), si es necesario. Así, el momento generado por los cilindros se establece en sentido opuesto al momento dirigido sobre el mecanismo desde el exterior. La utilización de las áreas efectivas de los cilindros hace posible controlar la presión, el flujo volumétrico, el momento de impulsión y el control de salida. En el uso en bomba, el flujo volumétrico y la presión máxima generados por el dispositivo son proporcionales a la superficie efectiva y de ese modo también al momento de impulsión. De esta manera, es posible optimizar, por ejemplo, el intervalo de funcionamiento del motor de combustión que impulsa la bomba, para lograr la mejor eficiencia posible.

Si la motobomba se usa como bomba hidráulica en el sistema hidráulico digital, esto puede requerir que la motobomba también sea conectada a un tanque por medio de interfaces de control separadas. Las figuras 13a y 13b ilustran la conexión de una motobomba digital a un sistema de, por ejemplo, la figura 11. La conexión se hace a

subcircuitos o circuitos de carga.

La optimización de ahorro de energía de las tensiones iniciales se puede implementar de la misma manera que en el dispositivo giratorio presentado anteriormente. Cuando se controla la motobomba digital, la combinación de controles de los accionadores para producir un momento cero se puede seleccionar cualquier valor de control con los que la suma de momentos calculados para cada accionador es cero. De esta manera, este tipo de intervalo de control de cada accionador, en el que el accionador realiza el número de cambios de estado más grande, se puede seleccionar de la manera deseada. El control de cuatro accionadores en la motobomba digital se puede implementar, entre otras cosas, convirtiendo el control relativo del momento directamente al control de los accionadores, pero de tal manera que el signo del control se cambia en los extremos superior e inferior de la carrera del accionador. De esta manera, se tiene cuidado de que el control relativo positivo del momento genere producción de fuerza a un único accionador, produciendo un momento positivo en el mecanismo. Los cuatro accionadores también pueden ser controlados de tal manera que el control relativo del momento se escala al control del accionador, en proporción a la palanca relativa efectiva del accionador. Además, la variable usada para escalar el control de un único accionador también puede ser otra variable calculada sobre la base de la rotación, por medio de dicha variable la intención es mantener el vector suma de las fuerzas producidas por los cilindros en un ángulo recto con el vector de radio del zarandeador.

Convertidor de presión hidráulica digital y convertidor de presión de bomba

La figura 11 muestra un convertidor de presión hidráulica digital 112. Una implementación simple del convertidor de presión se muestra en la figura 15, en la que el convertidor de presión comprende dos accionadores de cilindro de doble efecto y doble cámara conectados entre sí opuestos entre sí, en donde los vástagos de pistón están interenlazados. Los vástagos de pistón combinados constituyen la parte móvil. Preferiblemente, los revestimientos exteriores de los accionadores de cilindro también están interenlazados. Las relaciones de las áreas efectivas de las cámaras de trabajo se seleccionan de la siguiente manera: $A1:B1:A2:B2 = 2:1:2:1$. El convertidor de presión de la figura 16 comprende dos accionadores de cilindro de doble efecto y cuatro cámaras, en los que las relaciones de las áreas efectivas de las cámaras de trabajo se seleccionan de la siguiente manera: $A1:B1:C1:D1 = A2:B2:C2:D2 = 8:4:2:1$. Según el ejemplo de la figura 14, los accionadores de cilindro también pueden ser diferentes, en donde las relaciones de las áreas efectivas de las cámaras de trabajo también se pueden seleccionar de la siguiente manera: $A1:B1:A2:B2 = 8:4:2:1$. Cada accionador de cilindro del convertidor de presión puede consistir de una unidad de una o múltiples cámaras, cuyas partes móviles se interenlazan mecánicamente ya sea en paralelo o de manera anidada de modo que se realizan las áreas efectivas deseadas y sus relaciones mutuas. Preferiblemente, las etapas de fuerza generadas son iguales en tamaño.

El convertidor de presión funciona de tal manera que el primer accionador se usa para seleccionar una suma de fuerzas adecuada a generar dentro del intervalo de las presiones de los circuitos de carga acoplados al accionador, mediante dicha suma de fuerzas es posible realizar la transferencia de energía necesaria entre los circuitos de carga acoplados al segundo accionador, y con bajas pérdidas de energía. El primer accionador ejerce dicha suma de fuerzas a la parte móvil de dicho accionador, y el segundo accionador genera una fuerza en sentido opuesto pero con una magnitud ligeramente diferente a la parte móvil de dicho accionador, que permite el movimiento del pistón. Cuando la parte móvil del accionador se aproxima al extremo del accionador, los acoplamientos de los circuitos de carga se intercambian entre sí de modo que se cambia la dirección de movimiento pero se mantienen las relaciones de conversión entre los circuitos de carga. En el ejemplo de la figura 16, el circuito de carga AP1 se acopla en lugar del circuito de carga AP1a, y el circuito de carga BP1 se acopla en lugar del circuito de carga BP1a. El intercambio se lleva a cabo por medio de una interfaz de control separada y su válvula o válvulas de control. En la figura 15, la referencia P1 corresponde al circuito AP1, la referencia P2 corresponde al circuito AP2, y la referencia P1a corresponde al circuito AP1a, la referencia P2a corresponde al circuito AP2a.

A continuación se tratará un ejemplo de una situación de control, en la que se usa el convertidor de presión para realizar una conversión que quintuplica la presión. Se supone que el convertidor de presión aplica dos accionadores de cilindro presentados acoplados opuestos entre sí y que tienen cuatro cilindros. Se supone que la presión del circuito BP1 acoplado al primer accionador es aproximadamente 0 MPa y la presión del circuito AP1 es aproximadamente 10 MPa. Se supone que la presión del circuito BP1a acoplado al segundo accionador es aproximadamente 0 MPa y la presión del circuito AP1a está ligeramente por debajo de 50 MPa. Ahora es posible transferir energía desde los circuitos de carga a presiones inferiores al circuito AP1a, de la siguiente manera: un movimiento de pistón para extender el primer accionador se genera al acoplar el control del primer accionador para que sea $u\%=15$ y el control del segundo accionador para que sea $u\%=7$, en donde la relación entre las áreas efectivas de las cámaras de trabajo acopladas a los dos presiones más alta se vuelve 5:1. De manera correspondiente, un movimiento de pistón opuesto se genera al acoplar el control del primer accionador para que sea $u\%=0$ y el control del segundo accionador para que sea $u\%=4$, en donde la relación entre dichas áreas se vuelve $-5/-1 (=5/1)$. De manera correspondiente, la conversión de presión se puede realizar en ambos sentidos de movimiento con también otras relaciones de conversión logradas por dicho accionador, que caen dentro del intervalo de 1:5 a 5:1.

Relaciones de conversión más altas únicamente se logran de manera discontinua, esto es, solamente cuando se mueven en uno de los dos sentidos. La relación de conversión máxima lograda en ambos sentidos de movimiento se

determina por la relación entre la suma de las áreas efectivas que hacen el accionador más corto y el área efectiva más pequeña que hace el accionador más corto, que es, en este caso, $(4+1)/1 = 5/1$.

5 Los intervalos de producción de fuerzas de dichos accionadores debe ser al menos parcialmente el mismo, de modo que la suma de fuerzas efectivas en la parte móvil se puede mantener suficientemente pequeñas, por lo que también se evita estrangulación del medio presurizado y no se consume energía innecesariamente.

10 Si el punto inicial es que ciertos circuitos de carga, por ejemplo AP1 y BP1, siempre están acoplados solamente al primer accionador del convertidor de presión, y otros ciertos circuitos de carga, por ejemplo AP1a y BP1a, siempre están acoplados solamente al segundo accionador del convertidor de presión, es posible realizar una conversión eficiente en energía solamente en este tipo de intervalo de producción de fuerza común a dichos accionadores, en el que las fuerzas de los accionadores pueden compensarse aproximadamente entre sí.

15 Si se desea hacer que el convertidor de presión utilice un intervalo de conversión más grande simétricamente en ambos sentidos de movimiento, esto se puede realizar con un acoplamiento que en la conversión de presión permita usar únicamente fuerzas que extienden el accionador. Esta clase de un acoplamiento se usa para intercambiar los circuitos de carga llevados al accionadores entre sí. En los ejemplos de las figuras 17 y 18, esto significa que el circuito de carga AP1 se acopla en lugar del circuito de carga AP1a, y el circuito de carga BP1 se acopla en lugar del circuito de carga BP1a. De manera correspondiente, el circuito de carga AP1a se acopla en lugar del circuito de carga AP1, y el circuito de carga BP1a se acopla en lugar del circuito de carga BP1. El intercambio tiene lugar por medio de una válvula de control o sistema de válvula separados, por ejemplo una válvula direccional de cuatro vías posicionada en dos, según el circuito de control 125 de la figura 18, o como alternativa por medio de una conexión en cruz con válvulas de activación/desactivación, según el circuito de control 126 de la figura 17. Con el intercambio, se mantiene la relación de conversión del convertidor de presión, independientemente de la dirección de movimiento de la parte móvil. Así, los intervalos de producción de fuerzas de los accionadores no necesitan cortarse entre sí para realizar una conversión de presión eficiente en energía.

30 Además, se obtienen más relaciones de conversión del convertidor de presión y combinaciones de acoplamiento de los circuitos de carga con un acoplamiento en el que entre cada cámara y cada circuito de carga se proporciona una posibilidad de acoplamiento, esto es, una interfaz de control separada. Por medio de este tipo de circuito de control, cualquier circuito de medio presurizado comprendido en el sistema se puede acoplar a cualquier cámara de trabajo de cualquier accionador, en donde la energía se puede transferir utilizando una única relación de conversión (1:1) desde un circuito de presión a otro circuito de presión y, utilizando varias relaciones de conversión alternativas diferentes, desde dos o más circuitos de presión a uno o más otros circuitos de presión, o desde uno o más circuitos de presión a dos o más otros circuitos de presión, o desde dos o más circuitos de presión a dos o más otros circuitos de presión.

40 Al acoplar el convertidor de presión a una fuente de energía externo, es posible transferir energía mecánica externa a los circuitos de carga en forma de energía hidráulica. Por ejemplo, en la parte móvil es efectiva energía cinética directamente o por medio de una parte conectada a ella y genera un movimiento de bombeo preferiblemente en vaivén que, por medio del pistón del accionador de cilindro, genera la presión del medio presurizado en la cámara de trabajo. La energía hidráulica se puede almacenar además en una unidad de carga de energía o utilizarse de otras maneras o en otros accionadores.

45 La invención no se limita solamente a los ejemplos presentados anteriormente, pero se puede aplicar dentro del alcance de las reivindicaciones anexas.

REIVINDICACIONES

1. Un sistema de medio presurizado, que comprende:

- 5 - al menos un accionador (23) o unidad accionadora configurados para generar sumas de fuerzas (F_{cyl}) efectivas sobre una carga;
- al menos dos cámaras de trabajo que funcionan por el principio de desplazamiento y ubicadas en dicho accionador o unidad accionadora, las al menos dos cámaras de trabajo incluyen al menos dos cámaras de trabajo predeterminadas (19, 20, 21, 22);
- 10 - al menos un circuito de carga de una presión más alta (AP, AP1, APi), que es una fuente de energía hidráulica que puede producir y recibir un flujo volumétrico a un primer nivel de presión predeterminado;
- al menos un circuito de carga de una presión más baja (BP, BP1, BPi), que es una fuente de energía hidráulica que puede producir y recibir un flujo volumétrico a un segundo nivel de presión predeterminado; y
- 15 - un circuito de control (40) configurado para acoplar al menos uno de dichos circuitos de carga de presión más alta (AP, AP1, APi) y al menos uno de dichos circuitos de carga de presión más baja (BP, BP1, BPi) por turnos a cada cámara de trabajo predeterminada (19, 20, 21, 22);
- al menos un controlador (24) para control de dichas sumas de fuerzas generadas por dicho accionador o unidad accionadora;

20 **caracterizado por que:**

- el circuito de control (40) comprende, para cada cámara de trabajo predeterminada (19, 20, 21, 22), una primera interfaz de control controlable (9, 11, 13, 15) configurada para abrir y cerrar una primera conexión al
- 25 circuito de carga de una presión más alta (AP, AP1, APi), y una segunda interfaz de control controlable separada (10, 12, 14, 16) configurada para abrir y cerrar una segunda conexión al circuito de carga de una presión más baja (BP, BP1, BPi);
- en donde la primera interfaz de control controlable y la segunda interfaz controlable comprenden, cada una, una válvula de cierre controlada en activación/desactivación o varias válvulas de cierre controladas en
- 30 activación/desactivación conectadas en paralelo;
- en donde cada cámara de trabajo predeterminada (10, 20, 21, 22) puede generar componentes de fuerza (FA, FB, FC, FD) que corresponden al primer nivel de presión predeterminado y el segundo nivel de presión predeterminado del al menos un circuito de carga de una presión más alta (AP, AP1, APi) y el al menos un
- 35 circuito de carga de una presión más baja (BP, BP1, BPi) para acoplarse a cada cámara de trabajo predeterminada; y
- en donde cada componente de fuerza se configura para generar al menos una de dichas sumas de fuerzas en combinación con las componentes de fuerza generadas por las otras cámaras de trabajo predeterminadas;
- en donde dicho controlador se configura para controlar dicho circuito de control (40) sobre la base de una
- 40 entrada que es un valor de pauta (31) para una suma de fuerzas a generar, aceleración de la carga, velocidad de la carga o posición de la carga; y
- en donde dicho al menos un controlador se configura además para controlar, en cada momento de tiempo, las interfaces de control controlables primera y segunda de dicho circuito de control (40) de tal manera que las
- componentes de fuerza generadas generan una de dichas sumas de fuerzas correspondientes o relacionadas de cerca con dicho valor de pauta (31).

45 2. El sistema según la reivindicación 1, **caracterizado por que** al menos dos de dichos circuitos de carga (AP, AP1, APi, BP, BP1, BPi) pueden recibir un flujo volumétrico de la cámara de trabajo predeterminada, a la que se acopla el circuito de carga para generar una componente de fuerza.

50 3. El sistema según la reivindicación 1 ó 2, **caracterizado por que** dicho accionador (23) o unidad accionadora se configuran para controlar la carga (L) por medio de dichas sumas de fuerzas, que son variables, en donde para dicho control y en cada momento de tiempo, se selecciona una de dichas componentes de fuerza para uso por parte de cada cámara de trabajo predeterminada.

55 4. El sistema según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, **caracterizado por que** el circuito de control (40) comprende una serie de interfaces de control que se configuran para suministrar energía hidráulica de los circuitos de carga a las cámaras de trabajo predeterminadas sustancialmente sin pérdida.

60 5. El sistema según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4, **caracterizado por que** dicho circuito de control (40) se configura para acoplar el primero de los circuitos de carga a una de dichas cámaras de trabajo predeterminadas, para el suministro de energía hidráulica, y simultáneamente para acoplar un segundo de dichos circuitos de carga a otra de dichas cámaras de trabajo predeterminadas, para devolver un flujo volumétrico simultáneamente a dicho segundo circuito de carga.

65 6. El sistema según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 5, **caracterizado por que** dicho accionador o unidad accionadora se configuran como unidad de carga de energía, en la que la energía hidráulica de uno cualquiera de

dichos circuitos de carga se puede convertir en energía potencial a almacenar, y de los que, si es necesario, dicha energía potencial almacenada se puede convertir nuevamente en energía hidráulica para uno cualquiera de dichos circuitos de carga.

- 5 7. El sistema según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 6, **caracterizado por que** cada uno de dichos circuitos de carga comprende un acumulador de presión (17, 18).
8. El sistema según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 7, **caracterizado por que** el sistema también comprende:
- 10 al menos una unidad de bomba (111) que utiliza medio presurizado y produce energía hidráulica; y un sistema de válvula de control y seguridad (124) configurado para acoplar dicha unidad de bomba a dichos circuitos de carga, uno o más al mismo tiempo, ya sea para suministrar energía hidráulica a uno o más circuitos de carga, o para recibir medio presurizado de uno o más circuitos de carga, o para realizar estas dos
- 15 operaciones al mismo tiempo.
9. El sistema según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 8, **caracterizado por que** las relaciones de las áreas efectivas de dichas cámaras de trabajo predeterminadas siguen la serie NM, en la que N es el número de dichos circuitos de carga, M es el número de dichas cámaras de trabajo predeterminadas, y ambos N y M son enteros.
- 20 10. El sistema según la reivindicación 1, **caracterizado por que** en dicho controlador se almacenan estados de dicho circuito de control (40), cada uno de los estados representa los acoplamientos de dicho circuito de control para generar una suma de fuerzas, en donde dicho controlador se configura para establecer los estados del circuito de control en este tipo de orden que corresponde proporcionalmente a un orden de magnitud de las sumas de fuerzas a
- 25 generar; y en donde una salida de dicho controlador son valores de control (37, 39) para dar a dicho circuito de control para establecer dicho circuito de control en este tipo de estado que corresponde a dicho valor de pauta (31) en cada situación de carga.
11. El sistema según cualquiera de las reivindicaciones 1 ó 10, **caracterizado por que** en dicho controlador se almacenan estados de dichas cámaras de trabajo predeterminadas, cada uno de los estados representa los acoplamientos de las cámaras de trabajo predeterminadas para generar una suma de fuerzas, y los valores de control correspondientes a ellas, escalados en un orden que corresponde proporcionalmente a un orden de magnitud de las sumas de fuerzas a generar.
- 30 12. El sistema según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 11, **caracterizado por que** el sistema comprende además al menos un circuito de carga (MPi) de una presión intermedia, que es una fuente de energía hidráulica que puede producir y recibir un flujo volumétrico a un tercer nivel de presión predeterminado, en donde el circuito de carga (MPi) de una presión intermedia se configura para acoplarse a cada cámara de trabajo predeterminada.
- 35 13. El sistema según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 12, **caracterizado por que** dicho accionador o dicha unidad accionadora es un accionador (45) o una unidad accionadora de un dispositivo giratorio (41) para controlar el movimiento pivotante de la carga (L) acoplada a dicho dispositivo giratorio.
- 40 14. El sistema según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 13, **caracterizado por que** dicho accionador o dicha unidad accionadora s un accionador (50, 51, 52, 53) o una unidad accionadora de un dispositivo rotatorio para controlar la rotación de la carga acoplada a dicho dispositivo rotatorio.
- 45

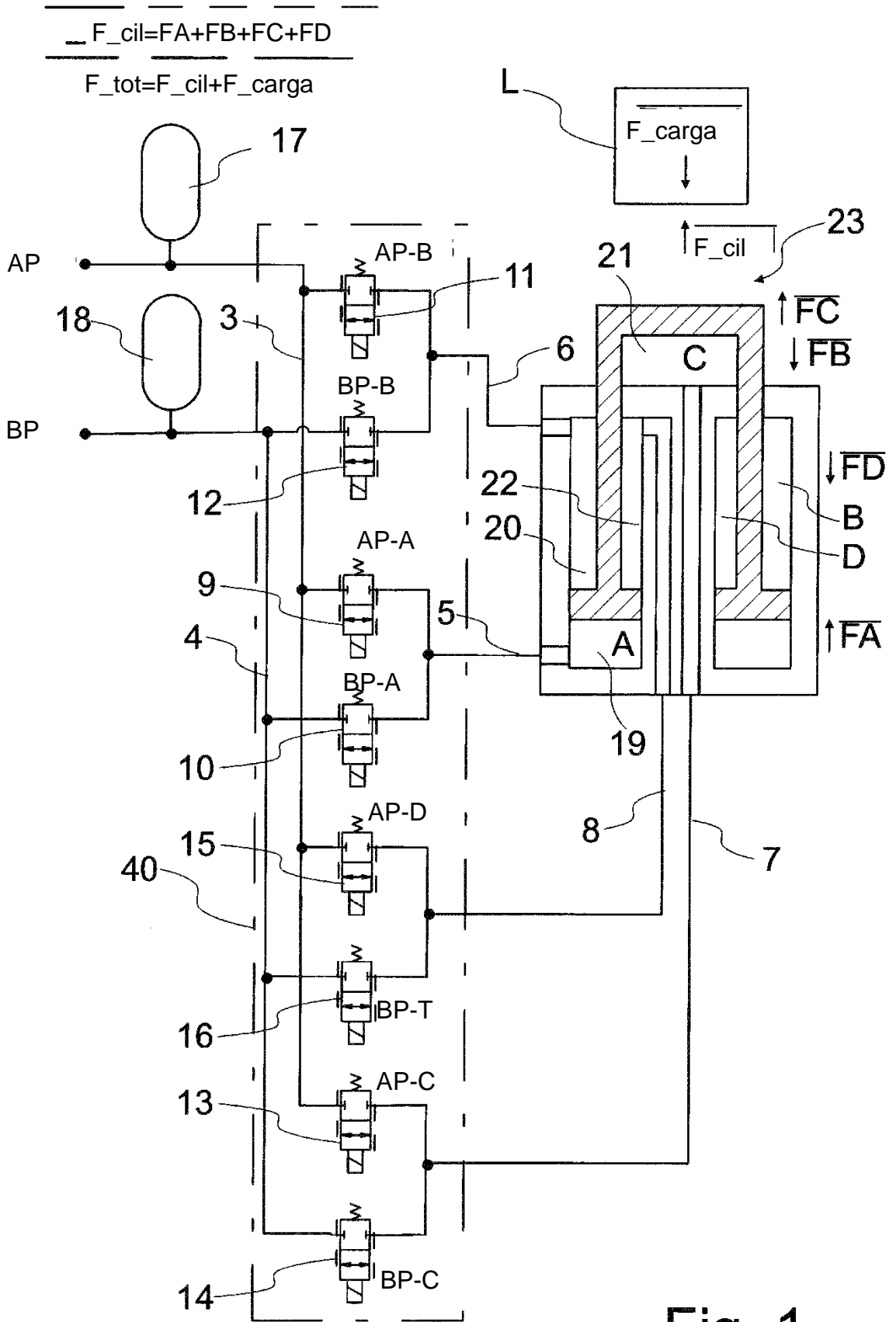


Fig. 1

Control	AP/BP				a/AP	a/bP	dec/bin									
	dec/bin						dec 0...255	A-T	P-A	B-T	P-B	C-T	P-C	D-T	P-D	
	dec	A	B	C												D
0	5	0	1	0	1	-5	10	153	1	0	0	1	1	0	0	1
1	4	0	1	0	0	-4	9	154	1	0	0	1	1	0	1	0
2	7	0	1	1	1	-3	8	149	1	0	0	1	0	1	0	1
3	6	0	1	1	0	-2	7	150	1	0	0	1	0	1	1	0
4	1	0	0	0	1	-1	6	169	1	0	1	0	1	0	0	1
5	0	0	0	0	0	0	5	170	1	0	1	0	1	0	1	0
6	3	0	0	1	1	1	4	165	1	0	1	0	0	1	0	1
7	2	0	0	1	0	2	3	166	1	0	1	0	0	1	1	0
8	13	1	1	0	1	3	2	89	0	1	0	1	1	0	0	1
9	12	1	1	0	0	4	1	90	0	1	0	1	1	0	1	0
10	15	1	1	1	1	5	0	85	0	1	0	1	0	1	0	1
11	14	1	1	1	0	6	-1	86	0	1	0	1	0	1	1	0
12	9	1	0	0	1	7	-2	105	0	1	1	0	1	0	0	1
13	8	1	0	0	0	8	-3	106	0	1	1	0	1	0	1	0
14	11	1	0	1	1	9	-4	101	0	1	1	0	0	1	0	1
15	10	1	0	1	0	10	-5	102	0	1	1	0	0	1	1	0

Fig. 2

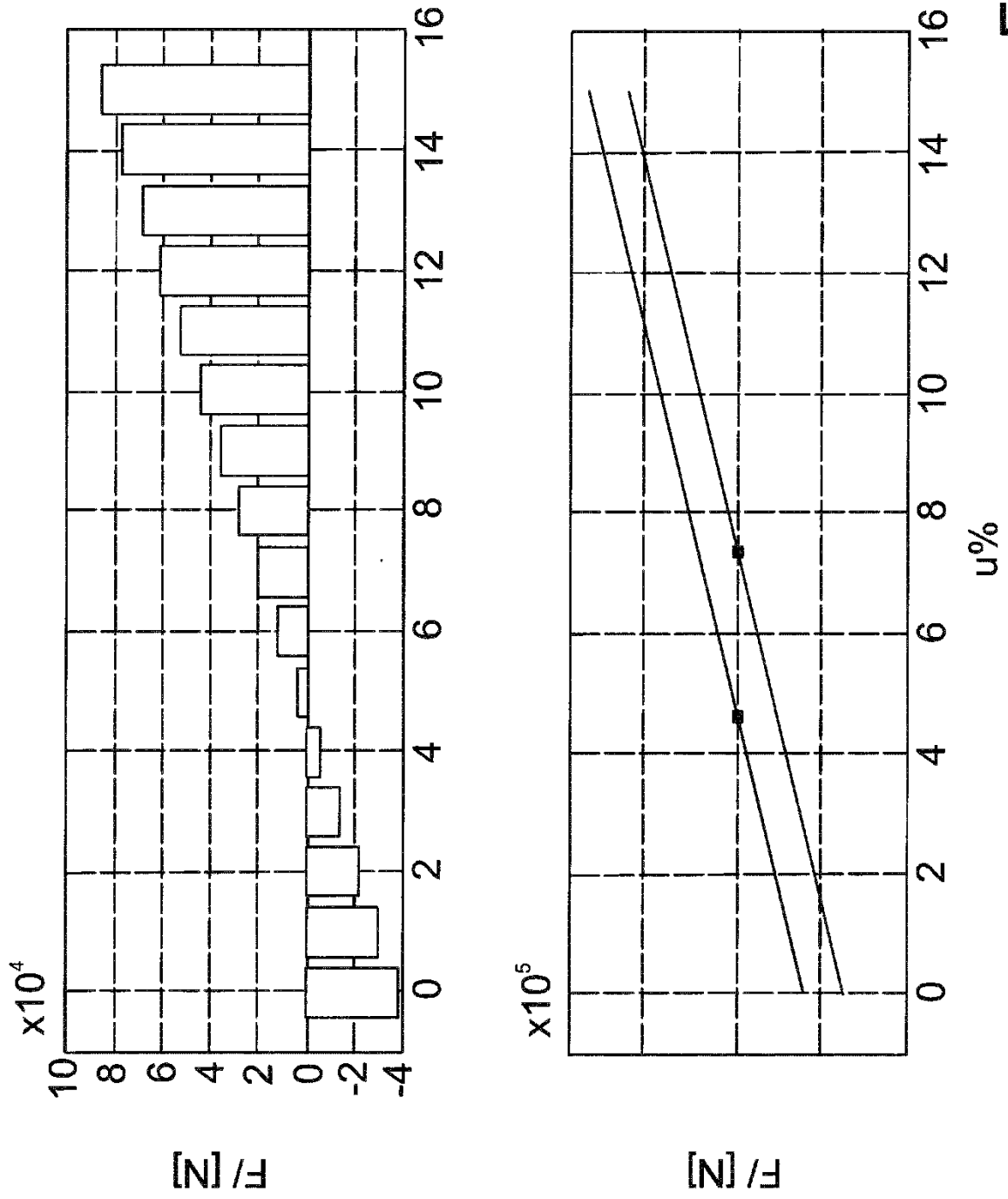


Fig. 3

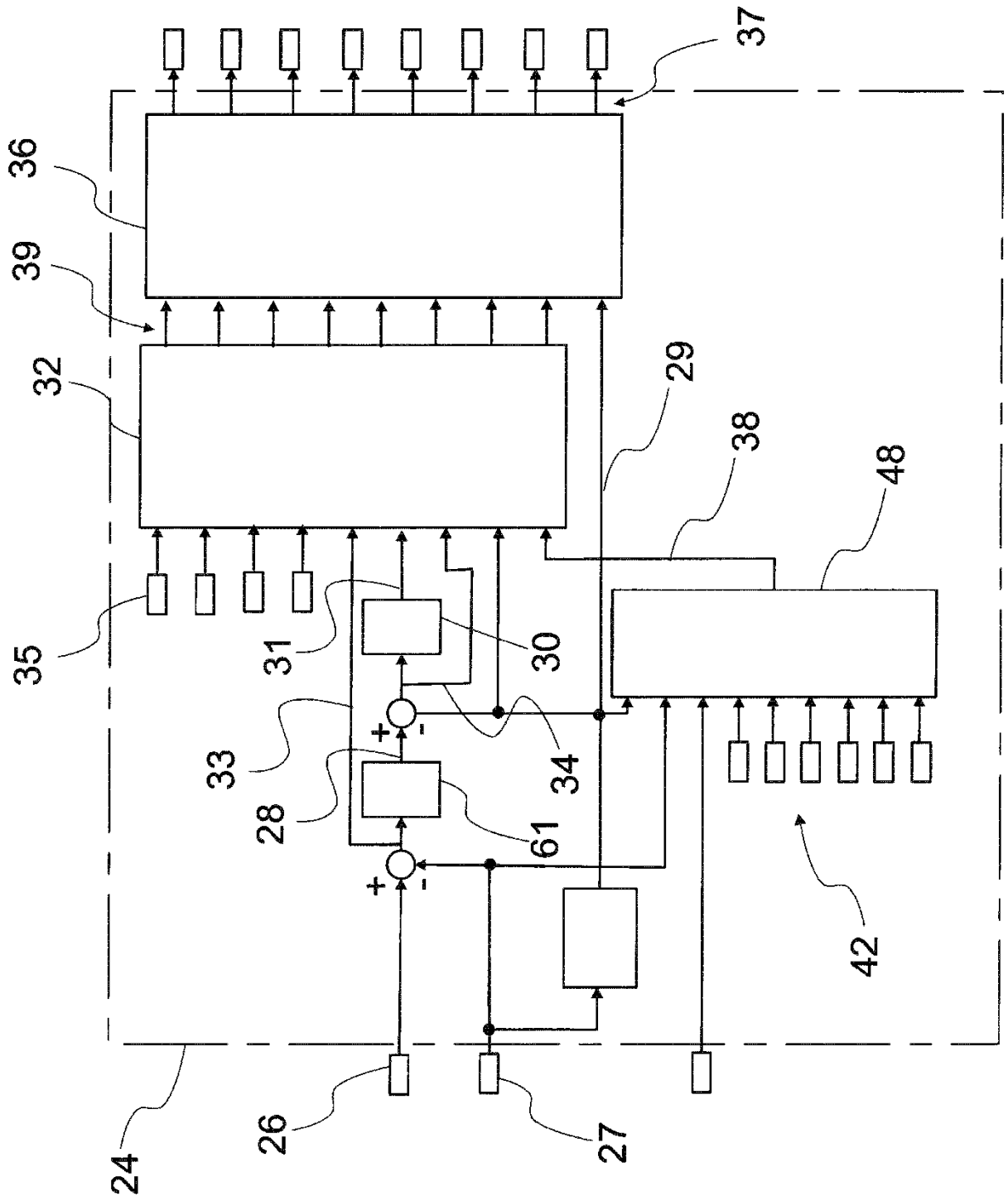


Fig. 5

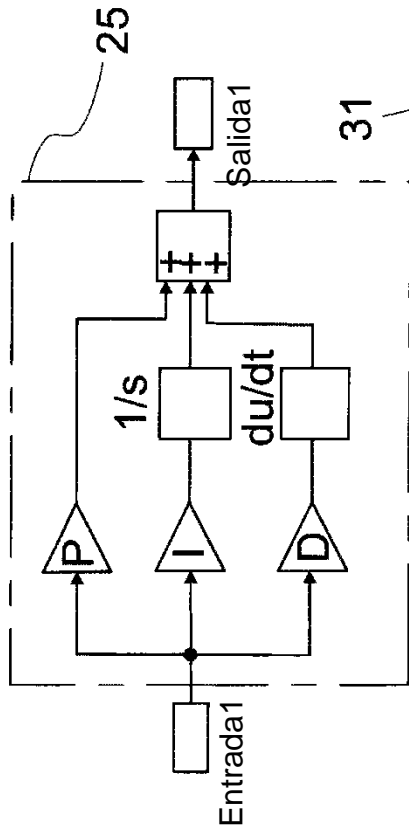


Fig. 4

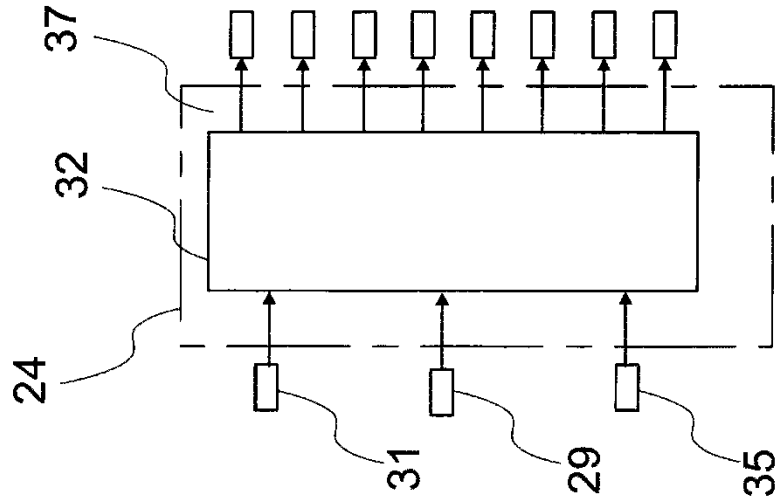


Fig. 7

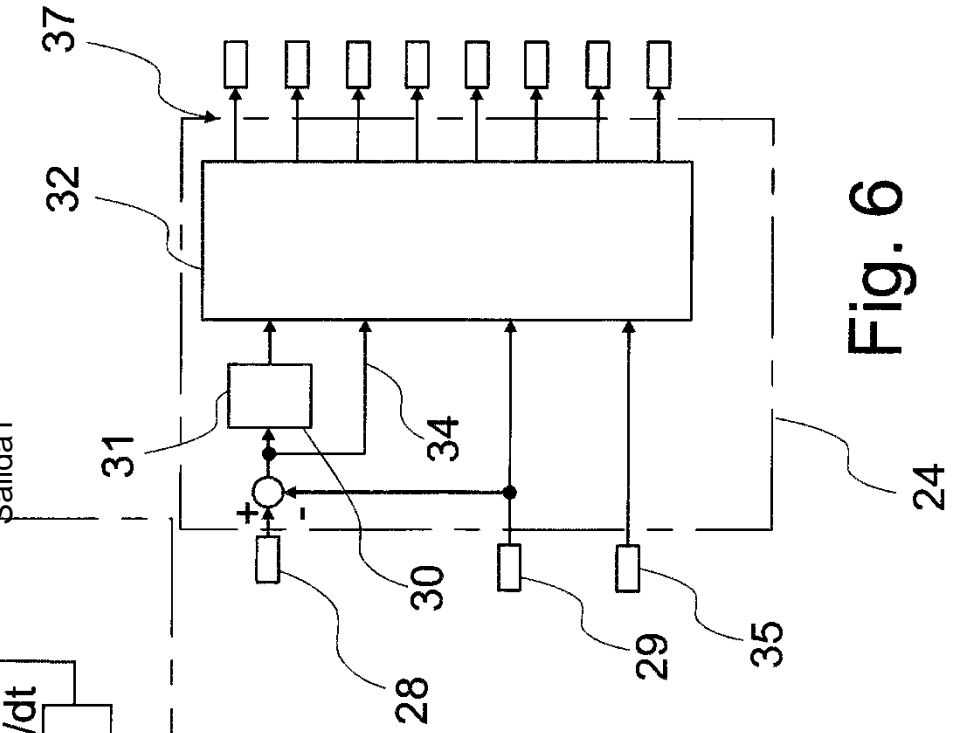


Fig. 6

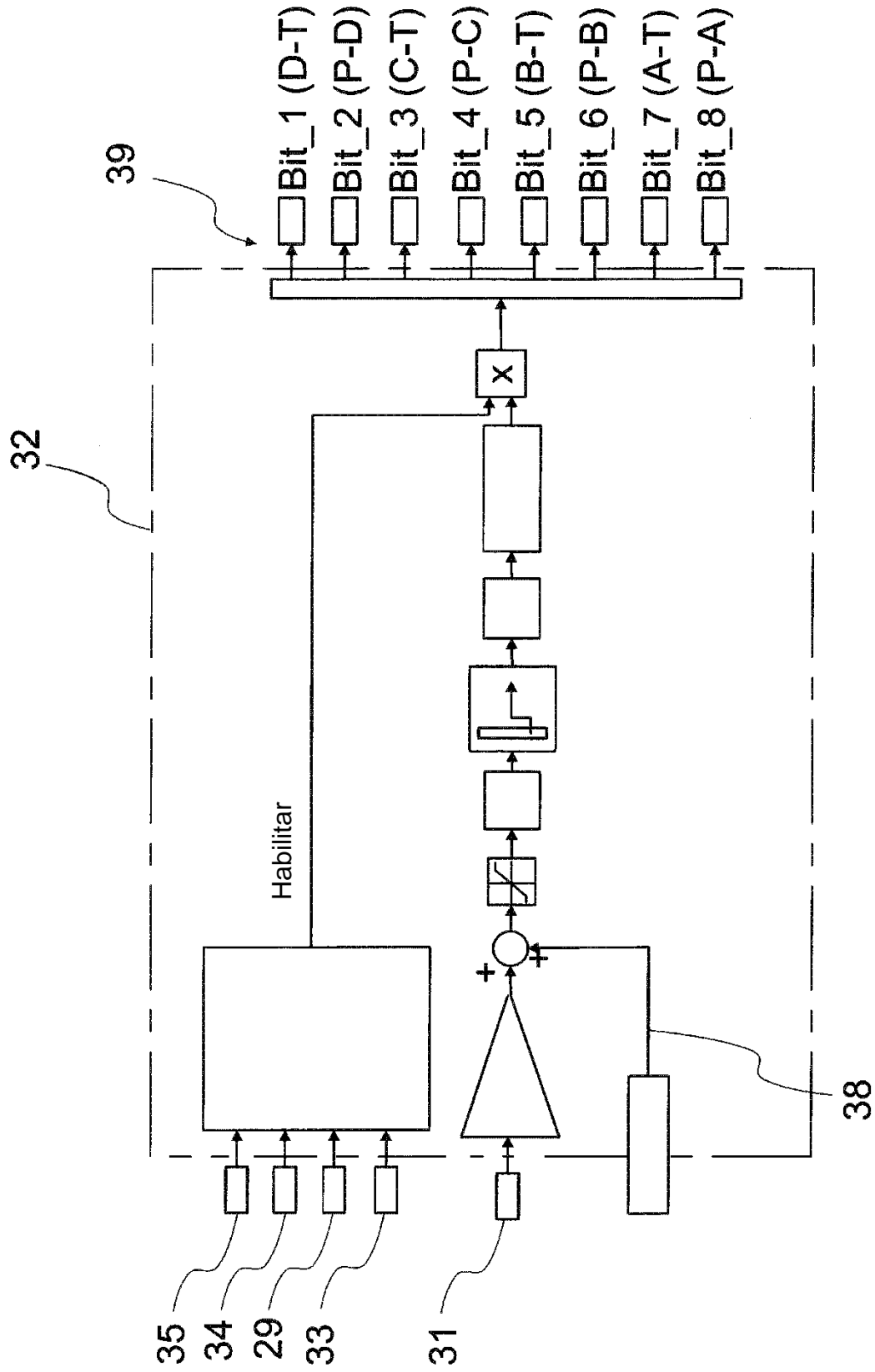


Fig. 8

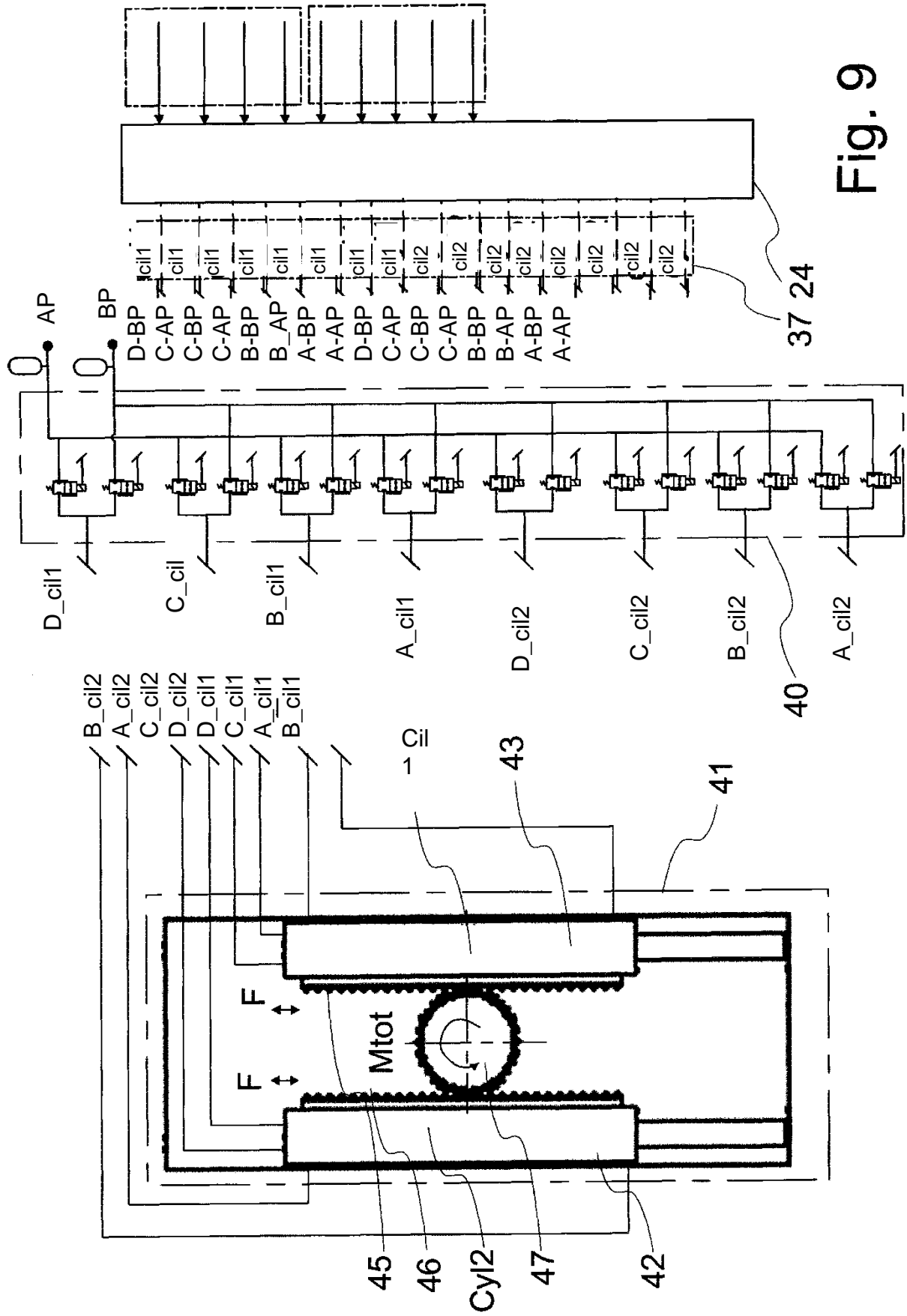


Fig. 9

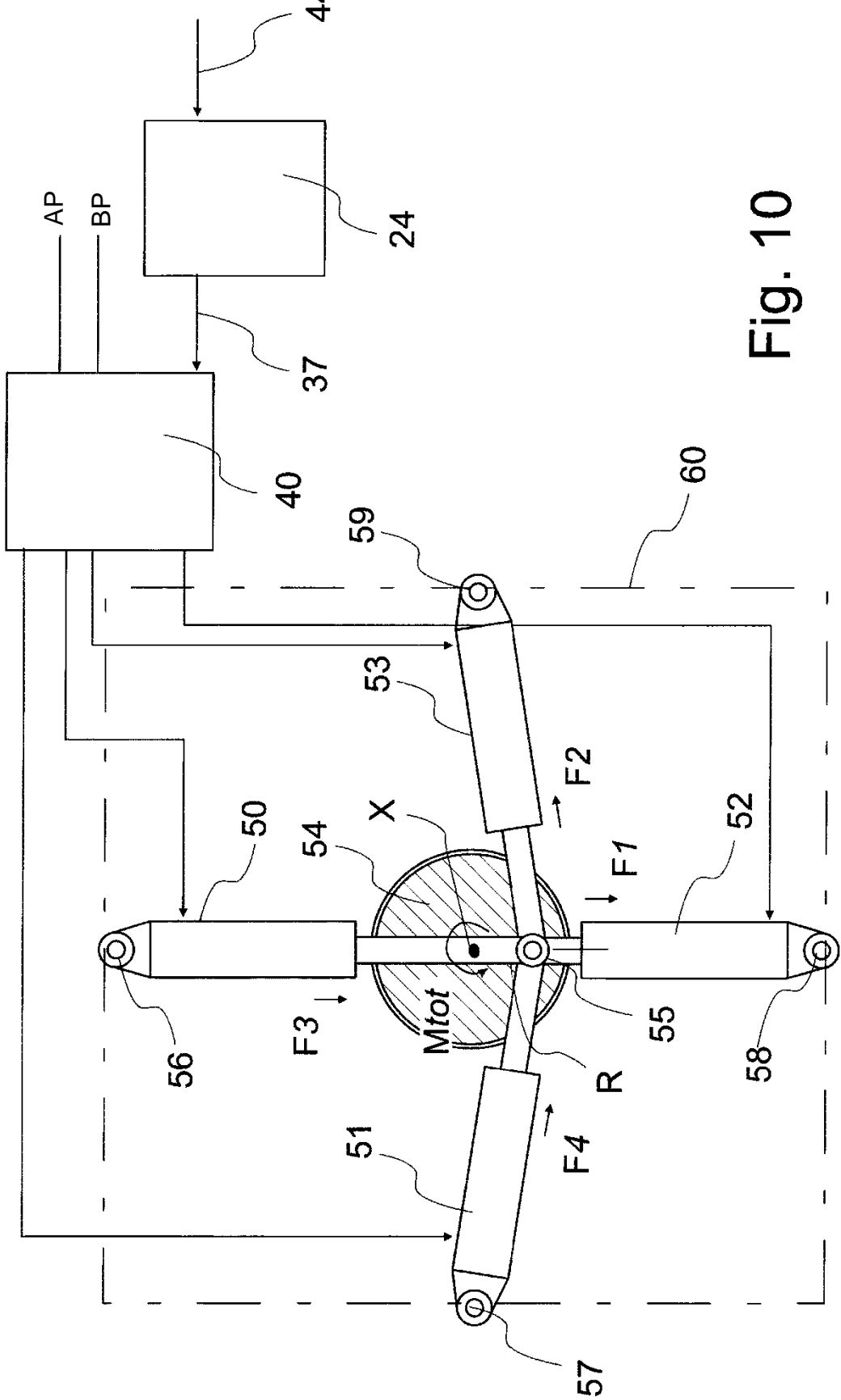


Fig. 10

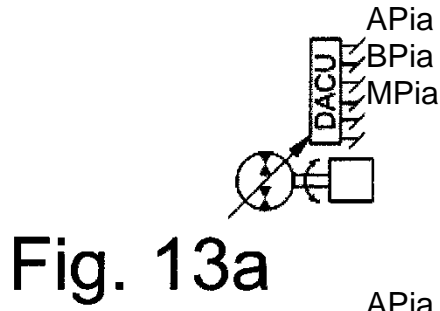


Fig. 13a

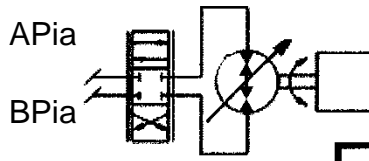


Fig. 13c

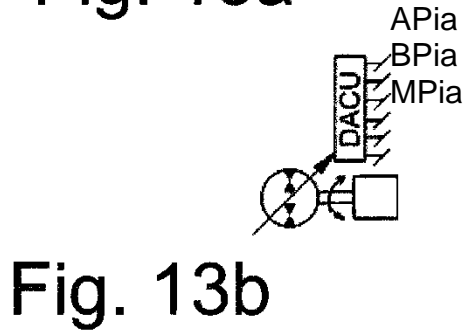


Fig. 13b

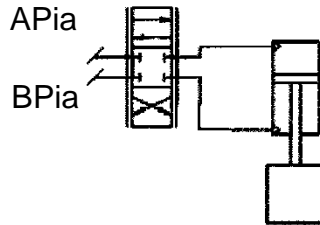


Fig. 13d

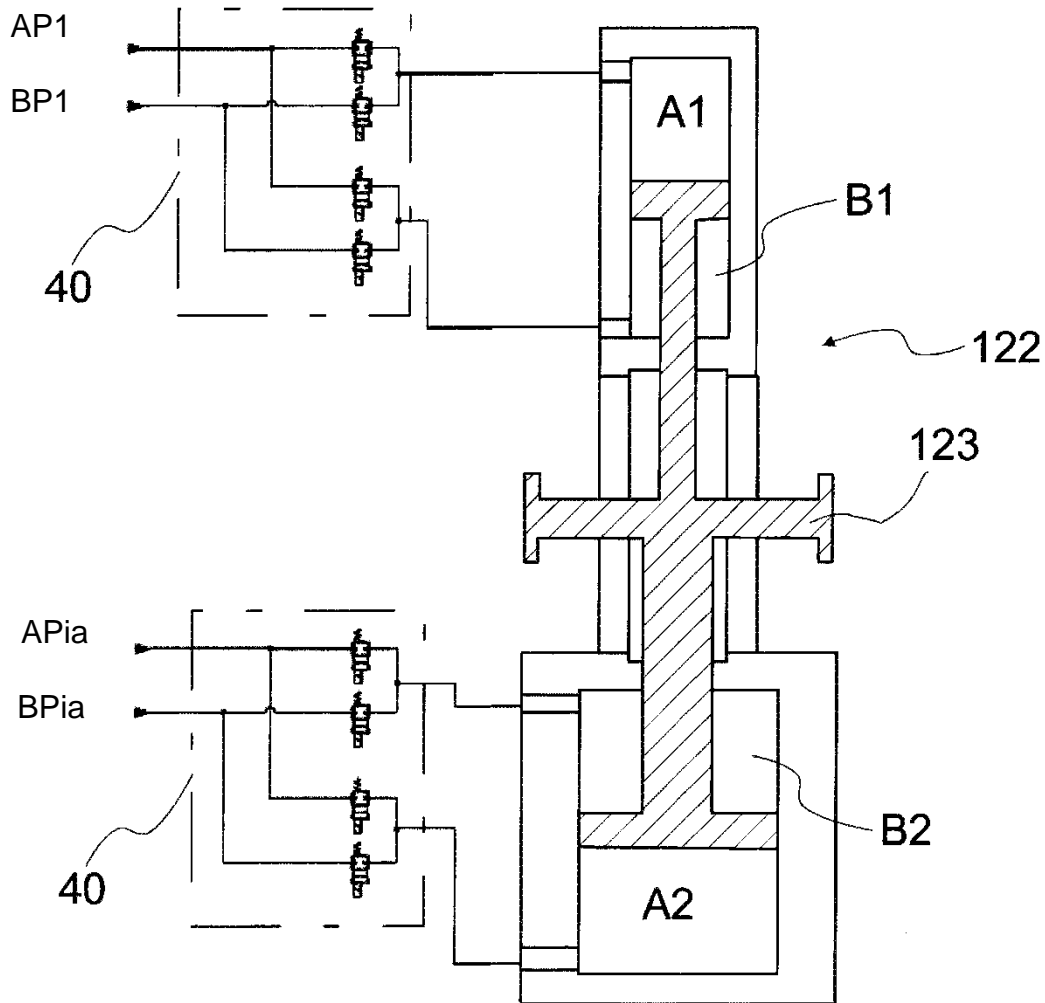


Fig. 14

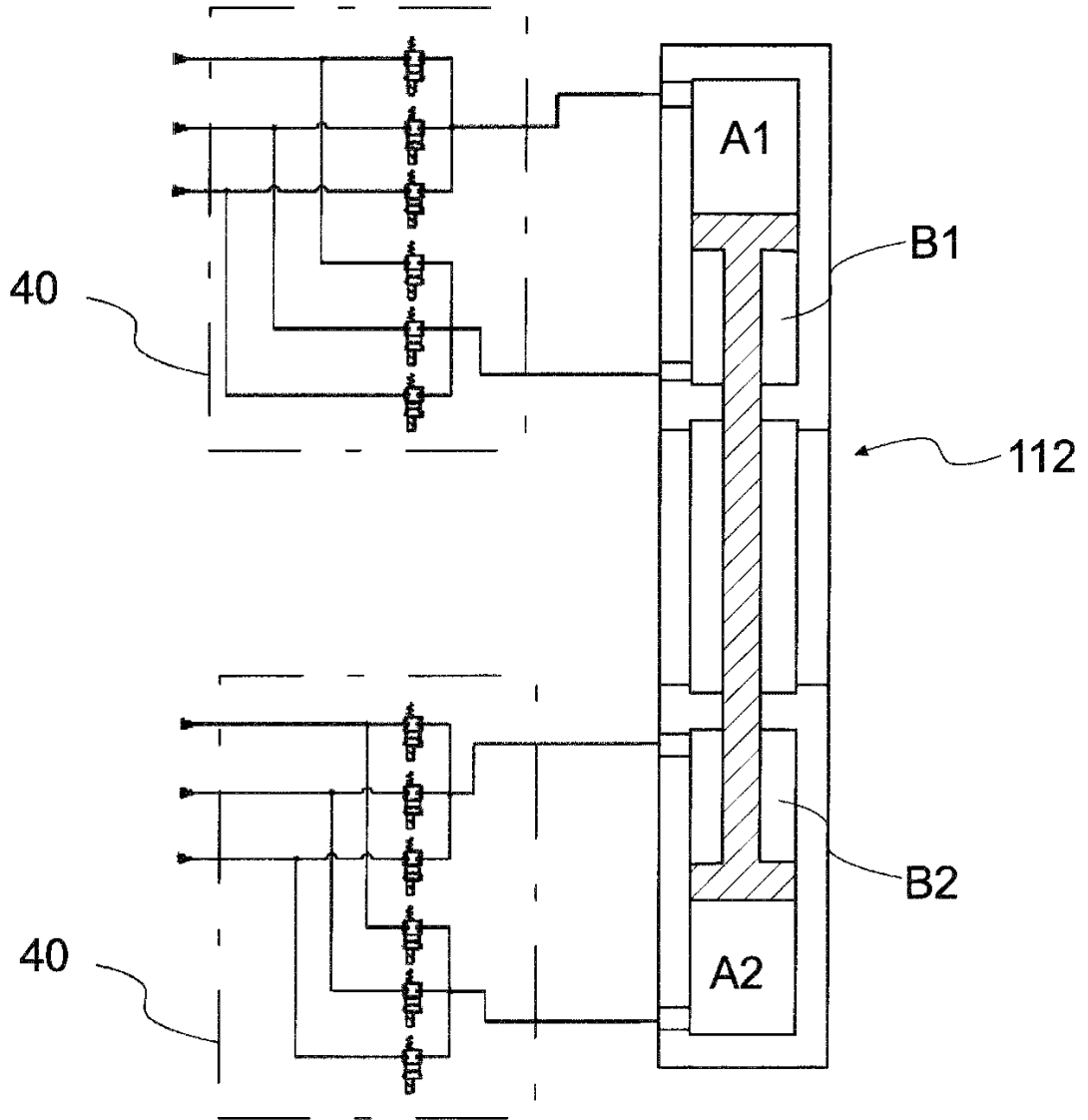


Fig. 15

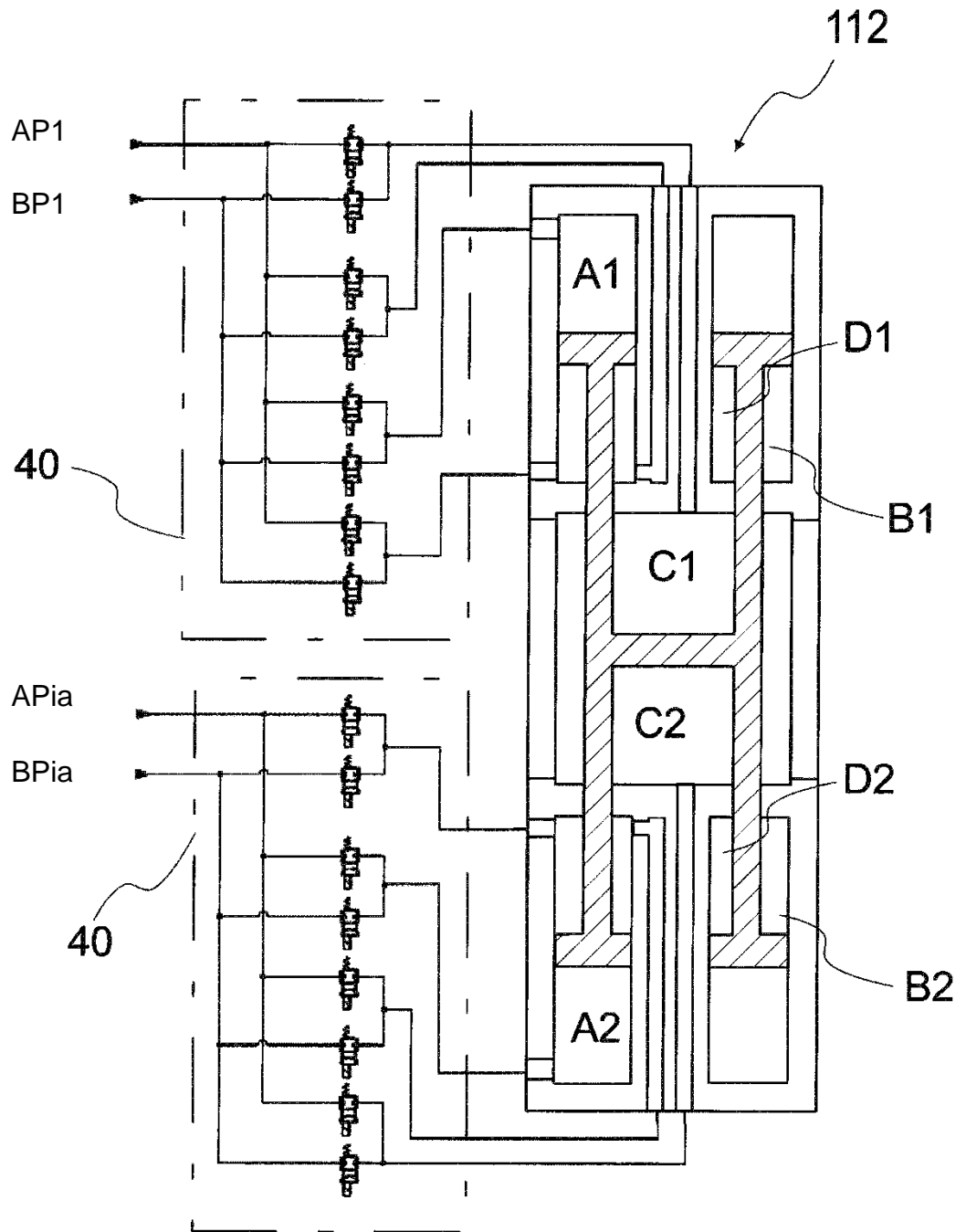


Fig. 16

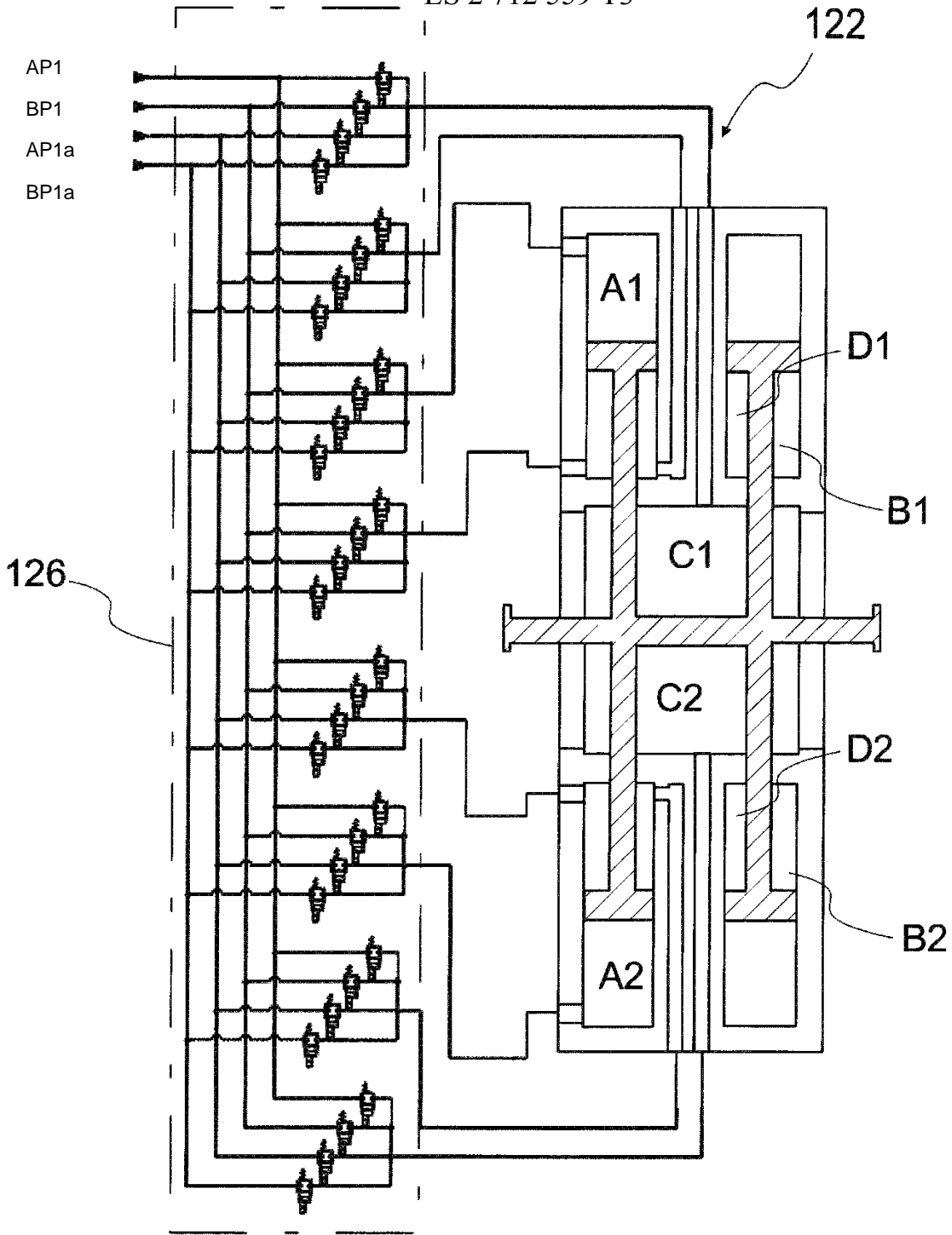


Fig. 17

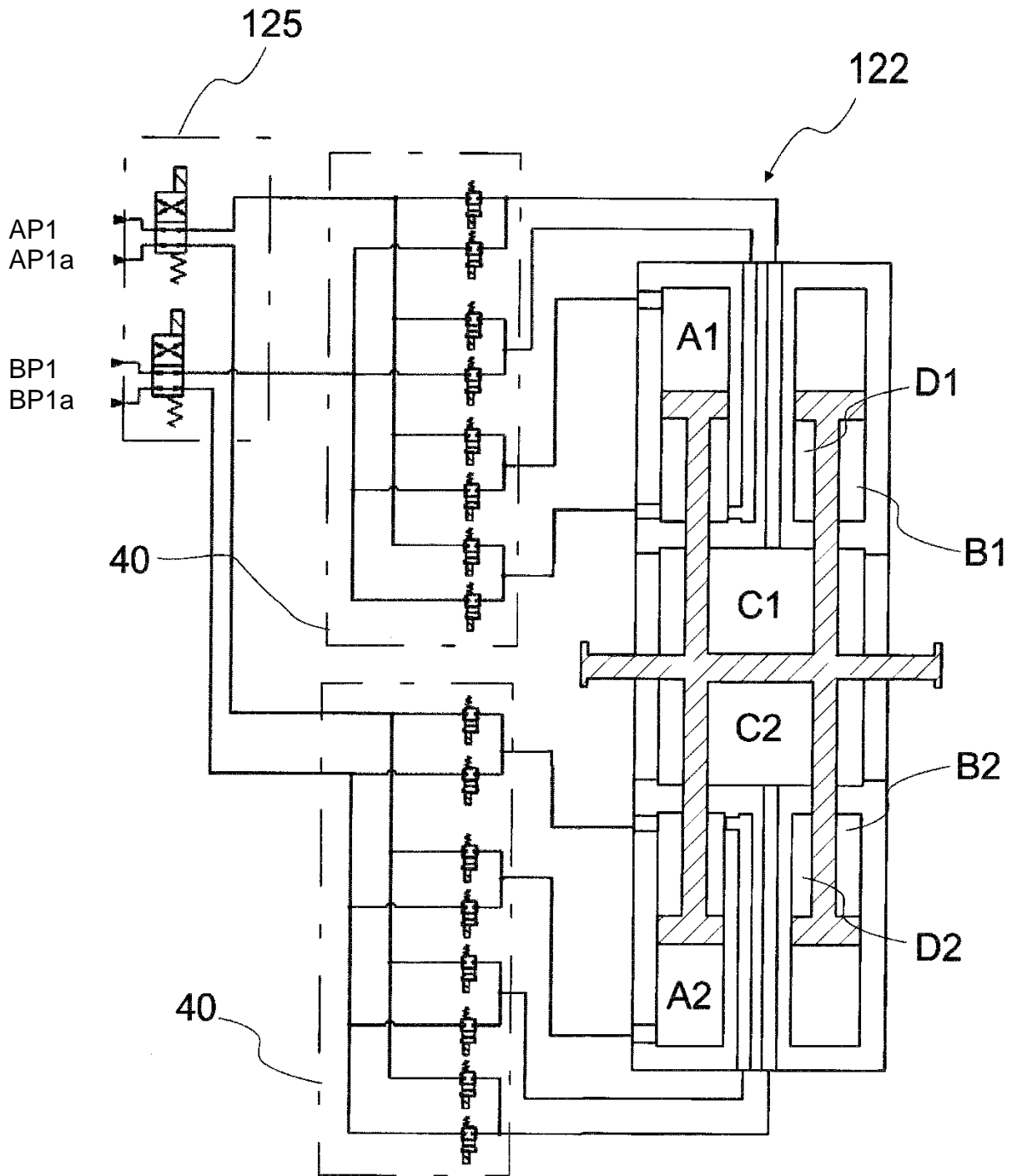


Fig. 18