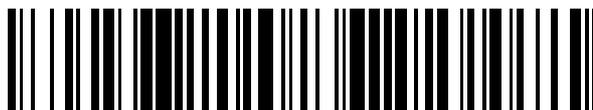


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 587 615**

51 Int. Cl.:

B25B 21/00 (2006.01)

B25B 23/145 (2006.01)

F15B 15/06 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **06.03.2012 PCT/EP2012/053797**

87 Fecha y número de publicación internacional: **20.09.2012 WO12123284**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **06.03.2012 E 12707582 (8)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **08.06.2016 EP 2686138**

54 Título: **Procedimiento para girar una pieza giratoria**

30 Prioridad:

14.03.2011 DE 102011013926

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

25.10.2016

73 Titular/es:

**WAGNER VERMÖGENSVERWALTUNGS-GMBH & CO. KG (100.0%)
Birrenbachshöhe 70
53804 Much, DE**

72 Inventor/es:

**NEISS, GÜNTER;
LINSEL, BERND;
ANDRES, GÜNTER y
ZIMMER, ANDREAS**

74 Agente/Representante:

DE ELZABURU MÁRQUEZ, Alberto

ES 2 587 615 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

Procedimiento para girar una pieza giratoria

5 La invención se refiere a un procedimiento para girar una pieza giratoria utilizando un accionamiento pistón-cilindro hidráulico accionado por una fuente de presión hidráulica con al menos un pistón, así como un cilindro hidráulico y un trinquete, en el que durante una carrera de carga es aplicado un momento de giro a la pieza giratoria y el pistón es llevado a una posición inicial por una carrera de retorno.

Procedimientos para girar una pieza giratoria son conocidos, en particular en el funcionamiento de destornilladores accionados hidráulicamente. Un procedimiento según el preámbulo de la reivindicación 1 se muestra en el documento GB 2 449 638.

10 En el funcionamiento de los destornilladores accionados hidráulicamente en la práctica se emplean especialmente dos procedimientos, el llamado procedimiento de momento de giro y el llamado procedimiento de momento de giro-ángulo de giro. Ambos procedimientos incluyen una etapa de procedimiento en la que se aplica un momento de giro definido a la pieza que va a ser girada.

15 Es conocido que para la medición del momento de giro aplicado a la pieza que se va girar esté previsto un sensor de momento de giro. Un procedimiento de este tipo es ya conocido, por ejemplo por el documento WO 03/013797 A1. La provisión de sensores de momento de giro adicionales supone un gasto extra y tiene como consecuencia que solo se pueden emplear determinados tipos de destornilladores accionados para la realización del procedimiento. Además, los sensores de este tipo están dispuestos en el propio destornillador accionado, que de este modo es sensible a la suciedad y las influencias ambientales. Puesto que habitualmente los destornilladores
20 accionados son empleados en componentes, la mencionada sensibilidad frente a las influencias ambientales y las suciedades es considerada como especialmente desfavorable.

Además, es conocido averiguar datos de presión a partir de la fuente de presión que alimenta la unidad de pistón-cilindro de un destornillador accionado y a partir de estos deducir el momento de giro aplicado a la pieza que va a ser girada. Para ello, a partir de la geometría conocida del destornillador hidráulico, la presión ejercida sobre el
25 pistón de la unidad de pistón-cilindro por la fuente de presión es convertida en un momento de giro.

Es conocido, por ejemplo, controlar manualmente tales destornilladores accionados prefijando una presión máxima para la fuente de presión que corresponda al momento de giro deseado. Un operario tiene así que iniciar manualmente las carreras de avance y retorno del pistón. Sin embargo, en un procedimiento de este tipo el sistema no reconoce si la presión ejercida por la fuente de presión es ejercida realmente como momento de giro sobre la
30 pieza que va a ser girada. Puede suceder que el pistón de la unidad de pistón-cilindro choque en un tope final y la fuente de la presión aumente aún más la presión. Por tanto, en este procedimiento era necesario esencialmente un control visual por el personal operario para determinar si al alcanzarse la presión final preajustada anteriormente ha tenido lugar un movimiento de giro de la pieza a ser girada. Especialmente en el caso de destornilladores accionados muy grandes, en los que es generada una velocidad angular muy lenta de la pieza a ser girada, un
35 control visual de este tipo solo se puede realizar con mucha dificultad.

En los modernos sistemas de destornillador accionado, los destornilladores accionados son controlados automáticamente por un control, de modo que al alcanzarse la presión correspondiente al momento de giro deseado, la fuente de presión se desconecta automáticamente o se inicia una fase de giro controlado por ángulo.

40 El control no puede reconocer en este caso que la presión aplicada es ejercida únicamente sobre el tope final y no se realiza una transferencia de la presión sobre la pieza giratoria. Por tanto, también en un control automático de este tipo es necesario un control visual por el operario.

Son conocidos, por tanto, diferentes procedimientos de control de destornilladores hidráulicos que prevén un control automático de la fuente de presión. Por ejemplo, el documento DE 102 22 159 A1 describe un procedimiento en el que se evalúa la evolución en el tiempo de la presión de la fuente de presión. A partir de la variación de los
45 gradientes de la evolución de la presión se obtienen señales para el control de la unidad de pistón-cilindro y para el fin del proceso. El proceso de aplicación del momento de giro termina así cuando se asegura que el momento de giro requerido fue aplicado realmente al elemento de fijación. La ventaja de este procedimiento consiste en que en el destornillador hidráulico propiamente dicho no son necesarios sensores, ya que las señales de presión pueden ser medidas directamente en la fuente de presión. En este procedimiento existe el problema de que la variación de gradientes entre, por una parte el gradiente de la presión en la formación de la presión al comienzo de una carrera, es decir en un instante en el que no tiene lugar ningún giro de pieza que se va girar, el gradiente de la presión durante el movimiento de giro, así como el gradiente de la presión después del choque del pistón contra un tope final al final de la carrera de carga, se ve influida fuertemente por el volumen de la unidad de pistón-cilindro y el volumen del tubo hidráulico que conecta la fuente de presión con el destornillador hidráulico. Puesto que en particular es
50 importante la variación de gradiente entre el gradiente de la presión durante el movimiento de giro y el gradiente de la presión después del choque del pistón al final de la carrera de carga, ya que debe determinarse qué momento de giro ha sido aplicado realmente a la pieza giratoria antes del choque del pistón en en tope final, es posible un control

fiable en este procedimiento solo si la evolución de la presión en caso de variación del gradiente no es constante. En particular en caso de grandes herramientas y fuentes de presión débiles la evolución de la presión de una variación de gradiente puede ser constante, de modo que una determinación precisa del momento de giro aplicado antes del choque del pistón en el tope final sobre la pieza giratoria no se pueda realizar o se pueda solo con dificultad.

5 Además, los gradientes que se van a evaluar, incluso en caso de sistemas idénticos, es decir con longitudes de tubo y volúmenes idénticos de las unidades de pistón-cilindro, se ven influidos por los parámetros de las piezas que van a ser giradas, de modo que un control basado en gradientes de presión de la fuente de presión puede reaccionar de forma poco concluyente en diferentes aplicaciones.

10 Por tanto, el objeto de la presente invención es proporcionar un procedimiento para girar una pieza giratoria utilizando un accionamiento pistón-cilindro hidráulico y un trinquete, en el que independientemente de los componentes del sistema usados y sin utilizar sensores de momento de giro adicionales, se asegure que cuando la fuente de presión se desconecte al alcanzarse una presión correspondiente al momento de giro final deseado, el momento de giro final haya sido también realmente aplicado a la pieza giratoria.

15 El procedimiento según la invención para girar una pieza giratoria utilizando un accionamiento pistón-cilindro hidráulico accionado por una fuente de presión hidráulica con al menos un pistón y un trinquete, en el que durante una carrera de carga es aplicado un momento de giro a la pieza giratoria y durante la carrera de retorno el pistón es llevado a una posición inicial, presenta las características de la reivindicación 1.

20 El procedimiento según la invención se caracteriza por que la carrera de carga termina al alcanzarse una posición final y a continuación se inicia la carrera de retorno, en el que la posición final es una posición del pistón antes del choque del pistón contra un tope final. De esta manera se puede garantizar que la presión ejercida por la fuente de presión por medio del accionamiento pistón-cilindro y el trinquete es transmitido siempre a la pieza giratoria en forma de un momento de giro. El control de la fuente de presión hidráulica puede desconectarla por tanto al alcanzarse una presión predeterminada, que es determinada por componentes del sistema ya conocidos, o una calibración previa, y se asegura que esta presión ha sido aplicada realmente en forma de un momento de giro sobre la pieza giratoria. Debido a que la carrera de carga termina cuando el pistón aún no ha chocado contra el tope final, se asegura que resulta la presión creciente generada por la fuente de presión debido a la mayor resistencia al giro de la pieza giratoria y no debido al choque del pistón contra el tope final. En otras palabras, la presión sería transferida a la pieza giratoria y no al tope final del pistón.

30 Por el procedimiento según la invención es posible un control de la fuente de presión hidráulica de una manera simplificada, ya que no existe la problemática que resulta por el alcance del tope final del pistón.

35 Dado que durante la carrera de carga, se forman presiones muy altas por la fuente de presión, que cuando el pistón choca en el tope final conducen a una carga mecánica alta del accionamiento pistón-cilindro, el procedimiento según la invención puede evitar esta carga mecánica con el uso del accionamiento pistón-cilindro, lo que conduce a un mayor tiempo de parada del accionamiento pistón-cilindro. El procedimiento según la invención permite un control que es independiente de la evolución en el tiempo real de la presión durante una carrera de carga. Por tanto, un control de este tipo no se verá influido por variaciones de gradiente de presión impredecibles que pueden producirse durante el giro de una pieza giratoria en la carrera de carga, por ejemplo, por errores de cierre, colocación, penetración o variaciones en los coeficientes de fricción. Por tanto aumenta la fiabilidad del control.

40 La carrera de retorno puede realizarse, ya sea a través de una aplicación de presión al pistón con líquido hidráulico, o mediante un elemento de retorno, por ejemplo un resorte.

Por un trinquete en el marco de la invención se entiende esencialmente un elemento para la transmisión de fuerza o momento de giro que discurre libremente en una dirección, y en la dirección opuesta por la unión positiva de fuerza o forma es transmitida la fuerza o el momento de giro.

45 En el procedimiento según la invención puede estar previsto que sea determinada una posición instantánea del pistón por el recorrido del pistón durante la carrera de carga. La determinación de la posición instantánea del pistón con el recorrido del pistón hace posible de una manera sencilla determinar el alcance de la posición final del pistón y terminar la carrera de carga. La determinación de la posición puede tener lugar de forma continua o en intervalos de tiempo. De acuerdo con una realización preferida de la invención, el recorrido durante la carrera de carga es determinado por el volumen de líquido hidráulico suministrado al cilindro hidráulico. Esto se hace convirtiendo el volumen y la geometría conocida del cilindro hidráulico en el recorrido.

50 Asimismo puede estar previsto que durante la carrera de retorno sea determinado el volumen de líquido hidráulico suministrado al cilindro hidráulico. Mediante el volumen de líquido hidráulico suministrado al cilindro hidráulico durante la carrera de retorno puede ser comprobado el recorrido determinado en la carrera de carga anterior, de modo que puedan evitarse funcionamientos defectuosos en un control de la fuente de presión. La comprobación del recorrido durante la carrera de carga permite detectar funcionamientos defectuosos, en los que el pistón ha sido desplazado más allá de la posición final prevista y contra el tope final. Por tanto, el procedimiento según la invención

puede evitar que se detenga el control de la fuente de presión de forma inadvertida, aunque el momento de giro predeterminado no haya sido aplicado aún a la pieza giratoria.

5 Mediante un ejemplo de realización particularmente preferido de la invención está previsto que sea determinado el volumen suministrado al cilindro hidráulico a través de la evolución en el tiempo de la presión de la fuente de presión hidráulica. Por una calibración del sistema puede determinarse una curva característica presión/ flujo volumétrico, de manera que a través de la evolución en el tiempo de la presión puedan ser sumados los volúmenes transportados instantáneamente para formar el volumen total transportado. Un procedimiento según la invención de este tipo tiene la ventaja particular de que no es necesario ningún otro sensor para la realización del procedimiento según la invención, puesto que existe ya un sensor de presión para la determinación del momento de giro aplicado. En particular no es necesario ningún sensor adicional en el accionamiento pistón-cilindro, con lo que el coste y la vulnerabilidad del sistema se reducen. Adicional o alternativamente puede estar previsto que el volumen suministrado al cilindro hidráulico durante la carrera de carga sea determinado a través de una medición del flujo volumétrico del líquido hidráulico. Una medición del flujo volumétrico puede realizarse mediante procedimientos de medición de flujo volumétrico comunes, por ejemplo en el conducto hidráulico entre el accionamiento pistón-cilindro y la fuente de presión. En la medición del flujo volumétrico, el volumen suministrado al cilindro hidráulico puede ser determinado de una manera sencilla.

Puede estar previsto que el volumen de líquido hidráulico suministrado al cilindro hidráulico durante la carrera de retorno sea determinado por una medición de flujo volumétrico del líquido hidráulico o por la evolución en el tiempo de la presión de la fuente de presión hidráulica.

20 De acuerdo con un ejemplo de realización de la invención está previsto que la posición final del pistón sea detectada mediante un sensor. Mediante un sensor puede ser determinada con mucha precisión la posición final del pistón. La detección mediante un sensor puede realizarse alternativa o adicionalmente a la detección de la posición final mediante el recorrido del pistón. Aunque el sensor en el accionamiento pistón-cilindro implica en realidad un mayor gasto y una mayor vulnerabilidad frente a influencias externas, supone también una mayor precisión del procedimiento según la invención. Dependiendo de a qué tipo de piezas giratorias se aplique el procedimiento según la invención, la provisión de un sensor en el accionamiento pistón-cilindro puede por tanto ser ventajosa.

El sensor puede ser un sensor electrónico, un sensor óptico o un sensor de efecto Hall. El sensor se puede utilizar por ejemplo como interruptor de posición final.

30 En una realización preferida del procedimiento según la invención está previsto que la especificación de volumen transportado de la fuente de presión para una carrera de retorno sea mayor que el volumen de líquido necesario para un movimiento del pistón desde la posición final de la carrera de carga anterior hasta la posición inicial. De esta forma se puede asegurar que en la carrera de retorno el pistón es llevado a la posición inicial, de modo que se pueda evitar un funcionamiento defectuoso en una carrera de carga siguiente. El volumen transportado de la fuente de presión para una carrera de retorno puede ser predeterminado así en función del volumen suministrado realmente al cilindro hidráulico en la carrera de carga anterior o del volumen que se va a alimentar antes de una etapa de trabajo por calibración durante una carrera de carga.

40 En una realización particularmente preferida del procedimiento según la invención está previsto que la posición final del pistón esté dispuesta a una distancia D de la posición inicial del pistón, que suponga del 85 % -95 %, preferiblemente el 90 %, de la distancia D entre la posición inicial del pistón y el tope final. En otras palabras, la carrera de carga supone solo del 85 % -95 % de la carrera máxima que puede ser realizada con el accionamiento pistón-cilindro. De esta manera existe una seguridad suficiente de que la carrera de trabajo ha terminado sin que el pistón choque contra el tope final, con lo que se puede garantizar que cuando se termina la carrera de carga ha sido aplicada una presión determinada de la fuente de presión como momento de giro sobre la pieza giratoria.

45 En un uso de un sistema con componentes de sistema ya conocidos pueden ser predeterminadas propiedades del sistema ya conocidas de un control de la fuente de presión. En caso de componentes del sistema ya conocidos, como por ejemplo un conducto hidráulico conocido y un accionamiento pistón-cilindro conocido, el control puede predeterminar, por tanto, los volúmenes correspondientes, así como un comportamiento del sistema, de manera que por ejemplo variaciones de volumen dependientes de la presión puedan ser tenidas en cuenta como volúmenes de corrección.

50 Cuando se utiliza un sistema con al menos un componente del sistema no conocido pueden ser predeterminadas propiedades del sistema por una calibración y un control de la fuente de presión, de modo que las propiedades del sistema pueden ser detectadas por la realización repetida de carreras máximas del pistón sin aplicar una carga, así como carreras de retorno, realizándose las carreras máximas del pistón desde la posición inicial del pistón hasta el choque del pistón en el tope final. De esta manera, propiedades del sistema necesarias, tales como el volumen de los conductos hidráulicos y el volumen del accionamiento pistón-cilindro, así como variaciones de volumen dependientes de la presión, pueden ser determinadas por la extensión de los conductos hidráulicos y tenerse en cuenta en el control de la fuente de presión. Por ello el procedimiento según la invención se puede aplicar de una manera particularmente ventajosa, ya que puede emplearse una fuente de presión con un control en diferentes sistemas sin que sea necesaria una adaptación costosa del control.

En lo que sigue se explica en detalle el procedimiento según la invención con referencia a los siguientes dibujos.

Muestran:

Fig. 1, una representación esquemática de un dispositivo de atornillado con un agregado hidráulico en un destornillador accionado para girar un tornillo, y

5 Fig. 2, una representación esquemática del destornillador accionado que contiene el accionamiento pistón-cilindro.

El procedimiento según la invención para girar una pieza giratoria utilizando un accionamiento pistón-cilindro hidráulico accionado por una fuente de presión hidráulica puede ser realizado por ejemplo con un destornillador accionado para girar un tornillo.

10 En la Fig. 1 y la Fig. 2 está representado esquemáticamente un destornillador accionado 10. Este presenta un accionamiento pistón-cilindro hidráulico 11 con un cilindro hidráulico 12 y un pistón 13 móvil en su interior. El pistón 13 está unido a un vástago de pistón 14 y el extremo del vástago de pistón 14 se aplica a una palanca 15, que se aplica con un trinquete de retención 15a al dentado de una rueda de trinquete 17. La rueda de trinquete 17 es un componente de una pieza anular 18 que tiene un engarce 19 para fijar una llave de tubo o una cabeza de tornillo giratoria. Por el movimiento alternativo del pistón 13 es girada la pieza anular 18 y con esta el tornillo. La pieza anular 18 está montada en una carcasa 20, que también contiene el accionamiento pistón-cilindro 11.

15 La presión para el accionamiento pistón-cilindro 11 es suministrada por una fuente de presión 25 que en el ejemplo de realización representado en la Fig. 1 está realizado como agregado hidráulico. El agregado hidráulico presenta una bomba de desplazamiento 26 que contiene un motor y un tanque. La fuente de presión 25 está conectada al conducto de presión 28 y a un conducto de retorno 29. Estos dos conductos están unidos a través de una válvula de control 30 al accionamiento pistón-cilindro 11. Al conmutar la válvula de control 30 el pistón 13 se puede mover hacia delante o hacia atrás.

Para el control de la fuente de presión 25 y de la válvula de control 30 está previsto un aparato de control 31.

En el conducto de presión 28 está previsto un sensor de presión 32 que mide la presión hidráulica P en el conducto de presión 28. El sensor de presión 32 está conectado al aparato de control 31 a través de un conducto 33.

25 Durante el funcionamiento del destornillador accionado hidráulicamente 10, por una entrada 28a es transportado líquido hidráulico a través del conducto de presión 28 a una primera cámara 12a del cilindro hidráulico 12. De este modo, el pistón 13 es presionado en dirección a un tope final 16. El vástago de pistón 14 ejerce así una fuerza sobre la palanca 15 que convierte la fuerza en un momento de giro que es aplicado a la pieza giratoria, por ejemplo un tornillo. La unidad de pistón-cilindro 11 realiza por tanto una carrera de carga, estando representada la dirección de la carrera de carga en la Fig. 2 mediante una flecha. En caso de un movimiento en la dirección de la carrera de carga y el movimiento de giro correspondiente de la palanca 15, la rueda de trinquete 17 está bloqueada, de modo que el momento de giro puede ser transmitido a la pieza giratoria.

Durante la carrera de carga el líquido hidráulico contenido en la segunda cámara 12b que se encuentra delante del pistón 13 en la dirección de la carrera de carga es presionado a través de una salida 29a al conducto de retorno 29.

35 Al alcanzarse una posición final del pistón 13, que está representada en la Fig. 2, el control 31 termina la carrera de carga e inicia la carrera de retorno. Durante la carrera de retorno es conducido líquido hidráulico a través del conducto de presión 28 por la salida 29a a la segunda cámara 12b, de manera que el líquido hidráulico que se encuentra en la primera cámara 12a es empujado por la entrada 28a al conducto de retorno 29. El pistón 13 realiza así un movimiento en la dirección contraria a la de la carrera de carga, ejerciéndose una fuerza de tracción sobre el vástago de pistón 14. El vástago de pistón 14 arrastra consigo a la palanca 15 durante la carrera de retorno, marchando libre el trinquete de retención 15a.

45 En la posición final del pistón 13 representada en la Fig. 2, en la que se termina la carrera de carga y a continuación se inicia la carrera de retorno, el pistón está en una posición en la que el pistón aún no ha chocado en el tope final. En otras palabras, el procedimiento según la invención prevé que durante el funcionamiento normal el pistón 13 no choque en el tope final 16. Se consigue con ello que la presión hidráulica P medida por el sensor de presión en el conducto de presión 28 sea transformada completamente en un momento de giro que se ejerce sobre la pieza giratoria teniendo en cuenta los valores de corrección habituales. En otras palabras, mediante la presión hidráulica medida P se puede detectar el momento de giro aplicado a la pieza giratoria, evitándose que la presión hidráulica medida P sea distorsionada por un choque del pistón 13 en el tope final 16.

50 La posición final del pistón 13 puede ser determinada averiguando la posición instantánea del pistón 13 por el recorrido del pistón durante la carrera de carga. Al alcanzarse la posición final, entonces el aparato de control conmuta la válvula de control 30 para iniciar la carrera de retorno.

Asimismo, el recorrido del pistón 13 durante la carrera de carga puede ser determinado por el volumen de líquido hidráulico suministrado al cilindro hidráulico 12. El volumen de líquido hidráulico suministrado al cilindro hidráulico 12

- 5 puede ser determinado por ejemplo por la evolución en el tiempo de la presión de la fuente de presión hidráulica 25, pudiendo ser detectada la evolución en el tiempo de la presión de la fuente de presión hidráulica 25 con ayuda del sensor de presión 32. Para ello es necesaria una curva característica presión/flujo volumétrico obtenida por una calibración del sistema, de modo que los volúmenes transportados en cada instante determinados a partir de la presión instantánea puedan ser sumados para formar el volumen total transportado. Al alcanzarse el volumen total fijado anteriormente, el control 31 reconoce que el pistón 13 se encuentra en la posición final.
- 10 Durante la carrera de retorno para la comprobación de si en la carrera de carga realizada previamente el pistón 13 se ha encontrado en la posición final predeterminada, puede ser determinado igualmente el volumen de líquido hidráulico alimentado a la segunda cámara 12b. En la determinación del volumen de líquido hidráulico durante la carrera de retorno se puede utilizar igualmente la evolución en el tiempo de la presión de la fuente de presión hidráulica 25.
- 15 Por supuesto, también es posible que el volumen de líquido hidráulico suministrado al cilindro hidráulico 12 sea determinado por una medición del flujo volumétrico.
- 20 En el procedimiento según la invención también es posible que la posición final del pistón sea detectada por un sensor, que es utilizado por ejemplo como interruptor de posición final. A través del sensor, el control 31 recibe una señal para terminar la carrera de carga e iniciar la carrera de retorno. El sensor puede ser empleado alternativa o adicionalmente para la determinación de la posición final mediante el recorrido del pistón 13.
- 25 Si se utiliza el procedimiento según la invención con un destornillador accionado que no presenta ningún sensor para detectar la posición final del pistón 13, es ventajoso si se puede asegurar que antes del inicio de una carrera de carga el pistón 13 está en una posición inicial en la que se ajusta a un segundo tope final 16a. El pistón en la posición inicial está indicado en la Fig. 2 mediante líneas discontinuas. De esta forma se puede asegurar que no existe volumen residual de líquido hidráulico en la primera cámara 12a. Un volumen residual de líquido hidráulico haría que el pistón 13 fuera desplazado más allá de la posición final durante el suministro de un volumen predeterminado. Para asegurar que el pistón 13 al terminar la carrera de retorno e iniciar la carrera de carga se encuentra en la posición inicial, puede estar previsto que durante la carrera de retorno la especificación del volumen de líquido hidráulico suministrado al cilindro hidráulico 12 sea mayor que el volumen suministrado al cilindro hidráulico de la carrera de carga anterior, siendo ajustada la especificación de volumen transportado de la fuente de presión 25 durante la carrera de retorno correspondientemente más alta que durante la carrera de carga. El pistón 13 está dispuesto en la posición final a una distancia d de la posición inicial del pistón 13, que representa del 85 % - 95 % de la distancia d entre la posición inicial del pistón 13 y el tope final 16. En otras palabras, la carrera de carga supone solo del 85 % -95 % de la carrera máxima que se puede realizar con el accionamiento pistón-cilindro 11. La carrera máxima del cilindro hidráulico 12 es una carrera desde la posición inicial del pistón 13 hasta el choque del pistón 13 en el tope final 16.
- 30 El que se evite el choque del pistón 13 en el tope final 16 tiene además la ventaja de que el accionamiento pistón-cilindro 11 está sometido a una menor carga mecánica. Puesto que durante la carrera de carga son generadas altas presiones, un choque del pistón 13 en el tope final 16 implica una alta carga mecánica del pistón 13 que se evita con el procedimiento según la invención. Durante la carrera de retorno no se producen altas cargas mecánicas de este tipo en el pistón 13 cuando este choca contra el segundo tope final 16a.
- 35 Cuando el procedimiento según la invención utiliza un sistema que está formado exclusivamente por componentes del sistema ya conocidos, tales como por ejemplo un destornillador accionado ya conocido con un accionamiento pistón-cilindro 11 hidráulico ya conocido, así como un conducto de presión 28 ya conocido y un conducto de retorno 29 ya conocido, pueden ser predeterminadas las propiedades del sistema ya conocidas del control de la fuente de presión 25. Estas pueden ya estar almacenadas por ejemplo en el aparato de control 31. Las propiedades del sistema pueden ser, por ejemplo, variaciones de volumen de los conductos dependientes de la presión.
- 40 Cuando se utiliza un sistema con al menos uno de los componentes de sistema desconocido, las propiedades del sistema pueden ser determinadas por una calibración y ser tenidas en cuenta correspondientemente en el control de la fuente de presión 25. Asimismo, las propiedades del sistema pueden ser detectadas por la realización reiterada de carreras de pistón máximas sin aplicar una carga, así como carreras de retorno.
- 45

REIVINDICACIONES

- 5 1. Procedimiento para girar una pieza giratoria utilizando un accionamiento pistón-cilindro hidráulico (11) accionado por una fuente de presión hidráulica (25) con al menos un pistón (13), así como un cilindro hidráulico (12) y un trinquete (17), en el que durante una carrera de carga es aplicado un momento de giro a la pieza giratoria y el pistón (13) es desplazado a una posición inicial por una carrera de retorno, caracterizado por que la carrera de carga termina al alcanzarse una posición final del pistón (13), y a continuación se inicia la carrera de retorno, siendo la posición final una posición del pistón (13) antes del choque de pistón (13) en un tope final (16).
2. Procedimiento según la reivindicación 1, caracterizado por que es determinada una posición instantánea del pistón (13) por el recorrido del pistón durante la carrera de carga.
- 10 3. Procedimiento según la reivindicación 1 o 2, caracterizado por que el recorrido del pistón (13) durante la carrera de carga es determinado por el volumen de líquido hidráulico suministrado al cilindro hidráulico (12).
4. Procedimiento según la reivindicación 3, caracterizado por que es determinado el volumen de líquido hidráulico suministrado al cilindro hidráulico (12) durante la carrera de retorno.
- 15 5. Procedimiento según una de las reivindicaciones 1 a 4, caracterizado por que el volumen suministrado al cilindro hidráulico (12) es determinado por la evolución en el tiempo de la presión de la fuente de presión hidráulica (25).
6. Procedimiento según una de las reivindicaciones 3 a 5, caracterizado por que el volumen suministrado al cilindro hidráulico (12) durante la carrera de carga es determinado por una medición de flujo volumétrico del líquido hidráulico.
- 20 7. Procedimiento según una de las reivindicaciones 4 a 6, caracterizado por que el volumen de líquido hidráulico suministrado al cilindro hidráulico (12) durante la carrera de retorno es determinado por una medición del flujo volumétrico del líquido hidráulico o mediante la evolución en el tiempo de la presión de la fuente de presión hidráulica (25).
8. Procedimiento según una de las reivindicaciones 1 a 7, caracterizado por que la posición final del pistón (13) es detectada mediante un sensor.
- 25 9. Procedimiento según la reivindicación 8, caracterizado por que el sensor es un sensor electrónico, un sensor óptico o un sensor de efecto Hall.
10. Procedimiento según la reivindicación 8 o 9, caracterizado por que el sensor es utilizado como interruptor de posición final.
- 30 11. Procedimiento según una de las reivindicaciones 1 a 10, caracterizado por que la especificación de volumen a desplazar de la fuente de presión (25) para una carrera de retorno es mayor que el volumen de líquido hidráulico necesario para un movimiento del pistón desde la posición final de la carrera de carga precedente hasta la posición inicial.
- 35 12. Procedimiento según una de las reivindicaciones 1 a 11, caracterizado por que la posición final del pistón (13) está dispuesta a una distancia (d) de la posición de inicial del pistón que supone del 85 % al 95 %, preferentemente el 90 %, de la distancia (D) entre la posición inicial del pistón (13) y el tope final (16).
13. Procedimiento según una de las reivindicaciones 1 a 12, caracterizado por que cuando se utiliza un sistema con componentes del sistema ya conocidos son predeterminadas propiedades del sistema ya conocidas de un control de la fuente de presión (25).
- 40 14. Procedimiento según una de las reivindicaciones 1 a 12, caracterizado por que cuando se usa un sistema con al menos un componente del sistema desconocido son detectadas propiedades del sistema por una calibración y son predeterminadas en un control de la fuente de presión (25), siendo detectadas las propiedades del sistema por la realización repetida de carreras de pistón máximas sin aplicación de una carga, así como carreras de retorno, en el que las carreras máximas del pistón son realizadas desde la posición inicial del pistón (13) hasta el choque del pistón en el tope final (16).

45

