

MINISTERIO DE INDUSTRIA  
REGISTRO DE LA PROPIEDAD INDUSTRIAL



ESPAÑA

19 ES 11 NUMERO 40747  
21  
22 FECHA DE PRESENTACION

**PATENTE DE INVENCION**

30 PRIORIDADES:  
31 NUMERO 616.864  
32 FECHA 25-9-75  
33 PAIS EE.UU.

47 FECHA DE PUBLICIDAD  
51 CLASIFICACION INTERNACIONAL F16H, E02F  
62 PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA

64 TITULO DE LA INVENCION  
SISTEMA DE CONTROL DE CICLO CERRADO PARA TRANSMISION HIDROSTATICA.

71 SOLICITANTE (S)  
Kohring Company.

DOMICILIO DEL SOLICITANTE  
780 North Walter Street, Milwaukee, Wisconsin, Estados Unidos de America del Norte.

72 INVENTOR (ES)  
Frank A. Knopf.

73 TITULAR (ES)

74 REPRESENTANTE  
D. Juan Botella Pradillo

RESUMEN

Transmisión hidrostática para acelerar, accionar y frenar una carga de gran energía, como puede ser el mecanismo de rotación de una pala o grúa mecánica, que comprende una bomba hidráulica principal, reversible, de velocidad constante y desplazamiento variable, del tipo de placa circular, accionada por motor, acoplada en ciclo cerrado a un motor hidráulico reversible, de velocidad variable y desplazamiento fijo, del tipo de placa circular. Un par de válvulas de control del desplazamiento modulado de la bomba, de presión piloto, accionadas por palancas de mando, dirigen de forma selectiva el flujo de control desde una bomba de carga, de velocidad constante y desplazamiento fijo, accionada por motor, a los pistones de carrera de los cilindros de servocontrol citados en la bomba principal. Para, con ello, controlar la dirección y la velocidad del motor hidráulico.

La bomba de carga también suministra fluido de repostaje al circuito de bomba principal/motor hidráulico a través de válvulas de retención de repostaje. Una red de tres válvulas de regulación de caudal está conectada a través del circuito de bomba principal/motor hidráulico y a la salida de la bomba de carga para medir la caída de presión del fluido a través del motor hidráulico y, de este modo, proporcionar una señal de retroacción del par para modular las válvulas de control y, por ello, mantener el par máximo del motor para la posición de la palanca de mando seleccionada.

Asimismo, se transmite una señal de equilibrio desde la bomba de carga para modular adicionalmente las válvulas de control y, así, hacerlas insensibles a las variaciones de presión de la bomba de carga que aparecen en la señal de retro-

acción del par.

FONDO DE LA INVENCION

Campo de utilización.

5 Esta invención se refiere, generalmente, a transmisiones hidrostáticas para los mecanismos de rotación de maquinarias, tales como azañas, grúas, palas mecánicas, etc., donde la transmisión comprende una bomba hidráulica principal acoplada en circuito de ciclo cerrado a un motor hidráulico.

10 Más específicamente, se refiere a sistemas de control para dichas transmisiones en que válvulas de control accionadas por palancas dirigen selectivamente el fluido de control desde una bomba de carga a los pistones de carrera de la bomba principal para controlar la velocidad y la dirección del motor hidráulico; en que señales de retroacción del par desde el circuito modulan las válvulas de control para, con ello, controlar el par del motor; y en que señales de equilibrio o compensación procedentes de la bomba de carga equilibran las señales de retroacción del par para hacer que las válvulas de control se muestren insensibles a las variaciones de la presión de la bomba de carga.

Descripción del arte anterior.

25 Algunos sistemas de transmisión de energía hidráulica para acelerar, accionar y frenar grandes cargas de inercia, tales como el mecanismo de rotación de una pala o grúa mecánica, utilizan una transmisión hidrostática que comprende una bomba hidráulica y un motor hidráulico. En estos sistemas, la carga se controla mejor regulando el par del motor más bien que la velocidad del motor. En la patente norteamericana 3.747.350 se descubre un sistema de transmisión mecánica de ciclo abierto que utiliza una válvula direccional -

30

dispuesta entre una bomba de desplazamiento fijo y un motor unidireccional y una valvula de alivio accionada por piloto para el control del par, así como atrás funciones del motor. La presente invención es un perfeccionamiento sobre el sistema descubierto en el Boletín 9565 Rev. D, de fecha de Junio de 1972, titulado "Transmisiones para Grandes Cargas", de Sundstrand Hydro. Transmisión, Ames, Iowa 50010.

Es un objetivo de la presente invención proporcionar un sistema de control de par de ciclo cerrado que evita el empleo de valvulas de control direccional entre la bomba y el motor, que evita la dependencia de válvulas de descarga rápida o de alivio, que consumen energía, para control del sistema, que es insensible a las variaciones de la presión de la bomba de carga y que ofrece ventajas.

#### RESUMEN DE LA INVENCION

Transmisión hidrostática para acelerar, accionar y frenar una gran carga de inercia, como es el mecanismo de rotación de una pala mecánica, azada o grúa mecánicas y de maquinaria para la manipulación de materiales, que incluye una bomba hidráulica principal, reversible, de velocidad constante y desplazamiento variable, del tipo de placa circular, accionada por motor, acoplada de ciclo cerrado a un motor hidráulico reversible, de velocidad variable y desplazamiento fijo, del tipo de placa circular. La bomba comprende cilindros convenciones de servocontrol que incluyen pistones de carrera. Un par de válvulas de control del desplazamiento de la bomba, moduladas, de presión piloto, accionadas por palanca, dirigen el fluido de control desde una bomba de carga de velocidad constante y desplazamiento fijo, accionada por motor, a los pistones de carrera para, con ello, controlar la dirección y

la velocidad del motor hidráulico. La bomba de carga también suministra fluido de repostaje al circuito de bomba principal motor hidráulico a través de válvulas de retención de repostaje. Una red de tres válvulas de control de caudal está conectada a través del circuito de bomba principal/motor hidráulico y a la salida de la bomba de carga para medir la caída de la presión del fluido a través del motor hidráulico y, de este modo, proporcionar una señal de retroacción del par para modular las válvulas de control y, con ello, mantener un par máximo del motor para cada posición de la palanca de control deseada. Asimismo, se transmite una señal de equilibrio desde la bomba de carga para accionalmente modular las válvulas de control y, con ello, hacerlas insensibles a las variaciones de la presión de la bomba de carga que aparecen en la señal de retroacción del par.

Más específicamente, cada válvula de control, que está accionada por una palanca de control manual que actúa a través de un aplicador neumático, asume la forma de una válvula de tres vías, de posiciones infinitas y comprende un carrete de válvula selectivamente móvil a la posición deseada. Cada válvula de control también comprende una compuerta de admisión del fluido conectada a la bomba de carga, una compuerta de salida conectada al respectivo pistón de carrera, y una compuerta de descarga rápida conectada a un colector. Asimismo, cada válvula de control comprende una compuerta de señal de retroacción del par para recibir el fluido piloto que modula o desplaza el carrete de válvula en una dirección y una compuerta de señal de equilibrio para recibir el fluido piloto que modula o desplaza el carrete de válvula en dirección opuesta. El carrete de válvula está normalmente sesgado para

conectar la compuerta de entrada del fluido al colector y es selectivamente móvil en respuesta al movimiento de la palanca de control para conectar la compuerta de entrada del fluido a la compuerta de salida del fluido para dirigir el fluido desde la bomba de carga al piston de carrera correspondiente para producir el movimiento de la placa circular de la bomba y, con ello, efectuar el control del motor hidráulico. Una tubería de suministro de fluido entre la salida de la bomba de carga y la compuerta de entrada de la válvula de control incluye un orificio de estrangulación para limitar la velocidad de respuesta de los pistones de carrera.

Se ha provisto un circuito o una red de control del par para sensorizar el par del motor hidráulico y para proporcionar una señal de retroacción del par para modular cualquier válvula de control que esté funcionando (abierta) y, con ello, mantener un par máximo del motor para cualquier posición dada de la palanca de control. La red de control del par comprende un par de orificios (o válvulas) de control del caudal, conectado en serie a través del circuito de ciclo cerrado y un tercer orificio (o válvula) de control de caudal o ajustable, conectada entre la salida de la bomba de carga y un punto situado entre dicho par de orificios de control de caudal. Dicho punto está conectado por medio de una tubería de fluido piloto a las compuertas de señal de retroacción del par de las válvulas de control para modular el movimiento de los carretes de las válvulas de control y, con ello, mantener un par máximo del motor hidráulico para la posición de la palanca de control deseada.

Se ha previsto un circuito equilibrador para entregar una señal de equilibrio para modular cualquier válvula de con-

trol que esté funcionando (abierta) y para hacerla insensible a cualesquiera variaciones de la presión de la bomba de carga que se transmite en la señal de retroacción del par. El circuito equilibrador comprende una tubería de fluido piloto conectada entre la compuerta de salida de la bomba de carga y de la compuerta de la señal de equilibrio de las válvulas de control.

Cuando el sistema está funcionando, la operación de la palanca de control desde la posición neutra produce la actuación (apertura) de una de las válvulas de control y permite que el fluido fluya a su cilindro de servocontrol afín, para desplazar la placa circular de la bomba desde su posición neutra, colocando la bomba principal en determinada forma de operación de bombeo para la velocidad y la dirección del motor hidráulico deseadas. La presión del fluido resultante, producida en el circuito de ciclo cerrado entre la bomba principal y el motor hidráulico, está acondicionada por la red de orificios de control del caudal en el circuito de control del par para producir una señal de retroacción del par a un extremo del carrete de la válvula de control accionada que actúa para inhibir el movimiento del carrete inducido por la operación manual. El efecto resultante es que la presión del fluido dentro de la tubería de salida de la bomba que va al motor varía proporcionalmente con el movimiento de la palanca de control, modulada por la señal de retroacción del par, y mantenga el par del motor a un nivel máximo para cualquier posición de la palanca de control que se seleccione. La señal de equilibrio aplicada al otro lado del carrete de la válvula de control accionada, refleja las variaciones de la presión de la bomba de carga y funciona para compensar el movimiento del carrete

de la válvula que, de otro modo, resultaría de las variaciones de la presión de salida de la bomba de carga reflejadas en la señal de retroacción. Estas variaciones son el resultado del funcionamiento de la pluralidad de las válvulas de alivio que se utilizan en el circuito de la bomba de carga. Los componentes del sistema, como son los orificios de control de caudal, están diseñados o seleccionados para conseguir características de ganancia y de descarga rápida, apropiadas para el debido funcionamiento de ciclo cerrado.

Además de las anteriores características y ventajas de la presente invención, otra característica importante es que el sistema de transmisión, cuando se aplica en el sistema de accionamiento para el mecanismo de rotación de la máquina, por ejemplo, una pala, azada o grúa mecánica, permite la rotación libre de la sección superior de la máquina después de que la palanca de control se va hecho volver a la posición neutra. Es decir, la bomba principal no efectúa una acción inmediata de frenado sobre el mecanismo de rotación, sino que permite que el fluido fluye durante un breve período de tiempo para dejar que la sección superior siga girando. Esto es posible porque la red o el circuito de control del par sensoriza que ha contrapresión de fluido en un lado del circuito de ciclo cerrado de motor hidráulico/bomba y mantiene la placa circular de la bomba en cierta posición neutra predeterminada. De este modo, el motor hidráulico actúa como una bomba y la bomba principal actúa como un motor y tiende a permanecer en carrera. El efecto neto es proporcionar la desaceleración del par controlado del mecanismo de rotación y difiere de los sistemas convencionales en que las válvulas de alivio de presión se abrirían bajo la contrapre

sión para descargar aceite rápidamente (y, de este modo, gastar energía) en este punto, en cualquier operación clásica - de la máquina.

#### DIBUJOS

5 La figura 1 es una vista en perspectiva de una máquina para el movimiento de tierras, como, por ejemplo, una azada mecánica, que utiliza una transmisión hidrostática de acuerdo con la invención, para acelerar, accionar y frenar su mecanismo de rotación;

10 La figura 2 es un diagrama esquemático de una transmisión hidrostática de acuerdo con la invención;

La figura 3 es un diagrama parecido al de la fig. 2, pero mostrando cortes seccionales de la bomba principal hidráulica y del motor; y

15 La figura 4 es un gráfico que muestra las características generales de comportamiento de la transmisión mostrada en las figs. 2 y 3.

#### DESCRIPCION DE UNA REALIZACION PREFERIDA

20 Con referencia a la figura 1 del dibujo, en ella se muestra una máquina para mover las tierras, como es una azada hidráulica 1, que comprende una sección inferior o conjunto de orugas 2, sobre el cual está montada una sección superior 3 para girar (rotar) en direcciones opuestas alrededor de un eje vertical por medio de un motor hidráulico reversible, de  
25 velocidad variable y desplazamiento fijo, 14. El brazo de la azada 4 está montado para desarrollar un movimiento pivotante alrededor de un eje horizontal en la posición superior 3 y lleva un brazo de la azada 5 montado para pivotar alrededor de un eje horizontal en su extremo.

30 Lleva una azada o cucharón 6 montada para moverse de forma

pivotante alrededor de un eje horizontal situado en el extremo del brazo 5. El brazo o aguilón 4 de la azada mecánica se eleva y desciende por medio de cilindros hidráulicos de elevación 7. El brazo del cucharón o azada 5 esta movido de forma pivotante por medio de un cilindro de excavación 8. El cucharón o azada 6 está montado de forma pivotante por medio de un cilindro hidráulico de penetración 9.

Como muestran las figs. 1 y 3, el motor hidráulico 14, que está montado rógidamente en la sección superior 3 tiene un eje motor rotativo 13 en el cual va fiho un engranje 15. El engranje 15 está en engrane constante con una rueda de dientes 17 fija en el extremo superior de un eje de rotación giratorio verticalmente 19. Un piñón 21 situado en el extremo inferior del eje de rotación 19 está en engrane constante con un gran aro dentado 23, que está rógidamente asegurado a la sección inferior 2 de la azada mecánica 1. De este modo, a medida que gira el eje 13 del motor 14 en una dirección u otra, efectua la correspondiente rotación de la sección superior 3 de la azada mecánica 1.

Como muestran las figuras 2 y 3, el motor hidráulico 14 forma parte de una transmisión hidróstática para acelerar, accionar y frenar el mecanismo de rotación (sección superior 3) de la azada mecánica 1, que es una gran carga de inercia. La transmisión también comprende una bomba principal unidireccional de velocidad constante y desplazamiento variable 10, accionada por el motor 12 y acoplada en ciclo cerrado al motor hidráulico 14 para proporcionar un accionamiento de par controlado. Según muestra la figura 3, la bomba 10 es del tipo de placa circular, ajustable, de pistón axial, y, como aquí se explica, el control de la bomba 10 efectúa el control

del motor hidráulico 14 y de todos los movimientos de rotación. La transmisión hidrostática ofrece un control infinito de dirección y velocidad de rotación. Las capacidades de frenado dinámico inherentes a la transmisión hidrostática -  
5 de circuito cerrado proporcionan requisitos normales de frenado. Esta capacidad de frenado depende del tamaño de la transmisión, incluidas las posiciones de las válvulas de alivio, así como las características de retardo de la unidad motriz. El tiempo de parada está relacionado con el momento del mecanismo.  
10 mismo. Una bomba Sundstrand, serie 21, y un motor Sundstrand, serie 23, son apropiados para utilizar de acuerdo con la invención y ambas máquinas se describen en el Boletín 9565, Revisión D, de Junio de 1972, asegurable de Sundstrand Hydro-Transmission, Ames, Iowa 50010.

15 Se han proporcionado medios de control, que comprenden una palanca de control manualmente accionable, 71a, mostrada en las figuras 1 y 2, para controlar de forma selectiva la dirección y la velocidad del motor 14 y para mantener el par del motor a un valor máximo para la posición determinada de la  
20 palanca deseada. El operador de la máquina de un control completo de los movimientos de rotación del sistema por medio de una palanca de control 71a, mostrada en las figs. 1 y 2, para la puesta en marcha, parada, movimiento hacia adelante o movimiento de marcha atrás. Cuando el operador desplaza la -  
25 palanca de control 71a, la placa circular 120 de la bomba 10 se inclina desde la posición neutra. La posición de la palanca de control 71a determinará la presión máxima en el lado de salida de la bomba y moverá la placa circular 120 y, por lo tanto, el volumen de aceite desplazado por la bomba 10  
30 para mantener la presión seleccionada y el par seleccionado.

La palanca de control 71a es de movimiento gradual; por lo tanto, la velocidad de rotación de la sección 3 en cualquier dirección es infinitamente variable de cero al máximo.

5 La palanca de control 71a puede desplazarse rápidamente a cierta posición predeterminada con el sistema servoseguidor que mueve la placa circular 120 de la bomba 10 para proporcionar este para predeterminado. La utilización de un sistema permite que una fuerza mínima desplace la palanca de control 71a.

10 La bomba principal 10, que es accionada a velocidad constante por el motor 12 comprende dos compuertas 16 y 18 y una circular selectivamente móvil 120 para determinar que compuertas de la bomba ha de presionizarse y el grado de esta presionización. La bomba principal 10 puede suministrar fluido a cierta presión máxima en cualquiera de sus compuertas 16 ó 18, según  
15 que compuertas se presionice. Los caballos de fuerza a cualquier presión de trabajo dada son directamente proporcionales al caudal de la bomba. El par del motor hidráulico 14 depende de su desplazamiento y de la presión establecida de trabajo.  
20 El motor hidráulico 14 tiene dos compuertas 22 y 24 que están conectadas a las compuertas 16 y 18, respectivamente, de la bomba principal, por medio de un par de tuberías de fluido principal, 26 y 28, respectivamente. Se entiende, por ejemplo, que el fluido entre el motor 14 por cualquiera de las  
25 compuertas 22 ó 24 a cierta presión y sale de ellas a cierta presión más baja. Supónganse, a fines de ilustración, que cuando se presioniza la compuerta 22 del motor, el motor hidráulico 14 gira en una sola dirección (hacia adelante), y que cuando la compuerta 24 del motor se presioniza, el motor  
30 hidráulico 14 gira en dirección opuesta (inversa):

Se prevé una fuente de fluido presionizado en forma de una bomba de carga 30, de velocidad constante y desplazamiento fijo, unidireccional, que tiene una compuerta de entrada del fluido 31 conectada por medio de una tubería de fluido al recipiente 60 y una salida del fluido 32. La bomba de carga 30, que está accionada por el motor 12, suministra fluido de relleno al circuito para la bomba principal 10 y el motor hidráulico 14 y, también, suministra fluido al sistema de control más adelante descrito. En una realización real, la bomba 30 también suministra aceite para fines de refrigeración y para el cierre de fugas interiores.

El control de velocidad y de dirección se realiza mediante el movimiento de la palanca de control 71a desde su posición en punto muerto en que se muestra. La placa circular de la bomba 120 está accionada por resorte a su posición neutra para asegurar un punto neutro positivo.

La placa 120 está provista de dos cilindros de carrera de simple efecto, opuestas, 34 y 36, para mover la placa 120, y de este modo, variar el desplazamiento de la bomba. La presionización de uno de los cilindros 34 o 36, mientras tiene lugar el escape del otro, desplazarse la placa 120 desde su posición neutra. Para obtener la dirección inversa de la neutra, el cilindro opuesta se presioniza y el otro se somete a escape. El aceite es dirigido al servocilindro deseado 34 ó 36 por medio de la válvula de control apropiada 50 ó 52, respectivamente, que es actuada por una señal procedente del operador por medio de la palanca de control 71a. El cilindro de carrera 34 comprende el cilindro 38, el pistón 40 y el vástago de pistón 42, que están conectados entre el pistón y un lado de la placa 120 de la bomba 10. El cilindro de carrera

36 comprende un cilindro 44, un pistón 46 y un vástago de pistón 48, que está conectado entre el pistón y el otro lado de la placa 120 de la bomba 10. Cuando se suministra fluido al cilindro de carrera 34, se presioniza la compuerta 16 de la bomba 10. Cuando se suministra fluido al cilindro de carrera 36, se presioniza la compuerta 18 de la bomba 10.

Se han previsto un par de válvulas de control 50 y 52, accionables selectivamente, para dirigir el fluido operacional desde la bomba de carga 30 a los cilindros de carrera 34 y 36, respectivamente, con el fin de establecer la dirección de rotación y el par máximo del motor. Cada válvula de control principal 50, 52, asume la forma de una válvula modulada de tres vías, de posiciones infinitas, de fluido piloto, accionada manualmente. Cada válvula de control principal 50, 52 comprende un carrito de control móvil dentro de ella (no mostrado), una compuerta de admisión de fluido 57 conectada a la bomba de carga 30, una compuerta de salida de fluido 58 conectada al correspondiente cilindro de carrera 34 ó 36, y una compuerta de descarga rápida 59 conectada al colector 60.

Cada válvula de control 50, 52 tiene, también, una compuerta de retroacción del par 62 y una compuerta de señal de equilibrio 64. Los carritos de las válvulas de control principales 50 y 52 está normalmente sesgados por muelles 65 para bloquear las compuertas de admisión del fluido 57 del colector 60 y para conectar las compuertas 58 al colector 60 y son manualmente móviles para conectar las compuertas de entrada del fluido 57 a las compuertas de salida del fluido 58 para dirigir el fluido operante desde la bomba de carga 30 a los respectivos cilindros de carrera 34 ó 36. Cada carrito de las válvulas de control principales 50 y 52 debe entenderse

que es móvil en respuesta a la presión del fluido piloto en su compuerta de señal de retroacción del par 62 y en su compuerta de señal de equilibrio 64, como se explica más adelante.

5           Se ha previsto un conjunto accionador 70 de las válvulas de control para hacer actuar las válvulas principales de control en respuesta al funcionamiento de la palanca de control 71a para efectuar el funcionamiento del motor hidráulico 14 en una dirección deseada a un par deseado. El conjunto 70  
10           comprende una palanca 71 que se desplaza de forma pivotante en direcciones opuestas alrededor de un punto 72, para hacer actuar las válvulas principales de control 50 y 52 que, a su vez, accionan los cilindros de carrera 34 y 36, respectivamente. Según muestra la fig. 2, la palanca de control o de  
15           operación manual 71a, que está situada en la cabina de la máquina, acciona una válvula de tres posiciones, infinitamente ajustable (punto muerto, rotación a derechas, rotación a izquierdas), accionada neumáticamente, 71b, que controla la presión del fluido neumático desde una bomba neumática -  
20           accionada por motor 71c a un actuador o cilindro neumático 71d. El cilindro 71d comprende un pistón 71e que está controlado por un par de muelles sesgados, de acción opuesta, 71f. El pistón 71e está conectado a un vástago de pistón 71g que, a su vez, lo está a una palanca de accionamiento 71. La  
25           palanca 71 está conectada a los carretes de válvula de las válvulas de control 50 y 52 a través de muelles de maniobra 74 y 76 que permiten el movimiento de los carretes en respuesta a la presión piloto aún cuando se accione la palanca.

30           Los carretes desplazables de las válvulas principales de control 50 y 52 se desplazan en respuesta a la compresión

de los muelles 74 en respuesta a la pivotación de la palanca 71 para efectuar una comunicación entre las compuertas de admisión 57 y las compuertas de salida 58. El grado de movimiento de la palanca de control 71a determina inicialmente el alcance de movimiento de los carretes de las válvulas principales de control 50,52. Los carretes de las válvulas principales de control 50 y 52 también actúan en respuesta a la presión piloto aplicada en las compuertas 62 y 64 de señales del fluido piloto. Cuando se suministra una señal de retroacción a la compuerta 62, los carretes de las válvulas principales de control 50 y 52 se mueven en respuesta a ella. Además, estos carretes de válvula también son móviles en dirección opuesta, en respuesta a una señal de equilibrio aplicada a su compuerta de equilibrio 64.

Se ha previsto una tubería 78 de suministro de fluido para suministrar fluido de control desde la salida de la bomba de carga 32 a las compuertas de admisión 57 de las válvulas principales de control 50, 52 y la tubería de suministro 78 comprende una válvula de control de caudal, ajustable, u orificio de estrangulación, 69, para limitar la velocidad máxima de respuesta de los pistones de carrera. La compuerta de salida 32 de la bomba de carga 30 está conectada a las tuberías principales de fluido 26 y 28 por medio de tuberías de fluido 81 y 82, respectivamente, que tienen válvulas de retención de repostaje 83 y 84, respectivamente, en ellas.

Las válvulas de retención 83 y 84 están dispuestas de modo que permiten repostar fluido que fluya desde la bomba de carga 30 a cualquiera de las compuertas 16 ó 18 de la bomba principal 10 que sirve en cualquier momento dado durante el funcionamiento de la bomba como compuerta de admisión (baja pre

sión) de la bomba. Cuando cualquiera de las válvulas de retención 83 u 84 esté abierta y actuando para permitir el paso del fluido de repostaje a la bomba 10, entonces a la otra válvula de retención se mantiene cerrada debido a la alta presión del fluido dentro de la tubería de fluido 26 ó 28 conectada entre la bomba principal 10 y el motor hidráulico 14.

Además, los medios de control comprenden un circuito de control de par para sensoriar el par del motor y para proporcionar una señal de retroacción del par a fin de modular las válvulas principales de control 50 y 52 y, con ello, mantener constante la salida del par del motor 14. El circuito de control del par comprende una red que incluye un par de válvulas de control de caudal, no ajustables, y orificios, 86 y 87 que están conectadas en serie entre las tuberías principales 26 y 28 a través de las compuertas del motor 22 y 24, y una tercera válvula de control del caudal, u orificio, 88, que está conectada entre la salida de la bomba de carga 32 y un punto 89 situado entre dicho par de válvulas 86 y 87 de control de caudal. El orificio 88 puede ser fijo o ajustable, de modo que puede ajustarse para un volumen deseado de caudal durante la instalación del sistema. Dicho punto 89 del circuito está, también, conectado por medio de una tubería de fluido 90 a las compuertas de señal de retroacción del par 62, para modular el movimiento de los carretes de las válvulas principales de control 50 y 52.

Los medios de control también comprenden un circuito equilibrador para proporcionar una señal de equilibrio con el fin de modular las válvulas de control 50 y 52 y hacerlas insensibles a las variaciones de la presión de la bomba de carga, transmitidas a las válvulas principales de control en la

señal de retroacción del par a través de la tubería 90. El circuito equilibrador comprende una tubería de fluido de 91 conectada en un punto 92 situado entre la salida de la bomba de carga 32 y el orificio 88 y las compuertas de señal de equilibrio 64 de las válvulas principales de control 50 y 52.

5

El aceite fluye en el circuito principal, que comprende la bomba 10, el motor hidráulico 14 y las tuberías principales 26 y 28, en un ciclo cerrado continua. La cantidad de caudal de aceite se determina por la velocidad a que la bomba 10 es accionada por el motor 12 y por el desplazamiento de la bomba principal 10, mientras que la dirección del caudal está determinado por el ángulo desde el punto neutro de su placa 120. Un conjunto de válvula distribuidora, conectado a través de las tuberías principales 26 y 28, comprende elementos de válvula que son esenciales para proporcionar el funcionamiento adecuado de la transmisión. El conjunto de válvula distribuidora contiene dos válvulas de alivio de alta presión, ajustables, accionadas por piloto, 97 y 98, que sirven para evitar sostenidas purgas anormales de presión en cualquiera de las dos tuberías hidráulicas principales - 26 y 28, descargando aceite de la tubería de alta presión a la tubería de baja presión durante una aceleración anormalmente rápida, frenado brusco y repentina aplicación de carga. También se ha provisto en el conjunto de la válvula distribuidora una válvula de lanzadera 99 y una válvula de alivio de presión de carga 100. La válvula de lanzadera 99 funciona para establecer un circuito entre la tubería principal (26 ó 28) que está a baja presión, y la válvula de alivio de la presión de carga 100, para proporcionar medios para controlar el nivel de la presión de carga y, también, como me-

10

15

20

25

30

5 dio para eliminar el exceso de aceite de refrigeración añadi-  
do al circuito por la bomba de carga 30. La válvula de lanzade-  
ra 99 se centra por medio de un muelle en la posición cee-  
rrada, de modo que durante la transición de la inversión de  
presiones en la tuberías principales 26 y 28, no se pierde -  
nada del aceite de alta presión desde el circuito. Una válvula  
de alivio de presión 95 está conectada a la admisión 32 -  
de la bomba de carga 30.

10 El exceso del aceite de refrigeración procedente de la vál-  
vula de alivio de la presión de carga 100 penetra en la caja  
del motor, luego fluye a través de las tuberías de purga de  
la carcasa, a la carcasa de la bomba. De esta forma, el acei-  
te de refrigeración de la bomba de carga circula a través de  
15 cada uno de los elementos hidráulicos en serie, para ayuda de  
la refrigeración. El aceite de refrigeración sale, luego, de  
la carcasa de la bomba, pasa a través de un termointercambia-  
dor 102 y vuelve al recipiente 60. Se ha previsto una válvula  
de paso 104 para evitar una alta contrapresión en el termoin-  
tercambiador 102 debida al aceite frío o un refrigerador res-  
20 tringido. Durante períodos de operación, cuando la bomba prin-  
cipal está en posición neutra, la válvula de lanzadera 99 se  
cerrará y el exceso de la bomba de carga 30 es dirigido al -  
circuito de refrigeración por la válvula de alivio de presión  
95, en el circuito de la bomba de carga. Cuando funciona en  
25 esta condición, el flujo de aceite de refrigeración no es ad-  
mitido en el motor 14 porque está en reposo.

30 Tal y como muestra la figura 2, es preferible proporcionar  
un frenode suelta neumática o hidráulica, aplicado por muelle  
110, para el eje 13 del motor 14, con el fin de evitar de for-  
ma positiva la rotación de la sección superior 3 de la azada

mecánica 1, cuando no está funcionando el motor 14. Este freno 110 se muestra como zapatas de freno 111 para embragar de forma soltable con el eje 13 y un vástago de pistón 112 para accionar las zapatas de freno. El vástago 112 está conectado  
5 al pistón 113 de un cilindro de suelta de freno 114, cuyo - pistón se desvía a la posición de freno aplicado por medio - de un muelle de compresión 115. El pistón 113 es móvil contra la desviación del muelle 115 por la aplicación de aire o flúido  
10 hidráulico a un extremo del cilindro 114 desde una fuente de fluído 117 a través de una válvula de control de freno de dos posiciones (aplicación-suelta), corriente, accionada por piloto, 118. Debe entenderse que la válvula de control 118 - está conectada a la palanca de control manual 71a por medios corrientes (no mostrados), de modo que la válvula 118 asume  
15 la posición de freno aplicado cuando la palanca de control - 71a está en punto neutro y asume la posición de suelta de freno cuando la palanca de control 71a está en cualquier posición que no sea la de punto neutro.

Con referencia al gráfico de la figura 4, en él se muestran  
20 curvas que reflejan el comportamiento general de un circuito que comprende la bomba de desplazamiento variable 10 y el motor de desplazamiento fijo 14. suponiendo una velocidad de - entrada constante del motor 12, está claro que se produce una eficiencia máxima próxima a la velocidad de entrada superior  
25 que la velocidad de salida está controlada por el desplazamiento de la bomba (y la velocidad de entrada), que para un - funcionamiento hidráulico óptimo, el tamaño (desplazamiento)- de la bomba debe ser igual al tamaño (desplazamiento) del motor; y que el sistema proporciona un control infinito.

30 Con respecto a la línea A del gráfico, cuando el despiaza

miento de la bomba 10 es mínimo (cero) no hay salida de la transmisión. A medida que la bomba 10 entra en carrera, se dispondrá del par de arranque máximo, ya que el motor 14 está siempre en desplazamiento máximo.

5           Con respecto a la línea "B" del gráfico, el par ha permanecido básicamente constante, mientras que los caballos de potencia de salida han aumentado del mínimo al máximo, asumiendo una presión de trabajo constante.

10           Con respecto a la línea B del gráfico, cuando el desplazamiento de la bomba está al máximo, el desplazamiento del motor ha permanecido constante ya que es fijo. El motor 14 se encuentra, entonces, a toda velocidad, ya que el desplazamiento de la bomba está al máximo. El par se reduce porque los caballos de fuerza eran constantes de la línea B a la -  
15           línea B. De este modo, la variación del desplazamiento de la bomba proporciona un número infinito de velocidades de salida, mientras que el desplazamiento fijo del motor proporciona una capacidad constante de par.

#### Funcionamiento.

20           La transmisión hidrostática y los medios de control para ella funcionan de la manera siguiente:

25           Supóngase que el sistema, incidentalmente, está en el estado neutro mostrado en los dibujos y que se desea hacer funcionar el motor 14 en dirección hacia adelante a cierta velocidad predeterminada y de modo que se mantenga un par predeterminado del motor. Supóngase, también, que el motor 12 está funcionando y que las bombas 10 y 30 están girando. Entonces se pivota la palanca de control 71a a la derecha para hacer que la palanca 71 pivote a derechas para permitir que -  
30           el muelle 65 abra la válvula de control principal 50 y, con

ello, afectar el funcionamiento del pistón de carrera 40 para hacer que la compuerta 16 de la bomba principal 10 proporcione fluido presionizado a través de la tubería 26 a la compuerta 22 del motor 14. Cuando la placa circular 120 de la bomba 10 se inclina, se crea una carrera positiva a los pistones de la bomba. Esto, a su vez, a cualquier velocidad de entrada dada, produce ciertocudal procedente de la bomba 10. Este cudal es transferido a través de la tubería de fluido de alta presión 26 al motor 14. La relación del volumen de cudal desde la bomba 10 al desplazamiento del motor 14 determinará la velocidad del eje del motor 14. El desplazamiento de la palanca de control 71a a izquierdas, al lado opuesto del punto neutro, invertiría el cudal procedente de la bomba 10 y haría que el eje motor 14 girase opuesta. La velocidad del eje motor 13 está regulada mediante el ajuste del desplazamiento (caudal) de la transmisión. La carga (presión de trabajo) se determina por las condiciones externas de trabajo, y esto establece la demanda del sistema. El motor 14 gira en posición hacia adelante a la velocidad deseada y el fluido de escape es transmitido desde la compuerta 24 del motor, a través de la tubería 28, a la compuerta 18 de la bomba principal 10, que está en servicio como compuerta de admisión del fluido. La bomba de carga 30 está funcionando y suministra cualquier fluido de relleno necesario desde su compuerta 32 a través de la tubería 82 y a través de la válvula de retención 84 que lleva aquella, a la compuerta 18 de la bomba 10. A causa del diferencial de presión entre la tubería 26 y la tubería 28, se cierra la válvula de retención 83. La presión de fluido resultante producida dentro de las tuberías principales del fluido 26 y 28 entre la bomba principal 10 y

el motor 14 se acondiciona por medio de la red de válvulas de control de caudal, en el circuito de control del par, para producir una señal de retroacción del par a un lado de la válvula principal de control, accionada, 50, esto es, en la compuerta 62, que actúa para inhibir el movimiento del carrete inducido por el funcionamiento manual. El efecto resultante es que la presión del fluido dentro de la tubería de salida- 26 de la bomba al motor 14 varía en proporción con el movimiento de la palanca de control 71a, modulada por la señal de retroacción del par. Más específicamente, el fluido a baja presión fluye desde la compuerta 32 de la bomba de carga 30, a través del orificio 88, al punto 89. La presión del fluido en el punto 89 es, luego, modificada por el diferencial de presión entre las tuberías 26 y 28, y la tubería 90 (esto es, la compuerta 62 de la válvula 50) aprecia la presión resultante y efectúa el desplazamiento de los carretes de las válvulas principales de control 50 y 52, consiguientemente. Ya que los orificios 86 y 87 están conectados en serie entre sí a través de las compuertas 22 y 24 del motor 14, el caudal del fluido que pasa a su través es proporcional a la caída de presión a través de los terminales del motor y afecta proporcionalmente la presión del fluido en la tubería 90. Como consecuencia de ellos, la presión piloto que aparece en la compuerta de presión piloto de la señal de retroacción 62 variará. Como resultado de ello, el grado a que se modula el carrete de válvula 56 es proporcional al par producido por el motor 14. Esta modulación de la válvula de control 50 efectúa la correspondiente modulación del pistón de carrera 40, y varía la presión de salida en la compuerta 16 de la bomba principal para regular la velocidad del motor (y, de este modo, el

par).

Aunque la bomba de carga 30 es una bomba de velocidad - constante, hay variaciones en la presión de salida de la bomba de carga que resultan del funcionamiento de la pluralidad de válvulas de alivio, como 95, que se utilizan comúnmente en el circuito hidráulico de la bomba de carga.

Estas variaciones se reflejan en la señal de retroacción presentada a través de la tubería 90 que va a la válvula de control 50. El movimiento del carreta de la válvula principal de control 50 que, de otro modo, se induciría por la señal de retroacción es vencido por las señales correspondientes (presión piloto) que actúan en dirección opuesta a través de la tubería 91. La señal de equilibrio, aplicada al otro lado del carrete de la válvula principal de control 50 accionada, refleja las variaciones habidas en la presión de la bomba de carga y funciona para compensar el movimiento del carrete de la válvula que, de otro modo, resultaría de las variaciones habidas en la presión de salida de la bomba de carga reflejada en la señal de retroacción.

Los componentes, como son las válvulas de control de caudal o orificios 88, 86, 87 y 79, se seleccionan para conseguir características de ganancia y de descarga rápida apropiadas para un funcionamiento apropiado del ciclo cerrado.

Debe entenderse que el funcionamiento de la palanca 71a en dirección inversa (a izquierdas) efectúa el funcionamiento del motor 14 a la inversa, y la operación del sistema es parecida a la descrita, pero invertida.

Una característica importante de la presente invención es que el sistema permite la rotación libre cuando la palanca de control 71a se hace volver a la posición neutra. Es decir

la bomba principal 10 no realiza una acción inmediata de frenado, sino que permite que el fluido fluya por las tuberías principales 26 y 28 durante un breve período de tiempo para permitir que la sección superior 3 de la azada mecánica 1 siga rotando. Esta acción es posible porque los medios sensores antes descritos sensorizan que hay contrapresión del fluido en un lado del sistema de motor/bomba (esto es, en una de las tuberías 26 ó 28) y mantiene la placa circular 120 de la bomba en una posición inclinada, predeterminada, no neutra. De este modo, el motor 14 entonces como bomba, y la bomba 10 actúa como motor y tiende a permanecer en carrera. El efecto neto de esta acción es proporcionar una desaceleración de par controlada para el motor 13 y la sección superior 3 y esto difiere sustancialmente de los sistemas convencionales en que las válvulas de alivio se abrirían automáticamente para descargar rápidamente el aceite (y, de este modo, consumir energía) en este punto, en operaciones clásicas de la máquina.

REIVINDICACIONES

1.- Sistema de control de ciclo cerrado para transmisión hidrostática, combinadamente en maquinaria para la manipulación de materiales: una transmisida hidrostática que comprende de una bomba principal y un motor de fluido conectado para ser accionado por lfuido descargado a través de, por lo menos, una tubería de suministro principal desde dicha bomba principal; medio accionados por fluido, accionables selectivamente relacionados operativamente con dicha bomba principal para regular el caudal del fluido desde dicha bomba principal a dicho motor para, con ello, controlar la velocidad de dicho motor, una bomba de carga para suministrar fluido a dicha bomba principal y dicho motor de fluido; medios para accionar dicha bomba principal y dicha bomba de carga; por lo menos una válvula de control que es selectivamente operable para dirigir el fluido desde dicha bomba de carga a dichos medios para efectuar el funcionamiento de dicho motor a un par seleccionado; siendo modulable dicha válvula de control principal en respuesta a la presión de un primer fluido piloto suministrado a ella; y primeros medios de señales de retroacción para suministrar un primer fluido piloto a dicha válvula de control principal a una presión relacionada con el par del motor para modular dicha válvula de control cuando ésta es accionada, de forma selectiva, para ajustar el caudal del fluido desde dicha bomba principal a dicho motor de fluido para mantener un máximo de par del motor.

2.- Sistema de control de ciclo cerrado para transmisión hidrostática, de acuerdo con la reivindicación 1, donde la presión de dicho primer fluido piloto se deriva del diferencial de presión entre dicha tubería de suministro principal

y la presión de salida de dicha bomba de carga.

3.- Sistema de control de ciclo cerrado para transmisión hidrostática, de acuerdo con la reivindicación 2, donde dicha válvula de control principal es, además, modulable en respuesta a la presión de un segundo fluido piloto suministrado a ella y que comprende medios de señal de retroacción para suministrar un segundo fluido piloto a dicha válvula de control principal a una presión relacionada con la presión del fluido de dicha bomba de carga modular adicionalmente dicha válvula de control principal de modo que las variaciones de la presión del fluido de dicha bomba de carga que se reflejan en dicho primer fluido piloto son anuladas.

4.- Sistema de control de ciclo cerrado para transmisión hidrostática, de acuerdo con la reivindicación 2, donde dicha primer señal de retroacción comprende una primera tubería de suministro de fluido conectada entre dicha válvula de control principal y un circuito conectado entre dicha tubería de suministro principal y dicha bomba de carga.

5.- Sistema de control de ciclo cerrado para transmisión hidrostática, de acuerdo con la reivindicación 3, donde dicho segundos medios de señal de retroacción comprenden una segunda tubería de suministro de fluido piloto conectada entre dicha válvula de control principal y dicha bomba de carga.

6.- Sistema de control de ciclo cerrado para transmisión hidrostática, según reivindicaciones anteriores, caracterizado por una transmisión hidrostática que comprende una bomba principal y un motor de fluido conectado para ser accionado en cualquiera de dos direcciones por el fluido descargado a través de una de las dos tuberías de suministro principal de la bomba principal; medios accionados por el fluido, selecti

vamente actuables en dicha bomba principal para regular la -  
dirección y el volumen de cuadal de fluido desde dicha bomba  
principal a través de dichas tuberías de suministro principal  
a dicho motor; una bomba de carga para suministrar fluido a  
5 dicha bomba principal y dicho motor de fluido; medios para -  
accionar dicha bomba principal y dicha bomba de carga; un par  
de válvulas de control principal, modulables, del fluido pilo  
to, de operación selectivamente alternativo, siendo selecti-  
vamente ajustable cada una de dichas válvulas de control prin  
10 cipal para dirigir el fluido desde dicha bomba de carga a di  
chos medios, con el fin de efectuar el funcionamiento de di-  
cho motor en una dirección, a un para seleccionado, siendo -  
modulable cada una de dichas válvulas de control principal -  
en respuesta a la presión del primer fluido piloto suminis-  
15 trado a ella; y primeros medios de señal de retroacción para  
suministrar fluido piloto a una presión relacionada con el -  
par del motor para modular cualquiera de una de dicho para -  
de válvulas de control principal que esté funcionando, para  
mantener un máximo de par del motor.

20 7.- Sistema de control de ciclo cerrado para transmisión  
hidrostática, de acuerdo con la reivindicación 6, donde la -  
presión de dicho primer fluido piloto se deriva del diferen-  
cial de presión entre una de dicho para de tuberías de sumi-  
nistro principal y la presión de salida de dicha bomba de -  
25 carga.

8.- Sistema de control de ciclo cerrado para transmisión  
hidrostática, de acuerdo con la reivindicación 7, donde cada  
una de dichas válvulas de control principal es adicionalmen-  
te modulada en respuesta a la presión de un segundo fluido -  
30 piloto suministrado a ella y que comprende segundos medios -

de señal de retroacción para suministrar un segundo fluido piloto a cualquiera de una de dicho para de válvulas de control principal que esté funcionando a una presión relacionada con la presión del fluido de dicha bomba de carga para -  
5 adicionalmente modular la válvula de control principal que está funcionando de modo que las variaciones de la presión del fluido de dicha bomba de carga que se reflejan en dicho primer fluido piloto se anulen.

9.- Sistema de control de ciclo cerrado para transmisión hidrostática, según reivindicaciones anteriores caracterizado por una transmisión hidrostática que comprende una bomba principal de desplazamiento variable y un motor de fluido -  
10 de desplazamiento fijo, conectada para ser accionada por el fluido descargado a través de, por lo menos, una tubería de suministro principal desde dicha bomba principal; medios -  
15 accionados por el fluido, selectivamente accionables, en dicha bomba principal, para variar el desplazamiento de dicha bomba principal y, con ello, regular el caudal del fluido -  
que va desde dicha bomba principal a dicho motor para, con  
20 ello controlar el par de dicho motor; una bomba de carga para suministrar fluido a dicha bomba principal y dicho motor de fluido; medios para accionar dicha bomba principal y dicha bomba de carga a velocidad constante; por lo menos una  
25 válvula de control principal modulable, del fluido piloto, selectivamente accionable, siendo selectivamente operable -  
dicha válvula principal de control para dirigir el fluido -  
desde dicha fuente de suministro a dichos medios para efectuar el funcionamiento de dicho motor a un par seleccionado,  
siendo modulada dicha válvula de control principal en respuesta a la presión de un primer fluido piloto suministrado  
30

a ella; y primeros medios de señal de retroacción para suministrar el primer fluido piloto a dicha válvula de control principal a una presión relacionada con el par del motor para modular dicha válvula de control principal cuando está -  
5 es selectivamente accionada para ajustar el caudal del fluido desde dicha bomba principal a dicho motor de fluido con el fin de mantener al máximo el par del motor.

10.- Sistema de control de ciclo cerrado para transmisión hidrostática, de acuerdo con la reivindicación, 9 donde la presión de dicho primer fluido piloto se deriva del diferencial de presión entre dicha tubería de suministro principal y la salida de dicha bomba de carga.

11.- Sistema de control de ciclo cerrado para transmisión hidrostática, de acuerdo con la reivindicación 10, donde dicha primera válvula de control principal es adicionalmente modulable en respuesta a la presión de un segundo fluido piloto suministrado a ella y que incluye segundos medios de -  
15 señal de retroacción para suministrar un segundo fluido piloto a dicha válvula de control principal a una presión relacionada con la presión del fluido de dicha bomba de carga para, además, modular dicha válvula de control principal de modo que las variaciones de la presión del fluido de dicha fuente de suministro, que se reflejan en dicho primer fluido piloto, se anulan.

12.- Sistema de control de ciclo cerrado para transmisión hidrostática, de acuerdo con la reivindicación 10, donde dichos primeros medios de señal de retroacción comprenden una primera tubería de suministro de fluido piloto conectada entre dicha válvula de control principal y un primer circuito  
20 conectado entre dicha tubería de suministro principal y la  
30

descarga de dicha bomba de carga.

5 13.- Sistema de control de ciclo cerrado para transmisión hidrostática, de acuerdo con la reivindicación 11, donde dichos segundos medios de señal de retroacción comprenden una segunda tubería de suministro del fluido piloto, conectada entre dicha válvula de control principal y dicha bomba de carga.

10 14.- Sistema de control de ciclo cerrado para transmisión hidrostática, según reivindicaciones anteriores, caracterizado por una transmisión hidrostática que comprende una bomba principal de desplazamiento variable y un motor de fluido - de desplazamiento fijo conectado para ser accionado en cualquiera de dos direcciones por el fluido descargado a través de una del par de tuberías de suministro principal desde dicha bomba principal; medios accionados por el fluido, selectivamente accionados, en dicha bomba principal para regular la dirección y el régimen del caudal de fluido desde dicha bomba principal, a través de dichas tuberías de suministro principal. a dicho motor; una bomba de carga para suministrar fluido a dicha bomba principal y a dicho motor de fluido; - 20 medios para accionar dicha bomba principal y dicha bomba de carga de velocidad constante; un par de válvulas de control principal, modulables, del fluido piloto, accionables alternativamente de forma selectiva, estando cada una de dichas 25 válvulas de control principal selectivamente ajustables para dirigir el fluido desde dicha bomba de carga a dichos medios para efectuar el funcionamiento de dicho motor en una dirección a un par per seleccionado, siendo modulada cada una de dichas válvulas de control principal en respuesta a 30 la presión del primer fluido piloto suministrado a ella, y

primeros medios de señal de retroacción para suministrar fluj  
do piloto a una presión relacionada con el par del motor con  
el fin de modular cualquiera de dicho para de válvulas de e  
control principal que esté funcionando para manter al máxi-  
5 mo el par del motor.

15.- Sistema de control de ciclo cerrado para transmisión  
hidrostática, de acuerdo con la reivindicación 14, donde la  
presión de dicho primer fluido piloto se deriva del diferen  
cial de presión entre una de dicho para de tuberías de sumi  
10 nistro principal y dicha bomba de carga.

16.- Sistema de control de ciclo cerrado para transmisión  
hidrostática, de acuerdo con la reivindicación 15, donde ca  
da una de dichas válvulas de control principal es adicional  
mente modulable en respuesta a la presión de un segundo fluj  
15 do piloto suministrado a ella y que comprende segundos me  
dios de señal de retroacción para suministrar un segundo -  
fluido piloto a cualquiera de una de dicho par de válvulas  
de control principal que esté accionada a una presión relacio  
nada con la presión del fluido de dicha bomba de carga para  
20 adicionalmente, modular la válvula de control principal que  
está funcionando, de modo que las variaciones de la presión  
del fluido de dicha bomba de carga, que se reflejan en dicho  
primer fluido piloto, se anulen.

17.- Sistema de control de ciclo cerrado para transmisión  
25 hidrostática, según reivindicaciones anteriores, caracteriza  
do por, una bomba hidráulica principal, reversible, de velo  
constante y desplazamiento variable, del tipo de placa cir  
cular, accionada por motor, que tiene cilindros de servocon  
trol y acoplada por medio de un par de tuberías de fluido -  
30 principal en un circuito de ciclo cerrado a un motor hidrau

lico reversible, de velocidad variable y de desplazamiento fijo, del tipo de placa circular, una bomba de carga de velocidad constante y desplazamiento fijo, accionada por motor; un para de válvulas de control de desplazamiento de la bomba, moduladas, de presión piloto accionadas por palanca de control, selectivamente accionables para dirigir el fluido de control desde dicha bomba de carga a los pistones de carrera de dichos cilindros de servocontrol, en dicha bomba principal, para, con ello, controlar la dirección y el par del motor; estando también conectada dicha bomba de carga, a través de válvulas de retención de repostaje, para suministrar fluido de repostaje a dicho circuito de ciclo cerrado; una red para medir la caída de presión del fluido a través del motor y, de este modo, proporcionar una señal de retroacción del par del fluido piloto, para modular dichas válvulas de control y, con ello, mantener una par máximo del motor para la posición de la palanca de control seleccionada comprendiendo dicha red un par de válvulas de control del caudal conectadas en serie, conectadas entre dichas tuberías de fluido principales y una tercera válvula de control de caudal conectada entre la salida de la bomba de carga y un punto situado entre dicho para de válvulas de control de caudal, y una primera tubería de fluido piloto conectada entre dicho punto y dicho par de válvulas de control.

18.- Sistema de control de ciclo cerrado para transmisión hidrostática, de acuerdo con la reivindicación 17 que comprende, adicionalmente, medios para transmisión una señal - equilibradores desde la bomba de carga para modular adicionalmente dichas válvulas de control y, con ello, hacerlas insensibles a las variaciones de la presión de la bomba de

de carga que aparecen en la señal de retroacción del par, -  
comprendiendo dichos medios una segunda tubería de fluido -  
piloto conectada entre la salida de dicha bomba de carga y  
dicho par de válvulas de control.

5           19.- SISTEMA DE CONTROL DE CICLO CERRADO PARA TRANSMISION  
HIDROSTATICA.

Todo conforme se describe en la Memoria que antecede se -  
ilustra como ejemplo de ejecución en los planos unidos a es-  
lla y se reivindican en su reivindicaciones.

10           Esta Memoria consta de treinta y cuatro hojas foliadas -  
escritas a máquina por una sóla cara y planos que la acompa  
ñan.

Madrid, 24 de Septiembre de 1976

KOEHRING COMPANY

15

P.A.  

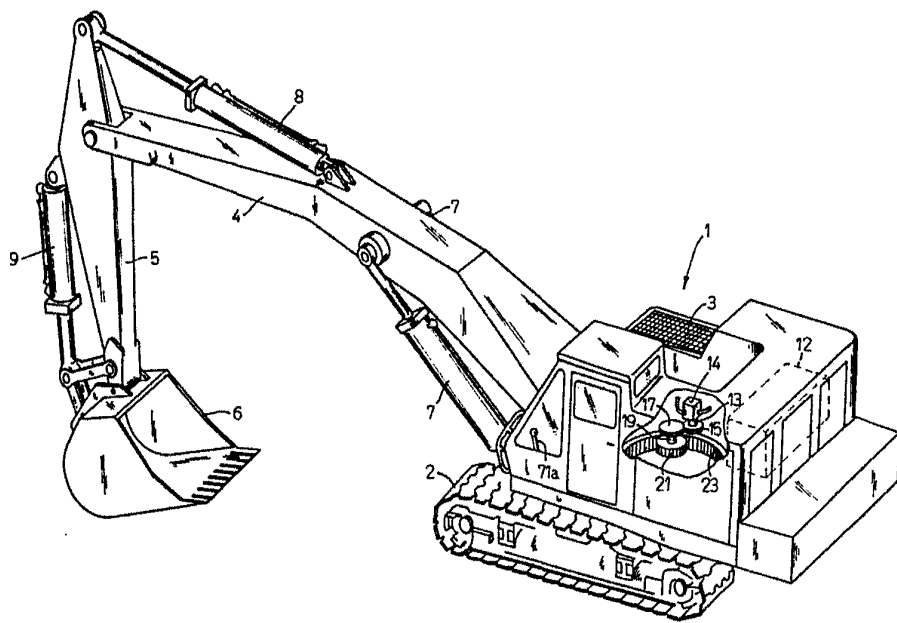
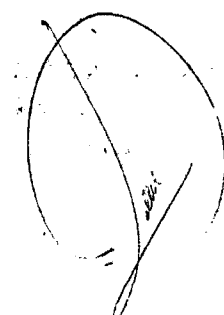



FIG.1



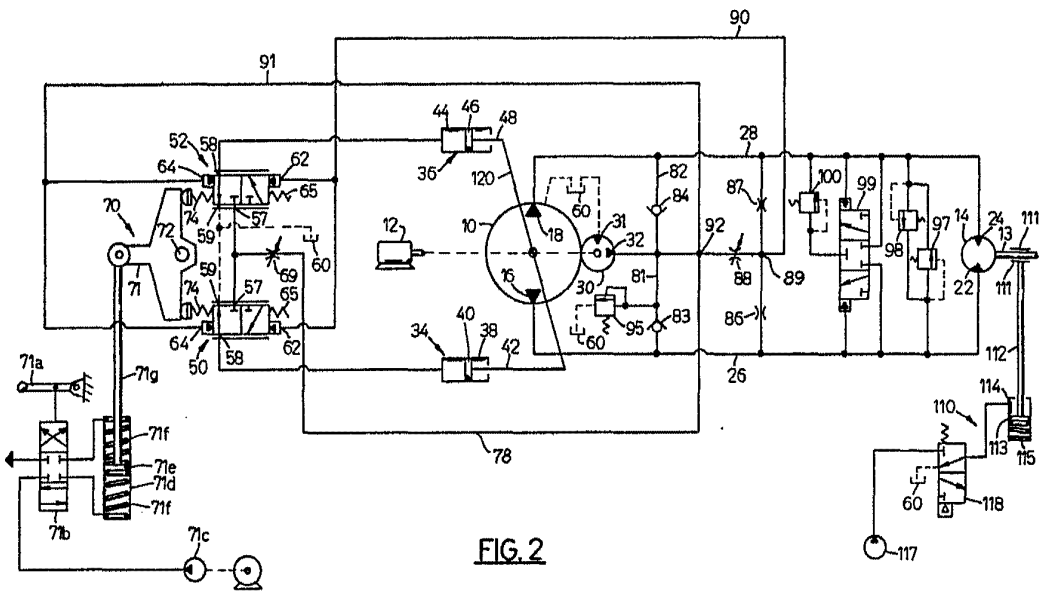


FIG. 2

