

DISPOSITIVO DE CONTROL DE FLUJO FLUIDO Y MÉTODO

CAMPO DE LA INVENCIÓN

La invención se refiere a un dispositivo de control de flujo fluido para controlar un flujo de un fluido entre dos volúmenes aislados que tienen una presión diferencial entre ellos, más específicamente, un dispositivo de control de flujo fluido para proporcionar una tasa de flujo constante de un fluido de inyección en una formación de pozo independiente de cambios en la presión diferencial entre una presión del depósito y la presión del fluido de inyección dentro de la tubería.

ANTECEDENTES DE LA INVENCIÓN

Un pozo para producir hidrocarburos a partir de un depósito subterráneo, o un pozo de inyección donde se inyectan fluidos presurizados en una formación de pozo a fin de auxiliar la optimización de la extracción de hidrocarburos a partir de un depósito, puede extenderse a través del depósito o formación de pozo en una variedad de orientaciones. Tradicionalmente, se tenía acceso a los depósitos mediante perforación de pozos verticales. Esta es una técnica simple y directa, pero una que proporciona contacto limitado del depósito por pozo. Por consiguiente, con objeto de tener mayor acceso a un depósito por pozo, se desarrollaron técnicas y dispositivos para perforar pozos horizontales, es decir, cambiar el pozo de vertical a horizontal a una determinada profundidad bajo la superficie. Los así llamados pozos multi-laterales proporcionan incluso mayor acceso a – y contacto con – el depósito. De igual modo, con frecuencia también se perforan cadenas de inyección en una orientación horizontal por razones similares.

A fin de incrementar la habilidad de recuperar el petróleo presente en el depósito, se colocan Dispositivos de Control de Afluencia (ICDs) en la pared de la cadena de producción. Típicamente, una cadena de producción en un pozo horizontal comprende un gran número de ICDs dispuestos a intervalos regulares a través de toda su longitud. Los ICDs sirven como puertos de afluencia para el petróleo que fluye desde el depósito (normalmente a través del espacio anular entre la cadena de producción y la formación del pozo) y hacia la cadena de producción, y son puertos que tienen un área de flujo fija. Los así llamados ICDs autónomos (AICDs) tienen un área de flujo variable y comprenden uno o más elementos de válvula y normalmente se abren cuando el petróleo fluye a través del dispositivo, pero paran el flujo cuando y donde el agua y/o gas entran a la cadena de producción. El espacio anular entre la cadena de producción y la formación de pozo se divide típicamente en zonas mediante empaquetadores de aislamiento zonales, por ejemplo, empaquetadores inflables del espacio anular, empaquetadores mecánicos o empaquetadores dilatables, los cuales son conocidos en la materia. Uno o más ICDs o ICDs autónomos se colocan entonces en cada zona. Igualmente, las cadenas de inyección se disponen en una formación de pozo, y el espacio anular entre la cadena de inyección y la formación se divide típicamente en zonas mediante empaquetadores de aislamiento zonal.

Un problema que puede existir en pozos de producción horizontales y altamente desviados es que pueden ocurrir perfiles de flujo no uniforme a través de la longitud de la sección horizontal. Este problema puede surgir debido a la disminución no uniforme aplicada al depósito a través de la longitud de la sección horizontal, debido, por ejemplo, a variaciones en la presión del depósito, diferente permeabilidad de la estructura de roca a través de la longitud de la columna de perforación, fracturas en

la formación y/o diferente movilidad de fluidos. Este perfil de flujo no uniforme puede provocar numerosos problemas, por ejemplo, descubrimiento prematuro de agua o gas y obstrucción de criba y erosión (en tales pozos de control) y puede disminuir severamente la vida y rentabilidad del pozo.

En pozos de inyección horizontales, se aplica el mismo fenómeno a la inversa y puede dar como resultado una distribución no uniforme de fluidos de inyección a través de la longitud de la cadena de inyección, dejando partes del depósito no barridas y dando como resultado la pérdida de hidrocarburos recuperables. Con respecto a pozos de inyección, el fluido de inyección puede introducirse en la formación del pozo a través de un dispositivo de control de *pérdida* (OCD).

Las variaciones en la presión del depósito y la caída de presión dentro de la perforación pueden provocar que se produzcan (en pozos productores) o inyecten (en pozos inyectores) fluidos a tasas no uniformes. Esto puede ser especialmente problemático en pozos horizontales, largos, donde la caída de presión a lo largo de la sección horizontal de la perforación provoca una máxima caída de presión en el talón del pozo, provocando que el talón produzca o acepte fluido de inyección a una mayor tasa en comparación con la punta del pozo. Esto puede provocar un barrido no uniforme en los pozos inyectores y un descubrimiento de agua indeseablemente temprano en pozos productores. Las variaciones de presión a lo largo del depósito dificultan aún más el lograr un perfil de producción/inyección uniforme a lo largo de toda la zona de interés.

Se conocen diversos métodos que intentan lograr producción/inyección uniforme a través de la longitud total de la perforación. Estos métodos varían desde simples técnicas, como perforación selectiva, hasta sofisticadas conclusiones inteligentes que utilizan válvulas de control de flujo dentro del pozo y mediciones de presión/temperatura que le permiten a uno controlar la tasa de flujo y descenso desde diversas secciones de la perforación. Ambos métodos son complicados y no particularmente eficaces.

La Fig. 1 ilustra el problema arriba descrito, conocido en la materia, que muestra diversas zonas de inyección aisladas, de un pozo inyector de agua que pasa a través de una formación que tiene diferentes características de fractura y/o permeabilidad a través de su longitud. En soluciones de la técnica anterior, sin un dispositivo de control de pérdida, los fluidos inyectados favorecerán la trayectoria de menor resistencia, con una porción inconvenientemente grande del fluido de inyección entrando a zonas con alta permeabilidad, de hecho, "robando" fluido de inyección de otras zonas menos permeables. El impacto es una ineficaz inyección de agua y soporte de presión, pérdida de fluidos en zonas de fractura o alta permeabilidad, escasa eficiencia de barrido, reducida recuperación de petróleo, daño de formación potencial debido a elevada inyección de canal.

La Fig. 2 ilustra gráficamente este problema de la técnica anterior con respecto a tres zonas de inyección con diferentes permeabilidades: una zona de alta permeabilidad, una zona de permeabilidad intermedia y una zona de baja permeabilidad. Las gráficas arriba de las zonas representan gráficamente la tasa de flujo (Q) del fluido de inyección (a través de aberturas de OCD del mismo tamaño) contra presión diferencial ΔP . Las zonas con alta permeabilidad tendrán menos resistencia a la presión en el depósito contra la presión del fluido de inyección y, por lo tanto, una elevada presión diferencial a través del OCD con la correspondiente tasa de flujo elevada. Las zonas con baja permeabilidad tendrán una mayor presión que resiste al fluido de inyección y, por lo tanto, una menor presión diferencial y la

correspondiente tasa de flujo menor. La Fig. 2 muestra curvas dP/flujo para zonas con diferente resistencia/permeabilidad utilizando OCD convencional con una abertura de flujo de un tamaño fijo. El flujo a través de una abertura de tamaño fijo, graficada contra dP, dará una curva no lineal, como se muestra. Cuando se conoce una tasa de flujo contra curva dP, uno puede estimar la tasa de flujo a través del tamaño de abertura fija para cualquier dP dado, lo cual, como se muestra en la Fig. 2, da como resultado una mayor tasa de flujo hacia la zona con alta permeabilidad.

Las diferentes tasas de flujo para zonas de diferente permeabilidad se encuentran en muchas situaciones indeseables como las arriba discutidas. Por consiguiente, existe una necesidad de un dispositivo de control de pérdida *autónomo* que proporcione una tasa de flujo predeterminada, por ejemplo, constante, para las zonas de inyección a pesar de las diferencias en la presión diferencial a través de la longitud de la formación. La inyección de fluido (o recuperación en el caso de una cadena de producción) sería así predecible o consistente en el caso de tasa de flujo constante, a través de la longitud de la cadena del pozo.

El propósito de la presente invención es superar los inconvenientes de la técnica anterior arriba mencionada y obtener ventajas adicionales.

BREVE DESCRIPCIÓN DE LA INVENCION

La invención se expone y caracteriza en las reivindicaciones independientes, mientras que las reivindicaciones dependientes describen otras características de la invención.

De acuerdo con un aspecto, la invención proporciona un dispositivo de control de flujo fluido que puede compensar el efecto de las características de fractura o permeabilidad de una zona de flujo fluido. De acuerdo con este aspecto, el dispositivo de control de flujo fluido inventivo comprende una válvula que corta predeciblemente el flujo fluido a fin de lograr una tasa de flujo fluido, predeterminada, para una presión diferencial en particular, por ejemplo, un dispositivo donde la válvula corta el flujo fluido a la *misma* tasa de flujo para cualquier presión diferencial (dentro de un intervalo de presiones diferenciales, esperadas) a través de la válvula. Un objeto de este aspecto de la invención se representa gráficamente por la Fig. 3 para las mismas tres zonas que se muestran en la Fig. 2, mostrando un dispositivo de control de pérdidas autónomo (AOCD) de acuerdo con un aspecto de la invención, logrando la misma tasa de flujo para cada zona, independiente de la presión diferencial (*dP*) en cada zona.

De acuerdo con un aspecto, el dispositivo de control de flujo fluido comprende un alojamiento que comprende una trayectoria de flujo que permite que al menos una parte importante de un fluido fluya desde una entrada de flujo fluido, expuesta a un primer volumen a una presión P_1 , hacia una salida de flujo fluido, expuesta a un segundo volumen a una presión P_3 , con una presión diferencial dP entre ellas, donde las presiones son presiones estáticas en los volúmenes. Preferentemente, el alojamiento tiene una forma longitudinal con un primer extremo y un segundo extremo, en donde la entrada de flujo fluido se localiza en el primer extremo del alojamiento. En un aspecto, el primer volumen es una fuente de un fluido de inyección, siendo P_1 la presión del fluido de inyección y el segundo volumen es una formación de pozo, siendo la presión P_3 la presión del depósito. El dispositivo de control de flujo fluido comprende además un pistón que es longitudinalmente movable dentro del alojamiento. Conectado a un primer extremo del pistón se encuentra un cuerpo limitador o de constricción, por ejemplo, un cuerpo de forma

cónica, dispuesto para limitar de manera variable la trayectoria de flujo dependiente de la posición longitudinal del cuerpo de constricción en relación a un pasaje de trayectoria de flujo. En un aspecto, el cuerpo de constricción (limitador) se mueve en relación a una abertura de orificio fijo que puede ser del mismo tamaño o menor que la entrada. Un área de flujo limitado A_f se establece en la sección anular de la abertura de orificio que se determina por la posición longitudinal x del cuerpo de constricción (limitador) en relación al orificio. La menor sección de la trayectoria de flujo es referida como la sección de constricción o punto de constricción.

El pistón es longitudinalmente movable dentro del alojamiento desde una primera posición, donde el pasaje de trayectoria de flujo es relativamente abierto, hasta una segunda posición, donde el pasaje de trayectoria de flujo se encuentra relativamente más limitado (o cerrado). En un aspecto, el pistón se mueve en una dirección opuesta a la dirección de flujo.

En una modalidad, el segundo extremo del pistón se conecta a un cabezal de pistón expuesto a una cámara de presión que tiene una presión P_2 que depende de la presión P_1 . La cámara de presión puede definirse como un volumen entre una superficie distal del cabezal de pistón y el segundo extremo del alojamiento. Una superficie próxima del cabezal de pistón puede ser expuesta a una cámara de muelle, definida como un volumen entre la superficie proximal del cabezal de pistón en un extremo de la cámara de muelle y un miembro de sellado en otro extremo de la cámara de muelle. La cámara de muelle se expone a una presión P_3 a través de una o más aberturas de cámara de muelle en el alojamiento. De acuerdo con esta modalidad, la presión P_3 actúa sobre la superficie proximal del cabezal de pistón, desviando al pistón hacia la primera posición más abierta, mientras la presión P_2 en la cámara de presión actúa sobre la superficie distal del cabezal de pistón, desviando al pistón hacia la segunda posición, más limitada.

Las aberturas en el alojamiento de cámara de muelle pueden ser pequeñas, de tal manera que evitan la recolección de residuos dentro de la cámara. Si el tamaño de las aberturas es lo suficientemente pequeño, la trayectoria de flujo menor también creará una restricción de flujo para el movimiento transitorio del pistón cuando se desplaza el fluido en el volumen de la cámara de muelle. Esto, de hecho, funciona como un amortiguador hidráulico y previene respuestas repentinas o el cierre repentino debido a puntos máximos de presión y martillos hidráulicos.

En una modalidad, el pistón y el cuerpo de constricción tienen una barrena de paso que tiene una entrada de barrena en el primer extremo del pistón (por ejemplo, una punta del cuerpo de constricción) en comunicación fluida con la trayectoria de flujo y una salida de barrena en el segundo extremo del pistón en comunicación fluida con la cámara de presión localizada distal al segundo extremo del pistón. La barrena comunica presión P_1 a la cámara de presión, logrando así la presión P_2 en la cámara.

De acuerdo con una modalidad, la cámara de presión se sella sin flujo, solo comunicación de presión. La presión P_2 es entonces la presión total o presión de estancamiento, dependiente de un componente de presión estática P_{1s} y un componente de presión dinámica P_{1v} dadas a partir de la velocidad de entrada de barrena. El componente dinámico se relaciona con la geometría de la tasa de flujo de entrada. En este caso, la presión P_2 es aproximadamente igual a la presión estática en el primer volumen menos cualquier pérdida de energía a través de la entrada.

De acuerdo con otra modalidad, la cámara de presión tiene una salida con una abertura de flujo lo suficientemente grande para purgar partículas o contaminantes que puedan acumularse dentro de la cámara, pero lo suficientemente pequeña para mantener una presión P_2 mayor a P_3 . La abertura de flujo creará una trayectoria de flujo secundaria entre el primer volumen P_1 , a través de la barrena de paso, y el segundo volumen P_3 , a través de la cámara de presión como un volumen intermedio P_2 .

De acuerdo con una modalidad, el dispositivo puede comprender un miembro elástico o resiliente dispuesto en la cámara de muelle, entre la superficie proximal del cabezal de pistón y el miembro de sellado u otra parte del alojamiento, estableciendo un acoplamiento elástico o resiliente entre ellos. Los términos “elástico” y “resiliente” significan, en este contexto, ser capaces de estirarse o comprimirse, y regresar a su forma. De acuerdo con un aspecto, el miembro elástico o resiliente desvía al pistón hacia la primera posición más abierta. Un ejemplo de un miembro elástico o resiliente es un muelle.

El pistón, el alojamiento y el miembro elástico/resiliente se diseñan de tal manera que, cuando una fuerza neta ΔF , que actúa sobre y desvía al pistón hacia la segunda posición, excede un umbral mínimo F_{pre} , el pistón, y por lo tanto el cuerpo de constricción, se moverán en relación al pasaje de trayectoria de flujo hacia la segunda posición más limitada. En un aspecto, el umbral se determina al menos parcialmente por la precarga del muelle. La precarga puede determinarse en proporción a una tasa de flujo deseada, predeterminada, del dispositivo. La válvula operará en abertura total A_{L0} con el limitador en una posición fija hasta que se alcanza esta tasa deseada, predeterminada.

De acuerdo con un aspecto, el cuerpo de constricción tiene una forma mediante la cual mientras más lejos se mueve el pistón hacia la segunda posición, se vuelve menor el tamaño de un área anular entre el cuerpo de constricción y paredes del pasaje de trayectoria de flujo u orificio, reduciendo así el tamaño eficaz del pasaje de trayectoria de flujo. Por ejemplo, el área de corte transversal del miembro de constricción puede incrementarse a lo largo de la dirección longitudinal del cuerpo. En una modalidad preferida, el cuerpo de constricción es generalmente cónico y puede comprender una punta redondeada o despuntada. Mientras más lejos se inserta el cuerpo de constricción en el pasaje de trayectoria de flujo, se vuelve menor el tamaño eficaz del pasaje de trayectoria de flujo.

En una configuración ejemplar de la invención, la salida de trayectoria de flujo puede disponerse en un lado del alojamiento, de tal manera que la trayectoria de flujo comprende un cambio de dirección esencialmente de 90 grados. Las aberturas de salida pueden ser ranuras u orificios radiales. Un efecto de la salida dispuesta de esta manera es disminuir la velocidad a P_3 con mínimo efecto adicional sobre la función del dispositivo. La disposición de la salida de esta manera, también puede prevenir la inyección de partículas/erosión intervengan cualquier criba de filtro empleada con el dispositivo.

En otra configuración ejemplar de la invención, el dispositivo de control de flujo fluido puede comprender un medio de sellado posterior, tal como una o más juntas tóricas dispuestas entre el extremo posterior del pistón y una superficie interna del alojamiento, previniendo así cualquier comunicación de fluido dentro del alojamiento, entre la cámara de presión y la cámara de muelle.

De acuerdo con un aspecto de la invención, se selecciona un muelle con una característica predefinida de muelle/fuerza, mediante lo cual, la distancia longitudinal que se moverá el cuerpo de constricción cónico en relación al pasaje de trayectoria de flujo, es una cantidad conocida para cualquier

presión diferencial dada a través del dispositivo (en particular, la presión diferencial entre P_1 y P_3). De acuerdo con este aspecto, ya que se conoce la distancia longitudinal que se moverá el cuerpo de constricción para una primera presión diferencial ΔP_1 , la forma del cuerpo de constricción se diseña de tal manera que, cuando el cuerpo de constricción se mueve una primera distancia conocida, correspondiente a la primera presión diferencial ΔP_1 , el cuerpo de constricción tendrá un primer diámetro en esa primera posición que forma una abertura en relación al orificio fijo, con una primera área anular de un tamaño predeterminado que dará como resultado una primera tasa de flujo deseada, específica, a una primera presión diferencial ΔP_1 . De igual modo, la forma del cuerpo de constricción se elige de tal manera que, cuando el cuerpo de constricción se mueve una segunda distancia conocida, correspondiente a una segunda presión diferencial ΔP_2 , el cuerpo tendrá un segundo diámetro en esa segunda posición, creando una segunda área anular que produce una segunda tasa de flujo a una segunda presión diferencial ΔP_2 . Como puede apreciarse, si la primera tasa de flujo deseada a una primera presión diferencial ΔP_1 se elige que sea la misma que la segunda tasa de flujo deseada a una segunda presión diferencial ΔP_2 , entonces se logrará una tasa de flujo constante tanto en la presión diferencial ΔP_1 como en la presión diferencial ΔP_2 . De acuerdo con un aspecto de la invención, la forma del cuerpo de constricción se deriva de acuerdo con una fórmula que calcula un diámetro del cuerpo cónico que produce una tasa de flujo deseada a cualquier presión diferencial dada dentro de una ventana de operación de presiones diferenciales esperadas. De acuerdo con un aspecto, la tasa de flujo deseada se elige para que sea generalmente igual en todas las presiones diferenciales en la ventana de operación, logrando así una tasa de flujo constante.

La fuerza neta ΔF , y por lo tanto la distancia que recorrerá el cuerpo de constricción, se calcula con base en un equilibrio de fuerza dentro del alojamiento, es decir, incluyendo la fuerza del muelle, presiones P_1 , P_2 , P_3 , así como también otras fuerzas tales como fricción, otras fuerzas que también pueden presentarse y pueden factorizarse en la fórmula a fin de incrementar la capacidad de predecir la distancia que se mueve el cuerpo de constricción para una presión diferencial dada.

En la configuración ejemplar donde la forma del cuerpo constrictor se calcula para dar una tasa predefinida, el método de estimar la forma del cuerpo constrictor puede expresarse como en lo sucesivo:

La presión diferencial mencionada a través del dispositivo para el flujo proveniente del primero hasta el segundo volumen, puede expresarse como:

$$dp_v = P_1 - P_3$$

En la expresión anterior,

- dp_v es la presión diferencial en el dispositivo en Pascales (N/m^2)

- P_1 es la presión total en el lado río arriba del dispositivo en Pascales (N/m^2)

- P_3 es la presión total en el lado río abajo del dispositivo en Pascales (N/m^2).

Para cada posición de la constricción en relación a la abertura fija, el balance de fuerza puede establecerse como se expresa:

$$\Sigma F_x = F_s + F_1 + F_3 - F_2 = 0$$

En la expresión anterior,

- ΣF_x es la suma de todas las fuerzas en x dirección en Newton (N)
- F_s es la fuerza del muelle en Newton (N)
- F_1 es la fuerza del cuerpo de constricción en Newton (N)
- F_2 es la fuerza del pistón por P2 en Newton (N)
- F_3 es la fuerza sobre el pistón por P3 en Newton (N)

Donde la suma de todas las fuerzas en cada posición de equilibrio iguala a 0 y el signo de estas fuerzas se da por la dirección para la cual actúan a lo largo del eje longitudinal x.

La expresión puede extenderse para incluir la precarga de muelle F_{pre} , considerando que el efecto de la precarga de muelle en el balance desplaza de manera eficaz todas las dependencias.

La expresión puede extenderse además para incluir las fuerzas si se conocen o miden como fricción mecánica F_F , u otras fuerzas cuantificables conocidas en el sistema que pueden provocar pérdidas de fuerza F_L .

En la configuración ejemplar de la invención, el miembro resiliente es un muelle lineal que sigue la ley de Hooke. La fuerza del muelle se expresa:

$$F_s = k \cdot x$$

En la expresión anterior,

- F_s es la fuerza proveniente del muelle en Newton (N)
- k es la constante de muelle del muelle lineal en Newton por metro (N/m),
- x es la posición/compresión longitudinal del muelle en metros (m)

Dependiendo de la geometría de entrada inicial y del tamaño de la abertura de orificio inicial, la fuerza F_1 del flujo en el cuerpo constrictor puede expresarse como los componentes de flujo que actúan sobre el área de la curvatura de cuerpo de constricción.

En casos donde son bajos los cambios en las velocidades de entrada sobre el cuerpo, puede aproximarse por la presión que actúa sobre la mayor área proyectada río arriba de la menor área de flujo limitada de los dispositivos.

El estado del flujo de entrada puede describirse por la presión P_{1T}' , componente estático P_{1S}' , y componente dinámico P_{1d}' , que se deben a una menor área de flujo en comparación con el primer volumen inicial P_1 . Por continuidad, estos son dados por P_1 y el tamaño de entrada.

$$P_{1T}' = P_{1S}' + P_{1d}'$$

$$P_{1S}' = P_1 - \frac{1}{2} \rho v'^2$$

$$P_{1d}' = \frac{1}{2} \rho v'^2$$

- P_{1T}' es la presión total dentro de la entrada en Pascales (N/m²)
- P_{1S}' es el componente de presión estática dentro de la entrada en Pascales (N/m²)
- P_{1d}' es el componente de presión dinámica dentro de la entrada en Pascales (N/m²)

Si el efecto de la velocidad es bajo y el tamaño de la entrada es mucho mayor que la abertura de orificio inicial, el efecto del componente dinámico es pequeño y $F_1(x)$ puede aproximarse por la presión

estática P_1 que actúa sobre el área proyectada, río arriba de la abertura de orificio:

$$F_1(x) \approx P_1 \cdot A_r(x)$$

- $F_1(x)$ es la fuerza sobre el cuerpo de constricción en Newton (N)

- P_1 es la presión estática río arriba de la entrada en Pascales (N/m^2)

- $A_r(x)$ es el área en corte transversal del cuerpo de constricción en la posición dada, (m^2)

F_1 puede refinarse aún más mediante el ajuste del área eficaz calculada del cuerpo de constricción para cada posición $A_r(x)$ con un factor C_a , esto considera cualquier aceleración del fluido y cambio en fuerza cerca del orificio, es decir, también se relaciona con la forma (ángulo, radio) y tamaño (grosor) del orificio.

$$A_{r_{eff}}(x) = C_a \cdot A_r(x)$$

$A_{r_{eff}}(x)$ es el área transversal "eficaz" del cuerpo de constricción en la posición dada, ajustada por un factor C_a para tomar en cuenta el flujo hacia el orificio y la forma del orificio.

$$F_1(x) \approx P_1 \cdot A_{r_{eff}}(x)$$

Si los cambios en velocidades sobre el cuerpo de constricción son grandes, cuando el tamaño de entrada se dirige hacia el tamaño del tamaño de abertura de orificio inicial, debe aplicarse un método de cálculo que suma la contribución de cambio en velocidad y así mismo la presión dinámica para cada incremento de longitud de la curvatura. El término $f(x)$ puede ser no lineal y se da por la geometría de la entrada en relación a la forma del cuerpo de constricción y la porción de los componentes de flujo, estático y dinámico, que actúan sobre el mismo.

$$F_1(x) = f(x) \cdot (P'_{1s} \cdot A_r(x) + P'_{1d} \cdot A_r(x))$$

- $F_1(x)$ es la fuerza del cuerpo de constricción por posición en Newton (N)

- P'_{1s} es el componente de presión estática dentro de la entrada en Pascales (N/m^2)

- P'_{1d} es la presión dinámica en la entrada en Pascales (N/m^2)

- $A_r(x)$ es el área de sección transversal del cuerpo de constricción en la posición dada (m^2)

- $f(x)$ es un término establecido mediante cálculo por gradiente de fuerza a través del cuerpo para compensar aceleración de fluido adicional cerca del orificio y el cambio en la fuerza por componentes de presión P'_{1s} , actuando P'_{1d} sobre el área superficial. Sin unidad.

La fuerza proveniente del pistón F_2 se da a partir del balance de fuerza y puede observarse contrarrestando las otras fuerzas en la dirección opuesta. La fuerza proveniente del pistón F_2 se expresa como la presión total en la cámara de presión P_2 veces el área de pistón A_p . Si la cámara de presión se sella y cierra, la presión total es la presión de estancamiento y comprende ambos componentes, estáticos y dinámicos, del estado de flujo en la entrada, y es por lo tanto igual a la presión en el volumen antes de la válvula si se omiten pérdidas en la entrada.

$$P_2 = P'_{1s} + P'_{1d} \approx P_1$$

Por consiguiente

$$F_2 = P_2 \cdot A_p \approx P_1 \cdot A_p$$

Estos componentes de fuerza pueden observarse en contexto del balance de fuerza.

$$F_2 = F_s + F_3 + F_1$$

En una modalidad donde la cámara se abre con una trayectoria de flujo secundaria a través de la perforación de paso y una salida de cámara de presión, debe obtenerse P_2 restando la caída de presión del extremo más externo del cuerpo de constricción y la perforación de paso y la caída de presión a través de la salida.

$dp_v(x)$ es el cambio en la presión diferencial sobre la válvula y esto puede expresarse en relación a elementos del balance de fuerza mediante resolución de $P_1 - P_3$

Ya que el cuerpo de constricción lo mueve, cambia el área de pistón eficaz en ambos lados de la abertura. En el lado de entrada, el área de F_1 se incrementa dada un área de la misma presión que en F_2 , esto reduce eficazmente el área de F_2 ya que los componentes de fuerza actúan en direcciones opuestas. Como para F_3 , lo que se agrega al lado de entrada durante la carrera, se sustrae del lado de salida.

$$\Delta A(x) = A_p - A_r(x)$$

En un caso general, si las velocidades son bajas y el tamaño de la entrada es mayor que la abertura de orificio inicial, la relación entre la presión diferencial a través de la válvula y los elementos de balance de fuerza:

$$dp_v(x) \propto \frac{k \cdot x}{\Delta A(x)}$$

En la expresión anterior,

- $dp_v(x)$ es la presión diferencial a través de la válvula
- $k \cdot x$ es la fuerza proveniente del muelle, dada por la rigidez k y la posición x
- $\Delta A(x)$ es el cambio en las áreas activas del pistón con posición en mm cuadrados (m^2)

La relación entre el balance de fuerza y la presión diferencia a través de la válvula, introduce un parámetro de “escalada” por longitud x de la constante de muelle. Por escalada se entiende que la forma del cuerpo generalmente será la misma, pero extendida o contraída con base en k a fin de que el cambio en el diámetro a través del cuerpo ocurra con x escalada por k .

Si las velocidades en la entrada son elevadas y la diferencia entre el diámetro de entrada y la abertura de orificio inicial es pequeña, debe considerarse el efecto de cambios en $F_1(x)$ a través de la función mencionada $f(x)$.

$$dp_v(x) \propto \frac{k \cdot x}{\Delta A(x)} \cdot f(x)$$

En las expresiones anteriores,

- $dp_v(x)$ es la presión diferencial sobre la válvula en Pascales (N/m^2)
- k es la constante de muelle, rigidez en Newton por metro (N/m)
- $\Delta A(x)$ es el cambio en las áreas activas del pistón con posición en mm cuadrados (m^2)
- $f(x)$ es un factor para compensar la aceleración de fluido adicional, alrededor del cuerpo de

constricción, en la entrada y cerca del orificio, si son elevadas las velocidades

- $f(x) = 1$ a bajas velocidades, entrada grande

También puede establecerse una relación entre la presión diferencial sobre la válvula y la caída de presión dentro de la abertura de flujo variable de la válvula. La caída de presión provocada por el flujo proveniente de la entrada respecto a la menor abertura variable, es proporcional a la presión diferencial a través de la válvula y puede expresarse por una constante o término donde analíticamente c se calcula en o cerca (vena contracta) de la sección de menor flujo, el factor puede determinarse a través de análisis CDF:

$$dp_r(x) \propto c \cdot dp_v(x)$$

En la expresión anterior,

- c (*minúscula*) es la diferencia de factor entre la caída de presión en la constricción $dp_r(x)$, respecto a la presión diferencial sobre la válvula $c \cdot dp_v(x)$

Ya que $dp_r(x)$ puede expresarse en relación a $dp_v(x)$, y $dp_v(x)$ se refiere a los elementos del balance de fuerza, resolviendo la ecuación de continuidad de flujo (ecuación de Bernoulli) para el área de flujo variable como una función de $dp_r(x)$. El definir $Q(x)$ (tasa de flujo) y ρ (densidad) junto con parámetros geométricos y la rigidez de muelle k para determinados valores o funciones de la posición x , da una expresión de la manera en que el área de flujo debe cambiar cuando la caída de presión a través de la constricción ínfima de válvula $dp_r(x)$ cambia para mantener la tasa de flujo predeterminada $Q(x)$ con $dp_v(x)$ cambiante.

Ya que el área de flujo ínfima puede parecer una boquilla, un coeficiente de flujo C_d factorizado en la ecuación de orificio que puede contener un coeficiente de descarga, factor geométrico y factores de corrección C_c .

$$A_f(x) = \sqrt{\frac{Q^2}{2 \cdot \frac{C \cdot dp_r(x)}{\rho} + \frac{Q^2}{A_{f_i}^2}}}$$

En la expresión anterior,

- Q es el flujo de fluido en metros cúbicos por segundo (m^3/s) que se introducen a la entrada del alojamiento

- ρ es la densidad de fluido en kilogramos por metro cúbico, dada a partir del fluido que fluye a través de la válvula (kg/m^3)

- x es la distancia desde el extremo frontal hacia el cuarto volumen en metros (m)

- $A_f(x)$ es el área transversal mínima de la trayectoria de flujo (5) en metros cuadrados (m^2)

- A_{f_i} es el área transversal en la entrada de alojamiento (5a) en metros cuadrados (m^2) y

- C (*Mayúscula*) es un factor de corrección que comprende un coeficiente de descarga C_d y otro factor de corrección debido a geometría C_c .

La forma del cuerpo constrictor es inversa a la abertura de flujo variable calculada $A_f(x)$ en relación al orificio fijo, la abertura de flujo es la abertura anular entre el orificio fijo y el cuerpo de constricción. O similar al área de flujo variable, se da como el tamaño de orificio fijo menos el cuerpo de

constricción. El flujo a través de una abertura de flujo *anular* variable puede diferir del flujo a través de un orificio variable, lo cual también se captura en el factor de corrección C. Empíricamente, el factor también puede capturar efectos de pérdidas de turbulencia que pueden variar dependiendo de la escala del dispositivo respecto a las tasas de flujo pretendidas.

- 5 La forma del cuerpo de constricción se da como el diámetro $D_r(x)$ o radio $r_r(x)$ para cada posición longitudinal x , la función $r_r(x)$ puede ser simétrica al eje y girarse alrededor del eje longitudinal para crear una superficie de revolución que representa su forma, pero de mayor importancia a la que tiene un área de flujo que da un área de flujo predecible para cada incremento de posición.

10 Por consiguiente, el cuerpo de constricción tiene una forma igual o casi igual al diámetro $D(x)$, según expresa:

$$D_r(x) = \sqrt{d_{f_0}^2 - \frac{A_f(x)}{\pi/4}}$$

Y el radio

$$r_r(x) = \frac{D_r(x)}{2}$$

En la expresión anterior,

- 15 - $D_r(x)$ es el diámetro del cuerpo de restricción en cada posición en metros (m)
 - $r_r(x)$ es el radio del cuerpo de restricción en cada posición en metros (m)
 - d_{f_0} es la abertura de orificio inicial en metros (m)
 - $A_{f(x)}$ es el área de flujo variable, calculada a partir de la ecuación de continuidad en metros cuadrados (m^2)

- 20 Fundamentalmente, la función matemática para el radio de la forma $r_r(x)$ calculado, puede expresarse como una función de raíz cuadrada de la presión diferencial que se escala y dimensiona por los parámetros del balance de fuerza y la ecuación de flujo. Por escalado y dimensionado significa que la extensión de $r_r(x)$ puede extenderse o tener una tasa de cambio diferente, correspondiente a los parámetros. De hecho, el cambio en los parámetros cambia la abertura de flujo en cada incremento de carrera, a fin de mantener la tasa de flujo deseada cuando cambian los parámetros. Por consiguiente, un cambio en los factores tales como la constante de muelle puede extender o contraer dimensionalmente la curvatura o cambiar el declive de cambio de la curvatura sobre la posición. Por consiguiente, la forma general es dada por la necesidad de cambiar el área de flujo por incremento de carrera lineal de x si se utiliza un miembro de muelle con una característica de muelle lineal, mientras todos los otros parámetros escalan y dimensionan esta forma.

- 30 Mediante esta misma relación, la forma general cambiaría a un cono casi perfecto con bordes lineales si la velocidad de muelle se definiera de manera no lineal y aún retendría el balance de fuerza, dando así también una velocidad de carrera no lineal $x(dp_v)$. El cambio en la velocidad de carrera se describiría entonces con función de forma similar a la manera en que cambia r_r con x como muelle de velocidad constante. Sin embargo, por practicidad, una velocidad de muelle constante como la descrita es favorable.

La geometría para la curvatura dada por las fórmulas puede entonces validarse y ajustarse a través de análisis CFD que a su vez puede ajustar iterativamente los *factores de corrección analítica* C_c , C_d c del modelo matemático. Para evaluar resultados, puede ejecutarse análisis CFD para un conjunto de x posiciones a lo largo de una curvatura inicial que emite la fuerza sobre los diferentes cuerpos en el análisis. Cuando la suma de las fuerzas es 0 comparando manualmente con la fuerza de muelle para cada posición; el cuerpo de constricción geométrico coincide con el modelo matemático. Esto puede representarse gráficamente como una curva de Fuerza/Posición, F/x . Si el resultado de CFD no se sobrepone a la curva de muelle, puede agregarse una corrección al modelo matemático igual a la diferencia entre el resultado y la fuerza de muelle deseada. La corrección puede ser lineal o polinomial, dependiendo de la forma de la diferencia resultante. El modelo de CFD también proporciona una aproximación de la máxima caída de presión debido a la constricción en comparación con la presión diferencial en la válvula.

La geometría para la curvatura dada por las fórmulas se utiliza entonces para producir partes reales y evaluarse el flujo a diferentes presiones a fin de producir una curva de flujo característica que puede producir nuevamente *factores de corrección empírica* en el modelo matemático a fin de ajustar o combinar con los factores mencionados c para $dp(x)$ o C para ecuación de flujo o factores adicionales a densidad ρ o flujo Q . La curva de flujo característico resultante dp_v/Q puede tener desviaciones ejemplares del modelo ideal como tal y desplazarse de la tasa constante deseada, una tasa no constante con un comportamiento de cierre o abertura. Por lo tanto, los factores en el modelo matemático pueden ajustarse para coincidir con el resultado real a fin de repetir un mejor ajuste. La pérdida de energía permanente puede estimarse a través de medios tradicionales y evaluarse a fin de que pueda establecerse un coeficiente de descarga empírico para cada geometría de abertura de flujo.

Cuando se establece que el modelo geométrico coincida con los resultados reales para diferentes curvaturas, el modelo puede utilizarse directamente para producir una forma para otras características de flujo predeterminadas, dadas mediante parámetros de entrada de flujo, densidad y geometría, sin análisis y evaluación experimental adicionales siempre y cuando se determinen los factores iniciales.

Con el modelo establecido, se resuelve el flujo y predice las características de flujo como una función de dp_v y/o x dada por diferentes parámetros de entrada. Si los parámetros tales como la densidad, constante de muelle o dimensiones o tolerancias, se cambian en el modelo, es posible predecir la manera en que deben cambiar las características de flujo.

El método describe estimaciones de la forma característica del cuerpo constrictor mediante la expresión $r_i(x)$. Se calcula lograr una característica de flujo constante Q_c como función de diferencia de presión entre el tercer volumen P_3 y el segundo volumen P_1 cuando Q se determina para una función dada de x o valor constante.

De acuerdo con un aspecto, el dispositivo de la invención puede describirse como sigue:

Un dispositivo de control de flujo fluido para regular un flujo fluido entre un primer volumen de fluido que tiene una presión P_1 y un segundo volumen de fluido que tiene una presión P_3 , que comprende un alojamiento que tiene una trayectoria de flujo fluido para al menos una parte importante del flujo fluido proveniente de una entrada de flujo fluido expuesta al primer volumen a través de un pasaje de

trayectoria de flujo hacia una salida de flujo fluido expuesta al segundo volumen, en donde el dispositivo comprende un pistón dentro del alojamiento, que tiene un cuerpo de constricción conectado a un primer extremo del pistón, siendo movable el pistón en relación a la trayectoria de flujo fluido, de tal manera que el cuerpo de constricción limita un área de flujo de la trayectoria de flujo con base en el movimiento del pistón, el tamaño del área de trayectoria de flujo definiéndose como el tamaño de una abertura entre el cuerpo de constricción y un punto de constricción en la trayectoria de flujo fluido, CARACTERIZADO PORQUE

el cuerpo de constricción tiene un área transversal variable a través de su extensión longitudinal, mediante lo cual se determina el tamaño de la abertura que define el área de flujo mediante la posición longitudinal del cuerpo de constricción en relación al punto de constricción,

el pistón tiene un cabezal de pistón en un segundo extremo del pistón, teniendo el cabezal de pistón una superficie distal expuesta a una cámara de presión, encontrándose la cámara de presión en comunicación fluida con el primer volumen, estableciendo así una presión P_2 en la cámara de presión, que es dependiente de la presión P_1 ,

el cabezal de pistón tiene una superficie proximal expuesta a una cámara de muelle, encontrándose la cámara de muelle en comunicación fluida con el segundo volumen, estableciendo así una presión en la cámara de muelle que es dependiente de la presión P_3 , teniendo la cámara de muelle un miembro elástico dispuesto en la misma, que es comprimible por la superficie proximal del cabezal de pistón,

la presión dentro de la cámara de muelle, junto con una fuerza de muelle proveniente del miembro elástico cuando se comprime, desvía al pistón y así mismo al cuerpo de constricción hacia una primera posición, en donde el cuerpo de constricción presenta una primera área transversal en el punto de constricción, creando así un primer tamaño de abertura, y donde la presión P_2 dentro de la cámara de presión desvía el pistón y así mismo el cuerpo de constricción hacia una segunda posición, en donde el cuerpo de constricción presenta una segunda área transversal en un punto de constricción, creando así un segundo tamaño de abertura, determinándose la distancia longitudinal entre la primera posición y la segunda posición por un balance de fuerzas que comprenden al menos una presión diferencial entre presión P_1 y P_3 , y la fuerza de muelle del miembro elástico,

el miembro elástico se elige con una fuerza de muelle preseleccionada, mediante lo cual una pluralidad de distancias longitudinales que el pistón mueve en respuesta a una pluralidad de presiones diferenciales esperadas dentro de una ventana de operación esperada de presiones diferenciales, son distancias conocidas, y

en donde el área transversal del cuerpo de constricción a través de extensión longitudinal se configura de tal manera que el primer tamaño de abertura establece una primera tasa de flujo predefinida en una primera presión diferencial predeterminada entre presión P_1 y P_3 , y el segundo tamaño de abertura establece una segunda tasa de flujo predefinida a una segunda presión diferencial predeterminada entre la presión P_1 y P_3 .

BREVE DESCRIPCIÓN DE LAS FIGURAS

La invención se describirá en detalle, haciendo referencia a las figuras adjuntas, en donde:

Fig. 1 ilustra el problema de la técnica anterior de permeabilidad variante a lo largo de una cadena de pozo y comunicación entre el pozo inyector y el pozo productor, mostrando un pozo típico, esquemático, con una red de fractura que da comunicación entre el pozo inyector y productor.

Fig. 2 ilustra gráficamente el efecto de permeabilidad sobre la tasa de flujo de un fluido a través de una abertura del mismo tamaño, como una función de presión diferencial a través de la abertura. La figura muestra curvas dp/flujo para zonas con diferente resistencia, utilizando la permeabilidad OCD convencional. El flujo a través de un orificio dará una curva no lineal. Habrá más flujo en la zona con mínima resistencia.

Fig. 3 ilustra un efecto de la invención de acuerdo con un aspecto donde el dispositivo de la invención se configura para lograr una tasa de flujo constante sin importar la presión diferencial. La figura muestra curvas dp/flujo para zonas con diferente resistencia, utilizando la permeabilidad un AOCD que da flujo constante por dp . El flujo a través del dispositivo da flujo constante, una cantidad igual fluirá en zonas independientes de la resistencia.

Fig. 4 ilustra el efecto de modalidades alternativas de la invención, donde el dispositivo de la invención se configura para lograr velocidades de flujo variantes a diferentes presiones diferenciales.

Fig. 5 es una vista en corte transversal de una modalidad del dispositivo de la invención, con el pistón en una primera posición. Con una vista detallada que ilustra un tamaño de abertura cuando se observa desde el frente del dispositivo.

Fig. 6 es una vista transversal de una modalidad del dispositivo de la invención, con el pistón en una segunda posición.

La Fig. 7 es una vista transversal de una modalidad de la invención con una salida de cámara de presión.

La Fig. 8 es una gráfica que muestra tres curvas que grafican la tasa de flujo contra presión diferencial a través de aberturas de los tres tamaños eficaces diferentes, con la línea sólida c representando una tasa de flujo constante deseada, e intersectando las curvas para mostrar cuál tamaño de abertura es necesario para lograr la tasa de flujo constante a tres presiones diferenciales diferentes.

La Fig. 9 es una gráfica similar a la Fig. 8, pero donde la tasa de flujo deseada r es diferente a diversas presiones diferenciales y que muestra igualmente cuál tamaño de abertura es necesario para lograr la tasa de flujo deseada a tres presiones diferenciales diferentes.

La Fig. 10 muestra los resultados de una prueba de la invención en comparación con un orificio teórico.

La Fig. 11 es una ilustración transversal de análisis CFD a un incremento en la carrera, donde la presión actúa sobre las diferentes partes del dispositivo. A partir de estas fuerzas en los cuerpos, las presiones de los flujos pueden verificarse hacia el modelo. La figura muestra una gráfica de análisis CFD simplificado del campo de presión a través de un dispositivo. Notablemente, la presión de entrada $P1$ y presión de pistón similar $P2$ contra la presión inferior $P3$, y un cambio en la presión a través de la sección más angosta.

La Figura 12 es una vista en perspectiva de una modalidad de la invención instalada en una tubería en conjunto con una criba de filtro. La figura muestra una vista detallada de un dispositivo

montado sobre una tubería en la dirección de inyección para uso como un AOCD.

Las Figs. 13A y 13B muestran dos dispositivos de acuerdo con la invención, montados en paralelo sobre una tubería, en conjunto con una criba de filtro usada para inyección.

La Fig. 14 muestra una pluralidad de dispositivos montados en un anillo, en conjunto con una criba de filtro usada para inyección.

La Fig. 15 muestra un patrón similar a la Fig. 14, donde los dispositivos se utilizan para la producción de un pozo como una alternativa a ICDs.

DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LA INVENCION

Un objeto de la presente invención es proporcionar un dispositivo de control de pérdida que establece una tasa de flujo predefinida para diversas presiones diferenciales a través del dispositivo. Un ejemplo de tales tasas de flujo predefinidas se muestra en la Fig. 3, donde la *misma* tasa de flujo se elige para una pluralidad de presiones diferenciales a las cuales se expondrá el dispositivo (por ejemplo, en conexión con la introducción de fluidos de inyección en un pozo de inyección o una producción de fluidos en un pozo de producción). Donde se establece la misma tasa de flujo para las diversas presiones diferenciales a las cuales se expone el dispositivo, el dispositivo creará una tasa de flujo constante sin importar las diferentes presiones diferenciales.

La Fig. 4 ilustra objetivos alternos de la invención, donde se predefinen *diferentes* tasas de flujo para diferentes presiones diferenciales, permitiendo que el dispositivo crea diversos perfiles de tasa de flujo, ejemplos no limitantes de lo cual se ilustran en la Fig. 4, que muestran ejemplos de posibles curvas de flujo sobre una ventana operativa del dispositivo.

La Fig. 4A muestra una curva de flujo que converge a un valor constante, independiente de la presión diferencial. La Fig. 4B muestra una curva de flujo que converge con un valor constante, independiente de la presión diferencial, entonces cierra a una $\max dP$. La Fig. 4C muestra una curva de flujo que limita a un régimen de flujo inferior a un cierto límite dP . La Fig. 4D muestra una curva de flujo que se corta gradualmente hacia una posición cerrada. Cada uno de tales perfiles puede tener ventajas en diversas situaciones, y el dispositivo de la invención, según se discute en detalle a continuación, permite que un operador personalice el dispositivo respecto a un perfil de flujo deseado. Las modalidades del dispositivo y aspectos de la invención, serán descritos a continuación con respecto a un perfil de flujo constante, sin embargo, un experto en la materia entenderá la manera en que se traduce la siguiente discusión a diversos perfiles de flujo alternativos.

Como se describe arriba, pueden lograrse diversas curvas de flujo posibles, determinadas por la forma del cuerpo de constricción. Además, la tasa de flujo que se establece cuando se alcanza el extremo de la ventana operativa, puede controlarse de otras maneras diversas o adicionales, por ejemplo:

- Una geometría, geometría de cono o de sellado pueden agregarse a un extremo distal del cuerpo de constricción, de tal manera que la válvula se cierra por completo.

- El pistón puede alcanzar un tope mecánico completo, dejando un área de flujo menor. Al incrementar adicionalmente la presión diferencial, la válvula resumirá la curva de flujo de esta área de flujo restante.

Las Figs. 5 y 6 ilustran una modalidad preferida de un dispositivo de control de pérdida 10 de la invención. El dispositivo 10 regula un flujo Q de un fluido, desde un primer volumen 1 hasta un segundo volumen 2. La siguiente discusión será dirigida hacia un ejemplo donde el primer volumen es una fuente de un fluido de inyección presurizado 11 que tiene una presión P1 y un segundo volumen 2 es una formación de pozo 12 que tiene una presión P3. Por razones de simplicidad, la siguiente discusión asumirá que la presión P1 es generalmente constante, mientras que la presión P3 (la cual también puede representar la resistencia de la formación hacia el fluido de inyección) puede ser variable dependiendo de la permeabilidad de la formación de pozo, la estructura de fisura de la formación y otros factores. Las presiones variables de la formación de pozo pueden expresarse como P3', P3'', etc. La diferencia entre presión P1 y P3 (o P3', P3'', etc.) es una presión diferencial que puede ser referida como dP o ΔP .

El dispositivo 10 comprende un alojamiento 14 que tiene un primer extremo 20 y un segundo extremo 21. El alojamiento 14 en la modalidad mostrada en las Figs. 5 y 6 es un alojamiento cilíndrico alargado, sin embargo, un experto en la materia puede apreciar que son posibles otras formas dentro del alcance de la invención. El fluido de inyección 11 sigue una trayectoria de flujo 16 desde una entrada de trayectoria de flujo 18, localizada en un primer extremo 20 del alojamiento, la cual se encuentra en comunicación fluida con el primer volumen 1 y abandona una salida de trayectoria de flujo 22 que se encuentra en comunicación fluida con el segundo volumen 2. La trayectoria de flujo 16 fluye al menos parcialmente a través de un pasaje de trayectoria de flujo 24 unido por la pared o paredes de pasaje 26.

Dentro del alojamiento 14 se localiza un pistón longitudinalmente movable 28 que tiene un primer extremo 30 y un segundo extremo 32. Sujeto al primer extremo 30 se encuentra un cuerpo de constricción 34. En una modalidad, el cuerpo de constricción 34 es generalmente de forma cónica, sin embargo, el cuerpo de constricción 34 puede tener una forma irregular a través de su longitud, para propósitos que serán descritos más adelante. Como puede apreciarse, el cuerpo de constricción 34 se moverá longitudinalmente en conjunto con el movimiento longitudinal del pistón 28. El cuerpo de constricción 34 se dispone a fin de ser movable en relación al pasaje de trayectoria de flujo 24, de tal manera que el cuerpo de constricción 34 limite el tamaño eficaz del pasaje de trayectoria de flujo 24 hasta un grado de constricción que depende de la posición longitudinal del cuerpo de constricción 34 en relación al pasaje de flujo fluido 24 o un orificio fijo 25 en el pasaje de flujo fluido 24. Un ejemplo de tal arreglo es donde el cuerpo de constricción 34 se dispone a fin de insertarse progresivamente en el pasaje de flujo fluido 24 a medida que el pistón 28 se mueve desde una primera posición 36 hacia una segunda posición 38. Por ejemplo, en el caso donde el cuerpo de constricción 34 es generalmente cónico, se formará una abertura anular 40 entre el cuerpo de constricción 34 y las paredes de pasaje 26 (u orificio 25) en un punto de constricción 42, determinándose el tamaño de la abertura anular 40 por el diámetro del cuerpo de constricción 34 presentado en el punto de constricción 42, en una posición longitudinal dada del cuerpo de constricción. En el caso donde el cuerpo de constricción 34 es generalmente cónico, el tamaño de abertura anular 40 disminuirá (y el grado de constricción se incrementará) a medida que el cuerpo de constricción 34 se mueve progresivamente desde la primera posición 36 hacia la segunda posición 38. En el caso donde el cuerpo de constricción tiene una forma irregular a través de su longitud, el tamaño de abertura anular 40 (y por lo tanto el grado de constricción) puede incrementarse o disminuir

de manera variable a medida que se presenten diferentes diámetros de cuerpo de constricción 34 en el punto de constricción 42 a medida que el cuerpo de constricción se mueva desde la primera posición hacia la segunda posición.

Como se muestra en las Figs. 5 y 6, una barrena 44 se extiende a través del cuerpo de construcción 34 y pistón 28, con una entrada de barrena 46 dispuesta en una punta 48 del cuerpo de constricción, y una salida de barrena 50 dispuesta en el segundo extremo de pistón 28. En la modalidad mostrada, un cabezal de pistón 52 se dispone en el segundo extremo de pistón 28, teniendo el cabezal de pistón 52 una superficie distal 54 y una superficie proximal 56. Se forma una cámara de presión 58 entre la superficie distal 54 y el segundo extremo 21 del alojamiento 14. La cámara de presión 58 se encuentra en comunicación fluida con el primer volumen 1 a través de la barrena 44. Dentro de la cámara de presión 58, se encuentra una presión P2 que depende de la presión P1. La presión P2 actúa sobre la superficie distal 54 y desvía al pistón 28 hacia la segunda posición 38. El alojamiento 14 se dispone de tal manera que la superficie proximal 56 del cabezal de pistón 52 se expone a la presión P3 del segundo volumen 2. La presión P3 actúa sobre la superficie proximal 56 y desvía al pistón 28 hacia la primera posición 36. Un ejemplo de un arreglo que expone la superficie proximal 56 a la presión P3 se muestra en las Figs. 5 y 6, donde una cámara de muelle 60 que comprende un volumen dentro del alojamiento 14 se define entre la superficie proximal 56 y un elemento de sellado 62. Las aberturas 64 se proporcionan en el alojamiento 14 a fin de proporcionar comunicación fluida entre el volumen 2 y la cámara de muelle 60. Si son lo suficientemente pequeñas, las aberturas funcionarán como un amortiguador de sistema también. Como puede apreciarse, ya que la presión P3 desvía al pistón 28 hacia la primera posición 36 y la presión P2 desvía al pistón 28 hacia la segunda posición 38, la posición longitudinal del pistón 28 dentro del alojamiento 14 depende de una presión diferencial dP entre P3 y P2. Ya que la presión P2 depende de la presión P1, dP también puede expresarse como una diferencia entre P1 y P3. Como es aparente para un experto en la materia, la presión P2 puede ser diferente de la presión P1, a pesar de exponerse directamente a la presión P1 a través de la barrena 44, debido a factores diversos tales como pérdidas de energía dinámica de fluido en la trayectoria de flujo, antes y a través de la entrada, y si la cámara de presión se abre también hay pérdidas a través de la barrena.

Descontando, por razones de argumento, las fuerzas de fricción entre el cabezal de pistón 52 y el interior del alojamiento 14, entonces el pistón 28 sería desviado todo el recorrido hasta la primera posición 36 si la presión P3 es mayor que la presión P2, y sería desviado todo el recorrido hacia la segunda posición 38 si la presión P2 es mayor que la presión P3. El dispositivo de acuerdo con la invención comprende, por lo tanto, un miembro elástico o resiliente 66, tal como un muelle dispuesto entre la superficie proximal 56 y el elemento de sellado 62. El muelle 66 desvía al pistón 28 hacia la primera posición 36. La posición longitudinal del pistón 28 dentro del alojamiento 14 es, por lo tanto, dependiente de un balance de fuerzas ΔF que actúa sobre el pistón 28, con la presión P2 desviando al cabezal de pistón 52 hacia la segunda posición 38, y la combinación de presión P3 que actúa sobre la superficie proximal 56, la presión contra la punta 48 y la fuerza de muelle 66 desviando al pistón 28 hacia la primera posición 36.

El coeficiente de fuerza de un muelle puede ser conocido, tal como, por ejemplo, un muelle que

sigue la Ley de Hooke. De acuerdo con un aspecto de la invención, un muelle 66 se elige con un perfil de fuerza preseleccionado con base en un intervalo esperado de presiones diferenciales a través del dispositivo cuando se encuentra en uso. Se calcula entonces la distancia longitudinal que se moverá el pistón 28 hacia la segunda posición 38 para las diversas presiones diferenciales dentro del intervalo. El resultado del cálculo proporciona la posición longitudinal del cuerpo de constricción 34 con respecto al punto de constricción 42 para cualquier presión diferencial dada dentro del intervalo de presiones diferenciales esperadas.

Conociendo la posición longitudinal del cuerpo de constricción 34 con respecto al punto de constricción 42 para diversas presiones diferenciales, la invención comprende además la proporción de un cuerpo de constricción con una configuración que formará una abertura de trayectoria de flujo eficaz de un tamaño predeterminado para una presión diferencial en particular. Por ejemplo, el diámetro de un cuerpo de constricción cónico a través de su longitud, se elige de tal manera que, ya que el cuerpo se mueve hacia la segunda posición a medida que se incrementa la presión diferencial, se forman tamaños predeterminados de abertura anular a diversas presiones diferenciales.

De acuerdo con una modalidad, la forma del cuerpo de constricción 1 se elige de tal manera que el tamaño de la abertura anular que se forma cuando el cuerpo de constricción 34 se mueve una distancia específica en relación al punto de constricción 42, se crea una tasa de flujo elegida para una presión diferencial en particular. De acuerdo con otro aspecto, la forma del cuerpo de constricción se elige de tal manera que se crea una pluralidad de tamaños de abertura anular para una pluralidad de distancias que se mueve el cuerpo de constricción en relación al punto de constricción, creando una pluralidad de tasas de flujo elegidas para una pluralidad de presiones diferenciales en particular. De acuerdo con otro aspecto, la forma del cuerpo de constricción se elige a fin de que se establezca un perfil/curva de tasa de flujo elegida para un intervalo de presiones diferenciales a las cuales se espera que sea expuesto el dispositivo.

Los aspectos anteriores de la invención se ilustran por las Figs. 8 y 9, las cuales son gráficas que representan la presión diferencial (dP) sobre el eje vertical, y la tasa de flujo (Q) sobre el eje horizontal. Ambas figuras muestran tres curvas de tasa de flujo para tres diferentes aberturas dimensionadas a través de las cuales fluye un fluido. Los tres círculos representan *tamaños* relativos de las tres aberturas. No necesariamente la *forma* de tales aberturas. Por ejemplo, los tres círculos podrían representar aberturas anulares de tamaños pequeño, intermedio y grande. Se observará que las aberturas de diferentes tamaños tienen diferentes curvas de tasa de flujo a medida que se incrementa la presión diferencial. La forma de estas curvas puede calcularse para un fluido en particular que fluye a través de una abertura de tamaño particular a diversas presiones diferenciales. De acuerdo con la invención, las curvas de tasa de flujo se establecen para diversos tamaños de abertura para un fluido de interés. Una vez que se conocen tales curvas, la invención proporciona la creación de un tamaño de abertura en el dispositivo que creará tasas de flujo elegidas, por ejemplo, tasas de flujo Q_1 , Q_2 y Q_3 , para presiones diferenciales en particular, por ejemplo, a una o más presiones diferenciales en particular, por ejemplo, dP_1 , dP_2 y dP_3 . Cuando una pluralidad de tamaños de abertura se calcula sobre un intervalo de presiones diferenciales, la forma del cuerpo de constricción 34 puede diseñarse para crear un perfil de tasa de flujo

para el dispositivo sobre un intervalo de presiones diferenciales esperadas.

La Fig. 7 muestra una modalidad de la invención que tiene la salida 67 dispuesta en el segundo extremo 21 del alojamiento 14, dispuesta a fin de permitir que el fluido fluya hacia afuera de la cámara de presión 58. La salida 67 se dimensiona preferentemente para permitir que los residuos sean evacuados de la cámara 59, aún lo suficientemente pequeños para permitir que sea establecida una presión eficaz P2 en la cámara de presión 58, con objeto de desviar al pistón 28 hacia la segunda posición 38.

Cuando se aplica en un escenario real, las tasas de flujo observadas, reales, pueden desviarse un grado de los perfiles ideales, calculados, de tasa de flujo. La Fig. 10 ilustra un ejemplo no limitante de resultados para un dispositivo configurado para proporcionar una tasa de flujo generalmente constante o constante en comparación con un dispositivo de flujo teórico que tiene una trayectoria de flujo con un área de abertura de trayectoria de flujo fija (es decir, una abertura de trayectoria de flujo teórica que no es variada por un cuerpo de constricción movable). Como puede observarse en la figura, las tasas de flujo para el dispositivo de la invención se desvían aproximadamente una tasa de flujo constante, predeterminada, de 1000 L/HR. La Figura 10 puede, entre otras cosas, ser útil para un experto en la materia a fin de comprender el alcance de los términos “tasa de flujo constante” o “generalmente constante”. Tales desviaciones pueden ser el resultado de muchos factores, tal como el ajuste del modelo a la aplicación, determinación de factores de flujo C y c, parámetros reales y tolerancias geométricas de manufactura de las partes y tolerancia a la rigidez del muelle. La suma de estos conforma la tolerancia funcional del dispositivo que normalmente se determina en un intervalo porcentual aceptable de la función ideal.

La Fig. 11 muestra una gráfica de análisis simplificado de CFD del campo de presión a través de un dispositivo a un incremento de carrera dado, de acuerdo con la invención. A través del flujo de entrada Q y la presión diferencial en el dispositivo, pueden recuperarse otras propiedades. Notablemente, la presión de entrada P1 y presión de pistón similar P2 contra la presión inferior P3, y un cambio en la presión a través de la sección más angosta $dpr(x)$, dando la relación entre la presión diferencial sobre la válvula respecto a la caída de presión dentro de la válvula (c). La válvula de la suma F_{tot} de fuerza total de las fuerzas en el pistón y el cuerpo de constricción, deberá ser igual a la fuerza de muelle.

Las Figs. 12-16 ilustran otro aspecto de la invención, es decir, una tubería de fluido que comprende el dispositivo de la invención como el arriba descrito. Este aspecto de la invención será descrito en relación a una tubería de fluido de inyección para la inyección de fluidos en un pozo de inyección, sin embargo, un experto en la materia puede traducir la siguiente descripción a otros tipos de tuberías de fluido, tal como un anillo de producción en un pozo de producción.

Las Figs. 12-15 muestran un dispositivo de control de pérdida 10 instalado en una tubería de fluido 68. El dispositivo puede disponerse dentro de un espacio anular 69 creado por un manguito 70. Una criba de arena 72 puede conectarse al manguito para prevenir que los residuos interfieran con la operación del dispositivo. La Fig. 15 muestra un fluido que fluye desde la tubería a través de las aberturas 74 hacia el espacio anular 69, donde el fluido entra posteriormente al dispositivo 10 y sale hacia la formación en la tasa de flujo establecida por la forma del cuerpo de constricción a diversas presiones diferenciales. Si el perfil se elige como una tasa de flujo constante, el dispositivo se asegurará de que la

tasa de flujo permanezca generalmente igual incluso si una zona de aislamiento experimentara una reducción repentina en la presión/resistencia al fluido de inyección.