



⑩ ES	⑪ NUMERO	⑬ A1
	⑫ 461.908	
	⑭ FECHA DE PRESENTACION	
	⑮ 28-8-77	

PATENTE DE INVENCION

⑯ PRIORIDADES:	⑰ FECHA	⑱ PAIS
⑳ NUMERO		
No. 718.162	27 de Agosto de 1.976	EE.UU. de América.

⑳ FECHA DE PUBLICIDAD	㉑ CLASIFICACION INTERNACIONAL	㉒ PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA
	F02B	

㉓ TITULO DE LA INVENCION

PERFECCIONAMIENTOS EN TERMOCOMPRESORES.

㉔ SOLICITANTE (S)

MARK SCHUMAN.

DOMICILIO DEL SOLICITANTE

101 G Street, S. W.; Washington, D. C. 20024, Estados Unidos de América.

㉕ INVENTOR (ES)

MARK SCHUMAN.

㉖ TITULAR (ES)

㉗ REPRESENTANTE

D. JOSE MIGUEL GOMEZ-ACEBO y POMBO

POOR
QUALITY

La presente invención se refiere, en general, a convertidores de energía, y más particularmente a motores térmicos que utilizan un ciclo de fluido regenerativo y aún más particularmente a un termocompresor de pistón libre tipo Stirling, para bombear fluido ó alimentar de cualquier otro modo una presión diferencial ú oscilatoria a una carga.

K.E. Buck, W.R. Martini, Wm.T. Beale, C.M. Benson, y otros hemos inventado diversos dispositivos de pistones accionados térmicamente que utilizan uno ó más pistones libres ó semilibres, y calentamiento y refrigeración alternados de un gas ú otro fluido compresible para desarrollar una presión usable de fluido para bombear un fluido ó accionar de cualquier otro modo una carga accionada por fluido. Un corazón artificial un alternador líneal de pistón libre, un motor rotativo accionado por fluido para mover un alternador rotativo y el bombeo de fluido a efectos de refrigeración, son varios ejemplos de los usos ó cargas de tales dispositivos.

Mis invenciones en este campo se definen fundamentalmente en mis patentes americanas números Re. 27.740, 3.767.325, 3.782.859, 3.807.904 y 3.899.888, así como en mi patente americana número 4.012.910, titulada "Aparato de pistón accionado térmicamente que tiene una derivación de cilindro en ángulo que dirige fluido a una cámara de calentamiento por inercia térmica más allá de la derivación", concedida el 22 de Marzo de 1977 de la que la presente solicitud es una continuación en parte. En mis invenciones, el pistón libre es accionado por fluido calentado en una cámara de calentamiento por inercia térmica, y ésta es una de las diferencias entre mis invenciones en este campo y las invenciones de otros; esta característica facilita un diseño muy simple de termocompresor que tiene un solo pistón libre como única parte en movimiento. En mis invenciones del tipo Stirling (las patentes segunda y tercera anteriormente indicadas así como la patente de los Estados Unidos número 4.012.910), el dispositivo puede simplificarse de forma que la cámara de calentamiento por inercia -

térmica, que está situada más allá de una derivación de cilindro que contiene un regenerador, sirve no sólo para proporcionar calentamiento por inercia térmica para accionar el pistón libre durante el rebote del pistón, sino que también sirve como cámara de calentamiento tipo Stirling para calentar el gas que fluye a través de la derivación en el extremo caliente del cilindro durante la marcha por inercia del pistón.

No obstante, dado que mi cámara de calentamiento por inercia térmica se encuentra dispuesta más allá de la derivación, probablemente sería difícil, con las configuraciones tipo Stirling expuestas en mis patentes, conseguir que prácticamente la totalidad del fluido que fluye a través de la derivación al extremo caliente del cilindro entrara y fluyera a través de la cámara de calentamiento por inercia térmica para calentarse en la misma mientras que el pistón marcha por inercia hacia arriba en la zona de derivación del cilindro, siendo tal vez el aparato operativamente ineficiente y teniendo quizás una baja potencia específica. En la patente de los Estados Unidos número 4.012.910, este problema se solucionó parcialmente con diversas características del diseño, entre las que se incluía colocar un ángulo el conducto de derivación caliente hacia el orificio de entrada de la cámara de calentamiento, de forma que el efecto de boquilla del conducto de derivación caliente tendía a mantener el fluido en una corriente sustancialmente definida que entraba en un orificio de entrada a dicha cámara. Desde ahí, el fluido fluía al interior y a través de la cámara de calentamiento, y volvía al extremo caliente del cilindro a través de un conducto de salida de la cámara de calentamiento. No obstante, este flujo del fluido se retardaba ligeramente por el arrastre del fluido en la cámara de calentamiento y sus conductos de entrada y salida. De igual manera, la corriente de fluido que fluye dentro del extremo caliente del cilindro hacia el orificio de entrada tiende a ampliarse y a hacerse más difusa, dependiendo de factores tales como la inercia y la difusión del fluido de trabajo. En consecuencia, la gama limitada del efec-

to de boquilla en combinación con el arrastre del fluido podría hacer, en la patente americana número 4.012.910, que una cantidad importante del fluido no entrara por el orificio de admisión ni atravesara la cámara de calentamiento. Por ejemplo, en la patente que acabamos de mencionar, el orificio de entrada de la cámara de calentamiento podría encontrarse en la pared lateral del cilindro ó en la pared lisa de extremo, y aproximadamente en el lado opuesto al eje del cilindro desde el conducto de derivación caliente, es decir, a una distancia del conducto de derivación en caliente que es aproximadamente igual a un cilindro de diámetro.

En vista de lo anterior, sería conveniente disminuir sustancialmente la distancia entre el conducto de derivación en caliente y el orificio de entrada de la cámara de calentamiento del dispositivo de la patente americana número 4.012.910, de forma que, para cualquier fluido determinado de trabajo, una porción sustancialmente mayor del fluido que sale del conducto caliente de derivación entra y atraviesa la cámara de calentamiento, mientras que el pistón se mueve por inercia hacia arriba en la zona de derivación del cilindro, aumentando de ese modo el aumento de presión durante esa parte del ciclo de termocompresor.

La presente invención es algo similar al dispositivo de la patente americana número 4.012.910, en la que un pistón libre oscila entre extremos frios y calientes de un cilindro definido en el fondo y en la parte superior del cilindro, y el cilindro puede disponerse en posición vertical para eliminar prácticamente toda la fricción mecánica. Una derivación de cilindro deriva una porción axial de cilindro y contiene un regenerador y una cámara de refrigeración, situada esta última por encima del primero. Una cámara de calentamiento por inercia térmica se encuentra situada fuera de la derivación y comunica con la porción del fondo ó extremo caliente del cilindro. El movimiento por inercia alternado hacia arriba y abajo del pistón, a través de la zona de derivación, obliga al gas a moverse hacia abajo y hacia arriba a través de la derivación, provocando al ca

5 lentamiento y enfriamiento alternos del gas y por lo tanto una variación típica de la presión utilizable para accionar una carga. El gas atrapado por el pistón más allá de la derivación, en la parte superior y en el fondo del cilindro forma muelles de compresión gaseosa que sirven para invertir el movimiento del pistón. La cámara de calentamiento por inercia térmica calienta el gas en el espacio inferior de compresión de manera que obliga al pistón a moverse hacia arriba con suficiente energía para sostener la oscilación. El gas que fluye hacia abajo a través de la derivación, mientras que el pistón se mueve por inercia hacia arriba, a través de la zona de derivación del cilindro, se dirige al extremo caliente del cilindro en una corriente que fluye al interior de la cámara de calentamiento, a través de un orificio de entrada de la cámara de calentamiento, y el gas calentado vuelve libremente al extremo caliente del cilindro mientras el pistón sigue moviéndose lentamente hacia arriba.

15 No obstante, y en contraste con la patente americana número 4.012.910 mencionada, el orificio de entrada de la cámara de calentamiento se encuentra situado en el extremo caliente del cilindro, a una distancia del conducto de derivación caliente que es igual a una pequeña fracción del radio del cilindro. Esto se facilita haciendo que el pistón tenga forma de copa con su extremo abierto dispuesto hacia abajo, de forma que el pistón no se ponga sustancialmente en contacto ni interfiera físicamente a los medios que definen el orificio de entrada de la cámara de calentamiento ó el conducto de entrada de la cámara de calentamiento, que se encuentra situados dentro de la parte hueca del pistón, mientras que el pistón rebota en el extremo del fondo ó extremo caliente del cilindro. Así, el conducto de entrada de la cámara de calentamiento se extiende hasta el volumen de la sección del cilindro definida por la superficie interior de la pared lateral del pistón, mientras que el pistón está en la posición más alejada del extremo frío del cilindro, es decir, en el fondo de su carrera. Esto permite que el orificio de entrada de la cámara de calentamiento

to se encuentre situado muy cerca del orificio de derivación en caliente del conducto de derivación en caliente, por ejemplo, separado únicamente por la porción de pared fina de la pared lateral del pistón, con lo que, independientemente de la elección del fluido de trabajo, prácticamente la totalidad del fluido de trabajo que fluye al interior del extremo caliente del cilindro a través del orificio de derivación en caliente, mientras el pistón se aleja por inercia del extremo caliente del cilindro, fluye al interior de la cámara de calentamiento a través del orificio de entrada de la cámara de calentamiento y del conducto de entrada de dicha cámara, para calentarse en la cámara de calentamiento mientras que el pistón sigue alejándose por inercia desde el extremo caliente del cilindro.

En consecuencia, un objeto de la presente invención es el de proporcionar un termocompresor nuevo y perfeccionado que utiliza un pistón que oscila libremente.

Otro objeto de la presente invención es el de proporcionar un termocompresor nuevo y perfeccionado algo similar al dispositivo de la patente americana número 4.012.910 en el que el orificio de la cámara de calentamiento está situado mucho más cerca del orificio de derivación en caliente, para captar y calentar una mayor cantidad del fluido que sale del conducto de derivación en caliente y entra en el extremo caliente del cilindro durante el movimiento por inercia hacia arriba del pistón libre.

Otro objeto de la presente invención es el de proporcionar un termocompresor nuevo y perfeccionado, que utiliza un pistón que oscila libremente, que es cóncavo en su cara inferior ó caliente, a fin de evitar, durante la porción de rebote en caliente del ciclo, cualquier contacto sustancial ó innecesario entre el pistón y el conducto de entrada de la cámara de calentamiento por inercia térmica, cuyo conducto se extiende hasta el volumen en movimiento definido por la cavidad del pistón formado por la cara cóncava del pistón.

Otro objeto de la presente invención es el de proporcionar un

termocompresor nuevo y perfeccionado de pistón libre, en el que la pared de extremo caliente del cilindro incluye una proyección ó casquillo que contiene un conducto de entrada de una cámara de calentamiento por inercia térmica.

5 Otro objeto más de la presente invención es el de proporcionar un termocompresor nuevo y perfeccionado que utiliza un pistón que oscila libremente accionado por una cámara de calentamiento por inercia térmica, caracterizado porque la cámara de calentamiento tiene un orificio de entrada y un conducto de entrada que se encuentra más cerca del eje del cilindro que la pared lateral del pistón, y porque la pared lateral del pistón actúa como un manguito que rodea el orificio y conducto de entrada -
10 durante una pequeña porción del ciclo de oscilación, con lo que el orificio de entrada del conducto de entrada puede colocarse muy cerca del orificio de derivación en caliente de una derivación de cilindro, sin que el pistón golpee en el conducto de entrada, de forma que la oscilación del -
15 pistón no quede impedida, y el gas que fluye hacia abajo en la derivación se caliente más a fondo.

Otros diversos objetos, características y ventajas correspondientes de la presente invención se apreciarán más plenamente a medida -
20 que la invención se comprenda mejor por la descripción detallada que sigue, considerada en relación con los dibujos adjuntos, en los que:

La figura 1 es un a vista esquemática en alzado y parcialmente en sección transversal de un termocompresor tipo Stirling de pistón libre, que emplea los principios de la presente invención; y

25 la figura 2 es una vista parcial de la realización de la figura 1, ilustrando unos medios de conducto alterno optativo para facilitar el rebote del pistón y el calentamiento por inercia térmica, mientras impide el exceso de velocidad del pistón.

Haciendo referencia a la figura 1, en ella se ilustra un cilindro prácticamente cerrado, que tiene una pared lateral 2 de sección

30

transversal circular y paredes de extremo 3 y 4 en los extremos superior e inferior del cilindro. La pared inferior ó de extremo caliente 4 incluye un tetón, proyección ó tetilla integral 5, que se extiende hacia adentro, que puede tener la forma de una sección cilíndrica prácticamente sólida y que sobresale una corta distancia axialmente y hacia arriba en dirección hacia el extremo frío del cilindro. Dentro del cilindro 1 se encuentra un pistón libre 6, que tiene forma de copa, con su extremo abierto dispuesto hacia abajo, de manera que el pistón puede moverse hacia abajo hasta prácticamente el fondo del cilindro, sin ponerse prácticamente en contacto con el tetón 5. La pared lateral 7 del pistón forma un cierre deslizante suelto con la superficie interior de la pared lateral del cilindro 2, a fin de facilitar el desarrollo de una presión diferencial, en la dirección axial, a través del pistón 6. El pistón oscila entre los extremos caliente y frío del cilindro, definidos por las porciones cilíndricas situadas debajo y encima del pistón, y separa ambos extremos.

El cilindro 1 tiene una derivación 10 que deriva una porción y solo una porción, de la longitud axial del cilindro. La derivación facilita el movimiento por inercia del pistón entre cámaras de rebote definidas dentro de extremos opuestos del cilindro, y facilita igualmente el calentamiento y refrigeración exterior alternos del fluido de trabajo, durante las dos porciones de marcha por inercia del ciclo. La derivación 10 del cilindro incluye, por este orden, un orificio de derivación en frío 11, definido en la pared lateral del cilindro en el extremo frío del mismo, un conducto de derivación en frío 12, una cámara de refrigeración 13 un conducto 14, un regenerador térmico 15 y un conducto de derivación en caliente y en ángulo 16, que termina un orificio de derivación caliente 17, definido en la pared lateral 2 del cilindro, en el extremo caliente del cilindro. La derivación 10 permite que el gas u otro fluido motor fluya fácilmente hacia abajo desde el extremo frío del cilindro, a través de la derivación, hasta el extremo caliente del cilindro, mientras que el

pistón se mueve lentamente hacia arriba en la zona de derivación del cilindro, cuya parte de movimiento lento hacia arriba del ciclo oscilatorio puede ser considerada arbitrariamente como la primera parte de movimiento lento ó por inercia del ciclo de oscilación del pistón.

5 El efecto de boquilla del conducto de derivación caliente en ángulo 16 hace que el gas que sale por el extremo caliente de la derivación a través del orificio 17 entre en el extremo caliente del cilindro prácticamente definida, que es dirigida por el conducto de derivación caliente hacia un orificio de entrada 20 de la cámara de calentamiento y al interior de dicho orificio, a través de la región anular 18 definida 10 alrededor del tetón 5. De este modo, el eje del flujo medio del conducto de derivación en caliente pasa aproximadamente a través del centro del orificio de entrada 20. El orificio 20 se define en las superficies cilíndricas exterior 9 y del tetón 5, y se encuentra situado muy cerca del orificio de derivación caliente 17, Desde aquí, la corriente de gas sigue 15 por un conducto de entrada 21 de la cámara de calentamiento, a través de una parte del tetón 5, al interior de una cámara de calentamiento 24. De este modo, la cámara de calentamiento 24 comunica con el extremo caliente del cilindro a través del conducto de entrada de la cámara de calentamiento 20 to 21.

El conducto de entrada de la cámara de calentamiento 21 se extiende desde la cámara de calentamiento 24 hasta el tetón 5, y termina en el orificio de entrada 20 de la cámara de calentamiento en la superficie cilíndrica exterior del tetón, con lo que el conducto de entrada 21 25 comunica con el extremo del cilindro caliente por medio del orificio de entrada 20. Los orificios 17 y 20 generalmente estarían colocados en relación mútua y respecto al cilindro, de manera que un plano que contuviera el eje del cilindro y pasara a través del centro de uno de los orificios pasaría también a través del centro del otro orificio y, además, los 30 ejes del flujo medio de los conductos 16 y 21, cerca de los orificios 17

y 20, se contendrían también generalmente en el mismo plano.

La cámara de calentamiento 24, que se calienta exteriormente por medio de una varilla ó tubo de calentamiento 25, tiene unas aletas calientes en forma de disco 26, que forman unos pasos para el gas 27, entre ellas, para calentar la corriente de gas que fluye al interior de la cámara de calentamiento 24 a través del conducto de admisión 21 de la cámara de calentamiento. Para facilitar la entrada y el calentamiento de este gas en la cámara de calentamiento, se proporciona un conducto de salida 28 de la cámara de calentamiento, a fin de permitir que el gas en la cámara de calentamiento fluya hacia arriba a través del conducto 28, el tetón 5, volviendo al extremo caliente del cilindro por debajo del pistón. De este modo el conducto de salida 28 termina en el orificio 29 en la cara superior, horizontal 30 del tetón ó proyección 5.

La superficie interior de la pared exterior de la cámara de calentamiento por inercia térmica 24 contiene un reborde 31 dispuesto como una parte de un aro de pistón y extendiéndose parcialmente alrededor de la parte interior de la cámara de calentamiento opuesta a una de las aletas 26 cerca de la mitad de la serie de aletas. El reborde 31 y su aleta de calentamiento más próxima limitan el camino del flujo de gas en la cámara de calentamiento de forma que la corriente de gas tiende a dividirse y fluir hacia abajo entre las aletas dispuestas en el lado derecho de la cámara de calentamiento, como puede verse en la figura 1, y a continuación fluir hacia arriba por el lado izquierdo de la cámara de calentamiento hasta el interior del conducto de salida 28, que devuelve el gas calentado al extremo caliente del cilindro mientras el pistón sigue moviéndose por inercia hacia arriba. De este modo, el reborde 31 produce una longitud de recorrido mayor y más uniforme para el gas que fluye a través de la cámara de calentamiento, aumentando de ese modo la transferencia térmica al gas que fluye a través de la cámara de calentamiento durante esta primera porción de marcha por inercia del ciclo. El calentamiento del gas

en el regenerador y en la cámara de calentamiento provoca un aumento de la presión a través de los extremos caliente y frío del cilindro y la derivación, cuyo aumento de presión obliga al gas frío a salir del termocompresor hasta una carga no representada, a través de un orificio de carga 33 de un conducto de carga 34. El orificio de carga 33 se define en la porción de pared lateral del cilindro superior dispuesta en posición opuesta al orificio de derivación en frío 11, es decir, que estos dos orificios se encuentran en el extremo frío del cilindro y están dispuestos preferentemente en el mismo plano transversal situado a lo largo de la extensión longitudinal del cilindro.

El pistón continúa moviéndose por inercia hacia arriba hasta que su pared lateral 7 atraviesa, bloqueando de ese modo, los orificios 11 y 33, con lo que queda bloqueado el flujo en la derivación y el conducto de carga, de forma que termina la primera porción de marcha por inercia del ciclo oscilatorio y empieza una porción de rebote en frío del ciclo. El gas frío trazado por encima del pistón en el extremo frío del cilindro actúa como muelle de compresión contra el extremo frío ó cara fría del pistón, de manera que se detiene el movimiento hacia arriba del pistón y hace que el pistón rebote, alejándose del extremo frío del cilindro en dirección al extremo caliente del mismo, es decir, hace que deje de disminuir y empiece a aumentar el volumen del extremo frío del cilindro.

Cuando el pistón rebota hacia abajo, su pared lateral 7 desbloquea el orificio de la derivación fría 11 y el orificio de carga 33, con lo que termina la porción de rebote en frío del ciclo y empieza la segunda porción de marcha por inercia del mismo. Cuando el pistón desciende por inercia a través de la zona de derivación del cilindro el gas calentado es obligado a pasar desde el extremo caliente del cilindro, a través del regenerador y la cámara de refrigeración, a la derivación y al extremo frío del cilindro. La refrigeración resultante del gas caliente en el regenerador y la cámara de refrigeración provoca una caída de presión a través de los

extremos caliente y frio del cilindro y la derivación, cuyo descenso de presión extrae gas frio de la carga devolviéndolo al extremo frio del cilindro a través del conducto de carga 34 y el orificio 33. El regenerador almacenando calor del gas de cada ciclo y liberando calor al mismo, aumenta la amplitud de la presión oscilatoria, aumentando con ello la eficiencia del termocompresor. En el regenerador se establece un gradiente negativo de temperatura en dirección vertical hacia arriba. La temperatura media del regenerador y la magnitud del gradiente de temperatura fluctúan arriba y abajo durante el ciclo. A medida que el pistón continúa su marcha por inercia hacia abajo, un segmento 37 de pared fina y de forma cilíndrica de la pared lateral del pistón 7 actúa como manguito ya que pasa sobre el tetón 5 y entra en la zona anular 18 definida entre el tetón y la pared lateral del cilindro en el extremo caliente del cilindro. Cuando el segmento de pared fina 37 de la pared lateral 7 del pistón atraviesa y bloquea el orificio de derivación caliente 17, bloqueando así de nuevo el flujo del gas en la derivación, termina la segunda porción de marcha por inercia del ciclo y comienza una porción de rebote en caliente. De este modo el segmento de pistón 37 pasa entre el orificio caliente de derivación 17 y el orificio de entrada 20 a la cámara de calentamiento durante la porción de rebote caliente del ciclo. El rebote caliente es provocado por el atrapamiento y compresión del gas por parte del pistón en el extremo caliente del cilindro, entre él y la pared de extremo del cilindro 4, y en la cámara de calentamiento 24, cuyo gas forma una cámara de rebote gaseoso caliente. La cámara de rebote caliente incluye la cámara de calentamiento 24, sus conductos de entrada y salida 21 y 28, la zona del cilindro situada encima del tetón 5 y debajo de la porción de pared gruesa ó sólida 39 del pistón, la porción de la región anular 18 no ocupada por el segmento 37 del pistón, y un conducto corto optativo 41 que conecta la región anular 18 con el conducto de salida 28 de la cámara de calentamiento dentro del tetón 5.

El conducto corto 41 puede ser de utilidad para atrapar gas en el fondo de la zona anular a fin de impedir que el pistón tenga un exceso de velocidad y choque con el tetón ó el fondo del cilindro, es decir, la pared de extremo caliente 4. Si el conducto 41 se utiliza de esta manera, puede haber algún grado de obturación entre la superficie interior del segmento 37 de pared fina del pistón y la superficie exterior 9 del tetón, al menos en la porción inferior de la zona anular 18, pero no es preciso que esta obturación no sea casi tan buena como la obturación del cilindro del pistón ya que la parte inferior de la zona anular situada debajo del conducto 41 solo necesita actuar como una pequeña cámara de rebote con fuga ó pérdida actuando como un muelle de compresión rígido y suelto para amortiguar el movimiento excesivo del pistón por debajo del conducto 41. En consecuencia, no se necesita un elevado grado de precisión en los diámetros, circularidad y concentricidad de la superficie exterior 9 del tetón y la superficie interior del segmento de pared fina 37 del pistón, tanto sobre base absoluta como con relación entre sí ó respecto a la superficie interior de la pared lateral del cilindro. Además, la obturación deslizante entre el tetón y el segmento 37 del pistón puede que no sea ni siquiera necesaria, ya que el atrapamiento de gas en la cámara de rebote caliente puede ser por sí misma suficiente para evitar el exceso de velocidad del pistón en condiciones de carga variable del termocompresor.

Durante la primera parte de la porción de rebote caliente del ciclo, el pistón comprime y empuja gas relativamente frío desde el extremo caliente del cilindro a la cámara de calentamiento 24, a través de los conductos 28 y 41 y/o 21. La cámara de calentamiento 24, está diseñada de acuerdo con los principios de inercia térmica para calentar el gas de forma prácticamente continua en toda la porción de rebote caliente del ciclo, aumentando de ese modo el efecto de muelle gaseoso, a fin de mover el pistón hacia el extremo de cilindro frío con una velocidad y ener

5 gía cinética suficiente para sostener la oscilación del pistón. Así pues,
la cámara de calentamiento, además tal vez de algunas otras superficies,
tal como las superficies de tetón y los conductos que hay en ella, pro-
porcionan al gas suficiente energía térmica durante el rebote en calien-
te como para que la energía cinética del pistón en el extremo de la por-
ción de rebote caliente del ciclo sea suficientemente mayor que la ener-
gía cinética del pistón a comienzos de la porción de rebote caliente del
ciclo, a fin de sostener la oscilación del pistón a pesar de pequeñas pér-
didas de fricción, térmicas, vibracionales y de bombeo, que de lo contra-
rio, provocarían gradualmente la parada del movimiento del pistón.

10 Una de las razones por las que el gas obligado a entrar en la
cámara de calentamiento durante el rebote en caliente esté relativamente
frio, es decir, más frio que las aletas de la cámara de calentamiento 26,
es que el gas obligado hacia abajo en la derivación durante la primera -
15 porción de marcha por inercia del ciclo nunca se calienta totalmente y a
fondo en la cámara de calentamiento. Otra razón es que hay una pequeña e
inevitable cantidad de refrigeración del gas en el extremo caliente del
cilindro por parte de las superficies de las paredes del pistón y del ci-
lindro; no obstante, debido a la baja relación entre área y volumen del -
20 extremo caliente del cilindro, este enfriamiento es pequeño. Otra razón
más para que el gas sea relativamente frio es que, bajo carga, hay una -
caída de presión en el termocompresor debida a la refrigeración del gas -
que fluye hacia arriba en la derivación cuando el pistón se mueve por inen-
cia hacia abajo. Esta caída de presión durante la segunda porción de marcha
25 por inercia del ciclo provoca una caída prácticamente adiabática de la tem-
peratura de la mayoría del gas en el extremo caliente del cilindro, ayudan-
do así a enfriar relativamente el gas inmediatamente antes del rebote ca-
liente y facilitando y aumentando de ese modo el accionamiento por inercia
térmica del pistón en la porción de rebote caliente del ciclo por la cáma-
30 ra de calentamiento por inercia térmica 24.

El accionamiento por inercia térmica del pistón libre se expone en mis patentes anteriormente citadas, especialmente en la patente americana número 3.807.904. No obstante, en la presente invención, como en algunas de las configuraciones tipo Stirling anteriormente inventadas por mí, la cámara de calentamiento 24 tiene un doble papel. Durante la primera porción de movimiento por inercia del ciclo, funciona aproximadamente como una cámara de calentamiento ordinario tipo Stirling, mientras que la porción de rebote caliente del ciclo funciona como una cámara de calentamiento por inercia térmica. En consecuencia, es de esperar que el diseño óptimo sea un compromiso entre los diseños óptimos de los dos tipos de cámara en las condiciones particulares de funcionamiento.

El pistón de rebote 6 es accionado hacia arriba por el gas caliente que se dilata ó expande dentro de la cámara de calentamiento y sale de la cámara de calentamiento a través de los conductos 28 y 41 y/o 21 hasta que la pared lateral del pistón desbloquea el orificio de derivación en caliente 17, con lo que termina la porción de rebote en caliente del ciclo y empieza la primera porción de funcionamiento por inercia del ciclo siguiente de la oscilación del pistón, haciendo que el gas fluya de nuevo hacia abajo a través de la derivación para calentarse en el regenerador y calentarse a aún más en la cámara de calentamiento.

El dispositivo puede ponerse en marcha por un simple impulso de presión del gas motor aplicado debajo del pistón de manera que el impulso del fluido actúa contra la cara inferior ó caliente del pistón, a fin de moverlo hacia arriba. El starter 45, que va conectado a través del conducto 46 a la cámara de calentamiento 24, es una fuente de estos impulsos de gas a presión. El gas para el impulso de puesta en marcha puede extraerse de la zona situada encima del pistón. Un impulso suficiente de aspiración, aplicado por encima del pistón, servirá también para poner en marcha ó iniciar la oscilación del pistón.

El conducto de derivación caliente 16 se encuentra en ángulo -

hacia el extremo caliente del cilindro con lo que, como en mi patente de los Estados Unidos número 4.012.910, la corriente de fluido definidas sustancialmente, que sale del orificio 17, tiene una componente de velocidad dirigida paralelamente al eje del cilindro, en la dirección que se extiende desde el extremo frío del cilindro al extremo caliente del cilindro, es decir, hacia abajo, según se vé en la figura 1. De este modo, si el ángulo es bastante agudo respecto a una perpendicular al eje del cilindro, la distancia entre los centros del orificio de derivación en caliente 17 y el orificio de entrada 20 de la cámara de calentamiento puede ser de aproximadamente dos a tres veces del espesor de la pared del segmento 37 de pared fina de la pared lateral del pistón, cuya distancia es una pequeña fracción del radio del cilindro, y es muy inferior a la distancia expuesta en la citada patente americana número 4.012.910, Si el conducto 16 no se dispone en ángulo muy agudo, la distancia entre los orificios 17 y 20 puede ser aproximadamente de una a dos veces del espesor del segmento 37 del pistón. El ángulo de la derivación, sin embargo, es optativo, y si el conducto 16 no está en ángulo en absoluto, es decir, si su eje de flujo medio es perpendicular al eje del cilindro, la distancia entre los orificios 17 y 20 puede ser aproximadamente igual al espesor de pared del segmento de pistón 37 puede ser fácilmente inferior a una décima parte del radio del cilindro 1, puede comprobarse que la distancia entre los orificios 17 y 20 puede ser fácilmente tan pequeña como de hasta una décima parte, ó un orden de magnitud inferior al radio del cilindro, con lo que, en la mayoría de cualquier fluido motor, prácticamente la totalidad del fluido que sale por el orificio 17 durante la primera porción de marcha por inercia del ciclo fluye, por este orden, a través de la zona anular 18, al interior del orificio de entrada 20 de la cámara de calentamiento, a través del conducto de entrada 21 de la cámara de calentamiento al interior y a través de la cámara de calentamiento 24, para calentarse en dicha cámara durante esta primera porción de funcionamiento lento ó por inercia del ci

clo. La mayoría de este fluido retorna al extremo caliente del cilindro a través del conducto 28 durante esta primera porción de funcionamiento - por inercia del ciclo. Este flujo de fluido en entrada y salida de la cámara de calentamiento queda facilitado por la colocación y alineación apropiada de los conductos 16 y 21 y los orificios 17 y 20, incluyendo la alineación del eje de flujo medio de una porción de conducto 21 cerca del orificio 20 con el eje de flujo medio del conducto 16.

Aunque el eje del cilindro está dispuesto verticalmente en la figura 1, con la cámara de calentamiento cerca del fondo, cuya orientación disminuye la fricción entre pistón y cilindro y facilita la fácil puesta en marcha del dispositivo, debe entenderse que el dispositivo puede ponerse en marcha y accionarse en cualquier orientación.

El termocompresor de la presente invención puede mover diversos tipos de cargas accionadas por fluido, y un ejemplo lo tenemos en un alternador líneal de pistón libre accionado por la presión oscilatoria en el conducto 34. Otro ejemplo es un motor rotativo accionado por fluido que mueve un alternador rotativo convencional. Dos válvulas de retención y un tanque de almacenamiento de alta y baja presión puede conectarse al conducto 34 a fin de producir una presión diferencial firme para accionar el motor rotativo. El termocompresor puede ser accionado por energía solar, una llama de combustible fosil, el calor producido por desechos, el quemado de basuras ó la mayoría de cualquier otra fuente térmica de temperatura suficiente. El alternador ó generador puede suministrar corriente alterna ó corriente continua a una casa, a un vehículo, una bomba hidráulica accionada por motor en una zona situada a distancia ó diversos otros tipos de cargas.

El espesor de la región anular 18 es igual a la diferencia en los radios de la superficie interior de la pared lateral del cilindro y las superficies cilíndricas exterior 9 del tetón 5. Como hemos dicho anteriormente, este espesor solo necesita ser suficientemente superior al espe

5 sor de la pared del segmento 37 del pistón de pared fina a fin de proporcionar una separación tal que el segmento 37 no se ponga sustancialmente en contacto con el tetón ni de cualquier otro modo se atasque ó sufra una fricción indebida en la zona anular 18. De este modo, el espesor de la región anular sólo es preciso que sea una pequeña fracción del radio del cilindro, con lo que la finura de esta región anular facilita el paso de la corriente del fluido desde el orificio 17 hasta el orificio 20 con una pérdida mínima de fluido de la corriente. Para facilitar aún más este paso del fluido, el orificio 20 es ligeramente superior al orificio 17, y el conducto 21 es ligeramente más ancho de diámetro que el conducto 16, con lo que la corriente de fluido desde el conducto de derivación en caliente puede difundirse ligeramente en su paso a través de la región anular 18 y sin embargo entrar en el orificio de entrada y el conducto de entrada de la cámara de calentamiento para su paso a la cámara de calentamiento para calentarse allí durante la primera porción de movimiento por inercia del ciclo.

10 El fluido motor puede ser un gas como el hidrógeno ó el helio, ú otro fluido compresible. Por ejemplo, podría utilizarse una mezcla de agua-aire si, entre otros factores, el agua pudiese aerosolizarse suficientemente. Debido a las diversas características de la presente invención, incluido especialmente la distancia relativamente corta entre el orificio de derivación en caliente y el orificio de entrada de la cámara de calentamiento, las afirmaciones que hemos hecho anteriormente sobre el paso prácticamente completo de fluido desde la derivación hasta y a través de la cámara de calentamiento durante la primera porción de movimiento por inercia del ciclo se consideran que son válidas, independientemente del fluido motor que se escoja.

25 En un sentido muy amplio, el termocompresor ó convertidor de energía de la presente invención puede ser considerado como un dispositivo tipo Stirling, en la medida en que calienta y enfría alternativa y re-

5 generativamente un fluido motor para desarrollar una variación de presión
cíclica para realizar un trabajo sobre una carga. No obstante, el ciclo
termodinámico real depende del diseño particular y de las condiciones de
funcionamiento, incluyendo la naturaleza del fluido motor y la carga, y
es lógico que, por lo general difiera sustancialmente del auténtico ciclo
Stirling.

10 Dado que los conductos de entrada y salida de la cámara de -
calentamiento se extienden separadamente en el extremo caliente del cilin-
dro, el gas que fluye desde la cámara de calentamiento al extremo caliente
del cilindro, a través del conducto de salida, durante la primera porción
de movimiento por inercia del ciclo, no interfiere la corriente de fluido
dirigida a la cámara de calentamiento desde el extremo caliente de la de-
rivación del cilindro. Esto seguiría siendo cierto si la mayoría del mate-
15 rial del tetón se retirara de forma que todo lo que permaneciera en el te-
tón fuesen dos tubos de pared fina que sirvieran de conducto de entrada y
salida, respectivamente, en la cámara de calentamiento. No ostante, este
cambio de estructura tendería a aumentar el volumen muerto en el extremo
caliente del cilindro, por ejemplo, el volumen de gas no barrido por el
pistón y que no sirviera para ningún fin útil, disminuyendo de ese modo la
20 eficiencia del motor y aumentando el tamaño que necesitaría para una carga
determinada. Este cambio en la estructura podría ser posible, pero sería
más difícil de configurar adecuadamente el pistón de manera que barriera
el extremo caliente del cilindro y obligara a entrar un alto porcentaje -
del gas en la cámara de calentamiento durante la porción del ciclo de re-
25 bote en caliente. El pistón podría ser regulado de manera que mantuviera
una posición rotacional ó azimutal fija respecto al cilindro por lo que
una cavidad conformada especialmente en la cara del fondo del pistón se co-
locaría siempre de manera que se deslizara sobre los dos conductos durante
la porción de rebote en caliente del ciclo, es decir, mientras que el vo-
30 lumen del extremo caliente del cilindro tiene los valores en una gama mí-

nima. De este modo, aunque el tetón conformado tal como se ilustra en la figura 1 y anteriormente descrito es una característica preferida de la invención, pueden utilizarse otras formas, pero que tal vez pueden producir una mayor complejidad y dificultades en el funcionamiento y en la fabricación.

Dado que el orificio de entrada a la cámara de calentamiento tal como se ha ilustrado, está tan cerca del orificio de derivación en caliente, hay muchas posibles posiciones y orientaciones del conducto de salida 28 y del orificio de salida 29 de la cámara de calentamiento que no provocarían una interferencia sustancial entre el fluido caliente que vuelve al cilindro y la corriente de fluido dirigido que sale del orificio de derivación en caliente. No obstante si, tal como se ilustra, la región anular alrededor del tetón tiene aproximadamente el mismo espesor que el segmento del pistón de pared fina, es necesario que la región del cilindro entre la cara inferior del pistón y la cara superior 30 del tetón comunique con la cámara de calentamiento durante la porción del ciclo de rebote en caliente de manera que el pistón pueda mover el gas atrapado en esta región del cilindro al interior de la cámara de calentamiento para calentar y accionar posteriormente el pistón. En estas circunstancias, es conveniente que el conducto de salida de la cámara de calentamiento se extienda hacia arriba, a través del tetón y termine en el orificio 29 en la cara superior 30 del tetón que mira a la porción central del pistón libre, en vez de al segmento del pistón de pared fina. En estas circunstancias, es también preferible que la porción de la región anular 18 situada por debajo del segmento 37 del pistón comunique con la cámara de calentamiento durante la porción del ciclo de rebote en caliente de forma que el pistón pueda introducir este gas en la cámara de calentamiento durante la porción del ciclo de rebote en caliente, y esto depende del conducto certo 41.

Al parecer, una de las ventajas del enfoque general de los termocompresores de la presente invención es que, debido a que la cámara de

calentamiento 24 está colocada más allá de la derivación, el gas se calienta en la cámara de calentamiento primariamente mientras que el gas fluye a través de la derivación al extremo caliente del cilindro en vez de mientras que el gas fluye a través de la derivación y vuelve al extremo frío del cilindro, al contrario de lo que ocurre en el motor Stirling típico y el enfoque tomado por Beale.

Otra característica del enfoque de la presente invención, que puede representar una ventaja en diversas aplicaciones, es que el pistón libre es auto-oscilante, con lo que la oscilación del pistón continua en una condición de sobrecarga así como bajo ninguna carga, y no necesita ninguna realimentación procedente de una carga, es decir, no necesita ningún miembro motor inercial, como por ejemplo un pistón motor pesado. Por ejemplo, el termocompresor ilustrado en la figura 1 podría continuar funcionando aún cuando el conjunto de carga estuviese completamente bloqueado ó estuviese totalmente abierto a la atmósfera. Como hemos dicho anteriormente, el dispositivo, tal como se ha ilustrado, podría cargar un tanque de almacenamiento de alta presión y un tanque de almacenamiento de baja presión utilizando solo dos válvulas de retención y conductos apropiados, sin necesitar ningún pistón motor. La presión diferencial procedente de los tanques podría entonces utilizarse para accionar una máquina rotativa, como por ejemplo un motor rotativo que acciona un alternador ó generador rotativo. Naturalmente, los que acabamos de exponer son solo dos de los muchos factores que hay que tener en cuenta al determinar cual es el enfoque para la conversión de la energía que mejor se adapta a una aplicación determinada. Como se ha mencionado en anteriores patentes, los medios para invertir el pistón en el extremo frío del cilindro pueden tomar otras formas, por ejemplo, una cámara de rebote gaseoso de menor diámetro (utilizando un vástago corto en la cara del pistón frío ó en la pared del extremo del cilindro frío que comprime el gas atrapado en una cavidad cilíndrica correspondiente del miembro opuesto) un muelle mecánico, un campo magnético que re-

pele el pistón, ó simplemente la gravedad, en cuyo último caso el cilindro se haría más alto y la derivación más larga.

5 Debe entenderse también que los términos "caliente", "templado", "enfriar" y "frio" son solo relativos. Por ejemplo, el extremo "frio" del cilindro podría estar considerablemente caliente durante el funcionamiento, pero el extremo caliente del cilindro estaría entonces aún más caliente.

10 Además, hay que observar que si el termocompresor se conecta a una carga que enfria al fluido, ó si se bombea una fuente de fluido frio por el termocompresor, la cámara de enfriamiento 13 en la derivación no es ya necesaria.

15 Haciendo ahora referencia a la figura 2, en ella se ilustra unos medios optativos en alternativa para facilitar el rebote en caliente del pistón libre mientras impiden al mismo tiempo que el pistón golpee contra la pared del extremo caliente, comprendiendo un conducto optativo 51 que se puede utilizar en vez del conducto corto optativo 41 para atrapar el gas en la porción inferior de la región anular 18. El conducto optativo 51 comunica con la región anular 18 por medio de un orificio 52 definido en la pared lateral del cilindro, en un lugar que se encuentra a corta distancia por encima del fondo de la región anular. El conducto 51 comunica por su otro extremo con el conducto de salida 28 de la cámara de calentamiento a través de un orificio 53 definido en la pared de conducto de salida 28 en una porción del conducto de salida situado entre la pared de extremo caliente 4 y la cámara de calentamiento 24. De este modo, la cámara de calentamiento comunica con la región anular 18 del extremo caliente del cilindro por medio de los conductos 23 y 51. En consecuencia el conducto de salida 28 de la cámara de calentamiento comunica con el extremo caliente del cilindro por medio de los orificios 29 y 52. El segmento 37 del pistón atraviesa y bloquea el orificio 52 para atrapar el gas en el fondo de la región anular, de manera que forme una pequeña cámara de rebote que

20

25

30

actúa como un muelle rígido de compresión gaseosa para impedir el exceso de velocidad del pistón. El conducto 51 sirve así a la misma finalidad - del conducto 41, pero una ventaja del conducto 51 sobre el conducto 41 es que la superficie exterior del segmento de pistón 37 bloquea el flujo de gas en el conducto 51, mientras que es la superficie interior del segmento 37 del pistón la que bloquea el flujo en el otro conducto corto optativo 41. La obturación deslizante entre las paredes laterales del pistón y el cilindro es normalmente un cierre muy superior a la que hay entre el segmento 37 del pistón y la superficie exterior 9 del tetón. Igualmente, si el orificio que debe ser bloqueado por el segmento 37 se encuentra en la pared lateral del cilindro en vez de en el tetón, los dos caminos paralelos de fuga en el interior y el exterior del segmento 37 tienen mejores longitudes relativas para un mejor equilibrio entre ellos y la fuga total inferior del gas atrapado, es decir, que la superficie con menor obturación tiene una mayor longitud de obturación. En consecuencia, para reducir la fuga de gas y la correspondiente pérdida de energía del pistón, es mucho mejor que este conducto sea bloqueado por la superficie exterior del segmento 37 del pistón que por la superficie interior. El uso del conducto 51 en vez del conducto 41, por consiguiente facilitaría aún más la circularidad requerida de la superficie 9 del tetón y la superficie interior del segmento 37 del pistón, la precisión requerida respecto a la superficie de contacto entre pistón y cilindro. Hay que entender, sin embargo, que, como se ha dicho anteriormente, que la cámara de rebote formada por la cámara de calentamiento 24 y el extremo caliente del cilindro podría ser suficiente para impedir el exceso de recorrido ó velocidad del pistón, en cuyo caso no se necesitarían ni el conducto 41 ni el conducto 51, y el gas desplazado en la región anular 18 por el segmento 37 del pistón simplemente podría fluir libremente hacia arriba en el espacio situado entre la superficie exterior 9 del tetón y la superficie interior del segmento 37 - del pistón, cuyo espacio podría hacerse suficientemente amplio como para

facilitar este flujo libre del gas hacia arriba alrededor del tetón. De este modo el dispositivo tendría uno solo ó ninguno de los conductos 41 y 51, pero probablemente no ambos a la vez.

5 El conducto corto 41 puede ser sustituido por una ó más ranuras verticales (no representadas) en la superficie exterior 9 del tetón, y que se extienden desde la cara 30 del tetón hacia abajo, en una corta distancia por encima del fondo de la zona anular 18. Las ranuras permitirían que el gas desplazado por el segmento 37 del pistón fluyera hacia -

10 arriba, a través de las ranuras, hasta la zona del cilindro situada inmediatamente encima de la cara 30 del tetón. Si se determina que no es necesario el muelle de compresión gaseosa en el fondo de la región anular, las ranuras se pueden extender a todo lo largo hasta el fondo de la región anular. Las ranuras no pasarían a través del orificio de entrada 20 de la cámara de calentamiento, y permitirían que el orificio de entrada estuvie

15 se dispuesto muy cerca del recorrido de la superficie interior del segmento 37 del pistón, y por lo tanto muy cerca del orificio 37 de derivación en caliente, captando con mucha más eficacia la corriente de gas - sustancialmente definida que sale del extremo caliente de la derivación durante el movimiento por inercia hacia arriba del pistón.

20 El uso de las ranuras ó del conducto 41 ó 51 puede dar lugar a una ligera fuerza transversal ó lateral sobre el pistón en dirección a la pared lateral del cilindro ó al tetón, por la presión del fluido en las ranuras ó en el conducto 41 ó 51, en combinación con la presión del fluido que sale asimétricamente en fuga del muelle de compresión gaseosa en -

25 el fondo de la región anular. Si esta ligera fuerza transversal presenta algún problema, como por ejemplo, la reducción en la velocidad del pistón ó una mayor fricción y desgaste entre el pistón y el cilindro, la fuerza podría cancelarse utilizando un par de ranuras similares ó un par de conductos similares en lados opuestos del eje del cilindro. De igual forma,

30 se puede utilizar un par de conductos de derivación en caliente y orifi-

cios de derivación en caliente en lados opuestos del cilindro si este problema se plantea por la presencia del orificio de derivación en caliente. No obstante, he construído un modelo accionado térmicamente que demuestra el movimiento por inercia del pistón y el accionamiento por inercia térmica del pistón libre. La pared lateral del cilindro tiene un orificio que es atravesado y bloqueado periódicamente por el pistón, provocando una fuerza transversal ligera tal como la que se ha expuesto anteriormente, pero no he observado ningún aumento en la fricción entre el pistón y el cilindro ni ninguna degradación correspondiente de la oscilación del pistón.

El orificio 52 del conducto 51 se encuentra situado en lado del cilindro opuesto al orificio de derivación en caliente 17. Esto aumenta la longitud del recorrido de fuga entre los orificios 52 y 17, reduciendo así la fuga entre esos dos orificios durante el exceso del recorrido del pistón, es decir, el segmento de la porción de rebote en caliente del ciclo mientras que el orificio 52 es bloqueado por el segmento 37 del pistón.

Aunque los conductos 41 y 51, tal como se ilustra en las figuras 1 y 2, se encuentran en el mismo plano que los conductos 16 y 21, no es necesario que los conductos 41 ó 51 ó la ranura anteriormente citada se encuentre en el mismo plano que los conductos 16 y 21. Naturalmente, a la luz de las enseñanzas que se acaban de exponer, pueden introducirse muchas modificaciones y variaciones en la presente invención. En consecuencia, debe entenderse que la presente invención puede llevarse a la práctica dentro del ámbito de las reivindicaciones adjuntas de forma distinta a la que se describe aquí específicamente.

Descrita suficientemente la naturaleza del invento, así como la manera de realizarlo en la práctica, debe hacerse constar que las disposiciones anteriormente indicadas son susceptibles de modificaciones de detalle en cuanto no alteren su principio fundamental.

REIVINDICACIONES

1.- Perfeccionamientos en termocompresores particularmente pa
ra bombear fluido ó alimentar una presión diferencial a una carga, carac-
terizados porque se dota a cada termocompresor de: un cilindro que lleva
5 un pistón libre dimensionado de forma que forme un cierre deslizante con
el cilindro cuando el pistón oscila entre los extremos caliente y frio -
del cilindro y los separa; una derivación de cilindro que deriva una por-
ción del cilindro de forma que permite que un fluido compresible fluya al
ternativamente hacia atrás y hacia adelante entre los extremos caliente y
10 frio del cilindro cuando el pistón se mueve por inercia en direcciones al-
ternas entre dichos extremos del cilindro; medios que incluyen un regenera-
dor en la derivación para refrigerar el fluido que fluye al interior del
extremo frio del cilindro y para calentar el fluido que fluye al extremo
caliente del cilindro, produciendo de ese modo una variación cíclica de -
15 la presión del fluido que se puede utilizar para accionar una carga; inclu-
yendo los medios de calentamiento una cámara de calentamiento dispuesta -
más allá de la derivación y que comunica con el extremo caliente del cilin-
dro a través de un orificio de entrada de la cámara de calentamiento en
el extremo caliente del cilindro; incluyendo la derivación, por este orden
20 el regenerador un conducto de derivación caliente, y un orificio de deri-
vación caliente en la pared lateral del cilindro en el extremo caliente -
del cilindro, con lo que el fluido que sale del extremo caliente de la de-
rivación, a través del orificio de derivación caliente, fluya al interior
del extremo caliente del cilindro en una corriente sustancialmente defini-
25 da, durante una primera porción de funcionamiento por inercia del ciclo -
oscilatorio, mientras el pistón se mueve por inercia en la región de deri-
vación del cilindro, en dirección al extremo frio del cilindro; medios pa-
ra colocar y alinear el conducto de derivación en caliente y el orificio
de entrada de la cámara de calentamiento en relación mútua y con relación
30 al extremo caliente del cilindro, a fin de facilitar el paso del fluido en

la corriente al interior de la cámara de calentamiento a través del orificio de entrada para calentar el fluido en la cámara de calentamiento durante la primera porción de movimiento por inercia del ciclo; porque durante una porción de rebote en caliente del ciclo oscilador, el pistón -
5 bloquea el orificio de derivación y comprime el fluido obligándolo a salir del extremo caliente del cilindro hasta la cámara de calentamiento para calentarse allí y poder expandir y accionar el pistón en dirección al extremo frío del cilindro; y porque presenta medios para invertir el movimiento del pistón en el extremo frío del cilindro, incluyendo los medios
10 de colocación y alineación, medios para colocar el orificio de entrada de la cámara de calentamiento dentro del extremo caliente del cilindro en un lugar tal que su distancia desde el orificio de derivación sea una pequeña fracción del radio del cilindro, con lo que dicho paso de fluido en la citada corriente al interior de la cámara de calentamiento queda aún más
15 facilitado, aumentándose de ese modo el calentamiento del fluido durante la primera porción de movimiento por inercia del ciclo.

2.- Perfeccionamientos según la reivindicación 1, caracterizados porque el pistón, en su extremo caliente, tiene un segmento de pistón de pared fina que pasa entre el orificio de derivación caliente y el orificio
20 de entrada a la cámara de calentamiento y realiza el bloqueo del orificio de derivación caliente durante la porción del ciclo de rebote en caliente.

3.- Perfeccionamientos según la reivindicación 2, caracterizados porque la distancia entre el orificio de derivación caliente y el orificio
25 de entrada de la cámara de calentamiento es aproximadamente igual al espesor de pared del segmento de pistón.

4.- Perfeccionamientos según la reivindicación 2, caracterizados porque la distancia entre el orificio de derivación en caliente y el orificio de entrada a la cámara de calentamiento es aproximadamente una y
30 dos veces el espesor de pared de dicho segmento de pistón.



5.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4, caracterizados porque el pistón, en su extremo caliente, tiene una cara caliente que mira al extremo caliente del cilindro, teniendo dicha cara caliente una forma cóncava para facilitar el bloqueo del orificio de derivación caliente, sin ponerse prácticamente en contacto con el orificio de entrada de la cámara de calentamiento durante el funcionamiento normal del termocompresor.

6.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 5, caracterizados porque el pistón tiene aproximadamente la forma de una copa, con el extremo abierto de la copa mirando al extremo caliente del cilindro.

7.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 6, caracterizados porque el cilindro tiene una pared de extremo caliente en el extremo caliente del cilindro, incluyendo la pared de extremo caliente un tetón que sobresale en dirección hacia el pistón estando dispuesto el orificio de entrada a la cámara de calentamiento en una superficie exterior del tetón en un lugar próximo al orificio de derivación en caliente.

8.- Perfeccionamientos según la reivindicación 1, caracterizados porque el cilindro tiene una pared de extremo caliente en el extremo caliente del cilindro, incluyendo la pared de extremo caliente un tetón que sobresale en dirección hacia el pistón, estando dispuesto el orificio de entrada a la cámara de calentamiento en una superficie exterior de forma prácticamente cilíndrica del citado tetón en un lugar cercano al orificio de derivación, teniendo el pistón en su extremo caliente un segmento de pared fina y de forma prácticamente cilíndrica que actúa como un manguito sobre la superficie exterior del tetón durante la porción del rebote en caliente del ciclo.

9.- Perfeccionamientos según la reivindicación 7 ú 8, caracterizados porque incluye además unas ranuras en la superficie exterior del

30

tetón.

10.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 9, caracterizados porque el orificio de entrada a la cámara de calentamiento y el conducto de derivación en caliente se encuentran dispuestos y orientados de forma que el conducto de derivación en caliente tiene un eje de flujo medio que pasa aproximadamente a través del centro del orificio de entrada.

11.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 10, caracterizados porque la cámara de calentamiento comunica además con el extremo caliente del cilindro a través de un orificio de salida de la cámara de calentamiento en el extremo caliente del cilindro.

12.- Perfeccionamientos según la reivindicación 11, caracterizados porque el orificio de salida se encuentra en una superficie del tetón que mira aproximadamente a una porción central del pistón.

13.- Perfeccionamientos según las reivindicaciones 11 ó 12, - caracterizados porque el orificio de salida está colocado y el pistón moldeado de manera que la comunicación ulterior se mantenga durante al menos una parte sustancial de la porción del ciclo de rebote en caliente.

14.- Perfeccionamientos según la reivindicación 1, caracterizados porque el pistón, en su extremo caliente, tiene una cara caliente que mira al extremo caliente del cilindro, estando dispuesta la cara caliente en forma cóncava para formar una cavidad de pistón en el extremo caliente del pistón y estando situado el orificio de entrada a la cámara de calentamiento de forma que, durante la porción del ciclo de rebote en caliente, el volumen en movimiento definido por la cavidad del pistón se mueva suficientemente lejos en una dirección procedente del extremo del cilindro frío hacia el extremo del cilindro caliente y de forma que contenga el orificio de la entrada de la cámara de calentamiento dentro del volumen en movimiento.

15.- Perfeccionamientos según la reivindicación 14, caracteri-

30

zados porque la cámara de calentamiento comunica además con el extremo caliente del cilindro a través de un orificio de salida de la cámara de calentamiento, de forma que el volumen en movimiento contiene también el orificio de salida durante una fracción del ciclo oscilatorio.

5 16.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 15, caracterizados porque los medios de refrigeración incluyen una cámara de refrigeración dispuesta en la derivación entre el regenerador y el extremo frío del cilindro.

10 17.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 16, caracterizados porque el conducto de derivación se encuentra en ángulo respecto a una perpendicular al eje del cilindro, de forma que el fluido que fluye desde el extremo caliente de la derivación al cilindro a través del orificio de derivación en caliente tiene una componente sustancial de velocidad paralela al eje del cilindro y que se extiende en dirección desde el extremo frío del cilindro al extremo caliente del cilindro.

15 18.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 17, caracterizados porque la cámara de calentamiento está diseñada de manera que caliente de forma prácticamente continua el fluido situado dentro de la cámara de calentamiento durante la porción del ciclo de rebote en caliente, dando lugar el calentamiento continuo a una energía cinética del pistón en el extremo de la porción del ciclo de rebote en caliente superior a la energía cinética del pistón al comienzo de la porción del ciclo de rebote en caliente.

20 19.- Perfeccionamientos según la reivindicación 18, caracterizados porque el calentamiento prácticamente continuo proporciona suficiente energía térmica para sostener la oscilación del pistón.

25 20.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 19, caracterizados porque el fluido compresible puede ser un gas ó una mezcla líquido-gas y, prácticamente independiente de la elección del fluido, los medios de colocación y alineación facilitan durante la primera

30

porción de movimiento por inercia del ciclo, el calentamiento por parte de la cámara de calentamiento de prácticamente la totalidad del fluido que sale del orificio de derivación en caliente y entra en el extremo caliente del cilindro.

5 21.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 20, caracterizados porque la distancia entre el orificio de derivación caliente y el orificio de entrada a la cámara de calentamiento es aproximadamente una décima parte del radio del cilindro.

10 22.- Perfeccionamientos según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 21, caracterizados porque la distancia es inferior a una décima parte del radio del cilindro.

23.- Perfeccionamientos en termocompresores; tal y como queda sustancialmente descrito en la presente Memoria, e ilustrado en los dibujos adjuntos.

15 Esta Memoria, consta de 30 hojas escritas a máquina por una sola cara.

Madrid, 16 NOV. 1977

MARK SCHUMAN.

L. GIL GONZALEZ
por el Abogado D. Santos Ojeda

FIG. 1

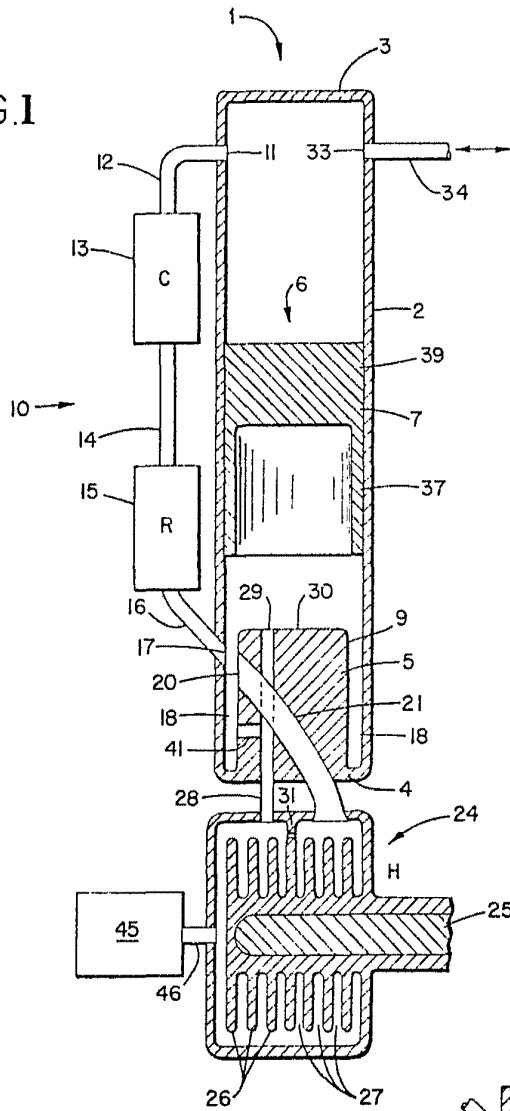
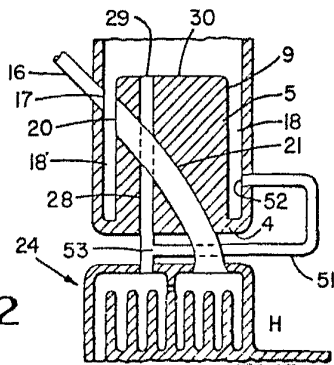


FIG. 2



EPICOLA
VARIABLE

NOV. 1973