

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 652 522**

21 Número de solicitud: 201731263

51 Int. Cl.:

F02C 7/10 (2006.01)

F02C 1/10 (2006.01)

12

SOLICITUD DE PATENTE

A1

22 Fecha de presentación:

30.10.2017

43 Fecha de publicación de la solicitud:

02.02.2018

71 Solicitantes:

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID
(100.0%)**

**Avda. Ramiro de Maeztu nº 7
28040 MADRID ES**

72 Inventor/es:

**MARTINEZ-VAL PEÑALOSA, Jose Maria;
MUÑOZ ANTON, Javier;
GONZALEZ PORTILLO, Luis Francisco y
AMENGUAL MATAS, Ruben**

74 Agente/Representante:

UNGRÍA LÓPEZ, Javier

54 Título: **PROCESO CÍCLICO TERMODINÁMICO SIN CONDENSACIÓN DEL FLUIDO Y CON PRESCRIPCIONES ACOTADAS SOBRE SUS PUNTOS DE MÍNIMA Y MÁXIMA ENTALPÍA Y DISPOSITIVO PARA SU REALIZACIÓN**

57 Resumen:

Proceso cíclico termodinámico sin condensación del fluido y con prescripciones acotadas sobre sus puntos de mínima y máxima entalpía, y dispositivo para su realización.

Se prescribe un ciclo de gas en el cual la temperatura del punto de mínima entalpía del ciclo está por debajo de la temperatura crítica del fluido de trabajo, y por encima de la temperatura ambiental de refrigeración; y la presión de dicho punto está por encima de la presión crítica. Esta presión de la rama isóbara baja se elige en función de un parámetro que se denota como factor logarítmico de dilatación isóbara, con el que se establecen propiedades entre las isóbaras e isentrópicas del ciclo. Para realizar el proceso, es necesario usar una fuente y flujo de calentamiento auxiliar, en el intercambiador regenerativo, bien de manera continua, bien a saltos.

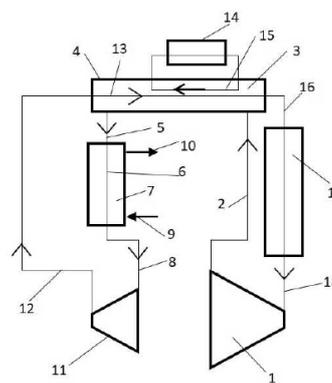


Figura 1

ES 2 652 522 A1

**PROCESO CÍCLICO TERMODINÁMICO SIN CONDENSACIÓN DEL FLUIDO Y CON
PRESCRIPCIONES ACOTADAS SOBRE SUS PUNTOS DE MÍNIMA Y MÁXIMA
ENTALPÍA, Y DISPOSITIVO PARA SU REALIZACIÓN**

5

DESCRIPCIÓN

SECTOR DE LA TÉCNICA

La invención se encuadra en el campo de los ciclos termodinámicos que transforman energía térmica en energía cinética de rotación, en una turbina donde se expande el gas de trabajo.

10

PROBLEMA TÉCNICO A RESOLVER Y ANTECEDENTES DE LA INVENCION

El problema consiste en maximizar el rendimiento de la instalación donde se lleva a cabo el proceso cíclico. Para ello, se han de estudiar con rigor las propiedades de los fluidos en los distintos dominios que manifiestan, caracterizados por unos rangos determinados de presión y temperatura.

15

Nótese que la presión está limitada por el espesor dado a las paredes de recipientes y tuberías, y por la calidad del material que las constituye, mientras que la temperatura generalmente viene limitada por el proceso físico donde se genera el calor, es decir, donde se le proporciona al fluido (que en nuestro caso estará en estado supercrítico) la máxima entalpía posible, y es la más alta de todo el ciclo que experimenta el fluido.

20

Es bien sabido que el rendimiento termo-mecánico está limitado al rendimiento de Carnot, teóricamente. En la realidad, repercuten contra el rendimiento las irreversibilidades y rozamientos de todo tipo que se puedan dar a lo largo del ciclo, que por lo general se define suponiendo procesos reversibles, dado que es en ese ámbito donde se puede definir la novedad del ciclo. Lo que atañe a la disminución de irreversibilidades sería cuestión del diseño de las máquinas y equipos.

25

30

Como precedente directo, que a su vez tiene en su parte expositiva el análisis de diversos antecedentes de estos ciclos, hay que citar la patente ES 2427648 B2, que trata de un ciclo

Brayton con refrigeración ambiental próxima a la isoterma crítica, siendo su primer inventor el mismo que el de esta solicitud.

5 El invento aquí presentado no sólo mejora la explotación de las características físicas de los fluidos de trabajo habituales o potenciales, sino que busca que los procesos puedan llevarse a cabo en las máquinas de la mejor manera. El resultado es un ciclo de tipo Brayton, por tanto sin condensación, con especificaciones muy precisas en la definición de los puntos de mínima y máxima entalpía del fluido de trabajo que ejecuta el ciclo.

10 Los antecedentes más importantes de la invención son las propias relaciones termodinámicas establecidas como reglas universales, pero que se materializan en comportamientos físicos muy específicos según se tome una u otra alternativa en las especificaciones a definir.

15 **EXPLICACIÓN DE LA INVENCION**

La invención consiste en especificar unas prescripciones inequívocamente definidas, sobre un proceso cíclico termodinámico, que en su definición ideal o sin irreversibilidades, trabaja entre una isóbara de menor presión, o isóbara baja, que está a P_0 , y una isóbara alta, o de mayor presión, P_1 , existiendo

- 20 - una fase de compresión, en la que un compresor aspira el fluido en su punto de menor entalpía específica de todo el ciclo, a presión P_0 y temperatura T_0 , y lo eleva de presión a lo largo de una evolución isentrópica, hasta P_1 , saliendo del compresor con una temperatura T_c ;
- 25 - siguiendo una fase de calentamiento en la cual concurren tres tipos de fuentes de calor, que son
- el propio fluido, en otra fase del ciclo, en la que está más caliente
 - la fuente principal de aportación del calor al fluido de trabajo, con la que el fluido se calienta hasta T_M , que es la temperatura máxima que alcanza el fluido de trabajo
 - 30 ○ una fuente térmica auxiliar, que puede actuar sobre el fluido de trabajo bien al mismo tiempo que la fuente principal, bien alternadamente con ella, pero sin llegar hasta la temperatura T_M , en ningún caso;

- una fase de expansión, desde el punto de máxima entalpía específica del ciclo, en el cual el fluido de trabajo está a presión P_1 y temperatura T_M , evolucionando isentrópicamente hasta la presión P_0 , saliendo de la turbina o máquina expansora donde se realiza esta fase con una temperatura T_t ;
- 5 - siguiendo una fase de enfriamiento en la cual concurren dos tipos de acciones refrigeradoras, que son
 - o el propio fluido, en otra fase del ciclo en la que está más frío
 - o el sumidero exterior de refrigeración, que enfría el fluido hasta T_0

y en la cual las prescripciones fundamentales son

- 10 - la presión del punto de mínima entalpía específica, P_0 , es mayor que la presión crítica, P_{cr} , del fluido de trabajo; y su temperatura, T_0 , es menor que la temperatura crítica, T_{cr} , de dicho fluido;
- el cociente entre las temperaturas máxima y mínima del fluido, T_M/T_0 , ha de ser mayor que la razón de compresión r , correspondiente al cociente P_1/P_0 , elevada a la suma de los exponentes térmicos en las evoluciones isentrópicas de compresión y expansión, lo
- 15 - la cual equivale a establecer que la temperatura de salida de la turbina, T_t , es mayor que la temperatura de salida del compresor, T_c ;

Las prescripciones se completan con las propiedades o relaciones establecidas en lo que sigue, entre diversos parámetros de la ecuación de estado del fluido de trabajo.

20

En principio se tratará de un fluido no degradable en los rangos de variables que se van a suponer, y cuyo estado se puede determinar con dos variables, como son la temperatura y la presión. De ellas dependerá, a través de la ecuación de estado, el Volumen, la Entalpía y la Entropía, todas ellas en su formulación específica, es decir, por unidad de masa, siendo

25 por tanto las unidades respectivas m^3/kg ; kJ/kg ; y $kJ/(kg \cdot K)$.

Como ecuación de estado generalizada se hará uso de la de Gas Ideal con inclusión del llamado "factor de compresibilidad", identificado por "z", y que en cada punto es el que hace que se cumpla

$$P \cdot V = z \cdot R \cdot T$$

30

Es importante señalar que z es adimensional, pero no así R (que se medirá en $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$). Para las aplicaciones conviene utilizar el Sistema Internacional de Unidades, pero esto no forma parte de la invención ni de sus explicaciones.

- 5 El factor de compresibilidad z vale 1 cuando la sustancia se comporta como gas ideal; pero en general difiere bastante de ese valor.

10 Un punto termodinámico esencial en cualquier sustancia es el punto crítico, definido por su temperatura crítica y su presión crítica, existiendo su correspondiente volumen crítico. Es el punto de máxima presión y de máxima temperatura de la curva que delimita en su interior la curva bifásica de cambio de estado líquido-vapor. Por encima de esa temperatura, el gas no puede condensarse. Y además no hay discontinuidad en el volumen específico del fluido por encima de la presión crítica, ni existe la ebullición convencional, con temperatura y presión constante mientras se produce el cambio de fase.

15

Si para una sustancia se determinan experimentalmente los valores de P , T y V en el punto crítico, denotadas como P_{cr} , T_{cr} y V_{cr} , se encuentra su factor de compresibilidad en el punto crítico, z_{cr} , que es

$$z_{cr} = \frac{P_{cr}V_{cr}}{RT_{cr}}$$

- 20 Dicho z_{cr} vale alrededor de 0,25 para cualquier sustancia (de hecho, la inmensa mayoría de las sustancias conocidas tienen su z_{cr} entre 0,2 y 0,3), pero es más importante aún analizar la topología de los valores de z , lo cual puede explicarse con notoria aproximación en función de la entalpía específica del fluido, representada por H y medida en kJ/kg .

- 25 Existe un dominio en el diagrama termodinámico de las sustancias que interesan, que se extiende a entalpías menores que la de la isoterma crítica, para valores de la presión por encima de P_{cr} ; que lógicamente se puede llamar “dominio supercrítico en presión, de baja entalpía”, o DSPBE. En él, el valor de z depende fundamentalmente de la presión, y casi nada de T y V . De hecho, se puede escribir para este dominio:

$$z = \left(\frac{P}{P_R}\right)^w$$

En esta expresión w es un exponente algo menor que la unidad (0,9 para las sustancias de interés) y P_R es una presión de referencia, que se puede fijar en 25 MPa, y que en realidad no afecta para nada al análisis termodinámico completo y sus conclusiones; pues al estar el ciclo definido entre dos isóbaras, de alta y baja, y ambas referidas a P_R , el efecto global de ésta se anula. No así el del exponente w , que es muy importante para caracterizar las transformaciones termodinámicas en este dominio.

En el planteamiento termodinámico que se necesita, no es suficiente el valor del parámetro z como una función de punto para hacer iguales dos términos energéticos, $(P \cdot V)$ y $(R \cdot T)$; sino que es necesario tener caracterizadas sus variaciones más importantes, para lo cual se introduce un parámetro, f_p , no usado previamente en Termodinámica (según conocimiento de los autores), pero que tiene su utilidad para calcular la derivada parcial de la entalpía específica respecto de la presión, a temperatura constante, que corresponde a

$$\left(\frac{\partial H}{\partial P}\right)_T = -V_T f_p$$

siendo V_T el volumen específico a lo largo de la isoterma T , y f_p un parámetro que se ha denominado “factor logarítmico de dilatación isóbara”, y corresponde a

$$f_p = \left(\frac{\partial \ln z}{\partial \ln T}\right)_p$$

Este parámetro tiene gran utilidad para definir una línea en el diagrama termodinámico, fundamentalmente en el que se usa entalpía específica en abscisas y presión (en escala logarítmica) en ordenadas, o diagrama $(H, \log P)$ y es una línea propuesta, a juicio de los inventores, llamada “línea de discontinuidad secundaria”, y es el lugar geométrico que forman los puntos de más alto valor de f_p en cada isóbara, por encima de la presión crítica. Esa línea delimita dos regiones diferentes en el mencionado diagrama. A la izquierda de la misma, las curvas de $z=\text{constante}$, o curvas iso-nivel de z , son casi horizontales en el diagrama antedicho $(H, \log P)$; mientras que a la derecha de la línea, tal como aumenta la entalpía, las curvas iso-nivel de z adquieren componente vertical, que se hace dominante. Más aún, en esa línea de discontinuidad secundaria, o en sus cercanías, desaparecen las curvas iso-nivel de z que tengan valor inferior a 0,5 aproximadamente.

A su vez, este parámetro sirve para calcular con carácter general el exponente de evolución de la temperatura en una compresión o expansión isentrópica, que se ha denotado por g , que vale, según se demuestra a continuación,

$$g = \frac{zR}{C_p}(1 + f_p)$$

5 y el cual determina la citada evolución térmica, que arranca en un estado caracterizado por la presión P_0 y la temperatura T_0 y evoluciona hasta la presión P_1 , cumpliéndose entonces que la temperatura final T_1 es

$$\frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^g$$

Conviene señalar que para un gas ideal se tienen los siguientes valores de estos parámetros

10 $z=1$

$f_p=0$

$g=(\gamma-1)/\gamma$

con $\gamma=C_p/C_v$

siendo C_p y C_v los calores específicos a presión constante y a volumen constante.

15

Para obtener la ecuación de g se parte de la siguiente ecuación de Maxwell:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_S = \left(\frac{\partial V}{\partial S}\right)_P$$

en la que se aplican las igualdades siguientes

$$\left(\frac{\partial V}{\partial S}\right)_P = \frac{\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P}{\left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_P}$$

$$\left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_P = \frac{1}{T} \left(\frac{\partial H}{\partial T}\right)_P = \frac{C_p}{T}$$

$$\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P = \frac{R}{P} \left[\left(\frac{\partial z}{\partial T}\right)_P T + z \right]$$

Y combinando ambas derivadas se obtiene el valor previo de g :

$$\frac{P}{T} \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_S = \left(\frac{\partial \ln T}{\partial \ln P}\right)_S = z \frac{R}{C_p} \left[\left(\frac{\partial \ln z}{\partial \ln T}\right)_P + 1 \right] = g$$

En el dominio supercrítico en presión, de baja entalpía (DSPBE) el exponente g es mucho menor que 0,1; mientras que para altos valores de la temperatura (el doble de la crítica o más) g vale por encima de 0,1; siendo cercano a 0,2 para moléculas pesadas, y a 0,3 para las más ligeras (como el aire).

Como soporte teórico riguroso, se añade a continuación el análisis de la evolución isentrópica, caracterizado por $dS=0$, siendo S la entropía

$$dS = C_V \frac{dT}{T} + \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V dV$$

En el análisis se incorpora la ecuación de estado incluyendo z , lo que da

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V &= \frac{R}{V} \left(T \left(\frac{\partial z}{\partial T}\right)_V + z\right) \\ \left(\frac{\partial z}{\partial T}\right)_V &= \left(\frac{\partial z}{\partial P}\right)_V \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V = \left(\frac{\partial z}{\partial P}\right)_V \left[\frac{R}{V} \left(T \left(\frac{\partial z}{\partial T}\right)_V + z\right)\right] \\ \left(\frac{\partial z}{\partial T}\right)_V \left[1 - w \frac{P^w}{P_R^w} \frac{1}{z}\right] &= \frac{wz}{T} \\ \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V &= \frac{R}{V} \left(T \frac{w}{1-w} \frac{z}{T} + z\right) = \frac{z}{1-w} \frac{R}{V} \end{aligned}$$

10 pudiendo utilizar esta última ecuación en la condición isentrópica

$$dS = 0 = C_V \frac{dT}{T} + \frac{z}{1-w} \frac{R}{V} dV$$

De lo cual se deducen las relaciones entre las variaciones de P , T y V

$$\begin{aligned} C_V \frac{dT}{T} &= -\frac{zR}{1-w} \frac{dV}{V} \\ \frac{dT}{T} &= -\frac{zR}{(1-w)C_V} \frac{dV}{V} = \frac{zR}{C_P} \frac{dP}{P} \\ \frac{dV}{V} &= -\frac{(1-w)C_V}{C_P} \frac{dP}{P} \\ \frac{V_1}{V_0} &= \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{-m} \end{aligned}$$

siendo m el exponente de variación logarítmica de la densidad,

$$m = \frac{(1-w)C_V}{C_P}$$

15 que lleva el signo – en el exponente cuando se aplica al inverso de la densidad, que es el volumen específico.

Para el caso de gas ideal, z vale 1, y no depende por tanto de P , lo que equivale a $w=0$. Si se aplica a la última ecuación, queda $m=1/\gamma$ (como ya es sabido).

5 Por el contrario, en el DSPBE w vale casi 1, y m resulta un valor diminuto, lo cual es fundamental para la compresión en la zona DSPBE.

Para ello, hay que añadir que la derivada de la entalpía específica respecto de la presión, a entropía constante, es el volumen específico (V_s , a lo largo de la isentrópica, dada por un valor constante de la entropía S). Esto es

$$\left(\frac{\partial H}{\partial P}\right)_S = V_s$$

10

Ello permite calcular el trabajo específico de compresión para pasar del estado de mínima entalpía específica en el fluido, caracterizado por P_0 y T_0 , en la entrada del compresor, y llevarlo a presión P_1 y a la T_1 que corresponda, que será

$$T_1 = T_0 r^{g_c}$$

15 Siendo r la razón de compresión, que es igual a P_1/P_0 ; y siendo g_c el exponente g particularizado para la isentrópica de compresión. El trabajo en cuestión se expresa en términos de variación de entalpía específica, y se denota por ΔH_c , correspondiendo a

$$\Delta H_c = \frac{V_0}{1 + g_c} (P_1 r^{g_c} - P_0)$$

20 De manera análoga se calcula el trabajo realizado por la máquina expansora o turbina, ΔH_e , aunque en este caso la variable realmente vinculante o limitativa es la máxima temperatura alcanzable por el fluido de trabajo con las condiciones que tiene el foco caliente del que se dispone, denotando dicha temperatura por T_M .

$$\Delta H_e = \frac{C_p z_M T_M}{z} (1 - r^{-zR/C_p})$$

donde z y C_p son los valores medios de dichos coeficientes a lo largo de la isentrópica en cuestión, y z_M el valor de z correspondiente al punto de máxima entalpía.

Queda por formular la variación de entalpía específica que se produce al pasar de P_0 a P_1 a lo largo de una isoterma de temperatura dada, T_i ; lo cual se denota por ΔH_i y obedece a

$$\Delta H_i = - \int_{P_0}^{P_1} V f_p dP = -V_{T_i} f_{p_i} (P_1 - P_0)$$

donde se ha hecho uso del valor medio de V (V_{T_i}) y de f_p (f_{p_i}). El signo menos se debe a que la entalpía específica decrece cuando se incrementa la presión a lo largo de una isoterma.

5

Hay que añadir que en la ventana termodinámica que representa un ciclo de este tipo, que está delimitado por dos valores, mínimo y máximo de presión, que son P_0 y P_1 , y por dos temperaturas extremas menor y mayor, T_0 y T_M , existe una temperatura intermedia, que se denota por T_a , en la cual se observa la siguiente asimetría: para temperaturas más altas que T_a , el calor específico isóbarico es más alto a mayor presión; y a temperaturas por debajo de T_a , el calor específico isóbarico es más alto a menor presión, lo cual hace que en T_a aparezca un estrangulamiento en el proceso de transferencia de calor en el intercambiador de calor regenerativo, que obliga a buscar soluciones adecuadas a la configuración y condiciones apropiadas de funcionamiento de dicho intercambiador.

10

15

Esto último está asociado al proceso de variación de la entalpía a lo largo de una isóbara, que tiene a su vez repercusiones en S , T y V , lo cual se puede caracterizar a partir de la ecuación

$$\frac{P}{R} = \frac{zT}{V}$$

En ella, el miembro de la izquierda permanece constante en una isóbara, por lo cual se deduce, tomando diferenciales

20

$$0 = \frac{dz}{z} + \frac{dT}{T} - \frac{dV}{V}$$

Despejando dV/V y dividiendo todo ello por dT/T se tiene

$$\left(\frac{\frac{\partial V}{V}}{\frac{\partial T}{T}} \right)_P = f_P + 1$$

Y dividiendo por el calor específico a presión constante, C_p , se obtiene, introduciendo la variable entropía, S:

$$\left(\frac{\partial V}{\partial S}\right)_P = \frac{f_P + 1}{C_P}$$

5 Esta relación es muy importante, al estar delimitado el ciclo por dos isentrópicas, de compresión y de expansión, lo cual quiere decir que el incremento de entropía cuando se calienta el fluido por la isóbara alta es igual en valor absoluto, en la aproximación reversible seguida, a la reducción de entropía por la isóbara baja, y tanto por una como por otra se cumple la relación anterior.

10 Si se consideran los volúmenes específicos al principio y al final de la compresión, denotados por V_{c0} y V_{c1} , y asimismo se denotan como V_{t1} y V_{t0} los volúmenes específicos al principio y al final de la expansión en la turbina, se puede escribir

$$\ln\left(\frac{V_{t1}}{V_{c1}}\right) = \Delta S\left(\frac{f_P + 1}{C_P}\right)_{P1}$$

$$\ln\left(\frac{V_{t0}}{V_{c0}}\right) = \Delta S\left(\frac{f_P + 1}{C_P}\right)_{P0}$$

15 Se aprecia pues la importancia del cociente $(f_p + 1)/C_p$ de cara a obtener un crecimiento considerable de V para un incremento dado de entropía.

Además, en la isentrópica de compresión las variaciones de T y de V son minúsculas, tomando la forma

$$\frac{T_c}{T_0} = r^{gc}$$

$$\frac{V_{c1}}{V_{c0}} = r^{-m}$$

20 Donde los exponentes son muy pequeños en valor absoluto, típicamente $gc=0,02$ (y menor que 0,05, por restricción de las especificaciones) y $m=0,05$ (y menor que 0,1 por igual motivo).

Si se plantea ahora cómo crece V a lo largo de una isóbara, a medida que aumenta su temperatura, y por ende su entropía, se denominan A_0 y A_1

$$A_1 = \Delta S \left(\frac{f_P + 1}{C_P} \right)_{P_1}$$

$$A_0 = \Delta S \left(\frac{f_P + 1}{C_P} \right)_{P_0}$$

Y se obtiene, para los volúmenes específicos a la entrada y a la salida de la turbina, a través del comportamiento en las isóbaras alta y baja, la relación

$$\frac{V_{t1}}{V_{t0}} = r^{-m} \exp(A_1 - A_0)$$

5 Por otra parte, en la isentrópica de expansión se tiene

$$\frac{T_M}{T_{t0}} = r^{gt}$$

Esto lleva a poder escribir

$$\frac{V_{t1}}{V_{t0}} = \frac{z_M}{z_{t0}} r^{gt-1}$$

Donde el exponente gt será muy aproximado a $(\gamma - 1)/\gamma$. Para valores de T_M por encima de dos veces la T_{cr} (en escala absoluta) que son los que tienen interés en estas aplicaciones, z_M y z_{t0} son prácticamente iguales, de modo que su cociente puede tomarse como 1.

10 Igualando esta última ecuación a la razón anteriormente escrita para esos mismos volúmenes, se obtiene la relación de cierre del ciclo

$$\ln(r) = \frac{A_0 - A_1}{1 - gt - m}$$

Más importante aún para la caracterización del rendimiento es la comparación, en valor absoluto, de la pérdida de entalpía específica al subir por la isoterma de la temperatura de salida de la turbina, T_{t0} , desde la presión P_0 a P_1 , con la entalpía convertida en trabajo específico de la turbina, pues conviene que la primera sea pequeña respecto de esta última, para obtener un buen rendimiento; dado que, como mínimo, la fuente principal de calor tendrá que suministrar la suma de los valores absolutos de ambas cantidades, de lo cual sólo se transforma en trabajo útil la segunda de las cantidades. Si f_{pt0} es el factor logarítmico de dilatación isóbara, promediado a lo largo de la mencionada isoterma de T_{t0} , y V_{t0} es el

15

20

volumen específico a la salida de la turbina, el valor absoluto de su variación de entalpía específica, ΔH_{t0} , es

$$\Delta H_{t0} = f_{pt0} V_{t0} P_0 \ln(r)$$

5 Y la entalpía específica convertida en trabajo específico de la turbina, ΔH_{tt} , es (suponiendo que el valor de z es ya muy próximo a 1 en dicha isentrópica)

$$\Delta H_{tt} = \frac{V_{t0} P_0}{gt} (r^{gt} - 1)$$

Para tener un buen rendimiento, la entalpía cedida en la turbina ΔH_{tt} ha de ser mayor que ΔH_{t0} , lo cual comporta que f_{pt0} esté acotado

$$f_{pt0} < \frac{r^{gt} - 1}{gt \cdot \ln(r)}$$

10 Es importante señalar que para valores usuales de r en esta disciplina, entre 1,5 y 5, y valores asimismo usuales en gt , por debajo de 0,3; el valor que se obtiene en el cociente del miembro derecho de esta última ecuación es siempre ligeramente mayor que 1. Por ejemplo, para $r=3$ y $gt=0,1$ el valor de f_{pt0} es 1,057; y sube a 1,118 para $gt=0,2$. Con este último exponente y $r=4$ sale el valor 1,152.

15 Existe una línea isoterma de importancia, que corresponde a la de mayor pendiente media negativa en la representación con la entalpía específica en abscisas y la presión en ordenadas. Esta línea marca la asimetría en los calores específicos a presión constante, pues para temperaturas superiores a esta isoterma, es más alto el calor específico en la isóbara alta que en la baja, mientras que por debajo de esa isoterma ocurre lo contrario, y es
20 mayor el calor específico en la isóbara baja. Esta isoterma que marca la asimetría corresponde al mayor valor medio del producto $V \cdot f_p$ a lo largo de una isoterma entre P_0 y P_1 ; dentro de los límites marcados por T_0 y T_M ; y se sitúa en la isoterma crítica o ligeramente por encima, hasta unas decenas de grados K.

25 Cuando la temperatura de la asimetría coincide con la isoterma de la temperatura de salida del compresor, T_c , se produce la peor situación en cuanto al rendimiento, pues el foco caliente, o el auxiliar, pero a temperatura cercana a la de salida de la turbina, T_t , han de

compensar toda la entalpía específica que no puede proporcionar el intercambiador regenerativo. Y esto es la diferencia de entalpía entre T_c y T_0 a presión P_0 .

5 Esta cercanía se limita fijando un máximo en los valores del factor logarítmico de dilatación isóbara en el punto de mínima entalpía del ciclo; además de fijar un valor mínimo para P_0 , por encima de P_{cr} , para limitar la entalpía no recuperable en la transferencia de calor regenerativa. Esta entalpía corresponde a:

$$\Delta H_{nR} = V_{max} f_{pmax} (P_1 - P_0)$$

10 Este valor depende notoriamente de P_0 , pues f_{pmax} se puede identificar con el máximo valor de f_p para la isóbara en cuestión. Es decir, el valor que adquiere f_p en el corte entre la isóbara en cuestión y la línea de discontinuidad, que se introdujo como novedad en esta invención. Ello conduce a establecer la prescripción de que P_0 sea igual o mayor que la presión para la cual se produce que la entalpía no recuperable es igual al trabajo específico de la turbina, es decir

$$V_{max} f_{pmax} (P_1 - P_0) = \frac{V_{t0} P_0}{gt} (r^{gt} - 1)$$

15 A su vez V_{max} y V_{t0} están relacionadas por la ecuación

$$\ln\left(\frac{V_{t0}}{V_{max}}\right) = \Delta S_{max}^{t0} \left(\frac{f_p + 1}{C_p}\right)_{P_0}$$

siendo ΔS_{max}^{t0} la entropía, medida en P_0 , entre el punto de esa isóbara que tiene la temperatura de asimetría, T_a , y el de salida de la turbina. La prescripción completa puede escribirse como que P_0 es la presión para la que se cumple

$$f_{pmax} = \frac{(r^{gt} - 1)}{gt(r - 1)} \exp\left[\Delta S_{max}^{t0} \left(\frac{f_p + 1}{C_p}\right)_{P_0}\right]$$

20 Y como referencia general, con los valores usuales de los fluidos relevantes, se tiene que el máximo valor de f_p es de 20, en el punto de corte de P_0 con la línea de discontinuidad. Esto fija el valor de la presión en la isóbara baja.

25 Por otro lado, en la isentrópica de compresión radica una parte crucial de la innovación, pues se busca un trabajo específico de compresión que sea bajo. Al mismo tiempo se busca

que, en valor absoluto, sea también moderada la entalpía específica ganada por el fluido al pasar del punto P_1, T_c al P_0, T_c , es decir, a lo largo de la isoterma T_c . Ésta no es una línea termodinámica que represente una fase del ciclo, sino una disposición que se adopta para caracterizarlo. En concreto, la prescripción se puede definir por la igualdad entre ambos

5 términos, que sería

$$V_{Sc}(P_1 - P_0) = V_c f_{pc}(P_1 - P_0)$$

Y dado que V_{Sc} y V_c corresponden a dos líneas termodinámicas muy cercanas entre sí, tendrán valores muy similares, y por tanto f_{pc} debe ser 1, o cercano a este valor, pero no mucho mayor.

10 Como consecuencia de esta caracterización novedosa de la termodinámica de un ciclo sin condensación, se ha configurado esta invención, que se materializa en prescripciones fundamentales para definir el ciclo. Éstas son:

- el valor de la presión de la isóbara baja, P_0 , que ha de ser superior a la presión crítica, se escoge de tal modo que el punto en que corta a la isoterma T_0 , que es la de mínima
- 15 temperatura que alcanza el fluido de trabajo, tenga un valor del denominado factor logarítmico de dilatación isóbara menor que 6; siendo 1 el valor de referencia especificado por esta invención;
- el valor del denominado factor logarítmico de dilatación isóbara, promediado a lo largo de la isentrópica de compresión, no excede de 3; siendo 0,5 el valor de referencia
- 20 especificado por esta invención;
- el valor del denominado factor logarítmico de dilatación isóbara, promediado a lo largo de la línea isoterma de temperatura igual a la temperatura de salida de la turbina, desde la presión de baja P_0 a la presión de alta P_1 , no excede de 2,5; siendo 0,5 el valor de referencia especificado por esta invención;
- 25 - el cociente entre la presión de alta P_1 y presión de baja P_0 , llamado relación de compresión, r , cumple la relación de cierre del ciclo

$$\ln(r) = \frac{A_0 - A_1}{1 - gt - m}$$

donde gt es el exponente de la variación de la temperatura, respecto de la presión, en la isentrópica de expansión; m es el valor absoluto del exponente de la variación del volumen específico, respecto de la presión, en la isentrópica de compresión; y A_0 y A_1 son

30 respectivamente, para las isóbaras baja y alta, el valor del incremento de entropía

multiplicado por el promedio a lo largo de la isóbara, del cociente entre el factor logarítmico de dilatación isóbara, más 1, y el calor específico a presión constante.

5 La invención del proceso se completa con las especificaciones de los componentes en los que se materializan estos ciclos, y particularmente en los intercambiadores de calor regenerativos, que en la invención no son de una pieza continua, con dos flujos del mismo fluido a distinta presión en contracorriente, uno que se calienta, siendo éste el de alta presión, y otro que se enfría, siendo éste el de baja presión, sino que en la invención, al intercambiador regenerativo se le añade un flujo auxiliar (no regenerativo) de calentamiento
10 del fluido de trabajo a alta presión, y se selecciona la actuación de este flujo auxiliar, siempre en contracorriente, de modo que sea de forma continua o de forma discreta,

- y en el modo continuo se añade el flujo auxiliar de calentamiento como un tercer flujo, que o bien aporta el calor al fluido de baja presión, que por otra superficie de contacto calienta al fluido de alta presión, o bien aporta el calor directamente al fluido de alta
15 presión, por una superficie de contacto distinta de la que separa los dos flujos del mismo fluido;
- y en el modo discreto, se secciona el intercambiador regenerativo al menos en dos partes, introduciendo entre dos partes consecutivas un intercambiador auxiliar a contracorriente en el que el fluido de baja presión no interviene, y el fluido de alta presión
20 se calienta, a partir del flujo auxiliar de calentamiento, que proviene de una fuente auxiliar de menor temperatura que la que lleva al fluido de trabajo hasta su estado de máxima entalpía.

EXPLICACIÓN DE LAS FIGURAS

25 Las figuras corresponden en muchos casos a diagramas termodinámicos, bien de tipo general, bien de un fluido representativo, como es el refrigerante comercial R-125, que es el penta-fluoruro de etilo.

La figura 1 muestra un esquema de un montaje de un dispositivo en el que se podría
30 materializar el proceso de la invención.

La figura 2 muestra un diagrama termodinámico básico, del R 125, usando la entalpía específica como abscisa y la presión, en escala logarítmica, como ordenada.

La figura 3 muestra un diagrama del R 125 con exposición de curvas de nivel de z y de f_p .

5

La figura 4 es similar a la 3, pero ampliando la parte de alta entalpía para llegar al dominio del gas ideal.

La figura 5 incluye en el diagrama la traza de un ciclo del tipo prescrito en la invención.

10

La figura 6 expone tan sólo las fases del ciclo y sus elementos relevantes, sin las líneas del diagrama.

La figura 7 muestra dos disposiciones, (a) y (b) de montaje del tercer flujo, o flujo auxiliar continuo.

15

La figura 8 muestra un intercambiador regenerativo seccionado en partes, con el calentamiento auxiliar (no regenerativo) efectuado entre secciones consecutivas.

20 Para mejorar la comprensión de la explicación de las figuras se enumeran a continuación los elementos que componen la invención:

1. Turbina (de gas)
2. Escape de la turbina y conexión con el circuito de baja presión del intercambiador regenerativo
- 25 3. Circuito de baja presión del intercambiador regenerativo
4. Intercambiador regenerativo
5. Salida del circuito de baja presión del intercambiador regenerativo
6. Circuito del fluido de trabajo en el sumidero de calor
7. Sumidero de calor
- 30 8. Salida del fluido de trabajo del sumidero de calor, y conexión a la entrada del compresor

9. Entrada del refrigerante exterior del sumidero de calor
10. Salida del refrigerante exterior del sumidero de calor
11. Compresor
12. Salida del compresor y conexión con el circuito de alta presión del intercambiador regenerativo
- 5
13. Circuito de alta presión del intercambiador regenerativo
14. Foco calorífico auxiliar
15. Circuito a contracorriente del fluido de calentamiento auxiliar
16. Salida del circuito de alta presión del intercambiador regenerativo y conexión con
- 10
- el foco caliente
17. Foco caliente
18. Salida del fluido a alta presión y a la más alta temperatura, para entrada en la turbina
19. En la sección recta del intercambiador de calor regenerativo con calentamiento auxiliar continuo desde el flujo auxiliar al de baja presión, tubo por el que circula el fluido a alta presión.
- 15
20. En la sección recta del intercambiador de calor regenerativo con calentamiento auxiliar continuo desde el flujo auxiliar al de baja presión, conducción de sección anular por el que circula el fluido a baja presión.
- 20
21. En la sección recta del intercambiador de calor regenerativo con calentamiento auxiliar continuo desde el flujo auxiliar al de baja presión, conducción de sección anular por el que circula el fluido auxiliar.
22. En la variante dada para las etiquetas numéricas 19, 20 y 21, flujo de calor desde el fluido de baja presión al de alta.
- 25
23. En la variante dicha en 22, flujo de calor desde el fluido auxiliar al de baja presión.
24. Aplicable a la variante en la que el flujo auxiliar calienta directamente al fluido a alta presión, y es la marca que indica ese flujo de calor. En este caso, representado en la figura 7b, el fluido de alta presión circula por la conducción anular 19b, y el de baja presión, por el tubo central 20b, pasando en este caso el
- 30
- calor, según se indica en 22b, desde el tubo central al anular que le rodea.
25. Foco caliente principal
26. Foco caliente auxiliar
27. Calentadores auxiliares del fluido a alta presión, según la línea LT₁
- 35
28. Secciones o partes del intercambiador regenerativo.

En los diagramas aparecen diversas líneas definidas por una propiedad, o por ser constante el valor de una variable dada. La letra H siempre representa entalpía específica en kJ/kg, esté en mayúscula o minúscula. Las etiquetas empleadas en las figuras son:

LB: línea bajo la cual coexisten las fases de líquido y vapor, es decir, zona bifásica.

5 LD: línea de discontinuidad secundaria, en la cual se alcanza el mayor valor del factor f para cada presión.

Pcr: punto crítico.

Para hacer inequívocos los diagramas de entalpía-presión de las figuras 2,3 y 4 se emplean cinco conjuntos de etiquetas, correspondientes a una letra seguida de un número, siendo las

10 letras

V: volumen específico

T: temperatura

S: entropía

Z: factor de compresibilidad

15 F: factor logarítmico de dilatación isóbara

La especificación completa de las etiquetas mostradas, es:

V1=0,0008 m³/kg

V2=0,001 m³/kg

V3=0,002 m³/kg

20 V4=0,005 m³/kg

V5=0,015 m³/kg

V6=0,04 m³/kg

T1=0 °C

T2=100 °C

25 T3=200 °C

T4=300 °C

T5=400 °C

T6=500 °C

	T7= 10 °C
	T8= 32 °C
	T9= 66 °C
	T10= 99 °C
5	T11=134 °C
	S1= 1,2 kJ/kg·K
	S2= 1,6 kJ/kg·K
	S3=2 kJ/kg·K
	S4= 2,4 kJ/kg·K
10	S5= 1 kJ/kg·K
	S6=1,2 kJ/kg·K
	S7=1,4 kJ/kg·K
	S8= 1,6 kJ/kg·K
	S9= 1,8 kJ/kg·K
15	Z1= 0,1
	Z2=0,2
	Z3=0,4
	Z4=0,6
	Z5=0,8
20	Z6=1
	F1=19
	F2=7
	F3=3
	F4=1
25	F5=0

Además en las figuras en las que se representa el ciclo, o parte de él, como es el calentamiento parcialmente regenerativo, se emplean etiquetas con las siglas siguientes:

5 LP para isóbaras. La marca LP_0 señala precisamente la línea en la cual la presión es constante y vale P_0 . LP_1 es la isóbara alta. También se usan como etiquetas para designar dichas isóbaras P_0 y P_1 .

10 LT para las isothermas, como es el caso de la de mayor inclinación en el diagrama (entalpía, $\log P$) que es la línea LT_a . Nótese que la etiqueta LT_{pa} es una línea paralela a la línea LT_a . También se usan las etiquetas T_{pa} y T_a para designar respectivamente a estas dos últimas isothermas; y además T_t para designar a la isoterma de la temperatura de escape de la turbina, y T_c para la de la impulsión desde el compresor.

15 T_0 es la temperatura del punto de mínima entalpía del ciclo, y T_M el de máxima entalpía.

LSc es la isentrópica de compresión (también como S_c).

LSt es al isentrópica de expansión en la turbina (también denotada S_t)

20 En la figura 8, LTP0 es la línea de enfriamiento, hasta T_a , de la isóbara baja; y LTP1 es la línea de calentamiento de la isóbara alta, que conjuga partes regenerativas, recibiendo calor desde la isóbara baja, con partes en las que se calienta con el fluido auxiliar.

MODO DE REALIZACIÓN DE LA INVENCION

25 La invención se materializa disponiendo de un conjunto de elementos o componentes de ingeniería térmica, que van desde el compresor (11) a la turbina (1), pasando por el intercambiador regenerativo (4), más los medios (14, 17) para calentar el fluido de alta presión con los medios auxiliares, bien de forma continua, bien a saltos. La materialización incluye como cuestión esencial fijar los niveles de las variables relevantes en la definición
30 del ciclo, cumpliendo las prescripciones ya expresadas. Estos niveles dependen sustancialmente del fluido de trabajo que se use.

La figura 1 muestra un esquema que visualiza una forma preferente de realización de la invención. El dispositivo sobre el que se realiza el ciclo termodinámico comprende una turbina de gas (1), cuyo escape (2) se conecta con un circuito de baja presión (3) de un intercambiador regenerativo (4) que, como se ve más adelante, también dispone de un circuito de alta presión. La salida (5) de dicho circuito de baja presión (3) se conecta con un sumidero de calor (7) a través del correspondiente circuito (6) del fluido de trabajo en dicho sumidero. Este sumidero de calor (7) está refrigerado, contando con una entrada (9) y una salida (10) del refrigerante exterior del sumidero de calor. La salida (8) del fluido de trabajo del sumidero de calor (7), fija las condiciones en las que dicho fluido de trabajo entra en el compresor (11).

Una vez que el fluido de trabajo ha finalizado su evolución en el compresor (11), la salida (12) del compresor (11) supone la conexión al circuito de alta presión (13) del intercambiador regenerativo (4). Dicho intercambiador regenerativo (4) dispone de un foco calorífico auxiliar (14) que alimenta al intercambiador (4) mediante un circuito a contracorriente (15). Así, cuando el fluido de trabajo evoluciona por la salida (16) del circuito de alta presión (13) del intercambiador regenerativo (4), está en condiciones de iniciar su evolución en el foco caliente (17), aumentando su entalpía. A la salida (18) de dicho foco caliente (17), el fluido se encuentra en condiciones de evolucionar en la turbina (1), iniciándose así un nuevo ciclo.

Las principales características del ciclo termodinámico característico de esta invención se muestran en la figura 6.

25

En las figuras 7a y 7b se muestran diferentes disposiciones de realización del intercambiador regenerativo (4) actuando en modo continuo. En la figura 7a se aprecian diferentes secciones por las que circulan fluidos; así, la referencia (19) indica el fluido de alta presión que circula por el intercambiador (4); la referencia (20) señala el fluido de baja presión que circula por el intercambiador (4), y la referencia (21) muestra la sección por la que circula el fluido auxiliar procedente del foco calorífico (14). La referencia (23) representa la transferencia de calor que se da desde el fluido auxiliar que circula por la sección (21) al fluido de baja presión que circula por la sección (20). Similarmente, la referencia (22)

30

representa la transferencia de calor que se da desde el fluido de baja presión que circula por la sección (20) al fluido de alta presión que circula por la sección (19).

5 En la figura 7b se muestra otra configuración sobre el funcionamiento del intercambiador regenerativo (4) en el modo continuo de funcionamiento. La referencia (19b) indica el fluido de alta presión que circula por el intercambiador (4); la referencia (20b) señala el fluido de baja presión que circula por el intercambiador (4), y la referencia (21) muestra la sección por la que circula el fluido auxiliar procedente del foco calorífico (14). La referencia (24) representa la transferencia de calor que se da desde el fluido auxiliar que circula por la
10 sección (21) al fluido de alta presión que circula por la sección (19b). Similarmente, la referencia (22b) representa la transferencia de calor que se da desde el fluido de baja presión que circula por la sección (20b) al fluido de alta presión que circula por la sección (19b). Es decir, en la figura 7b el fluido a alta presión confinado en la sección (19b) se encuentra “rodeado internamente” por el fluido a baja presión de la sección (20b), y
15 “externamente” por el fluido auxiliar de la sección (21) procedente del foco calorífico (14). Tanto en el caso de la figura 7a como en el de la figura 7b lo que se consigue es aportar al fluido a alta presión el calor complementario que el calentamiento regenerativo no puede transferir. Este calor lo suministra una fuente auxiliar, a menor temperatura que la principal.

20 En la figura 8 se muestra la disposición de realización del intercambiador regenerativo (4) actuando en modo discreto. El intercambiador de calor regenerativo se divide en secciones (28), introduciendo entre cada una de ellas un intercambiador de calor auxiliar (27) en el que se calienta el fluido de alta presión a partir de un flujo auxiliar proveniente de una fuente auxiliar (26) de menor temperatura que la principal (25).

25

Los materiales para construir esos elementos serán en general de metales convencionales, pues al fluido de trabajo no le tienen por qué acompañar propiedades muy intensas en corrosión y similares, sino más bien al contrario, manifestar propiedades bastante inertes; siendo ejemplos de esto el CO₂ y el refrigerante R-125 (que es el pentafluoruro de etilo).

30

La exigencia básica que ha de cumplir el fluido de trabajo es que su temperatura crítica sea varios grados centígrados superior a la temperatura ambiental más alta que se tenga para refrigerar. En eso los dos fluidos de trabajo citados tienen notables diferencias, porque la

temperatura crítica del CO₂ es de 31 °C y la del R-125 de 66 °C. Hay por tanto mucho más margen en general para trabajar con este último, que además tiene una presión crítica menor que la mitad del CO₂, que es de casi 74 bar (7,37 MPa), mientras que la del R-125 es de 36 bar.

5

A modo de ejemplo, si se toma un ciclo en el que se usa R-125 como fluido de trabajo, definido por una temperatura mínima T₀=50 °C, una temperatura máxima T_M=500 °C, una presión de baja ligeramente por encima de la crítica, en concreto P₀=1,01P_{cr}, y un ratio de compresión r=3, se observa que la máxima eficiencia que se puede obtener sin añadir fuentes auxiliares de calor es 0,41.

10

Sin embargo, considerando que el coste de la fuente de calor aumenta proporcionalmente al cuadrado de la temperatura (lo cual es fácilmente imaginable si uno piensa en aplicaciones termosolares donde aumentar la temperatura de la fuente incrementa considerablemente el coste de los equipos necesarios para tal fin), se obtendría que, para el ciclo mencionado, el añadir una fuente auxiliar (ya sea para usarla de manera continua o discreta) a una temperatura de 250 °C, daría lugar a una eficiencia igual a 0,57, y en el caso de añadir dos fuentes auxiliares, una a 200 °C y otra a 325 °C, la eficiencia ascendería a 0,61, es decir, casi un 50% superior a la conseguida sin añadir las fuentes auxiliares descritas en la invención.

15

20

En el ejemplo anterior, con el fin de considerar el coste de la temperatura, el rendimiento se ha definido como sigue

$$\eta_e = \frac{W_t - W_c}{\sum Q \cdot T^2} T_M^2$$

siendo W_t el trabajo específico hecho por la turbina, W_c el trabajo específico consumido por el compresor, Q el calor aportado por cada fuente, a su temperatura T, que sólo iguala a T_M en el caso del foco principal de calentamiento.

25

Aunque el CO₂ ofrezca menos margen de temperatura y requiera mayores presiones, no debe ser descartado. Hay que tener en cuenta que se puede acercarse más T₀ a T_{cr} si se sube un poco P₀ sobre P_{cr}, ya que se aumenta la temperatura a la cual se produce la máxima variación de entalpía.

30

Si se considera la isóbara de 8 MPa, los valores de f_p para las temperaturas del rango de interés son

T(°C)	f_p
17,5	1,7
22,5	2,7
27,5	5,7

5

Incluso en el límite de $T_0=30$ °C, que estaría en el borde de la prescripción fundamental, se encuentra que en su isentrópica desde 8 MPa se llega a 20 MPa (es decir, con $r=2,5$) con una temperatura de 50 °C, lo que representa un exponente térmico $gc= 0,07$ que es aceptable (pero también al límite). Asimismo, la densidad sube desde 700 kg/m³ a 775, lo que significa que el valor del exponente $m=0,111$.

10

Precisamente por estar tan en el límite, la diferencia de entalpía específica entre el punto de $T=50$ °C y $T=30$ °C a 8 MPa es muy alta, de 135 kJ/kg. Este calor se ha de extraer precisamente con el foco frío exterior, y se ha de reponer con el fluido auxiliar en el fluido a alta presión, antes de que reciba el calentamiento final en el foco principal.

15

Si se considera una $T_M=773$ K, con un comportamiento del CO₂ en la turbina de gas ideal, saldría (expandiéndose de 20 MPa a 8) a 630 K; y produciría un trabajo específico de 120 kJ/kg. El trabajo de compresión sería de 15 kJ/kg. Sin considerar ningún tipo de pérdidas térmicas, el rendimiento sería de $(120-15)/(120+135)=0,41$.

20

Los anteriores datos ponen de manifiesto la amplitud de posibilidades que existen para materializar esta invención, que fundamentalmente se basa en elaborar un mapa de los valores del factor f_p en la ventana de diseño de interés, en función de la disponibilidad de fuente de calor, concretada en T_M y de refrigeración exterior, en T_0 .

25

Corresponde ahora especificar las prescripciones del fluido del calentamiento auxiliar, que se concretan sobre todo en el caudal másico o gasto (en kg/s) que ha de fluir para hacer posible el calentamiento complementario al regenerativo. En el caso del modo de funcionamiento continuo, el intercambiador de calor regenerativo (4), dispone de un foco calorífico auxiliar (14) que alimenta dicho intercambiador (4) mediante un circuito a contracorriente (15), y se denomina m'_x al gasto másico del flujo auxiliar, cuya temperatura se denota por T_x y tiene un calor específico a presión constante C_{px} , y m' al gasto másico del fluido de trabajo del Brayton, y C_{p1} y C_{p0} a los calores específicos a presión constante en las isóbaras de alta y baja, el gasto m'_x es

10

$$m'_x = m' \frac{C_{p1} - C_{p0}}{C_{px}}$$

Para el caso del dispositivo representado en la figura 7(a), en el intercambiador de calor regenerativo (4):

15

- se produce una transferencia de calor (23) desde un fluido auxiliar procedente de un foco (14), que circula por una sección (21) del intercambiador (4), al fluido de baja presión (3) que circula por otra sección (20);
- se produce una transferencia de calor (22) desde el fluido del circuito de baja presión (3) que circula por dicha sección (20), al fluido del circuito de alta presión (13) que circula por otra sección (19) del intercambiador (4)

20

y se da la jerarquía térmica $T_x > T_0 > T_1$ entre las temperaturas del flujo auxiliar, T_x , del flujo de baja presión T_0 y de alta presión T_1 , dependiendo la relación entre ellas de los valores del Número de Unidades de Transmisión, N , de cada interfaz de transmisión de calor, entre el flujo auxiliar y el de baja presión, N_{x0} y entre éste y el de alta N_{01} , teniendo cada N en el numerador el coeficiente global de transmisión de calor multiplicado por el área de transmisión, y el denominador es el menor de los productos, de los dos fluidos involucrados, del gasto másico por el calor específico a presión constante, y se cumple la relación

25

$$T_0 - T_1 = \frac{N_{x0}}{N_{x0} + N_{01}} (T_x - T_1)$$

que prescribe el valor requerido de T_x según se dimensionen los números de unidades de transmisión en las interfaces, siendo las tres líneas de las temperaturas paralelas entre sí.

30

Para el dispositivo de la figura 7 (b), el flujo de alta presión con temperatura T_1 es calentado por dos caras independientes, una desde el flujo de baja presión con T_0 y otra desde el

auxiliar con T_x ; y el intercambiador en su conjunto funciona de modo equilibrado, con evoluciones paralelas en las tres temperaturas. En el intercambiador de calor regenerativo (4):

- 5 ○ se produce una transferencia de calor (24) desde un fluido auxiliar procedente de un foco (14), que circula por una sección (21) del intercambiador (4), al fluido de alta presión (13) que circula por otra sección (19b);
- se produce una transferencia de calor (22b) desde el fluido del circuito de baja presión (3) que circula por una sección (20b) del intercambiador (4), al fluido del circuito de alta presión (13) que circula por otra sección (19b) del intercambiador (4),

10 y las tres temperaturas cumplen

$$T_0 - T_1 = (T_0 - T_x) \frac{N_{x1}}{N_{x1} - N_{01}}$$

siendo N_{x1} el número de unidades de transmisión entre el fluido auxiliar, cuya temperatura es T_x , y el fluido de alta presión, de temperatura T_1 , y siendo N_{01} el número de unidades de transmisión entre el fluido de baja presión, cuya temperatura es T_0 , y el fluido de alta presión; y cuando $N_{x1} = N_{01}$, la solución es $T_0 = T_x$, o viceversa.

15 Una vez descrita de forma clara la invención, se hace constar que las realizaciones particulares anteriormente descritas son susceptibles de modificaciones de detalle siempre que no alteren el principio fundamental y la esencia de la invención.

REIVINDICACIONES

1. *Proceso cíclico termodinámico sin condensación del fluido y con prescripciones acotadas sobre sus puntos de mínima y máxima entalpía*, donde el ciclo trabaja entre una isóbara de menor presión, o isóbara baja, que está a P_0 , y una isóbara alta, o de mayor presión, P_1 , existiendo:

5

- una fase de compresión, en la que un compresor (11) aspira el fluido en su punto de menor entalpía específica de todo el ciclo, a presión P_0 y temperatura T_0 , y lo eleva de presión a lo largo de una evolución isentrópica, hasta P_1 , saliendo del compresor (11) con una temperatura T_c ;

10

- siguiendo una fase de calentamiento;

caracterizado por que la presión P_0 es superior a la presión crítica del fluido de trabajo, y la temperatura T_0 es inferior a la temperatura crítica de dicho fluido, y porque en dicha fase de calentamiento concurren tres tipos simultáneos de fuentes de calor, que son:

15

- el propio fluido, en otra fase del ciclo, en la que está más caliente que el propio fluido a su salida del compresor (11),
- un foco caliente (17), fuente principal de aportación del calor al fluido de trabajo, con la que el fluido se calienta hasta la temperatura máxima que alcanza el fluido de trabajo T_M ,
- un foco térmico auxiliar (14), que precalienta el fluido de trabajo sin llegar hasta la temperatura T_M , en ningún caso;

20

existiendo además:

- una fase de expansión, desde el punto de máxima entalpía específica del ciclo, en el cual el fluido de trabajo está a presión P_1 y temperatura T_M , evolucionando isentrópicamente hasta la presión P_0 , saliendo de la turbina (1) o máquina expansora donde se realiza esta fase con una temperatura T_t ;

25

- siguiendo una fase de enfriamiento en la cual concurren dos tipos de acciones refrigeradoras, que son:

- o el propio fluido, en otra fase del ciclo en la que está más frío que el propio fluido a su salida de la turbina (1),
- o el sumidero exterior de refrigeración, que enfría el fluido hasta T_0 .

30

2. *Proceso cíclico termodinámico sin condensación del fluido y con prescripciones acotadas sobre sus puntos de mínima y máxima entalpía*, según lo establecido en la reivindicación 1, **caracterizado por que** las prescripciones son:

- la presión de la isóbara baja, que es la presión del punto de mínima entalpía, P_0 , presenta un valor máximo del denominado factor logarítmico de dilatación isóbara menor que 20, dándose este valor en el corte de la isóbara con la línea de discontinuidad secundaria que presentan los fluidos por encima del punto crítico;
- 5 - el cociente entre las temperaturas máxima y mínima del fluido, T_M/T_0 , ha de ser mayor que la razón de compresión r , correspondiente al cociente P_1/P_0 , elevada a la suma de los exponentes térmicos en las evoluciones isentrópicas de compresión y expansión;
- el valor de la presión de la isóbara baja, P_0 , que ha de ser superior a la presión crítica, se escoge de tal modo que el punto en que corta a la isoterma T_0 , que es la de mínima
- 10 temperatura que alcanza el fluido de trabajo, tenga un valor del denominado factor logarítmico de dilatación isóbara menor que 6; siendo 1 el valor de referencia especificado por esta invención;
- el valor del denominado factor logarítmico de dilatación isóbara, promediado a lo largo de la isentrópica de compresión, no excede de 3; siendo 0,5 el valor de referencia
- 15 especificado por esta invención;
- el valor del denominado factor logarítmico de dilatación isóbara, promediado a lo largo de la línea isoterma de temperatura igual a la temperatura de salida de la turbina, desde la presión de baja P_0 a la presión de alta P_1 , no excede de 2,5; siendo 0,5 el valor de referencia especificado por esta invención;
- 20 - y la presión de alta P_1 se prescribe porque el cociente entre dicha presión de alta P_1 y la presión de baja P_0 , llamado relación de compresión, r , cumple la relación de cierre del ciclo

$$\ln(r) = \frac{A_0 - A_1}{1 - gt - m}$$

donde gt es el exponente de la variación de la temperatura, respecto de la presión, en la isentrópica de expansión; m es el valor absoluto del exponente de la variación

25 del volumen específico, respecto de la presión, en la isentrópica de compresión; y A_0 y A_1 son respectivamente, para las isóbaras baja y alta, el valor del incremento de entropía multiplicado por el promedio a lo largo de la isóbara, del cociente entre el factor logarítmico de dilatación isóbara, más 1, y el calor específico a presión constante.

30

3. *Proceso cíclico termodinámico sin condensación del fluido y con prescripciones acotadas sobre sus puntos de mínima y máxima entalpía*, según reivindicación primera o segunda, **caracterizado por que** las fases de calentamiento que tienen lugar con:

- o el propio fluido de trabajo, en otra fase del ciclo, en la que está más caliente,
- 5 o un foco térmico auxiliar (14), que precalienta el fluido de trabajo pero sin llegar hasta la temperatura T_M , en ningún caso,

se realizan en un intercambiador regenerativo (4) al que se le añade un flujo auxiliar, no regenerativo, de calentamiento del fluido de trabajo a alta presión, actuando este flujo auxiliar siempre en contracorriente (15) respecto el circuito (13) del fluido de trabajo a alta presión.

4. *Proceso cíclico termodinámico sin condensación del fluido y con prescripciones acotadas sobre sus puntos de mínima y máxima entalpía*, según reivindicación tercera, **caracterizado por que** el intercambiador regenerativo (4) trabaja en un modo continuo, añadiendo un tercer flujo de calentamiento, procedente de una fuente auxiliar (14), que o bien aporte el calor (23) al fluido de baja presión, que por otra superficie de contacto aporte el calor (22) al fluido de alta presión; o bien aporta el calor (22b, 24) directamente al fluido de alta presión, por una superficie de contacto distinta de la que separa los dos flujos del mismo fluido.

5. *Proceso cíclico termodinámico sin condensación del fluido y con prescripciones acotadas sobre sus puntos de mínima y máxima entalpía* según reivindicación tercera, **caracterizado por que** el intercambiador regenerativo (4) trabaja en un modo discreto, seccionando dicho intercambiador regenerativo (4) en, al menos, dos partes, introduciendo entre dichas dos partes consecutivas un intercambiador auxiliar a contracorriente en el que el fluido de baja presión no interviene, y el fluido de alta presión se calienta, a partir de otro fluido auxiliar que recibe el calor de una fuente auxiliar (14) de menor temperatura que la que lleva al fluido de trabajo hasta su estado de máxima entalpía.

6. *Dispositivo para la realización de un proceso cíclico termodinámico sin condensación del fluido y con prescripciones acotadas sobre sus puntos de mínima y máxima entalpía*, según cualquiera de las reivindicaciones primera a quinta, **caracterizado por que** dicho dispositivo sobre el que se realiza el ciclo termodinámico comprende:

- un intercambiador de calor regenerativo (4), que integra al menos un circuito de alta presión (13) y un circuito de baja presión (3);
- una turbina de gas (1), cuyo escape (2) se conecta con la entrada del circuito de baja presión (3) del intercambiador regenerativo (4);
- 5 - un sumidero de calor (7) conectado a la salida (5) del circuito de baja presión (3) del intercambiador regenerativo (4), estando dicho sumidero de calor (7) refrigerado, contando con una entrada (9) y una salida (10) de refrigerante exterior;
- un compresor (11), cuya entrada está conectada a la salida (8) del fluido de trabajo del sumidero de calor (7), y cuya salida de compresor está conectada a la entrada
- 10 del circuito de alta presión (13) del intercambiador de calor regenerativo (4);
- un foco caliente (17), cuya entrada está conectada a la salida (16) del circuito de alta presión (13) del intercambiador de calor regenerativo (4), y cuya salida (18) está conectada a la turbina de gas (1).

15 7. *Dispositivo para la realización de un proceso cíclico termodinámico sin condensación del fluido y con prescripciones acotadas sobre sus puntos de mínima y máxima entalpía*, según la reivindicación sexta, **caracterizado por que** el intercambiador de calor regenerativo (4), dispone de un foco calorífico auxiliar (14) que alimenta dicho intercambiador (4) mediante un

20 circuito a contracorriente (15), y se denomina m'_x al gasto másico del flujo auxiliar, cuya temperatura se denota por T_x y tiene un calor específico a presión constante C_{px} , y m' al gasto másico del fluido de trabajo del Brayton, y C_{p1} y C_{p0} a los calores específicos a presión constante en las isóbaras de alta y baja, el gasto m'_x es

$$m'_x = m' \frac{C_{p1} - C_{p0}}{C_{px}}$$

25 8. *Dispositivo para la realización de un proceso cíclico termodinámico sin condensación del fluido y con prescripciones acotadas sobre sus puntos de mínima y máxima entalpía*, según cualquiera de las reivindicaciones sexta o séptima, **caracterizado por que**, en el intercambiador de calor regenerativo (4):

- o se produce una transferencia de calor (23) desde un fluido auxiliar procedente de un
- 30 foco (14), que circula por una sección (21) del intercambiador (4), al fluido de baja presión (3) que circula por otra sección (20);

- se produce una transferencia de calor (22) desde el fluido del circuito de baja presión (3) que circula por dicha sección (20), al fluido del circuito de alta presión (13) que circula por otra sección (19) del intercambiador (4)

5 y se da la jerarquía térmica $T_x > T_0 > T_1$ entre las temperaturas del flujo auxiliar, T_x , del flujo de baja presión T_0 y de alta presión T_1 , dependiendo la relación entre ellas de los valores del Número de Unidades de Transmisión, N , de cada interfaz de transmisión de calor, entre el flujo auxiliar y el de baja presión, N_{x0} y entre éste y el de alta N_{01} , teniendo cada N en el numerador el coeficiente global de transmisión de calor multiplicado por el área de transmisión, y el denominador es el menor de los productos, de los dos fluidos involucrados, del gasto másico por el calor específico a presión constante, y se cumple
10 la relación

$$T_0 - T_1 = \frac{N_{x0}}{N_{x0} + N_{01}} (T_x - T_1)$$

que prescribe el valor requerido de T_x según se dimensionen los números de unidades de transmisión en las interfaces, siendo las tres líneas de las temperaturas paralelas entre sí.

15 9. *Dispositivo para la realización de un proceso cíclico termodinámico sin condensación del fluido y con prescripciones acotadas sobre sus puntos de mínima y máxima entalpía, según cualquiera de las reivindicaciones sexta o séptima, y octava, **caracterizado por que**, en el intercambiador de calor regenerativo (4):*

- se produce una transferencia de calor (24) desde un fluido auxiliar procedente de un
20 foco (14), que circula por una sección (21) del intercambiador (4), al fluido de alta presión (13) que circula por otra sección (19b);

- se produce una transferencia de calor (22b) desde el fluido del circuito de baja presión (3) que circula por una sección (20b) del intercambiador (4), al fluido del circuito de alta presión (13) que circula por otra sección (19b) del intercambiador (4),

25 y el intercambiador en su conjunto funciona de modo equilibrado, con evoluciones paralelas en las tres temperaturas, que cumplen

$$T_0 - T_1 = (T_0 - T_x) \frac{N_{x1}}{N_{x1} - N_{01}}$$

siendo N_{x1} el número de unidades de transmisión entre el fluido auxiliar, cuya temperatura es T_x , y el fluido de alta presión, de temperatura T_1 , y siendo N_{01} el número de unidades de transmisión entre el fluido de baja presión, cuya temperatura es T_0 , y el fluido de alta
30 presión; y cuando $N_{x1} = N_{01}$, la solución es $T_0 = T_x$, o viceversa.

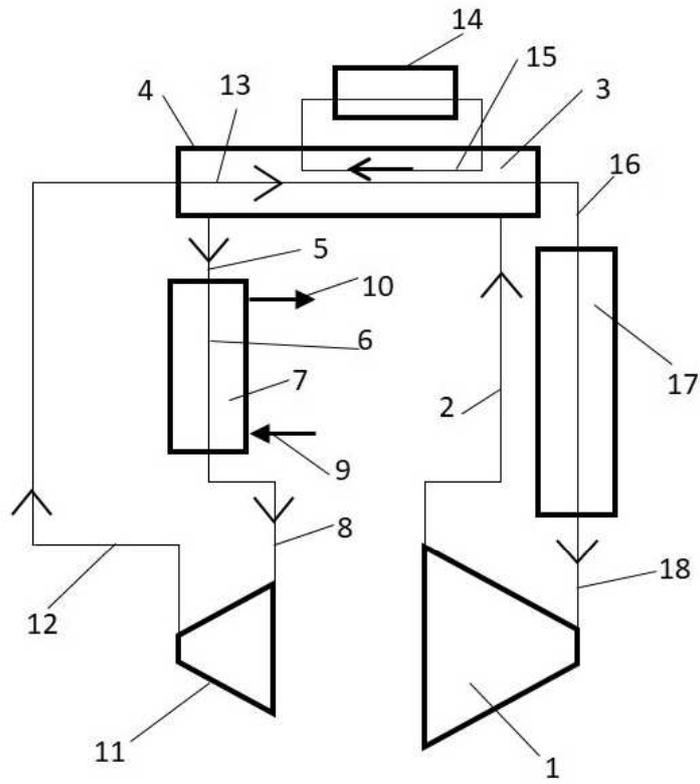


Figura 1

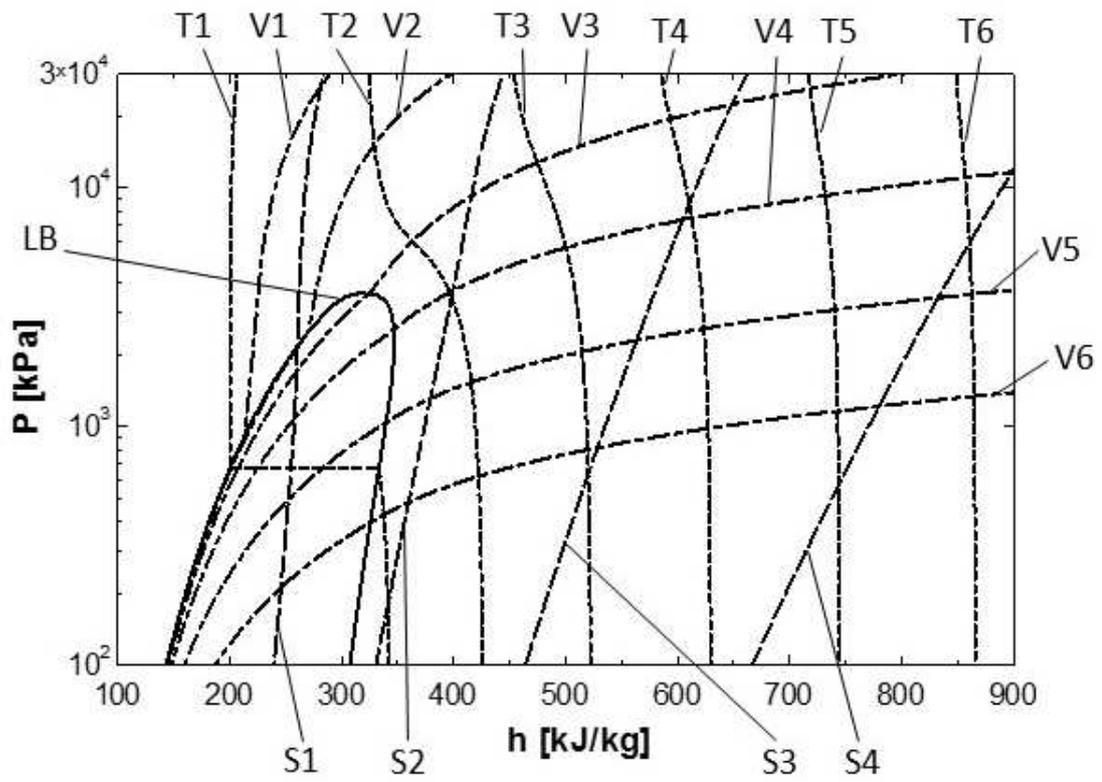


Figura 2

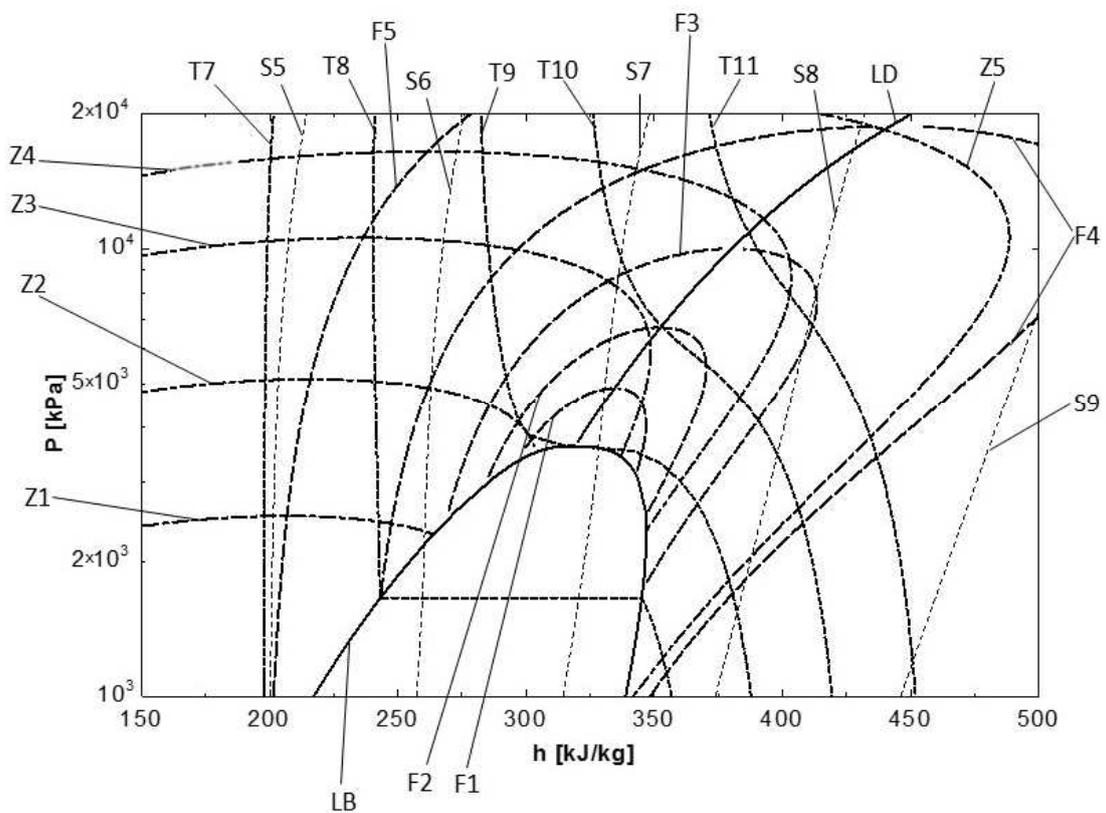


Figura 3

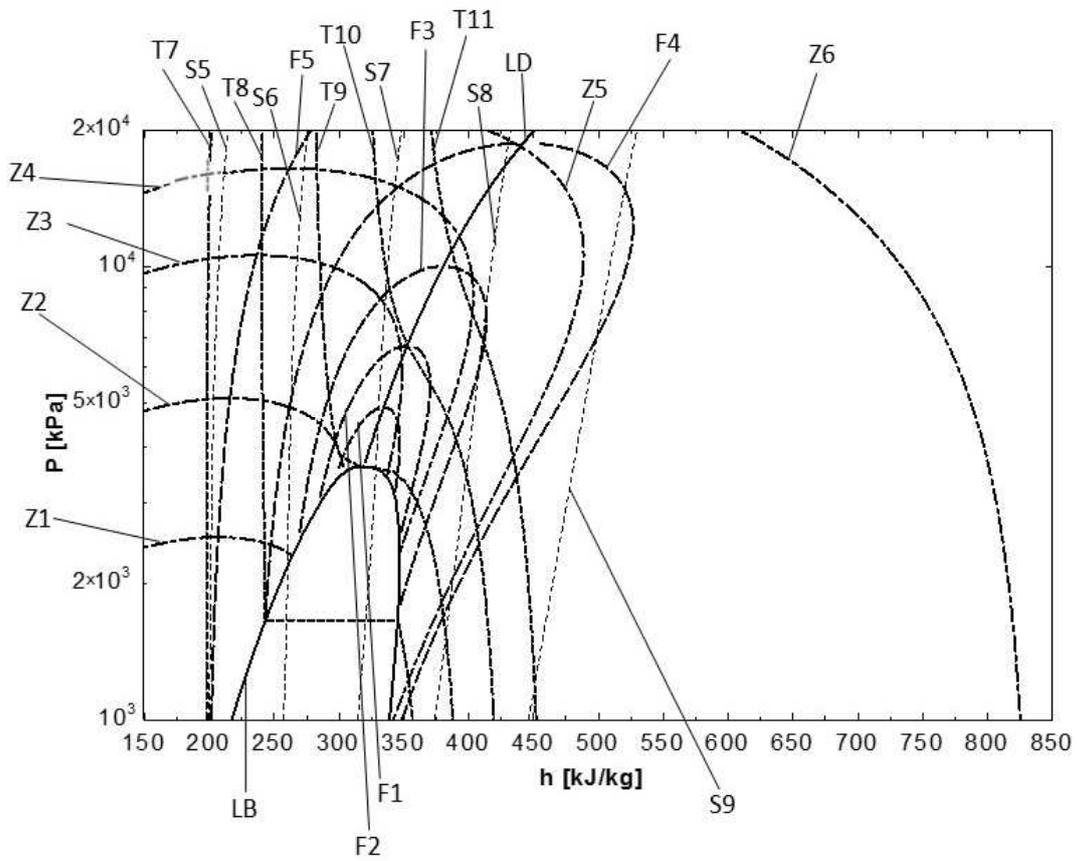


Figura 4

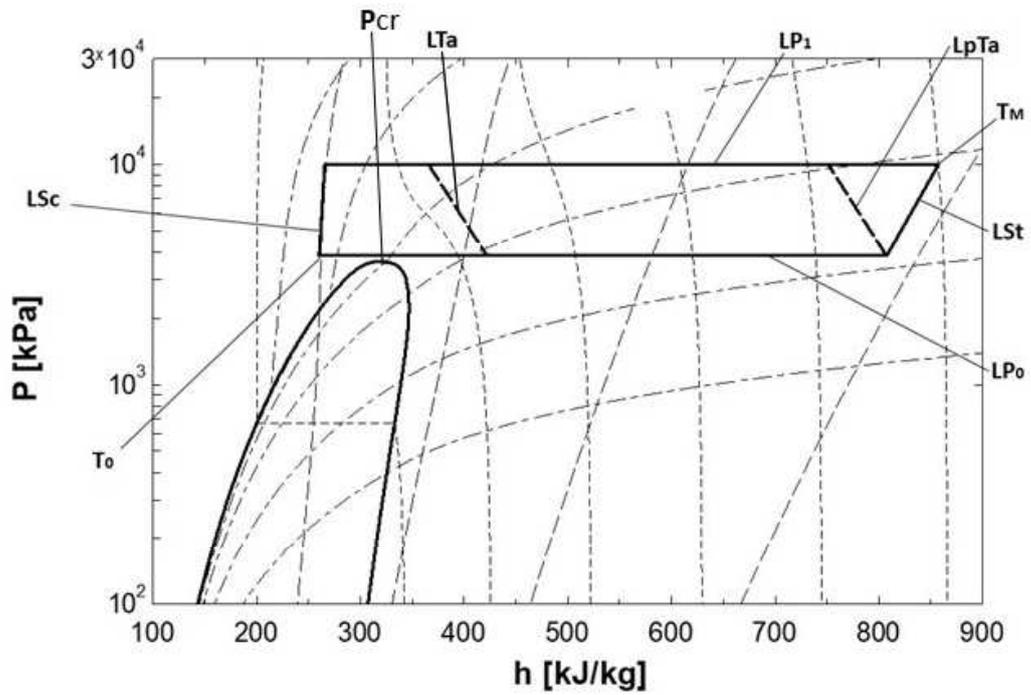


Figura 5

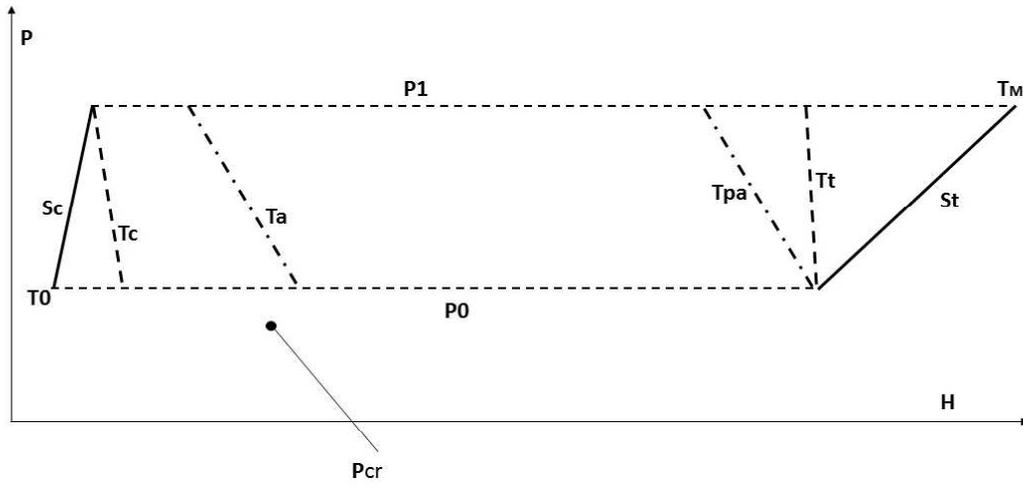


Figura 6

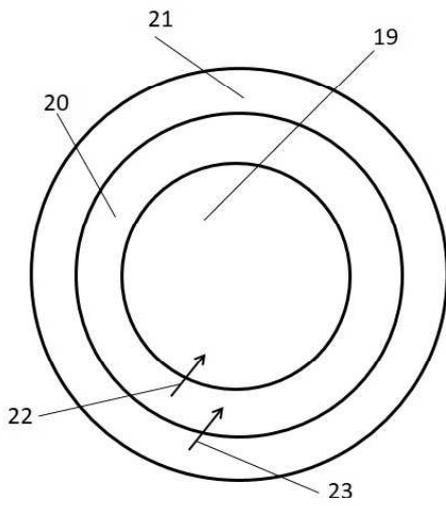


Figura 7(a)

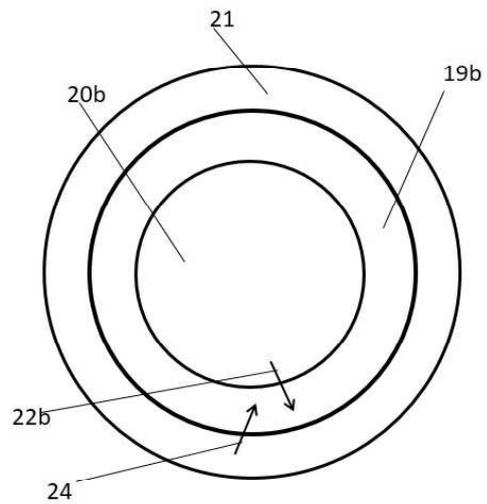


Figura 7(b)

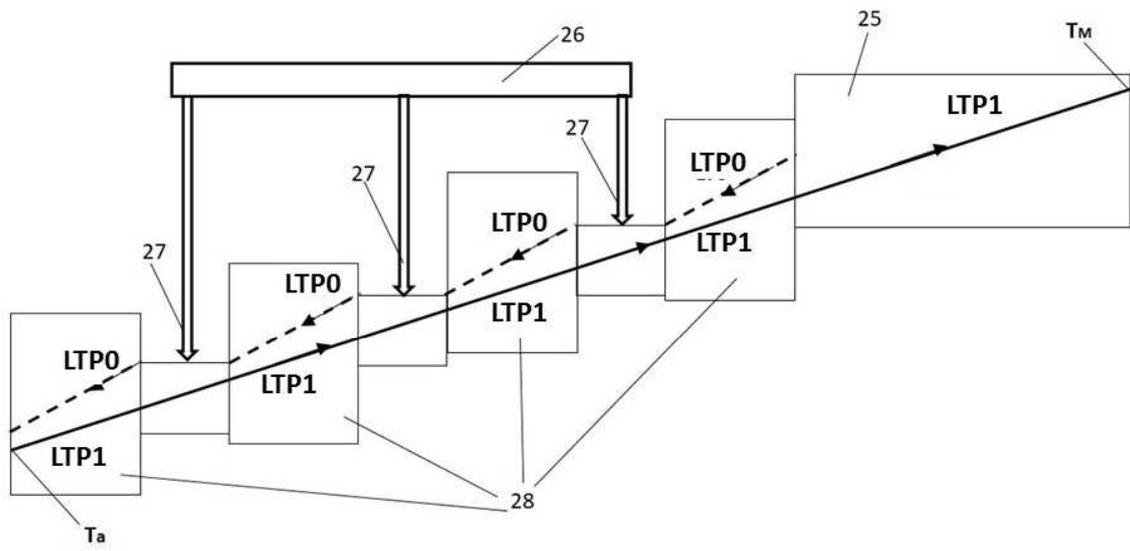


Figura 8



OFICINA ESPAÑOLA
DE PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

②① N.º solicitud: 201731263

②② Fecha de presentación de la solicitud: 30.10.2017

③② Fecha de prioridad:

INFORME SOBRE EL ESTADO DE LA TECNICA

⑤① Int. Cl.: **F02C7/10** (2006.01)
F02C1/10 (2006.01)

DOCUMENTOS RELEVANTES

Categoría	⑤⑥ Documentos citados	Reivindicaciones afectadas
Y	US 2014291993 A1 (MATSUO KAZUYA et al.) 02/10/2014, Figura 1, párrafo [26].	1, 2, 6
Y	ES 2427648 A1 (UNIV MADRID POLITECNICA et al.) 31/10/2013, Todo el documento.	1, 2, 6
A	US 2016010551 A1 (ALLAM RODNEY JOHN et al.) 14/01/2016, Todo el documento.	1-9
A	US 3621654 A (HULL FRANCIS R) 23/11/1971, Todo el documento.	1-9

Categoría de los documentos citados

X: de particular relevancia

Y: de particular relevancia combinado con otro/s de la misma categoría

A: refleja el estado de la técnica

O: referido a divulgación no escrita

P: publicado entre la fecha de prioridad y la de presentación de la solicitud

E: documento anterior, pero publicado después de la fecha de presentación de la solicitud

El presente informe ha sido realizado

para todas las reivindicaciones

para las reivindicaciones nº:

Fecha de realización del informe
24.01.2018

Examinador
J. A. Celemín Ortiz-Villajos

Página
1/2

Documentación mínima buscada (sistema de clasificación seguido de los símbolos de clasificación)

F02C

Bases de datos electrónicas consultadas durante la búsqueda (nombre de la base de datos y, si es posible, términos de búsqueda utilizados)

INVENES, EPODOC