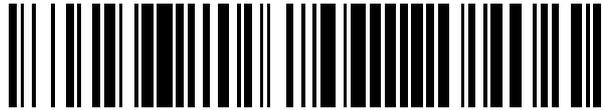


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 564 817**

51 Int. Cl.:

F24F 12/00 (2006.01)

F28D 5/00 (2006.01)

F28F 3/08 (2006.01)

F24F 6/04 (2006.01)

F28D 9/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **10.11.2009 E 09825644 (9)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **16.12.2015 EP 2362933**

54 Título: **Intercambiador de calor evaporativo indirecto de contraflujo**

30 Prioridad:

13.11.2008 AU 2008905875

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

29.03.2016

73 Titular/es:

**F.F. SEELEY NOMINEES PTY LTD. (100.0%)
112 O'Sullivan Beach Road
Lonsdale, SA 5160, AU**

72 Inventor/es:

GILBERT, ROBERT WILLIAM

74 Agente/Representante:

AZNÁREZ URBIETA, Pablo

ES 2 564 817 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

Descripción

Intercambiador de calor evaporativo indirecto de contraflujo

Campo Técnico

5 La presente invención se refiere a intercambiadores de calor por evaporación indirecta en contraflujo para refrigeradores por evaporación; por ejemplo unidades de aire acondicionado autónomas adecuadas para suministrar aire refrigerado a un espacio cerrado, y también a unidades de acondicionamiento autónomas adecuadas para suministrar agua fría destinada al uso en unidades de
10 intercambio de calor que forman parte de un sistema para la refrigeración de espacios cerrados.

Antecedentes de la Técnica

En toda esta descripción y las reivindicaciones posteriores, a no ser que el contexto exija otra cosa, se debe interpretar que la palabra "comprenden" o
15 variaciones tales como "comprende" o "que comprende" implican la inclusión de un número entero o paso indicado o un grupo de números enteros o pasos indicados.

La referencia a cualquier estado anterior de la técnica en esta especificación no significa ni debe interpretarse como un reconocimiento o cualquier forma de
20 sugerencia de que dicho estado anterior de la técnica forma parte del conocimiento general común en Australia.

Los principios de la refrigeración por evaporación indirecta son conocidos desde hace años. Las primeras referencias al principio de una pre-refrigeración del aire a través de una combinación de intercambiadores de calor y evaporación antes de
25 la refrigeración por evaporación incluyen el documento SU 979796 de Maisotsenko. Estos principios han sido aprovechados en diversas aplicaciones prácticas tal como se muestran por ejemplo en el documento US 4.977.753 de Maisotsenko y tal como se perfecciona en el documento US 6.581.402, la Solicitud US 2004/0226698 de Reinders y el documento WO 2006/074508 A1 de
30 James.

Los dispositivos prácticos mostrados en las divulgaciones arriba mencionadas presentan una serie de dificultades que han de ser mejoradas antes de que estos

dispositivos puedan funcionar con un nivel satisfactorio para un producto comercialmente viable.

En la provisión de refrigeradores tiene gran importancia práctica su tamaño y su forma, que deben ser adecuados para adaptarse y armonizar por ejemplo en el
5 entorno de una vivienda. Si bien los refrigeradores por evaporación directa se han montado tradicionalmente sobre tejados, el tamaño y el peso adicionales de los refrigeradores indirectos con la misma capacidad de refrigeración hacen que este método sea inviable. Un problema similar se plantea cuando los modelos
10 funcionales de refrigeradores por evaporación indirecta se disponen a nivel del suelo alrededor del exterior de una vivienda. El refrigerador puede presentar un área en planta que puede ser demasiado grande y emplear una cantidad demasiado grande del espacio disponible, por ejemplo, entre la pared de un edificio y una valla divisoria.

La comercialización de refrigeradores por evaporación indirecta mejoraría en gran
15 medida si se pudiera instalar un refrigerador en una carcasa que se pudiera montar en la pared exterior de una vivienda y que tuviera unas dimensiones que satisficieran los siguientes criterios:

- La menor profundidad posible desde la pared hasta el exterior del refrigerador.
- Una anchura limitada por consideraciones de manejo.
- 20 • Una altura limitada únicamente por la distancia libre que se debe mantener con respecto a la cara inferior de cualquier elemento de tejado/alero sobresaliente.

Una configuración ideal coherente con los requisitos técnicos para su operación y teniendo en cuenta lo mencionado sobresaldría normalmente de la pared en la que está montada una distancia no superior a aproximadamente 600 mm, una
25 anchura hasta 900 mm y una altura limitada a aproximadamente 2.100 mm.

La construcción de un refrigerador con estos parámetros requiere una desviación radical con respecto a las construcciones de estos dispositivos dadas a conocer previamente. En todas las divulgaciones previas, determinadas dimensiones del núcleo del intercambiador de calor están definidas por restricciones técnicas y/o
30 prácticas, pudiendo variarse únicamente una dimensión para aumentar la capacidad del intercambiador de calor.

El dispositivo de Maisotsenko mostrado en la US 6.581.402 tiene una anchura y una profundidad del intercambiador de calor limitadas por consideraciones de resistencia y corriente de aire, estando determinada la capacidad por la altura del intercambiador. En las configuraciones de Reinders y James, la profundidad y la
5 altura del intercambiador de calor están determinadas por consideraciones técnicas, mientras que la anchura determina la capacidad del dispositivo. Nosotros pensamos que, si las características favorables de cada una de estas configuraciones se pudieran combinar en un dispositivo, se podría desarrollar un refrigerador indirecto mucho más viable para el mercado.

10 Sin embargo, cada una de las configuraciones dadas a conocer previamente tienen otras dificultades técnicas y prácticas que hacen que resulte algo problemático combinar fácilmente sus ventajas.

El dispositivo descrito en el documento US 6.581.402 requiere placas de intercambio de calor con una superficie humectable en un lado y una superficie
15 impermeable en el otro. La distribución del agua por toda la superficie humectable se basa en un medio que transporta la humedad por capilaridad y distribuye el agua desde un seno central con una combinación de capilaridad a lo largo de la superficie y algo de ayuda gravitacional por una ligera inclinación con respecto a la horizontal. La refrigeración a baja temperatura requiere que el flujo de agua a
20 través de la superficie húmeda sea lo más lento posible, y preferentemente justo suficiente para sustituir la pérdida por evaporación. La limpieza por descarga de agua de las superficies humectables para eliminar eventuales acumulaciones de sales dejadas por la evaporación del agua no es posible sin una degradación significativa del rendimiento térmico del aire acondicionado.

25 La configuración de Maisotsenko, que transfiere progresivamente un porcentaje del aire enfriado desde el paso seco hasta el paso húmedo para producir la refrigeración por evaporación, compromete la temperatura del aire suministrado en relación con otras configuraciones, ya que el aire transferido no puede ser sometido a toda la diferencia de temperatura ofrecida por el intercambiador de
30 calor.

La configuración propuesta por Reinders aprovecha por completo los principios originales de la refrigeración por evaporación indirecta, pero compromete el rendimiento de transferencia de calor del intercambiador de calor por su diseño y construcción. La transferencia de calor desde el lado de paso húmedo hasta el
35 lado de paso seco ha de recorrer distancias relativamente largas de material

intercambiador de calor, lo que requiere el uso de materiales de alta conductividad, como metales, para lograr un rendimiento razonable.

En las dos configuraciones utilizadas por Reinders y James, la distribución de agua en el núcleo del intercambiador de calor se produce por irrigación de la superficie superior del núcleo, permitiendo que el agua descienda a través del núcleo para ser recogida en un depósito por debajo de éste. Este flujo de agua a través del núcleo se debe mantener en un valor mínimo mientras el refrigerador está en funcionamiento, ya que cualquier exceso de flujo de agua por encima de la cantidad necesaria para la evaporación comprometerá las temperaturas del aire acondicionado a utilizar que puede ser suministrado por el refrigerador. La necesidad de un flujo de agua para el rendimiento térmico incluye de forma deseable la capacidad de lavar sales residuales de las superficies del núcleo. Un compromiso razonable y práctico utilizado tanto por Reinders como por James es humedecer periódicamente el núcleo con un exceso de agua para lavar las sales residuales y satisfacer la capacidad de retención de agua de los materiales utilizados para formar los canales húmedos, seguido de períodos de operación relativamente largos sin humectación. Durante este período se sigue produciendo evaporación del agua conservada en las superficies húmedas y se logra un pleno rendimiento térmico del refrigerador. Esta solución funciona bien si el período de humectación es corto y el período entre humectaciones es largo.

Una alternativa descrita por James consiste en dividir el núcleo en segmentos humedecidos por separado, teniendo cada segmento su propio circuito de agua separado térmicamente (bomba, depósito y distribuidor). Este método permite un lavado constante del núcleo sin degradación del rendimiento térmico. Si bien se ha demostrado que esta alternativa funciona en modelos prácticos, es difícil de poner en práctica en modelos de producción viables.

Por consiguiente, una solución preferente es humedecer periódicamente los pasos húmedos del núcleo con períodos lo más largos posible entre las humectaciones para permitir que se produzca la evaporación y aumentar al máximo la capacidad de refrigeración del intercambiador de calor. Esta solución ideal se hace más difícil cuando se incrementa la altura del intercambiador de calor para aprovechar la configuración preferente del refrigerador por evaporación indirecta en conjunto. El agua solo se puede añadir a la parte superior del núcleo a una velocidad determinada por el tiempo que tarda en descender goteando a través de los pasos húmedos. El ciclo de humectación debe continuar hasta que

el agua se haya extendido a través de la mayor parte de la distancia vertical del núcleo, y después se debe interrumpir permitiendo que el exceso de agua fluya todo el recorrido a través del núcleo y de vuelta al depósito. El efecto de refrigeración del intercambiador de calor está comprometido todo el tiempo que el agua está fluyendo a través de los pasos húmedos y solo vuelve a una refrigeración máxima cuando todo el flujo de agua se ha interrumpido. Cuanto más alto sea el núcleo, y por tanto cuanto más largos sean los pasos húmedos, mayor será el período requerido para la humectación y mayor será la proporción de tiempo durante la cual la refrigeración está comprometida. Esta situación se hace insostenible con núcleos tan altos como los requeridos para la geometría preferente arriba descrita.

La WO 2006/074508 A1 (James) describe un intercambiador de calor por evaporación que tiene las características indicadas en el preámbulo de la reivindicación 1 o la reivindicación 2.

15 **Sumario de la Invención**

La presente invención propone una mejora de los problemas asociados con el estado anterior de la técnica mediante la construcción de un núcleo intercambiador de calor donde los pasos húmedos y secos están montados en una posición cercana a la horizontal y apilados alternativamente uno sobre otro, y donde están previstos un método y medios para humedecer periódicamente los pasos húmedos del núcleo.

De acuerdo con un primer aspecto, la presente invención proporciona un intercambiador de calor por evaporación indirecta en contracorriente que presenta las características distintivas de la reivindicación 1.

25 De acuerdo con un segundo aspecto, la presente invención proporciona un intercambiador de calor por evaporación indirecta en contracorriente que presenta las características distintivas de la reivindicación 2.

Preferentemente, los pasos húmedos y secos están contruidos con láminas corrugadas con un lado que incluye un medio humectable y absorbente y el otro lado incluyendo una superficie, membrana o capa impermeable al agua.

En una realización, los pasos húmedos y secos están fabricados a partir de una base de celulosa humectable y absorbente con una membrana impermeable aplicada en una de las superficies.

En una realización alternativa, los pasos húmedos y secos están fabricados a partir de una lámina formada de modo impermeable al agua a la que se aplica en una de sus superficies un medio que absorbe agua.

5 En otra realización, las láminas corrugadas para producir cada paso se montan de modo que las corrugaciones de láminas verticalmente adyacentes se cruzan en un ángulo entre 20° y 70°.

10 En otra realización, las láminas corrugadas de la parte superior y la parte inferior de cada paso están divididas en dos partes simétricas con respecto a una línea central esencialmente paralela a la dirección principal de la corriente de aire en cada paso, correspondiendo el ángulo de corrugación de una parte a un ángulo complementario al ángulo de corrugación de la parte adyacente.

En otro perfeccionamiento, las láminas corrugadas están fabricadas con las corrugaciones dispuestas en diseño angular en espiga simétricamente con respecto a una línea central de cada lámina respectiva.

15 En otro perfeccionamiento del segundo aspecto, el intercambiador de calor está construido con una cavidad que ofrece espacio disponible para incorporar los tubos ranurados con el fin de que contengan el agua suministrada desde la ranura hasta los pasos del intercambiador de calor.

20 Una forma preferente de un mecanismo de humectación deseado comprende un rociador de agua que se desplaza verticalmente y que humedece una pequeña cantidad de pasos del núcleo a la vez en relación con el número total de pasos del núcleo mientras se mueve a secciones adyacentes del núcleo hasta completar un ciclo total de humectación del núcleo. Preferentemente, el movimiento vertical del mecanismo de humectación entre pasos horizontales adyacentes del núcleo es
25 continuo. Mientras un rociador de agua en movimiento está humectando un cierto número de pasos húmedos, la eficiencia de refrigeración de dichos pasos está comprometida por el flujo de agua dentro de los mismos. Sin embargo, dado que el número de pasos humedecidos en cualquier momento es solo una pequeña proporción del número total de pasos húmedos de todo el núcleo, el compromiso
30 de la refrigeración general es limitado. El uso de este modo de humectación permite construir núcleos intercambiadores de calor con limitaciones estructurales o mecánicas únicamente en lo que respecta a la altura, proporcionando así la flexibilidad requerida para proporcionar un refrigerador por evaporación indirecta dentro de las limitaciones de tamaño y forma deseadas.

En otro aspecto de la presente invención se proporciona un refrigerador por evaporación que incluye un intercambiador de calor por evaporación indirecta en contracorriente de acuerdo con el primer o el segundo aspecto.

5 Otro aspecto más de la invención proporciona un método para el funcionamiento de un intercambiador de calor por evaporación indirecta en contracorriente que incluye una pila vertical de pasos húmedos y secos alternativos esencialmente horizontales de acuerdo con el primer o el segundo aspecto.

10 La construcción de los pasos del intercambiador de calor particularmente adecuados para su uso en realizaciones de la presente invención incluye láminas corrugadas con una superficie humectable y una superficie impermeable al agua, con los ángulos de corrugación ajustados en ángulos opuestos tal como se describe en el documento WO 2006/074508 A1, cuya divulgación se incorpora aquí por referencia. Sin embargo, los especialistas en la técnica entenderán que los principios de la presente invención se podrían aplicar igualmente a otros
15 métodos de construcción de pilas o núcleos de intercambiador de calor.

Breve descripción de las figuras

La presente invención se describe a continuación a modo de ejemplo con referencia a las figuras adjuntas, en las cuales:

- 20 Figura 1: vista isométrica de un núcleo intercambiador de calor de un refrigerador por evaporación indirecta adaptado a una realización de esta invención que tiene unas proporciones relativamente altas en comparación con las dimensiones de la proyección horizontal;
- Figura 2: vista en alzado lateral de láminas corrugadas adyacentes en un intercambiador de calor que tiene corrugaciones uniformes;
- 25 Figura 3: vista en alzado lateral de un núcleo de intercambiador de calor con un primer mecanismo de distribución de agua;
- Figura 4: vista similar a la de la Figura 3, pero muestra detalles de un segundo mecanismo de distribución de agua; y
- 30 Figura 5: vista en planta en sección a través de una pila o núcleo de intercambiador de calor que muestra una disposición alternativa de corrugaciones para un canal húmedo en forma de un diseño en espiga.

Mejores formas de realización

En la Figura 1, la relación de aspecto entre las dimensiones del núcleo intercambiador de calor 10 son tales que satisfacen los requisitos preferentes de un refrigerador por evaporación indirecta. La dimensión 16 es grande en comparación con las dimensiones 18 y 20. Normalmente, la dimensión 16 será de aproximadamente 1.500 mm, la dimensión 20 será de aproximadamente 900 mm y la dimensión 18 será de aproximadamente 400 mm. Tanto los pasos secos 12 (mostrados con sombreado horizontal) como los pasos húmedos 14 (mostrados con sombreado vertical) están orientados en dirección esencialmente horizontal, aunque puede resultar beneficioso que estén ligeramente desviados con respecto a la horizontal para ayudar a la distribución del agua en los canales húmedos y a la retirada del exceso de agua.

La Figura 2 muestra el intercambiador de calor 10 en un alzado frontal con los pasos secos 12 y los pasos húmedos 14 orientados de modo que sean horizontales durante el uso. Un aire de entrada caliente y seco entra en los pasos secos 12 del intercambiador de calor desde el lado 40 y los abandona por el lado 42 en forma de aire refrigerado. Una parte del aire entra en los pasos húmedos 14 desde el lado 42 para fluir de vuelta a lo largo de los pasos húmedos hasta entrar en el espacio de escape 44, desde donde sale a la atmósfera. Este recorrido de flujo a través del núcleo produce una corriente utilizable de aire frío desde el lado 42, que corresponde a la proporción de aire que no pasa de vuelta a través de los pasos húmedos 14 para salir a través del espacio 44. Los medios por los que esta disposición enfría la corriente de aire utilizable se han descrito en publicaciones anteriores, véase en particular el documento WO 2006/074508 A1.

La Figura 3 muestra un mecanismo de distribución de agua desplazable con protectores 52 que cubren una parte del lado de suministro del intercambiador de calor 10. Durante el funcionamiento, el aire refrigerado se desplaza a través de los canales secos 12 del intercambiador de calor 10, saliendo a lo largo de la cara 51. Durante el funcionamiento normal, una parte del aire que sale del canal seco 12 se desvía al canal húmedo 14, el resto si el aire refrigerado del canal seco 12 está disponible como aire útil para que lo suministre el refrigerador. Sin embargo, cuando los protectores 52 del mecanismo de suministro de agua 50 cubren un pequeño número de los canales húmedos y secos del lado de suministro, el aire no se puede dividir en 2 corrientes como ocurre en el funcionamiento normal. La presión estática en el canal seco 12 siempre será relativamente alta, ya que el

canal seco está conectado directamente con el espacio a refrigerar, que está sometido a presión mediante un ventilador (no mostrado). Cuando los protectores 52 interrumpen la corriente de aire, la presión estática en el canal húmedo 14 cae, ya que los canales húmedos están conectados directamente con el área de escape del intercambiador de calor, que está a presión atmosférica normal. El resultado final de la interrupción del flujo por las protecciones 52 es que habrá una corriente de aire acelerada desde el canal seco 12 hacia el canal húmedo 14 adyacente dentro de los límites de las protecciones 52.

El agua suministrada a la boquilla de agua 54 a través del conducto 53, que forma parte del mecanismo de distribución de agua desplazable 50, inyecta un rociado de agua 58 en la corriente de aire acelerada arriba descrita. El agua así rociada sólo puede fluir a través del canal húmedo 14, ya que las diferencias de presión estática creadas por las protecciones 52 aseguran que todo el aire debe fluir desde el canal seco hacia el canal húmedo. Por consiguiente, toda el agua rociada está disponible para humedecer el canal húmedo 14 y el agua que entra en el canal húmedo 14 es distribuida por todo del canal húmedo por la corriente de aire acelerada dentro del mismo.

Dado que los canales húmedos deben humedecerse periódicamente de forma forzosa, el mecanismo de distribución de agua se debe desplazar verticalmente hacia arriba y hacia abajo a lo largo de la cara de suministro de aire refrigerado 51 del intercambiador de calor. De este modo, se humedecen a la vez un pequeño número de canales húmedos, y el medio de humectación se mueve a canales adyacentes hasta recorrer toda la cara y humedecer todos los canales húmedos.

La Figura 3 ilustra un método de desplazamiento del mecanismo de distribución de agua. El mecanismo de distribución de agua está unido a una tuerca roscada 62 que se mueve sobre un tornillo alargado 60. Cuando el tornillo 60 se acciona en direcciones recíprocas a través de un medio de accionamiento (como un motor eléctrico, no mostrado), el mecanismo de distribución de agua se moverá sobre la cara de suministro del intercambiador de calor.

La Figura 4 muestra un mecanismo de distribución de agua alternativo. El agua se conduce a través de un conducto hueco 70 que presenta una ranura a lo largo de su dirección longitudinal en la cara orientada hacia la cara de suministro del intercambiador de calor 10. Dentro del conducto hueco 70 hay un tapón deslizante 76 sujeto en su posición mediante una correa o cadena continua. La correa

flexible 72 es posicionada por cabrestantes 74 accionados, por ejemplo, por un motor eléctrico de modo que el accionamiento del cabrestante provoca el movimiento ascendente y descendente del tapón deslizante 76 dentro del conducto 70.

- 5 En uso, el agua 78 se dirige por el conducto 70 desde la parte superior hacia abajo. El agua 78 fluye hacia abajo por el conducto 70 hasta que choca contra el tapón deslizante 76. El tapón deslizante 76 desvía el flujo de agua a través de la ranura del conducto 70 en la posición del tapón deslizante 76. Dado que la ranura del conducto 70 está dispuesta contra la cara de suministro del intercambiador de calor 10, como muestra la sección A-A, el agua así desviada incidirá en una pequeña proporción tanto de canales húmedos como de canales secos en la posición del tapón 76. Dado que el aire sale de los canales secos y entra en los canales húmedos a lo largo de la cara de suministro del intercambiador de calor 10, el agua desviada sobre la cara de suministro del intercambiador de calor 10 tenderá a entrar únicamente en los canales húmedos, proporcionando así los medios para humedecer las superficies internas del canal húmedo. La sección B-B muestra el efecto en el canal seco, en el que no fluye agua en contra de la dirección de la corriente de aire. A medida que el tapón deslizante 76 sube y baja por la cara del intercambiador de calor 10, durante un ciclo de humectación se humedecerán progresivamente todos los canales húmedos.

En la sección Alt A-A se ilustra una disposición preferente para transferir el agua desviada por el tapón 76 al intercambiador de calor 10. En esta disposición, el intercambiador de calor 10 está construido con muescas 80 en la cara de suministro 51, de modo que la ranura del conducto 70 está incluida dentro de la muesca del intercambiador de calor. El agua suministrada al intercambiador de calor por el tapón deslizante 76 está contenida dentro de la muesca 80, reduciendo en gran medida la tendencia al rociado de agua dentro del espacio de aire suministrado (42 en la Figura 2) cuando ésta impacta en la cara de suministro del intercambiador de calor a alta velocidad.

- 30 El método y los medios para aplicar agua a los canales húmedos del intercambiador de calor arriba descrito están diseñados para aplicar agua a los canales húmedos en un caudal mucho mayor que el realmente necesario para la evaporación. Este gran caudal es necesario para lavar depósitos de sal y contaminantes de las superficies de los canales húmedos y para asegurar que realmente se humedecen todas las superficies internas de los canales húmedos.

Esto plantea un problema práctico con los canales del intercambiador de calor en posición horizontal y fabricados con papel corrugado dispuesto en ángulo con respecto a la corriente de aire tal como se describe en el documento WO 2006/074508 A1. El ángulo de las corrugaciones tiende a desviar todo el flujo de agua (que tiende a aferrarse a las superficies inferiores de los canales) en la dirección del ángulo de corrugación. Dado que los canales húmedos y secos alternan los ángulos de las corrugaciones, el resultado final es que todas las superficies inferiores de los canales húmedos tienen corrugaciones en la misma dirección y tienden a dirigir el agua en el canal únicamente hacia un lado. Esto dificulta la humectación uniforme de los canales húmedos y conduce a la salida del exceso de agua a través del espacio de escape 44 únicamente por un lado en lugar de distribuir el agua en exceso entre los dos espacios de escape.

Estas dificultades se pueden superar en gran medida adoptando una construcción de las capas del núcleo del intercambiador de calor tal como se ilustra en la Figura 5. La Figura 5 muestra una única lámina del núcleo del intercambiador de calor en la que el diseño de corrugaciones presenta una forma de "espiga". Las corrugaciones están dispuestas en ángulo con respecto a la corriente de aire (representada mediante líneas con flecha) tal como se indica mediante crestas 90 en un lado de la lámina. Simétricamente con respecto a la línea central 91, el ángulo de las corrugaciones en el otro lado de la línea 91 es la imagen especular tal como indica la línea de cresta 94. Las láminas sucesivas en la pila del intercambiador de calor están dispuestas en dirección contraria de tal modo que las crestas de corrugación se cortan entre sí en un ángulo. Durante el funcionamiento, si la ilustración de la Figura 5 representa la lámina inferior de un canal húmedo, el aire entra en el canal desde la cámara 42 y fluye a través del espacio entre las crestas y valles de corrugación de láminas adyacentes. Después, el aire sale a través de los accesos de escape 44. Cuando los distribuidores de agua 50 introducen agua simétricamente con respecto a la línea central 91 en el canal húmedo así formado, la mitad del agua entra en un canal húmedo con la corrugación dirigida en una dirección; la otra mitad entra con la corrugación dirigida en la dirección opuesta. Por consiguiente, no hay tendencia a que toda el agua fluya hacia uno de los espacios de escape 44 más que hacia el otro. La humectación es más uniforme y el flujo de agua en exceso de los accesos de escape 44 se puede mantener dentro de niveles razonables.

La construcción de un refrigerador por evaporación indirecta tal como se describe aquí y se ilustra mediante las realizaciones mostradas en las figuras permite

producir un refrigerador donde los elementos de canal son horizontales o aproximadamente horizontales, y la capacidad de refrigeración final del refrigerador está determinada por la altura de la pila del intercambiador de calor. Por tanto, se puede construir un refrigerador compacto con una proyección
5 mínima, por ejemplo desde una pared en la que está montado. El método preferente de distribución de agua a los canales húmedos de la pila del intercambiador de calor permite una humectación fiable y periódica de las superficies de los canales con disposición o capacidad para el lavado de contaminantes.

10

Reivindicaciones

1. Intercambiador de calor por evaporación indirecta en contracorriente (10), donde unos pasos húmedos y secos en contracorriente verticalmente adyacentes (14, 12) están orientados, durante el uso, en posición horizontal o aproximadamente horizontal, siendo humedecidos los pasos húmedos (14) por medios de humectación que aplican secuencialmente agua en dirección longitudinal a los pasos húmedos (14) a lo largo de la altura del intercambiador de calor (10), caracterizado porque dichos medios de humectación incluyen un dispositivo de suministro de agua adaptado para desplazarse en general en la dirección vertical del intercambiador de calor (10) para suministrar agua directamente a un númeropequeño del total de pasos húmedos (14) a la vez a lo largo de una cara de suministro de aire (51) del intercambiador de calor (10).
5
2. Intercambiador de calor por evaporación indirecta en contracorriente (10), donde unos pasos húmedos y secos en contracorriente verticalmente adyacentes (14, 12) están orientados, durante el uso, en posición horizontal o aproximadamente horizontal, siendo humedecidos los pasos húmedos (14) por medios de humectación que aplican secuencialmente agua en dirección longitudinal a los pasos húmedos (14) a lo largo de la altura del intercambiador de calor (10), caracterizado porque dicho dispositivo de suministro de agua comprende múltiples tubos (70) dispuestos verticalmente a lo largo de una cara de suministro de aire (51) del intercambiador de calor (10), teniendo dichos tubos (70) ranuras en los tubos orientadas hacia la cara de suministro de aire (51), y estando adaptado un tapón deslizante (76) para desplazarse en sentido ascendente y descendente por cada tubo ranurado (30) de modo que, cuando se suministra agua a la parte superior de cada tubo (70), el emplazamiento del tapón deslizante (76) en cada tubo (70) define dónde se suministra agua desde cada tubo (70) a los pasos húmedos (14) del intercambiador de calor (10).
15
20
25
30
3. Intercambiador de calor (10) según la reivindicación 1 o 2, caracterizado porque los pasos húmedos y secos (14, 12) están fabricados a partir de láminas corrugadas en las que un lado incluye un medio humectable y absorbente y el otro lado comprende una superficie, membrana o capa impermeable al agua.
35

4. Intercambiador de calor (10) según la reivindicación 1, 2 o 3, caracterizado porque los pasos húmedos y secos (14, 12) están fabricados a partir de una base de celulosa humectable y absorbente con una membrana impermeable aplicada en una de las superficies.
- 5 5. Intercambiador de calor (10) según la reivindicación 1, 2 o 3, caracterizado porque los pasos húmedos y secos (14, 12) están fabricados a partir de una lámina formada de modo impermeable al agua a la que se le aplica en una de sus superficies un medio que absorbe agua.
- 10 6. Intercambiador de calor (10) según la reivindicación 3, o según la reivindicación 4 o 5 cuando éstas dependen de la reivindicación 3, caracterizado porque las láminas corrugadas para producir cada paso (14, 12) se montan de modo que las corrugaciones de láminas verticalmente adyacentes se cruzan en un ángulo entre 20° y 70°.
- 15 7. Intercambiador de calor (10) según la reivindicación 6, caracterizado porque las láminas corrugadas de la parte superior y la parte inferior de cada paso (14, 12) están divididas en dos partes simétricas con respecto a una línea central esencialmente paralela a la dirección principal de la corriente de aire en cada paso (14, 12), correspondiendo el ángulo de corrugación de una parte a un ángulo complementario al ángulo de corrugación de la parte adyacente.
- 20 8. Intercambiador de calor (10) según la reivindicación 6 o 7, caracterizado porque las láminas corrugadas están fabricadas con las corrugaciones dispuestas en diseño angular en espiga simétricamente con respecto a una línea central de cada lámina respectiva.
- 25 9. Intercambiador de calor según cualquiera de las reivindicaciones anteriores cuando éstas dependen al menos de la reivindicación 2, que incluye cavidades o entrantes a lo largo de la cara de suministro de aire (51) configurados de modo que están adaptados a los tubos ranurados (30) para contener así el agua suministrada a los pasos del intercambiador de calor (14).
- 30 10. Intercambiador de calor según cualquiera de las reivindicaciones anteriores cuando éstas dependen al menos de la reivindicación 1, caracterizado porque el dispositivo de suministro de agua comprende un rociador de agua que se puede desplazar verticalmente y que está adaptado para

humedecer a la vez un pequeño número del total de pasos a lo largo de una cara de suministro de aire (51) del intercambiador de calor.

- 5
- 11.** Intercambiador de calor según la reivindicación 10, caracterizado porque el movimiento vertical del rociador de agua es continuo durante un ciclo de humectación.
- 12.** Intercambiador de calor según la reivindicación 10 u 11, caracterizado porque el rociador de agua suministra agua de forma continua durante un ciclo de humectación.
- 10
- 13.** Refrigerador por evaporación que incluye un intercambiador de calor por evaporación indirecta en contracorriente (10) según cualquiera de las reivindicaciones anteriores.
- 15
- 14.** Método de funcionamiento de un intercambiador de calor por evaporación indirecta en contracorriente (10) según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, incluyendo el intercambiador de calor (10) una pila vertical de pasos húmedos y secos alternativos esencialmente horizontales (14, 12), que consiste en humedecer cíclicamente a la vez en dirección longitudinal un pequeño número del total de dichos pasos húmedos (14) cuando dichos pasos húmedos (14) se aproximan a un estado de secado durante el flujo de aire a través del intercambiador de calor (10).

20

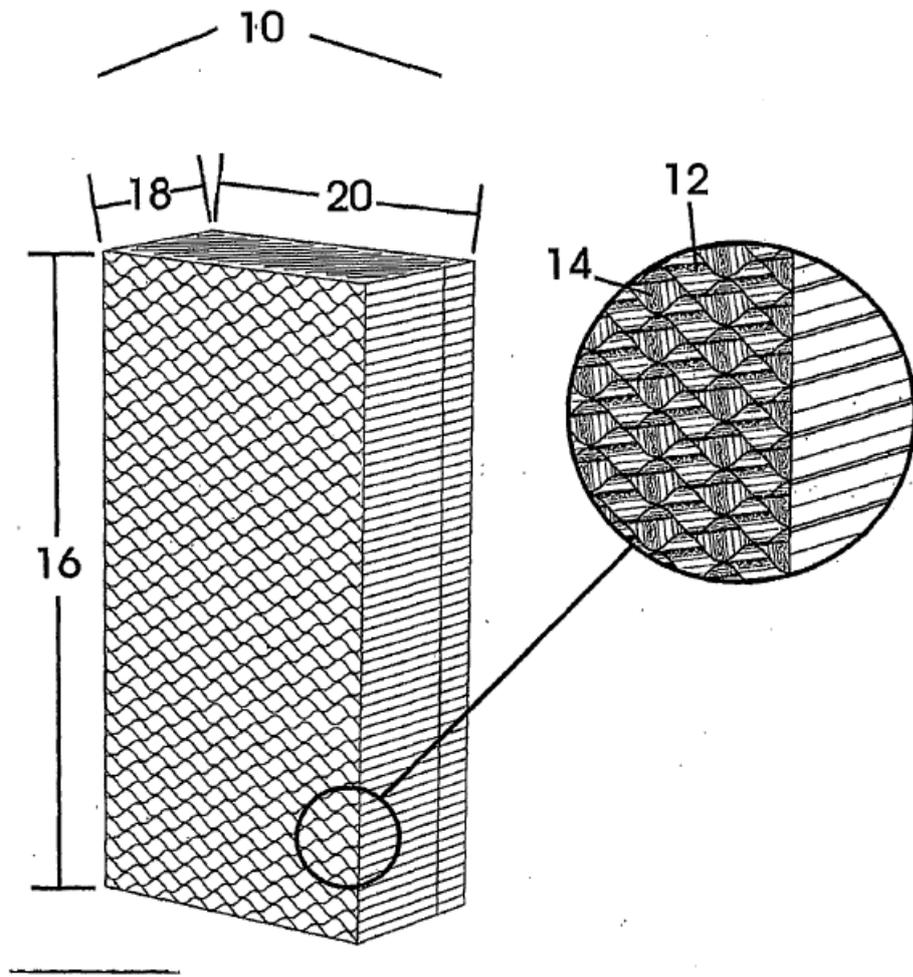


Figura 1

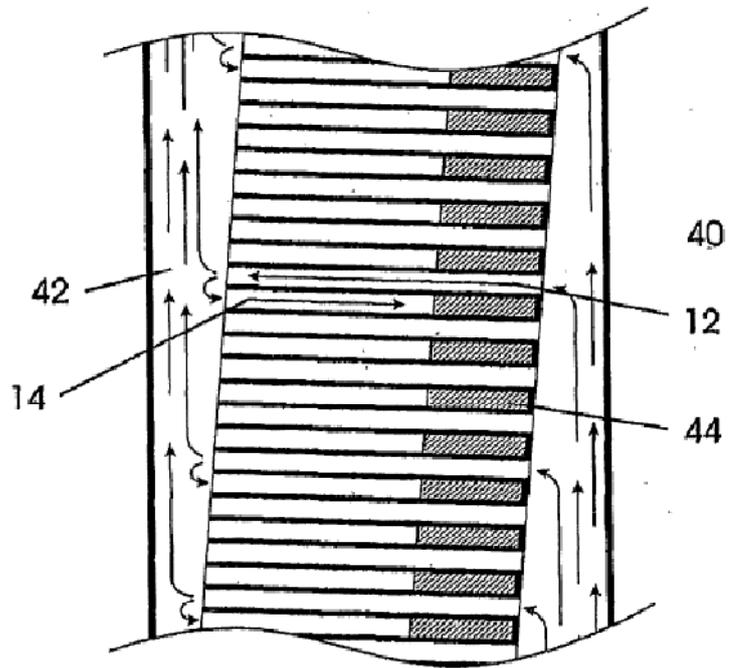


Figura 2

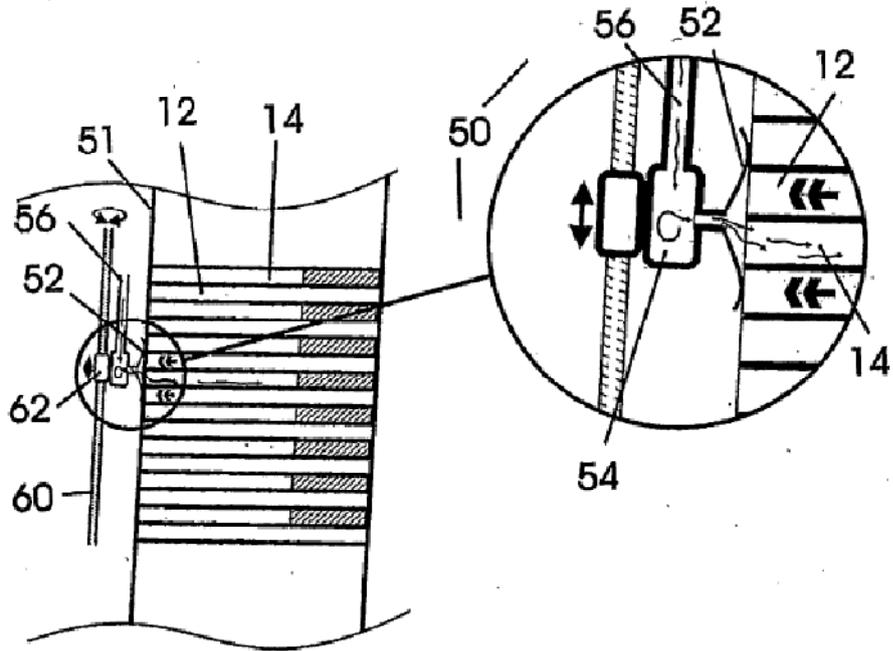


Figura 3

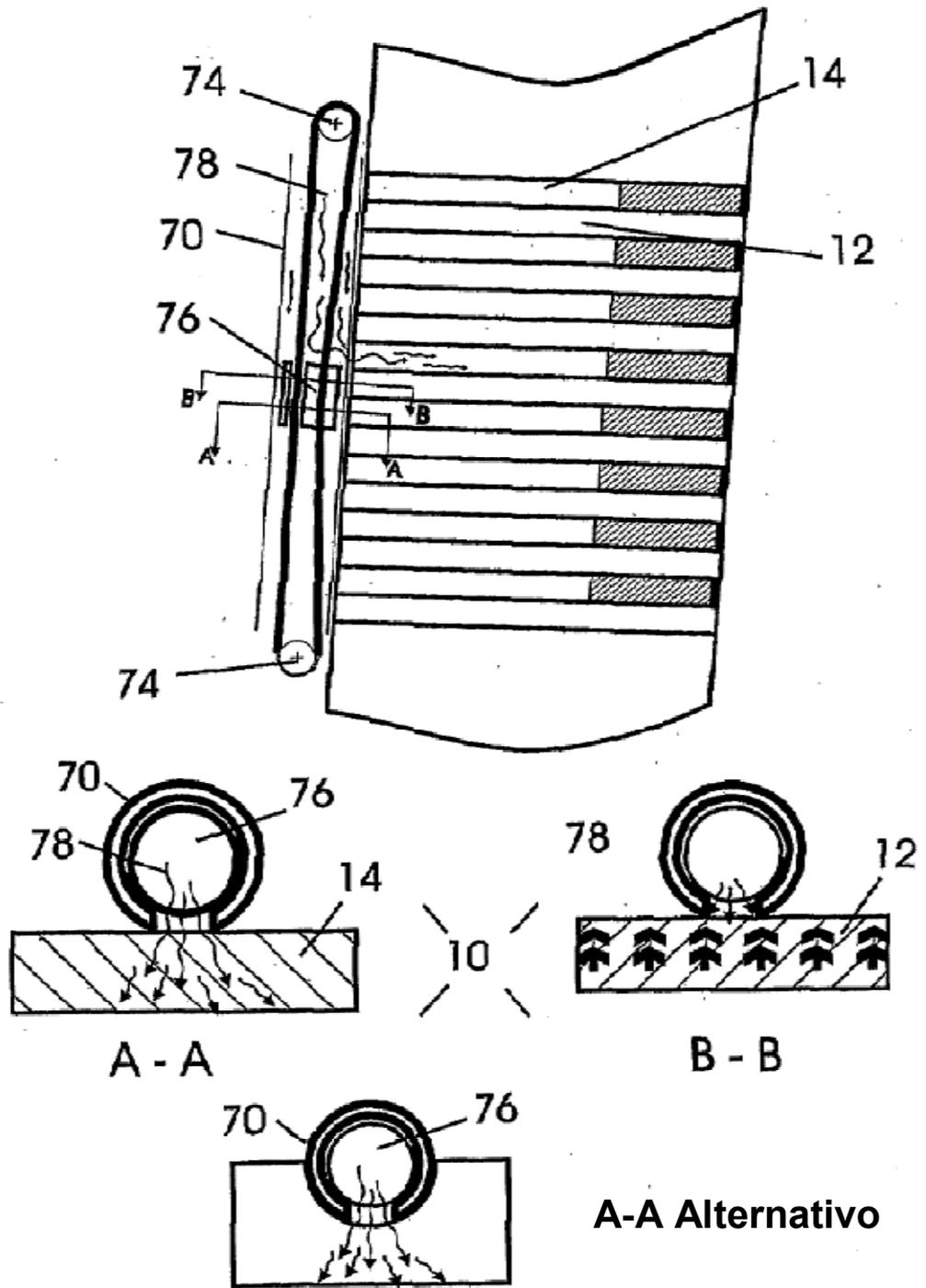


Figura 4

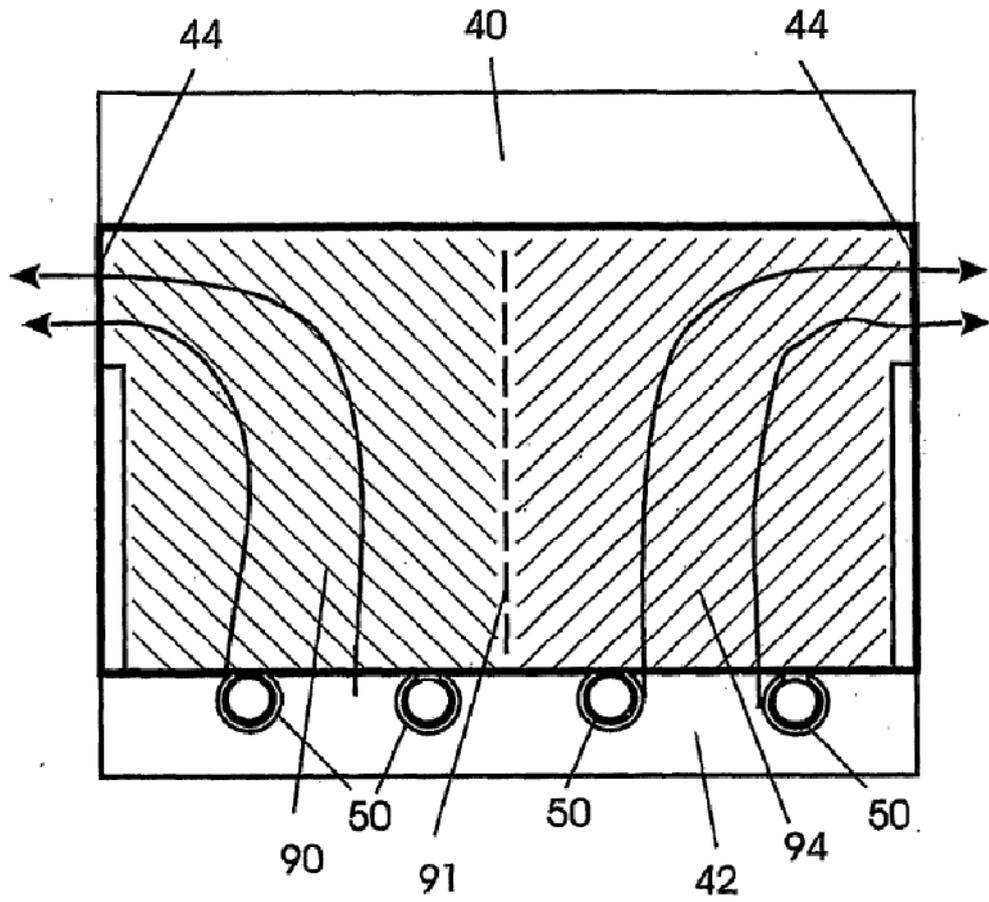


Figura 5