

MINISTERIO DE INDUSTRIA Y ENERGIA
Registro de la Propiedad Industrial



ESPAÑA

20 DIC 1978

ES

11
21
22

NUMERO

FECHA DE PRESENTACION

27-Junio-1.978

10 A1

Concedido el Registro de acuerdo con los datos que figuran en la presente descripción y según el contenido de la Memoria adjunta.

PATENTE DE INVENCION

⑩ PRIORIDADES: ⑪ NUMERO 811.211		⑫ FECHA 29-6-77	⑬ PAIS E.U.A.
⑭ FECHA DE PUBLICIDAD	⑮ CLASIFICACION INTERNACIONAL F28C, F25B	⑯ PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA	
⑰ TITULO DE LA INVENCION "UN REFRIGERADOR PERFECCIONADO PARA USO EN UN CICLO DE REFRIGERACION"			
⑱ SOLICITANTE (S) CARRIER CORPORATION		(645-1-18)	
DOMICILIO DEL SOLICITANTE Carrier Tower, P.O. 4800, Syracuse, Nueva York 13221, Estados Unidos de América			
⑲ INVENTOR (ES) Richard G. Lord, Rudy C. Bussjager y David F. Geary.			
⑳ TITULAR (ES)			
㉑ REPRESENTANTE DON ALBERTO DE ELZABURU MARQUEZ		(P.-69.107)	

1

ANTECEDENTES DEL INVENTOCampo del invento

El presente invento se refiere a unidades intercambiables de calor que están destinadas a tener un refrigerante circulando interiormente en un tubo y, simultáneamente, el fluido a refrigerar circulando exteriormente sobre el mismo tubo. Más específicamente, el presente invento se refiere a refrigeradores de expansión directa de elevado rendimiento, del tipo de envuelta y tubos.

5

10

DESCRIPCION DE LA TECNICA ANTERIOR

Los intercambiadores del tipo de envuelta y tubos se han empleado comúnmente para grandes aplicaciones comerciales de acondicionamiento de aire y de refrigeración, en las que un fluido en circulación, típicamente agua, es enfriado en el intercambiador de calor y, después de ello, es hecho circular dentro de la edificación a aquellas áreas específicas en las que se requiere refrigeración. Con frecuencia, un intercambiador térmico del tipo de envuelta y tubos es vendido como un componente de una unidad de refrigeración autónoma que tiene un ciclo convencional de refrigeración por compresión de vapor. En ella, el refrigerante pasa por un compresor, donde se incrementan su temperatura y su presión, y luego sigue a un condensador, donde es enfriado el refrigerante. Del condensador, el refrigerante circula a través de un dispositivo de control de la expansión, en el que se reduce la presión del refrigerante y, finalmente, el refrigerante pasa al intercambiador de calor del tipo de envuelta y tubos, en donde el refrigerante líquido cambia de estado, convirtiéndose en un refrigerante gaseoso que absorbe calor del líquido a enfriar en el proceso. Después, el

15

20

25

30

1 refrigerante gaseoso retorna al compresor, donde es comprimido de nuevo para comenzar el siguiente ciclo. Los intercambiadores de calor del tipo de envuelta y tubos han sido vendidos también por separado en la industria de la refrigeración, principalmente como unidades de enfriamiento de agua en maquinaria de refrigeración para instalaciones comerciales y oficinas.

5 El refrigerador o enfriador por expansión directa típico, tiene una multiplicidad de tubos paralelos, portadores de refrigerante, montados entre colectores que comunican con conductos de entrada y de salida dentro de un alojamiento cilíndrico. El refrigerante es hecho circular por los tubos, mientras que el fluido a enfriar es hecho circular sobre los tubos. El refrigerante cambia de estado dentro de los tubos del intercambiador de calor a medida que absorbe calor del fluido a enfriar. El fluido, ahora enfriado, puede ser hecho circular para cumplir los necesarios requisitos de refrigeración de la instalación. Los intercambiadores de calor anteriores han utilizado tubos de cobre o de otro material con superficies interior y exterior lisas, denominados, más particularmente, tubos de superficie perfecta. Ha habido inserciones en forma de estrella, disponibles para crear aletas internas en los tubos pero, sin embargo, éstas han demostrado ser caras y no han sido aceptadas con éxito en la industria.

20 Desde hace cierto tiempo se conocen tubos con aletas interiores helicoidales, integrales, y estos han sido objeto de las siguientes patentes norteamericanas: 3422518, 3622403, 3622582, 3750709 y 3776018. Otras patentes norteamericanas relativas a tubos metálicos con aletas inter

1 nas, incluyen la patente de Laine nº 511900; la patente de
Rieger nº 3768291, la de Luca nº 3580026, la de Issott
nº 3118328, la de Hill nº 3292408, la de Koch y colaborado-
res nº 3298451, la de Nakamura y colab. nº 3830087, la de
5 Davis nº 1465073, la de Lampart nº 1985833, la de Diescher
nº 1989507, la de Hackett nº 2392797, y la de Garand nº
2387544.

Los tubos con aletas internas han estado comercial-
mente disponibles durante muchos años. El ensayo anterior
10 de estos tubos en un intercambiador típico de envuelta y
tubos sólo ha ofrecido una mejora menor en el rendimiento
global de la unidad. Este ensayo anterior se realizó susti-
tuyendo un tubo de superficie lisa existente por un tubo
aleteado interiormente. Se ha descubierto ahora que el uso
15 eficaz de un tubo aleteado interiormente requiere una caída
de temperatura en la longitud del circuito de tubos, menor
que la caída de temperatura en un circuito de tubos lisos
normal. Además, el tubo aleteado interiormente muestra una
mejora despreciable, si la muestra, en el rendimiento global
20 cuando es hecho trabajar con la misma caída de temperatura
en el circuito de tubos que en el caso de un tubo liso. En
consecuencia, para obtener la elevada eficacia deseada de
un tubo aleteado interiormente es necesario seleccionar el
circuito interno en el intercambiador de calor de manera
25 que la caída de temperatura a través del circuito sea con-
siderablemente menor que a través de un circuito similar
con tubos lisos.

Se ha encontrado además que los tubos con aleteado
interior de la técnica anterior pueden tener un ángulo de
30 hélice limitado, siendo éste el ángulo que la aleta forma

1 con el eje geométrico del tubo, a aproximadamente 15°. Se
ha encontrado, asimismo, que el rendimiento del tubo mejora
si se incrementa este ángulo; de hecho, el rendimiento del
tubo es máximo con ángulos considerablemente mayores que
5 20°.

Con el fin de hacer un uso eficaz de los tubos con
aleteado interior, se ha encontrado necesario incrementar
el ángulo de la hélice de la aleta interior y hacer funcio-
nar al intercambiador de calor con una caída de temperatura
10 en el circuito del refrigerante que sea mucho menor que la
previamente utilizada. Observando las condiciones anteriores,
es posible, con tubo aleteado interiormente, incrementar sus
tancialemtne la capacidad de intercambiadores de calor del
tipo de envuelta y tubos ya existentes cambiando el circui-
15 to dentro del intercambiador para obtener como resultado la
caída de temperatura apropiada y cambiando el ángulo de la
hélice dentro de los tubos para hacer máxima su eficacia de
intercambio térmico. Este incremento de rendimiento se con-
sigue con un incremento muy pequeño del coste y con muy po-
20 co tiempo de montaje adicional requerido.

RESUMEN DEL INVENTO

Un objeto del invento es hacer funcionar un inter-
cambiador térmico del tipo de envuelta y tubos con tubos
aleteados interiormente, de elevado rendimiento, tales que
25 la caída de temperatura a través del circuito del refrige-
rante se encuentra dentro de un margen para utilizar por
completo el rendimiento incrementado que puede obtenerse con
los tubos aleteados interiormente.

Un objeto más específico del presente invento es
30 utilizar un tubo con aleteado interior en un intercambiador

1 térmico del tipo de envuelta y tubos, en el que dicho tubo
tiene un ángulo de hélice suficiente para optimizar el coe
ficiente de intercambio térmico de los tubos.

5 Todavía otro objeto del invento es proporcionar
un aparato para hacer que los intercambiadores térmicos
actuales del tipo de envuelta y tubos sean más eficaces y
para incrementar la capacidad de estos intercambiadores
térmicos sin aumentar sustancialmente el coste.

10 Otros objetos serán evidentes a partir de la
siguiente descripción y de las reivindicaciones adjuntas.

Los objetos anteriores se consiguen, de acuerdo
con la realización preferida del invento, proporcionando un
intercambiador térmico del tipo de envuelta y tubos con una
multiplicidad de tubos paralelos, aleteados interiormente,
15 dispuestos de tal manera que el circuito del refrigerante
tenga la longitud apropiada, de modo que la caída de tempe
ratura del refrigerante en el circuito no supere los $2,77^{\circ}\text{C}$
y, óptimamente, se encuentre en el margen de $1,66^{\circ}$ a $2,22^{\circ}$
en condiciones de plena carga. Específicamente, se propor
20 ciona este margen de caída de temperatura disminuyendo la
longitud total del circuito respecto a la longitud utiliza
da con tubos lisos, largos. Dentro del intercambiador térmi
co se emplea un tubo con aleteado interior integral, tenien
do dicho tubo un ángulo de hélice entre las aletas y el eje
25 geométrico del tubo de al menos 20° y comprendido, óptima
mente, en el margen de 20° a 45° . La combinación del tubo
aleteado interiormente con el mayor ángulo de hélice y el
funcionamiento del intercambiador térmico con la caída de
temperatura inferior en la longitud del circuito, actuan
30 conjuntamente para proporcionar un intercambiador térmico

1 sumamente eficaz.

BREVE DESCRIPCION DE LOS DIBUJOS

La fig. 1 es una vista en alzado parcial de un intercambiador térmico del tipo de vuelta y tubos.

5 La fig. 2 es una vista en alzado recortada de un tubo con aleteado interior integral.

La fig. 3 es una gráfica de la capacidad en kcal. por hora en función de la caída de temperatura de refrigerante saturado a lo largo del circuito, para un tubo de superficie lisa y para dos tubos aleteados interiormente.

10 La fig. 4 es una gráfica del coeficiente de transmisión de calor medio de un tubo aleteado interiormente, en función del ángulo de la hélice de las aletas en grados.

15 La fig. 5 es una gráfica del coeficiente de transmisión de calor de un tubo aleteado interiormente, en función del ángulo de la hélice de las aletas, cuando el refrigerante dentro de los tubos tiene una calidad del 90% de vapor.

DESCRIPCION DE LA REALIZACION PREFERIDA

20 La realización del invento que se describe en lo que sigue está destinada a utilizarse en un intercambiador térmico de expansión directa, aunque ha de entenderse que el invento encuentra la misma aplicación en otras formas de unidades de intercambio térmico y en otras formas de uso de tubos con aleteado integral. El intercambiador térmico del tipo de envuelta y tubos descrito en lo que sigue está diseñado para emplearse como evaporador en el sistema de refrigeración convencional por compresión de vapor con expansión directa. En un sistema de esta clase, el compresor comprime un refrigerante gaseoso, frecuentemente R-12 (triclorotrifluo

1 rometano) o R-22 (diclorodifluorometano), que es hecho cir-
cular luego a través de un condensador, en donde es enfria-
do y licuado, y luego a través de un dispositivo de control
de la expansión, al lado de baja presión del sistema. Al
5 circular al lado de baja presión del sistema, el refrigeran-
te se evapora dentro del intercambiador térmico del tipo de
envuelta y tubos a medida que absorbe calor del fluido a en-
friar, cambiando de fase y pasando de ser en parte líquido
y en parte vapor a ser vapor recalentado. El vapor recalenta-
do pasa al compresor para completar el ciclo.

Haciendo ahora referencia a los dibujos, la fig. 1
muestra una vista en alzado parcial de un intercambiador
térmico del tipo de envuelta y tubos, típico, denominado
también refrigerador, que tiene una pluralidad de tubos 20.
15 Los tubos están montados en placas de tubos 56 en cada extre-
mo del intercambiador térmico. Típicamente, hay previsto un
soporte de tubos intermedio, constituido por el uso de ta-
biques que sirven también para dirigir el flujo del líquido
enfriado por los tubos perpendicularmente al haz de tubos,
20 en forma repetida. En la envuelta o cuerpo 10 hay prevista
una entrada 12 para fluido, para la entrada del fluido a en-
friar, entrando dicho fluido por la entrada 12, pasando so-
bre los tubos 20 y saliendo luego de la envuelta por una sa-
lida 14 para fluido. El fluido, usualmente agua, etilengli-
col, agua de mar u otra salmuera, es enfriado por el refri-
gerante contenido dentro de los tubos 20 a medida que pasa
25 a través del intercambiador térmico.

Una entrada 16 para refrigerante conecta el inter-
cambiador térmico con el dispositivo de control de la expan-
sión (no ilustrado) dentro del sistema de refrigeración por
30

1 compresión de vapor. El refrigerante entra por la entrada
16 al colector de entrada 22. Como se muestra en la fig. 1,
el refrigerante pasa luego a lo largo de un tubo al colector
de salida 30. Ambos colectores están divididos en comparti-
5 mientos para dirigir el refrigerante de una pasada del re-
frigerante por el intercambiador térmico a la siguiente pasa-
da. El número de pasadas específicas que el refrigerante rea-
liza de un lado al otro del intercambiador térmico, consti-
tuye un circuito. Con fines de sencillez, en la fig. 1 sola-
10 mente se muestra un circuito de tubos, pero, sin embargo,
los intercambiadores térmicos normales, del tipo de envuel-
ta y tubos, tienen muchos circuitos paralelos, conectando
los colectores cada circuito con las diversas etapas. Placas
de tubos 56 están previstas en cada extremo del refrigerador
15 ilustrado en la fig. 1 para asegurar los extremos de los tu-
bos. Dentro de la envuelta están previstos tabiques 19 para
sostener los tubos y dirigir el fluido a enfriar a través
del refrigerador.

Más particularmente, el refrigerante procedente del
20 colector de entrada 22 entra desde la boquilla de entrada
16 al primer compartimiento 24 del colector de entrada. Des-
de el compartimiento 24, el refrigerante pasa por un tubo
al primer compartimiento 32 de salida, luego vuelve por otro
tubo y a través del segundo compartimiento de entrada 26, lue-
25 go a través de un tercer tubo al segundo compartimiento de
salida 34, luego a través de un cuarto tubo al tercer compa-
rtimiento de entrada 28, y luego por un quinto tubo, final,
al tercer compartimiento 36 de salida y, después, a la sali-
da 18 para refrigerante conectada con el compresor (no re-
30 presentado) del sistema de compresión de vapor. La longitud

1 de cualquier circuito particular está determinada por la longitud de los tubos en cualquier fila dada entre los colectores, la distancia recorrida dentro de los colectores, y el número de tubos del circuito particular.

5 La fig. 2 ilustra una vista recortada de un tubo con aletas interiores integrales. Como puede verse en ella, las aletas están formadas en la superficie interior del tubo formando un ángulo la dirección de la aleta y el eje geométrico 42 del tubo, denominándose dicho ángulo "ángulo de la hélice". Las aletas 44 se muestran formando un ángulo 40 de la hélice con el eje geométrico 42.

10 La fig. 3 es una gráfica que muestra el rendimiento con diversas caídas de temperatura, de tubos de superficie lisa frente a tubos aleteados interiormente. Como puede verse en la fig. 3, la línea 50 que representa el rendimiento de un tubo de superficie lisa en comparación con la caída de temperatura a lo largo del circuito, indica que el rendimiento máximo para ese tubo está en el margen de caída de temperatura de 3,88°C a 4,44°C. Las curvas 52 y 54 de la fig. 3 muestran el rendimiento de dos tubos con aleteado interno separados, teniendo cada uno de ellos una capacidad máxima en el margen de caída de temperatura de 1,66°C a 2,22°C.

15 Es costumbre diseñar un intercambiador térmico del tipo de envuelta y tubos de modo que la caída de temperatura de diseño ocurra en condiciones de plena carga. Siempre que la unidad sea hecha funcionar a una carga inferior a plena carga, la caída de temperatura a través del circuito será menor, ya que se suministra menos refrigerante al circuito y, consecuentemente, la velocidad del refrigerante es menor. Como puede verse por la fig. 3, el máximo del tubo de

1 alto rendimiento en el margen de $1,66^{\circ}\text{C}$ a $2,22^{\circ}\text{C}$ es superior
al máximo del tubo liso en el margen de $3,88^{\circ}\text{C}$ a $4,44^{\circ}\text{C}$. Pue
de verse además que, cuando la unidad está funcionando en
una condición de carga parcial, el rendimiento del tubo con
5 aleteado integral es muy superior al del tubo liso. Con fre
cuencia, con cargas muy ligeras, la unidad puede funcionar
con una caída de temperatura tan pequeña como $0,27^{\circ}\text{C}$. A esa
caída de temperatura particular, la fig. 3 muestra una gran
diferencia entre el rendimiento del tubo aleteado interior-
mente y el del tubo liso.
10

Haciendo referencia ahora a la fig. 4 puede verse
en ella que el coeficiente de transmisión de calor del tubo
varía con el ángulo de la hélice de la aleta dentro del tu-
bo. De la gráfica, resulta evidente que para conseguir la
15 capacidad máxima de un tubo dado, el ángulo de las aletas
debe ser superior a 20° .

Se supone que el refrigerante que entra en un tubo
aleteado interiormente con un ángulo de la hélice superior
a los 20° , es hecho girar en torbellino en el interior del
20 tubo más deprisa que cuando el tubo tiene un menor ángulo
de la hélice en las aletas. El refrigerante entra en un in-
tercambiador térmico del tipo de envuelta y tubos, usualmen
te, en dos fases, una fase gaseosa con aproximadamente el
20% en peso y el 80% en volumen y una fase líquida, con
25 aproximadamente el 20% en volumen y el 80% en peso. La ac-
ción de torbellino comunicada a la mezcla refrigerante por
las aletas fuerza a que la fase líquida del refrigerante mo
je toda la superficie del tubo, dando como resultado un coe
ficiente de transmisión de calor total más elevado entre el
30 refrigerante y el tubo. Además, las aletas proporcionan un

1 área adicional en el interior del tubo, por lo que puede ser
transmitido más calor desde el tubo. Cuando se emplea una
aleta con menor ángulo de la hélice, el trayecto, a lo lar-
go del tubo, en que debe desplazarse el refrigerante antes
5 de completar un torbellino dentro del tubo, es mucho mayor
que cuando se incrementa el ángulo de la hélice. Aumentando
el efecto de torbellino, las paredes del tubo se mojan de
manera más uniforme que cuando se emplea un menor ángulo de
la hélice. Además, en las regiones de calidad de vapor muy
10 elevada: del intercambiador térmico, la cantidad mínima de
líquido que queda es forzada sobre las superficies del tubo
y alrededor de la superficie, dando como resultado que la
superficie del tubo se moje de manera más uniforme, reduciend
do el área no mojada por el líquido restante. Experimental-
15 mente, se ha demostrado que las regiones de calidad de va-
por elevada del tubo aumentan en gran manera en el rendi-
miento global con el aleteado interior. Este incremento del
rendimiento en las regiones de elevada calidad de vapor, es
particularmente útil porque permite que el circuito del re-
20 frigerante sea completado sin incluir una o dos pasadas so-
lamente para recalentar el refrigerante, dejando una longi-
tud de tubo adicional disponible para transmisión de calor
en la región de calidad de vapor más alta, más eficaz. La
fig. 5 ilustra una relación interpolada experimentalmente
25 entre el coeficiente de transmisión de calor y el ángulo de
la hélice de las aletas cuando el refrigerante es 90% vapor
y 10% líquido en peso. De esta gráfica, puede verse que exis-
te una marcada mejora en el coeficiente de transmisión de
calor cuando el ángulo de la hélice de la aleta excede de
30 20°.

1 Teóricamente, el mecanismo que da como resultado
el rendimiento global mejorado del tubo aleteado interior-
mente con una menor caída de temperatura, es función de va-
rios factores. Generalmente, el régimen de transmisión de
5 calor desde un elemento intercambiador de calor a otro ele-
mento, es igual al coeficiente total de transmisión de ca-
lor, multiplicado por el área de la superficie y por la di-
ferencia de temperaturas entre el fluido desde el que se
está transmitiendo calor y el fluido que está absorbiendo
10 el calor. Esta relación se representa típicamente en la ecua-
ción:

$$Q = A \times U \times \Delta T$$

En el tubo aleteado interiormente, la caída de tem-
peratura está determinada por las pérdidas por rozamiento,
15 que son función de la velocidad del refrigerante al cuadra-
do, y el cambio del coeficiente de transmisión de calor,
función de la velocidad del refrigerante elevado a 0,8. Por
tanto, a medida que aumenta la velocidad, el coeficiente de
transmisión de calor H se incrementa elevado a 0,8. Sin em-
20 bargo, al mismo tiempo, la diferencia de temperaturas (ΔT)
entre el refrigerante y el fluido que pasa a través del in-
tercambiador térmico se reduce debido a las pérdidas por ro-
zamiento dentro del tubo. La gráfica mostrada en la fig. 3
ilustra estos dos factores operando juntos. Puede verse que
25 con caídas de temperatura menores, el incremento del coefi-
ciente de transmisión de calor se regula y la capacidad glo-
bal aumenta a medida que la caída de temperatura aumenta,
partiendo de cero. Cuando la caída de temperatura continua
aumentando, el factor de pérdida por rozamiento en función
30 del cuadrado de la velocidad comienza el control y, eventual-

1 mente, produce un arco descendente en la gráfica en los márgenes de caída de temperatura más altos. Haciendo funcionar estos tubos de alto rendimiento en los márgenes inferiores de la gráfica representada en la fig. 3, es posible hacer
5 que el coeficiente de transmisión de calor sea el factor principal, permitiendo, por tanto, un rendimiento incrementado del tubo aleteado interiormente.

Un resultado del funcionamiento con una caída de temperatura inferior del circuito, es un aumento de la diferencia media entre la temperatura del refrigerante y la temperatura del líquido a enfriar. Aumentando esta diferencia (ΔT), se incrementa el régimen (Q) de transmisión de calor del tubo.
10

El invento descrito en esta memoria enseña el uso de tubos aleteados interiormente de elevado rendimiento dentro de un intercambiador térmico del tipo de envuelta y tubos, y el método óptimo de hacer funcionar una unidad de esta clase. Dentro del alcance y del espíritu del invento se encuentra hacer funcionar tal aparato, así como construir
15 tubos aleteados interiormente con ángulos de hélice apropiados para producir los resultados explicados en esta descripción.
20

El invento se ha descrito con detalle con referencia particular a una realización preferida del mismo, pero se entenderá que pueden efectuarse variaciones y modificaciones dentro del espíritu y el alcance del mismo.
25

1

REIVINDICACIONES

5

Los puntos de invención propia y nueva que se presentan para que sean objeto de esta solicitud de Patente de Invención en España, por VEINTE años, son los que se recogen en las reivindicaciones siguientes:

10

1ª.- Un refrigerador perfeccionado para uso en un ciclo de refrigeración que tiene un fluido a enfriar mediante un refrigerante, caracterizado por un tubo que tiene aletas integrales internas, helicoidales; medios para suministrar el refrigerante al tubo; medios para recibir el refrigerante desde el tubo; medios para dirigir el refrigerante a través del tubo desde los medios de suministro a los medios de recepción, formando cada uno de los medios directores un circuito de flujo separado, tal que la caída de temperatura a plena carga, debido a la configuración del tubo, no supere los 2,77°C, y medios para poner el fluido a enfriar en relación de intercambio térmico con el tubo portador de refrigerante, por lo que se transmite calor desde el fluido al refrigerante.

15

20

25

2ª.- El refrigerador de la reivindicación 1ª, en el que un tubo incluye un haz de tubos constituido por una pluralidad de tubos espaciados.

30

3ª.- El refrigerador de la reivindicación 2ª, en el que tubos aleteados interiormente están montados paralelamente entre sí, y los medios para poner el fluido a enfriar en relación de intercambio térmico con los tubos, incluyen un alojamiento o envuelta que encierra el haz de tubos a tra

1 -vés del que se hace pasar el fluido a enfriar.

4^a.- El refrigerador de la reivindicación 1^a,
en el que el ángulo de la hélice de las aletas del tubo,
está comprendido en el margen de 20° a 45°.

5 5^a.- El refrigerador de la reivindicación 1^a,
en el que la longitud del circuito es tal que la caída de
temperatura a plena carga está comprendida entre 1,66°C y
2,22°C.

10 6^a.- "UN REFRIGERADOR PERFECCIONADO PARA USO
EN UN CICLO DE REFRIGERACION".

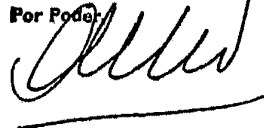
Tal y como se ha descrito en la Memoria que aq
tecede, representado en los dibujos que se acompañan y con
los fines que se han especificado.

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

Madrid, 18. AGO. 1978

P.A.

20 **Alberto de Elizaburu**
Por Poder



25

CARRIER CORPORATION

SPAIN

I/III

69107

471173

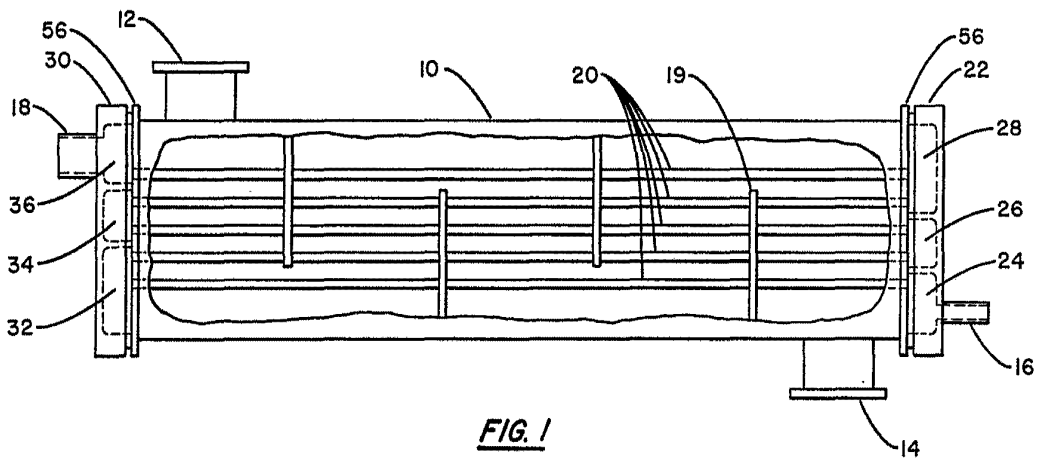


FIG. 1

Alberto Elzuru
Por Poder, *Elzuru*

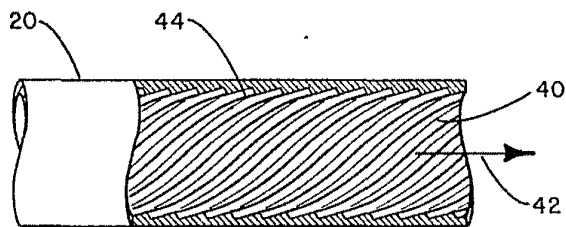


FIG. 2

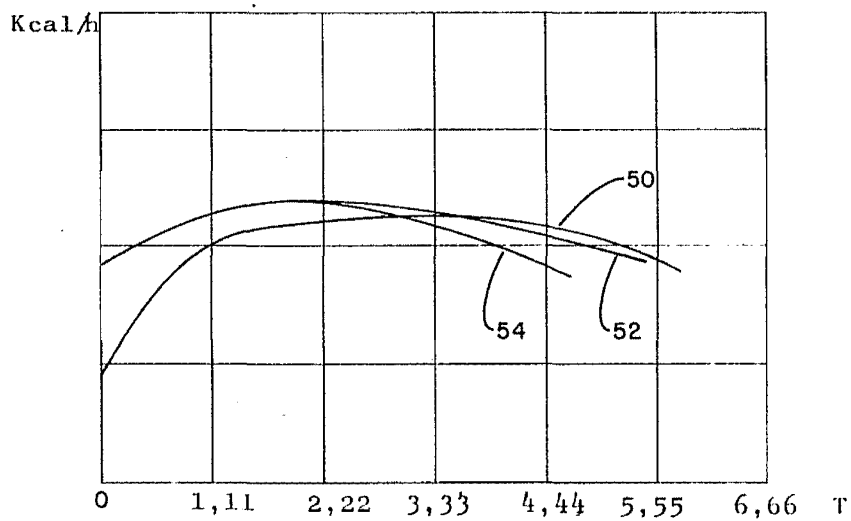


FIG. 3

Albert E. Elmer
For Feder,



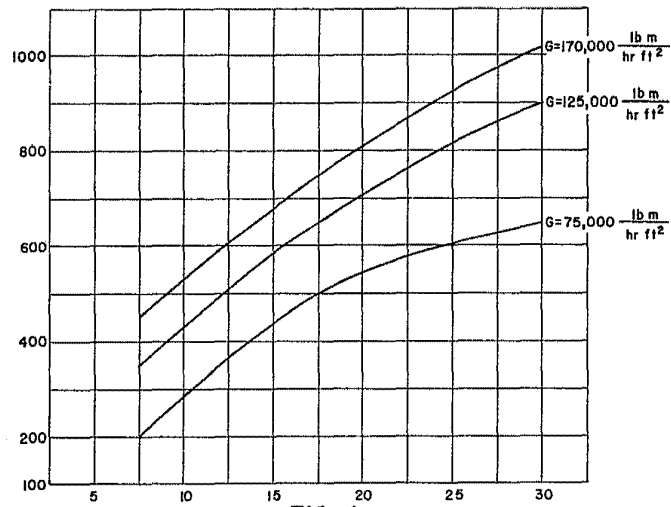


FIG. 4

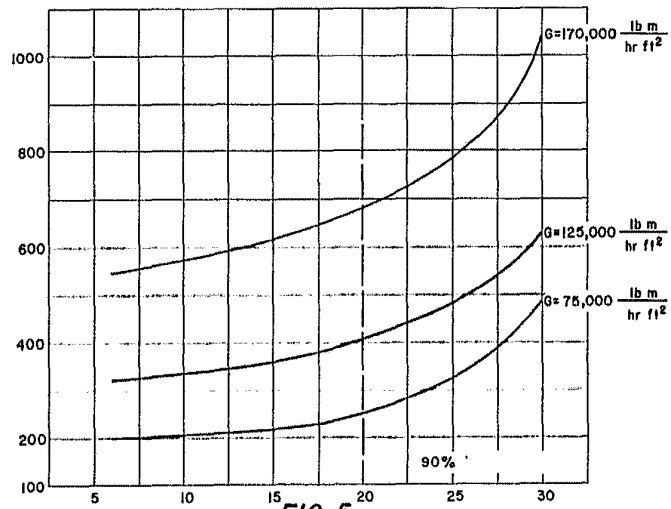


FIG. 5

Albert de Elizabeth
For Poeder