

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 643 324**

51 Int. Cl.:

**F28D 7/10** (2006.01)

**F28F 1/06** (2006.01)

**F28F 1/08** (2006.01)

**B21D 53/06** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **30.04.2010 PCT/EP2010/002656**

87 Fecha y número de publicación internacional: **04.11.2010 WO10124871**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **30.04.2010 E 10726891 (4)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **19.07.2017 EP 2425193**

54 Título: **Intercambiador de calor**

30 Prioridad:

**30.04.2009 EP 09159260**  
**29.05.2009 GB 0909221**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:  
**22.11.2017**

73 Titular/es:

**EATON INDUSTRIAL IP GMBH & CO. KG (100.0%)**  
**Airport Center Schönefeld, Mittelstrasse 5-5a**  
**12529 Schönefeld, DE**

72 Inventor/es:

**HILGERT, ANDREAS, RICHARD;**  
**KLUG, PETER, TOBIAS;**  
**ZAKRZEWSKI, THOMAS, ZENON y**  
**WALTER, LEONID**

74 Agente/Representante:

**ELZABURU, S.L.P**

**ES 2 643 324 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

**Campo técnico**

5 La invención está relacionada generalmente con el campo técnico de intercambiadores de calor y particularmente, pero no exclusivamente, con intercambiadores de calor internos y más particularmente los usados para sistemas de aire acondicionado para aplicaciones de automoción.

**Antecedentes**

10 Los sistemas de aire acondicionado de vehículos a motor, por ejemplo, frecuentemente están equipados con un denominado intercambiador de calor interno. Dichos intercambiadores de calor se pueden usar para aumentar el rendimiento de funcionamiento del sistema al precalentar el refrigerante suministrado al lado de succión de un compresor del sistema de aire acondicionado y al mismo tiempo enfriar el refrigerante (lado de líquido) que está siendo transportado a un dispositivo de expansión. Un ejemplo de un intercambiador de calor interior se describe en el documento DE10 2006 017 816 B4. Este documento describe un elemento de intercambiador de calor de aluminio extrudido en única pieza. En este se forman canales de perfil extrudido para transportar refrigerante tanto en lado de líquido como en lado de succión. Si bien los elementos extrudidos de intercambiador de calor de este tipo ofrecen altos niveles de intercambio de calor entre los lados de succión y de líquido, padecen ciertos inconvenientes: requieren mecanizado y/o limpieza antes de que se puedan usar; se debe usar soldadura de fusión o soldadura fuerte con el fin de conectar la línea de succión al perfil; y, la geometría del intercambiador de calor es fijada por la herramienta de extrusión, lo que significa que se deben desarrollar nuevas herramientas para nuevas aplicaciones que requieren diferentes perfiles de extrusión.

25 Con el fin de lograr una transferencia de calor deseada entre el lado de succión y el lado de líquido el intercambiador de calor debe tener un área dada de intercambio de calor. A veces el espacio es de calidad suprema, por ejemplo en aplicaciones de automoción. En tales casos es deseable poder usar intercambiadores de calor de dimensiones exteriores reducidas. Esto a menudo significa que se requiere formar o doblar el intercambiador de calor como tubería en forma de U o hasta otras formas de modo que pueda ser instalado en un espacio dado. Esto a su vez requiere que la tubería de intercambiador de calor sea diseñada de una manera suficientemente doblable de modo que pueda ser deformada sin aplastar sus canales de transporte de fluido. Además, también puede significar que el diámetro exterior del intercambiador de calor es limitado o restringido.

30 En vista de tal requisito de diseño, por lo tanto, sería deseable proporcionar un intercambiador de calor que venza al menos algunos de los problemas mencionados anteriormente.

35 Un intercambiador de calor y un método según el preámbulo de las reivindicaciones 1 y 9 se conocen por el documento US 4.194.560. Se forman trozos abollados alternadamente en la cara exterior del tubo interior. El tubo interior se encaja entonces dentro del tubo exterior para formar un espacio entre tubo exterior y tubo interior en donde fluye aceite en zigzag para asegurar la transferencia de calor. Debido a las abolladuras formadas en el tubo interior, el área en sección transversal del tubo interior se reduce con respecto al tubo original. Esto da como resultado una caída de presión más alta no deseable en el tubo interior. Además la mayor área de contacto descrita también aumenta la caída de presión de refrigerante entre el tubo exterior y el interior.

**Compendio**

40 Según la presente invención se proporciona un intercambiador de calor y un método para fabricar un intercambiador de calor como se define en las reivindicaciones adjuntas.

**Breve descripción de los dibujos**

Los aspectos, rasgos y ventajas anteriores y otros de la invención serán evidentes a partir de la siguiente descripción detallada de realizaciones ilustrativas que se han de leer en conexión con los dibujos adjuntos, en los que:

45 La figura 1 es un diagrama esquemático de un sistema acondicionador de aire para una aplicación en automoción que comprende un intercambiador de calor interno;

La figura 2 muestra una ilustración esquemática del intercambiador de calor interno mostrado en la figura 1 en una configuración en forma de U;

50 La figura 3a muestra una vista en perspectiva de un intercambiador de calor interno según una primera realización de la invención en su estado ensamblado pero antes de ser doblado hasta una configuración en forma de U;

La figura 3b muestra una fotografía del exterior de un intercambiador de calor interno según la primera realización;

La figura 3c muestra una fotografía del exterior de una sección del trozo deformado del tubo interior del

intercambiador de calor interno según la primera realización;

La figura 3d muestra una ilustración esquemática del exterior de una sección del trozo deformado del tubo interior del intercambiador de calor interno según la primera realización, que muestra más claramente su estructura helicoidal;

5 La figura 4 es una imagen que ilustra esquemáticamente parte del tubo interior del intercambiador de calor interno según una primera realización, que ilustra un método ejemplar para crear una estructura helicoidal en un trozo del tubo interior;

10 De la figura 5a a la figura 5c muestran vistas en sección transversal del intercambiador de calor interno según la primera realización, que ilustran perfiles alternativos ejemplares para el tubo interior de intercambiador de calor interno;

La figura 6 es una ilustración esquemática del flujo de refrigerante en el intercambiador de calor interno de la primera realización;

15 La figura 7 muestra parte de una imagen de la figura 4, que muestra cómo se pueden variar parámetros del tubo interior para lograr diferentes características de prestaciones del intercambiador de calor interno de la primera realización.

### Descripción detallada

20 Haciendo referencia ahora a los dibujos, se muestran en detalle varias realizaciones de la presente invención. Los dibujos no son necesariamente a escala y ciertos rasgos pueden estar exagerados para ilustrar y explicar mejor la presente invención. Además, las realizaciones presentadas en esta memoria no están pensadas para ser exhaustivas o limitar o restringir de otro modo la invención a las configuraciones precisas mostradas en los dibujos y descritos en la siguiente descripción detallada.

25 Haciendo referencia a la figura 1, se ilustra esquemáticamente un sistema acondicionador de aire 1 adecuado para uso en un vehículo a motor. El sistema acondicionador de aire 1 incluye un compresor 2, que puede ser impulsado, por ejemplo, por el motor térmico del vehículo o por un motor eléctrico separado o algo semejante. El compresor 2 tiene una entrada 4, conectada a una línea de baja presión 21, por medio de la cual el compresor 2 toma refrigerante a baja presión. El compresor 2 también tiene una salida 3, por medio de la que sale refrigerante presurizado, a una línea de alta presión 5. La línea de alta presión 5 lleva a un dispositivo de enfriamiento 6 en el que el refrigerante comprimido y así calentado es enfriado y condensado. Por lo tanto, al dispositivo de enfriamiento 6 también se le hace referencia como condensador. En este ejemplo, el refrigerante usado es R-134a que trabaja a baja presión.

30 En una salida 7 del dispositivo de enfriamiento, el refrigerante se descarga a otra línea de alta presión 8 que lleva a una entrada de alta presión 9 de un intercambiador de calor interno 11. El intercambiador de calor interno 11 tiene una salida de alta presión 12 que a su vez se conecta a una válvula de expansión 15 por medio de una línea de alta presión 14. La válvula de expansión 15 relaja el refrigerante que se introduce a un evaporador 16. El refrigerante se evapora en el evaporador 16 y, como resultado, absorbe energía térmica del ambiente; en este ejemplo, enfriando el  
35 aire suministrado al interior del vehículo a motor. El vapor de refrigerante resultante es transportado entonces desde el evaporador 16, por medio de una línea de baja presión 17, a la entrada de baja presión 18 del intercambiador de calor interno 11. Este vapor de refrigerante fluye a través del intercambiador de calor interno 11 en dirección a contracorriente del refrigerante que está siendo alimentado a través de la entrada de alta presión 9. Al hacerlo, el vapor de refrigerante enfría el refrigerante presurizado, así él mismo se calienta. El vapor de refrigerante se  
40 descarga, habiéndose calentado, en la salida de baja presión 19 del intercambiador de calor interno 11. Entonces es conducido, por medio de una línea de baja presión 21, a la entrada 4 del compresor 2.

45 El intercambiador de calor interno 11 permite que sea aumentada la temperatura del refrigerante que fluye al compresor 2, que a su vez aumenta la temperatura del refrigerante en la salida 3 del compresor. Por lo tanto, el dispositivo de enfriamiento 6 libera una mayor cantidad de energía térmica. Al mismo tiempo, el intercambiador de calor interno 11 reduce la temperatura del refrigerante alimentado al evaporador 16, proporcionando así una mejor transferencia de calor entre el evaporador 16 y el aire ambiente. De esta manera, el intercambiador de calor interno 11 puede ser usado para aumentar el rendimiento del sistema acondicionador de aire.

50 La figura 2 muestra una ilustración esquemática adicional del intercambiador de calor interno 11. En este ejemplo, se muestra como tubería doblada en forma de U 22. Se apreciará que la forma exacta del intercambiador de calor dependerá de su aplicación. Sin embargo, en ciertas aplicaciones, pero no todas, se requiere doblar el intercambiador de calor 11. Cuando se requiera, el tubo coaxial debe poder doblarse suficientemente sin provocar que los canales de flujo de fluido o conductos se aplasten o rompan. La tubería doblada 22 tiene dos patas 23, 24, que se doblan alejándose una de otra en sus extremos superiores.

55 La entrada de alta presión 9 y la salida de alta presión 12 están en conexión de fluidos con el resto del sistema 1 en la posición 26a. La entrada de baja presión 18 y la salida de baja presión 19 del intercambiador de calor interno 11 están en conexión de fluidos con el resto del sistema 1 en la posición 26b. Como se puede ver de la figura, las

posiciones 26a y 26b se ubican en las terminaciones, o relativamente cerca de estas, de los extremos superiores de la tubería doblada 22.

Haciendo referencia ahora a las figuras 3a-3d, se describirá más en detalle la estructura del intercambiador de calor interno 11. La figura 3a muestra una vista en perspectiva del intercambiador de calor interno 11 de una primera realización en su estado ensamblado pero antes de ser doblado a su configuración final en forma de U. Como se puede ver en la figura, el intercambiador de calor interno 11 incluye un tubo exterior 30 y un tubo interior 32, del que trozos extremos 32a y 32b son visibles en esta figura. Tanto el tubo exterior 30 como el tubo interior 32 están diseñados como conductos de refrigerante. El tubo interior 32 se ubica dentro y discurre la longitud entera del tubo exterior 30. Los diámetros interno y externo del tubo exterior 30 son de 18 mm y 20 mm, respectivamente. Los diámetros interno y externo de las partes del tubo interior 32 que se extienden más allá del tubo exterior 30 y se pueden ver en la figura son de 12 mm y 15 mm, respectivamente. Se entenderá que las dimensiones del tubo exterior 30 y el tubo interior 32 se seleccionan para una aplicación dada y por lo tanto cambiarán dependiendo de la aplicación. El diámetro interior del tubo exterior 30 puede ser de 9-19 mm para aplicaciones de automoción o de coches, 20-39 mm para aplicaciones de autobuses y 23-50 mm para aplicaciones de trenes. En un ejemplo que tiene R-134a como refrigerante, el tubo exterior es de diámetro exterior de 24 mm con un diámetro interior de 20 mm. El material de partida, o tubo base, para el tubo interior es de 18 mm de diámetro exterior con un diámetro interior de 15 mm.

En la figura también se muestra la entrada de alta presión 9 y la salida de alta presión 12 del intercambiador de calor interno 11. Cada una de estas se conecta a un orificio adecuado en el tubo exterior 30 usando un proceso convencional tal como soldadura de fusión o soldadura fuerte. Los puntos de soldadura tienen la referencia 34 en la figura. De esta manera, se forma una conexión de fluido entre la entrada de alta presión 9 y la salida de alta presión 12 por medio del tubo exterior 30. Los orificios de conexión pueden ser mecanizados, o fabricados de otro modo usando cualquier proceso conveniente. De esta manera, el tubo exterior 30 puede ser usado como manguito de conexión que permite reducir los costes de sistema. Los puntos extremos 36 del tubo exterior 30 se unen al tubo interior 32 para asegurar que la unión se sella eficazmente contra fuga del refrigerante. De nuevo se puede usar un proceso convencional; por ejemplo anillos tóricos, engarce y/o soldadura de fusión o soldadura fuerte. La figura 3b muestra una fotografía de un ejemplo de un intercambiador de calor interno 11 similar al mostrado en la figura 3a

En la figura el tubo interior 32 tiene trozos extremos 32a y 32b que son circulares. Estas forman respectivamente la entrada de baja presión 18 y la salida de baja presión 19 del intercambiador de calor interno 11. En este ejemplo, los trozos extremos 32a y 32b son material de tubo base sin modificar. Por lo tanto los trozos extremos 32a y 32b se pueden configurar para tener las longitudes requeridas para proporcionar la función de los tubos de baja presión 21 y 17, mostrados en la figura 1. Esto a su vez significa que no se necesitan tubos de conexión de lado de succión; obviando así la necesidad de procesos de conexión costosos, tales como soldadura de fusión y eliminando el riesgo de fuga de refrigerante en tales puntos de conexión.

Entre los trozos extremos 32a y 32b del tubo interior 32 hay un trozo central 32c que se ha deformado hasta una forma helicoidal a lo largo de su eje longitudinal. Una fotografía del exterior de una sección del trozo deformado 32c del tubo interior del intercambiador de calor interno 11 según la primera realización se muestra en la figura 3c. El trozo central 32c puede ser deformado usando cualquier procedimiento de deformación conveniente. En el presente ejemplo se deforma a través de un proceso de pinzamiento repetido. Sin embargo, se pueden usar otros aparatos o procesos de deformación, tales como una prensa o martillo. En este ejemplo, el proceso de pinzamiento se implementa usando superficies de pinzamiento opuestas conformadas para lograr el perfil exterior deseado del trozo 38b. Las marcas 38a dejadas en la superficie exterior del trozo deformado 32c por la acción del proceso de pinzamiento se pueden ver en la figura 3c. Además, en la figura 3c se puede ver que el trozo deformado 32c tiene un perfil helicoidal. Este perfil helicoidal se puede ver más claramente en la ilustración esquemática de una sección del trozo 32c ilustrada en la figura 3d.

Haciendo referencia a la figura 4, ahora se describirá el método para fabricar la hélice elíptica del trozo central 32c, según este ejemplo. La figura 4 muestra una imagen que ilustra esquemáticamente una parte del tubo interior 32, que incluye parte del trozo central 32c, dispuesta en torno a su eje longitudinal 42. Como se puede ver en la figura, el extremo izquierdo 32a del tubo interior 32 no está deformado y es circular en sección transversal. Adyacente al extremo izquierdo 32a del tubo interior 32 está el trozo 44a que ha sido deformado hasta una forma elíptica aproximada de dimensiones predeterminadas. Estas dimensiones pueden ser controladas usando los parámetros del proceso de deformación; por ejemplo la extensión lineal de la operación de pinzamiento y la forma, dimensiones y propiedades de material de las superficies de pinzamiento.

En la figura, el eje mayor 46a del trozo elíptico 44a se muestra orientado verticalmente. Cuando la pinza se retira del trozo 44a del tubo interior 32, se hace avanzar el tubo interior 32 una distancia predeterminada fija a lo largo de su eje longitudinal 42 para llevar el trozo 44b del tubo adyacente a las superficies de pinzamiento y se hace rotar el tubo interior 32 un ángulo fijo en una dirección dada en torno a su eje longitudinal; en este ejemplo 45 grados. Entonces se repite la operación de pinzamiento. Este proceso se repite entonces a lo largo de la longitud deseada del trozo central 32c del tubo interior 32, como se ilustra mediante los trozos deformadas 44b - 44f. De esta manera se puede formar una estructura helicoidal aproximada de aproximadamente paso helicoidal fijo y sección transversal elíptica aproximadamente constante. Con la excepción de su forma helicoidal, el trozo central 32c del tubo interior 32 está

libre o sustancialmente libre de salientes y es relativamente lisa en su dirección circunferencial y su dirección longitudinal. Los inventores han encontrado que este proceso de fabricación puede ser en gran medida automatizado usando una máquina dobladora configurada a radio de curvatura cero. Así, la creación de la estructura helicoidal del trozo central 32c del tubo interior 32 puede ser un proceso relativamente rápido y barato.

5 Una vez se forma el tubo interior 32, se ensambla con el tubo exterior 30, insertando el tubo interior 32 dentro del tubo exterior 30. El encaje entre el tubo interior 32 y el tubo exterior 30 puede ser cualquier encaje conveniente, tal como un encaje flojo o un leve encaje por interferencia. Así, el tubo interior 32 y el tubo exterior 30 se pueden ensamblar a mano o automatizarse. Entonces puede realizarse la soldadura de fusión o soldadura fuerte, que incluye engarce si se requiere, de los puntos extremos 36 del tubo exterior 30 al tubo interior 32. Esto se puede  
10 hacer en la región en la que las secciones extremas 32a y 32b no deformadas del tubo interior 32 hacen una transición al trozo deformado adyacente 32c.

La figura 5c muestra una vista en sección transversal, en la dirección de las flechas A-A mostradas en la figura 3a, del intercambiador de calor interno 11, e ilustra el tubo interior 32 y el tubo exterior 30 una vez ensamblados. Como se puede ver en la figura, el tubo interior 32 forma una elipse aproximada, cuyo eje mayor es aproximadamente igual al diámetro interno del tubo exterior 30; es decir, 18 mm. Se entenderá que el perfil en sección transversal del tubo interior 32 se podría variar para cumplir requisitos de intercambio de calor o con el fin de cumplir requisitos de fabricación. Por ejemplo como elipse, se podría usar como se ilustra en la figura 5a. Otros ejemplos podrían incluir una forma triangular o cuadrilátera, también se podría usar un cuadrado aproximado como se ilustra en la figura 5b. Ciertamente, se pueden contemplar otros perfiles en sección transversal, que tengan mayor número de lados.  
15

20 En este ejemplo mostrado en la figura 5c, el tubo interior 32 contacta en la superficie interior del tubo exterior 30 en los puntos 56a y 56b, formando así dos contactos sustancialmente lineales entre la superficie exterior del tubo interior 32 y la superficie interior de tubo exterior 30 que discurren toda la longitud de la estructura helicoidal del trozo central 32c del tubo interior 32. De esta manera, se forman dos canales de flujo de fluido de refrigerante 52a y 52b entre la superficie exterior del tubo interior 32 y la superficie interior del tubo exterior 30. Los canales de flujo de fluido 52a y 52b llevan refrigerante de lado de líquido. En algunas realizaciones se puede permitir cierto grado de conexión de fluido entre los canales de flujo de fluido 52a y 52b. La extensión de esta conexión de fluido permitida puede depender de la aplicación. Un tercer canal de flujo de fluido de refrigerante 50 se encuentra en el interior del tubo interior 32. El tercer canal de flujo de fluido de refrigerante 50 lleva refrigerante suministrado al lado de succión del compresor. Los tres canales de flujo de fluido de refrigerante discurren sustancialmente toda la longitud de la estructura helicoidal del trozo central 32c del tubo interior 32.  
25  
30

El tercer canal de flujo de fluido de refrigerante 50 tiene un área en sección transversal que es sustancialmente igual, o únicamente se reduce marginalmente, respecto al área en sección transversal del tubo circular base del que se forma, y del que se hace el resto del lado de succión, líneas de baja presión del sistema acondicionador de aire 1. Esto significa que la caída de presión provocada por unidad de longitud del canal de flujo de fluido 50 es sustancialmente la misma que, o no aumenta significativamente, respecto a la del tubo circular base del que se forma, tal como la línea de baja presión 21. Evitando una pérdida significativa de presión en el lado de succión del intercambiador de calor interno 11, puede evitarse una pérdida considerable en el rendimiento del sistema acondicionador de aire 1, especialmente en sistemas que funcionan a presiones inferiores.  
35

Adicionalmente, los inventores han descubierto sorprendentemente que la creación de la estructura helicoidal del trozo central 32c del tubo interior 32 no provoca una caída significativa o medible en la presión en el canal de flujo de fluido 50 respecto a un tubo perfilado correspondientemente sin estructura helicoidal. La sorprendente falta de caída de presión en el lado de succión del intercambiador de calor interno 11 de la presente realización puede contribuir fuertemente al rendimiento del sistema acondicionador de aire 1.  
40

Mientras en aplicaciones para las que el intercambiador de calor interno 11 de la presente realización se diseña para beneficiarse de que no haya caída significativa por unidad de longitud en la presión en el canal de flujo de fluido 50 respecto a un tubo perfilado correspondientemente sin estructura helicoidal, se apreciará que en otras aplicaciones de la invención se puede permitir una mayor caída de presión. Esto puede ser por ejemplo, aumento del 2 %, 5 % o 7 % respecto a un tubo perfilado correspondientemente sin estructura helicoidal. Sin embargo, en algunas realizaciones para ciertas aplicaciones, la caída de presión de lado de succión por unidad de longitud del intercambiador de calor interno 11 puede ser hasta el 30 % más alta que la de la línea de lado de succión normal. En otras realizaciones este dato puede ser 10 % o 20 %.  
45  
50

Se apreciará que en ciertos intercambiadores de calor conocidos, en los que el diseño provoca una caída de presión de este tipo, puede no ser fácil remediarlo. Una razón para esto es que las características técnicas del canal de flujo de fluido de baja presión del intercambiador de calor puede no ser fácilmente cambiado para vencer este problema. Por ejemplo, puede no ser posible cambiar el área en sección transversal del canal debido a restricciones de espacio o restricciones de doblez. Adicionalmente, esto puede no ser posible debido al hecho de que se pueden aumentar indebidamente los costes de fabricación debido a que se requieren más operaciones. Además, puede no ser posible cambiar la geometría interna o características de flujo del canal de flujo de fluido de baja presión dado que esto puede afectar negativamente a las características de intercambio de calor del dispositivo.  
55

Como se puede ver en la figura 5c, el área a través de la que se puede intercambiar calor entre el canal de flujo de fluido 50 y cada uno de canales de flujo de fluido 52a y 52b es grande, siendo aproximadamente equivalente a la mitad del área externa del tubo interior 32. Además, debido a la forma en sección transversal de los canales de flujo de fluido de refrigerante 52a y 52b el rendimiento de intercambio de calor entre el canal de flujo 50 y cada uno de los canales de flujo de fluido 52a y 52b se aumenta. Los canales de flujo de fluido 52a y 52b son aproximadamente en forma de media luna, teniendo una altura o grosor relativamente pequeños en la dirección radial y una longitud de contacto relativamente alta con la circunferencia externa del tubo interior 32. Esta longitud de contacto se ilustra, en el caso de canales de flujo de fluido 52a con la línea 58 en la figura. Se apreciará que esta línea de contacto proporciona una superficie convexa de transferencia de calor (la superficie externa del tubo interior 32) contra la que fluye el fluido en los canales de flujo de fluido 52a y 52b; y de ese modo una superficie grande y eficiente de intercambio de calor sobre la longitud de los canales de flujo de fluido 52a y 52b.

La figura 6 ilustra el flujo de refrigerante en el intercambiador de calor interno 11 según la presente realización. El refrigerante que fluye en el canal de flujo de fluido de refrigerante 50 tiene la referencia 60 y el refrigerante que fluye en los canales de flujo de fluido de refrigerante 52a y 52b tienen la referencia 62a y 62b, respectivamente. Como se puede ver en la figura, en este ejemplo el refrigerante que fluye en canales de flujo de fluido de refrigerante 52a y 52b sigue un camino helicoidal a lo largo del intercambiador de calor interno 11 y completa tres ciclos completos alrededor del fluido en el canal de flujo de fluido 50.

Se entenderá que variarán las características de intercambio de calor requeridas para aplicaciones diferentes. Por consiguiente, puede variarse la superficie de transferencia de calor de la presente realización. Claramente, las dimensiones exteriores, tales como longitud y diámetro, del intercambiador de calor interno se pueden variar donde el espacio lo permita. Donde esto no es posible o no se desea, se pueden variar parámetros del tubo interior 32 como se ilustra en la figura 7. La figura 7 ilustra parte de la imagen de la figura 4 que ilustra varios trozos deformados 44 del tubo interior 32; donde:

“a” = anchura de forma base, determinada por la altura de la forma base si el área en sección transversal es igual al tubo de base, o material inicial;

“b” = altura de la forma base:

“c” = profundidad de la forma base a lo largo del eje longitudinal del tubo interior 32

“d” = distancia entre dos deformaciones

“e” = ángulo entre eje de simetría de dos deformaciones

“f” = longitud del trozo recto de la forma base, que depende de “a” y “b” y es cero si la forma es elíptica.

La superficie de transferencia de calor, la velocidad de flujo y por lo tanto la transferencia de calor se puede ajustar modificando la geometría del tubo interior 32. Los parámetros “a”, “b” y “f” determinan la sección transversal de los canales de flujo de líquido 52a y 52b y por lo tanto la velocidad de flujo y el coeficiente de transferencia de calor. Los parámetros “c” y “e” determinan intercambio de calor, o longitud de contacto y por lo tanto la superficie de transferencia de calor de lado de líquido. En general: (i) el rendimiento del intercambiador de calor interno 11 puede ser aumentado disminuyendo “c” y “e”; es decir, aumentando el número de deformaciones por unidad de longitud del tubo interior 32 y disminuyendo la pendiente de la hélice; esta puede estar en el intervalo de 20 a 45 grados por ejemplo;

(ii) el rendimiento del intercambiador de calor interno 11 puede ser disminuido aumentando “c” y “e”; es decir, disminuyendo el número de deformaciones por unidad de longitud del tubo interior 32 y aumentando la pendiente de la hélice; esta puede estar en el intervalo de 45 a 90 grados por ejemplo.

Se apreciará que si el intercambiador de calor interno 11 se va a formar como tubería en forma de U u otra forma, el intercambiador de calor interno 11 debe tener suficiente estabilidad al doblarse. La estabilidad al doblarse del intercambiador de calor interno 11 puede ser aumentada disminuyendo el valor de parámetro “f”.

Se entenderá que las realizaciones descritas anteriormente ofrecen ciertas ventajas. Los contornos del tubo interior 32 se pueden colocar en cualquier sitio a lo largo de la longitud del tubo interior 32, o incluso a lo largo de únicamente una parte de ella. Además, la transferencia de calor se puede ajustar cambiando la geometría de la interfaz entre el tubo interior 32 y el tubo exterior 30, y esto se puede hacer sin cambiar significativamente el herramienta de formación, tales como una pinza, o el proceso usado. Esto proporciona considerable flexibilidad en términos de fabricación. Se pueden lograr aplicaciones de intercambiador de calor con diferentes criterios de prestaciones sin tener que modificar significativamente el proceso de fabricación o el utillaje. Como el tubo interior se puede hacer de material de tubo estándar, es de bajo coste. No se requieren extrusiones caras y no se necesitan tubos de conexión de lado de succión, lo que puede ayudar a asegurar que se simplifica la fabricación y se aumenta la fiabilidad del sistema. La flexibilidad a doblarse se puede ajustar alterando la geometría del tubo deformado. El tubo exterior 30 puede ser usado como manguito de conexión que además permite reducir los costes del sistema. A pesar del hecho de que el canal de baja presión puede ser particularmente grande, reduciendo la tendencia para la

caída de presión de lado de succión, se puede lograr un diámetro exterior relativamente pequeño.

5 También se entenderá que se pueden hacer diversos cambios a las realizaciones descritas anteriormente. Por ejemplo, si bien se han descrito los intercambiadores de calor internos de las realizaciones de manera que el fluido de alta y baja presión fluye a través en sentidos opuestos de calor, o “contracorriente”, estas realizaciones también se podrían implementar usando una implementación en la “misma dirección”. Además, si bien el refrigerante usado en las realizaciones descritas anteriormente es R-134a, igualmente se podrían usar otros refrigerantes. Por ejemplo, otros refrigerantes de baja presión que trabajan a altas presiones, tales como dióxido de carbono. Además, aunque las realizaciones descritas anteriormente se han descrito con respecto a aplicaciones de automoción, se apreciará que la invención puede ser aplicada a un amplio intervalo de otras aplicaciones. Estas pueden incluir por ejemplo, autobuses, camiones, trenes y aplicaciones no móviles. Adicionalmente, si bien las realizaciones descritas anteriormente se han descrito como que utilizan material de tubo base que es circular en sección transversal, se podrían usar otras secciones transversales, tales como secciones transversales elípticas.

15 La descripción anterior se ha presentado únicamente para ilustrar y describir realizaciones ejemplares de los métodos y sistemas de la presente invención. No se pretende que sea exhaustiva o que limite la invención a cualquier forma precisa descrita. Los expertos en la técnica entenderán que se pueden hacer diversos cambios, y equivalentes pueden ser sustituidos por elementos de las mismas sin apartarse del alcance de la invención. Adicionalmente, se pueden hacer muchas modificaciones para adaptar una situación o material particulares a las enseñanzas de la invención sin apartarse del alcance esencial. Por lo tanto, se pretende que la invención no se limite a la realización particular descrita como el mejor modo contemplado para llevar a cabo esta invención, sino que la invención incluirá todas las realizaciones que se encuentran dentro del alcance de las reivindicaciones. La invención puede ser puesta en práctica de otro modo que el explicado e ilustrado específicamente sin salir de su espíritu o alcance. El alcance de la invención está limitado solamente por las siguientes reivindicaciones.

**REIVINDICACIONES**

1. Un intercambiador de calor que comprende un conducto exterior y un conducto interior, dispuesto dentro y a lo largo del eje longitudinal del conducto exterior, el conducto interior y el conducto exterior están dispuestos para formar un canal de flujo de fluido entre la superficie interior del conducto exterior y la superficie exterior del conducto interior, el canal de flujo de fluido tiene una forma en sección transversal, en un plano sustancialmente perpendicular al eje longitudinal del conducto exterior, que es alargado siendo sustancialmente mayor en la dirección circunferencial del conducto exterior que en la dirección radial del conducto exterior, caracterizado por que el conducto interior tiene una pluralidad de zonas distribuidas a lo largo de su longitud axial en la que el conducto interior está deformado localmente, cada zona comprende (i) una región de dimensión exterior disminuida del conducto interior ubicado en una primera posición angular en un plano sustancialmente perpendicular a su longitud axial, y (ii) una región correspondiente de dimensión exterior aumentada del conducto interior en una segunda posición angular en un plano sustancialmente perpendicular a su longitud axial, la región de dimensión exterior disminuida correspondiente al canal de flujo de fluido y la región de dimensión exterior aumentada correspondiente a un punto de contacto entre los conductos interior y exterior, y que el canal de flujo de fluido se dispone en una forma helicoidal a lo largo del eje longitudinal del conducto exterior.
2. Un intercambiador de calor según la reivindicación 1, en donde el conducto interior se deforma de manera que tiene una forma en sección transversal, en un plano sustancialmente perpendicular al eje longitudinal del conducto exterior, que es sustancialmente ovalada (elipse no circular), triangular o cuadrilátero, que proporciona respectivamente dos, tres o cuatro canales de flujo de fluido separados respectivamente por dos, tres o cuatro puntos de contacto entre el conducto exterior y el conducto interior.
3. Un intercambiador de calor según la reivindicación 1 o 2, en donde la forma en sección transversal del canal de flujo de fluido es sustancialmente en forma de media luna.
4. Un intercambiador de calor según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, en donde la parte de la superficie exterior del conducto interior que define el canal de flujo de fluido presenta una superficie sustancialmente convexa al interior del canal de flujo de fluido.
5. Un intercambiador de calor según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4, en donde las deformaciones son deformaciones discretas.
6. Un intercambiador de calor según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 5, en donde las deformaciones no se superponen.
7. Un intercambiador de calor según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 5, en donde las deformaciones son continuas a lo largo del eje longitudinal del conducto interior.
8. Un intercambiador de calor según cualquiera de las reivindicaciones 1-7, en donde el conducto interior de refrigerante, a lo largo de la longitud del conducto exterior de refrigerante, comprende un área en sección transversal que es sustancialmente igual, o únicamente se reduce marginalmente, respecto a un conducto no deformado equivalente de modo que la caída de presión provocada por unidad de longitud del conducto interior de refrigerante es sustancialmente el mismo, o no aumenta significativamente, respecto a la caída de presión del conducto no deformado equivalente.
9. Un método para fabricar un intercambiador de calor que comprende un conducto exterior y un conducto interior dispuestos dentro y a lo largo del eje longitudinal del conducto exterior, el método comprende:
  - deformar localmente el conducto interior en una pluralidad de posiciones distribuidas a lo largo de su longitud axial, de manera que en cada posición se reduzca la dimensión exterior del conducto interior;
  - ensamblar el conducto interior deformado con el conducto exterior de manera que el conducto interior forma sustancialmente al menos dos contactos lineales con el conducto exterior y al menos dos canales de flujo de fluido sustancialmente separados entre la superficie interior del conducto exterior y la superficie exterior del conducto interior, caracterizado por aplicar una operación de deformación en el conducto interior de manera que en cada posición la dimensión exterior del conducto interior se reduce en una primera posición angular en un plano sustancialmente perpendicular a su longitud axial, y la dimensión exterior del conducto interior se aumenta en una segunda posición angular en un plano sustancialmente perpendicular a su longitud axial, y hacer rotar progresivamente el tubo interior respecto a la operación de deformación conforme el conducto interior se deforma en la pluralidad de posiciones a lo largo de su longitud axial, de manera que el canal de flujo de fluido en el intercambiador de calor ensamblado sigue un camino helicoidal a lo largo del eje longitudinal del conducto exterior.
10. Un método según la reivindicación 9, en donde la operación de deformación en cada una de la pluralidad de posiciones es una operación discreta, tal como una operación de pinzamiento o de impacto.
11. Un método según la reivindicación 9, en donde la operación de deformación en cada una de la pluralidad de posiciones es un proceso de deformación continua tal como laminación.



12. Un método según una cualquiera de las reivindicaciones 9 a 11, en donde el material de conducto base es un tubo de sección transversal sustancialmente circular.

5 13. Un método según una cualquiera de las reivindicaciones 9 a 12, en donde la operación de deformación utiliza uno o más elementos de deformación perfilados para proporcionar al conducto interior un perfil de sección transversal ovalada, triangular o cuadrilátera.

10 14. Método según cualquiera de las reivindicaciones 9 a 13, en donde la forma de hélice del conducto interior de refrigerante se fabrica fijando un tubo con una forma dada en sección transversal, preferiblemente una forma circular, en un ángulo fijo en una dirección dada del eje longitudinal del tubo; formando, preferiblemente sujetando o deslizando, el tubo fijado con el fin de crear una deformación local del tubo, rotando el tubo a otro ángulo fijo en una dirección dada de su eje longitudinal, rotando preferiblemente el tubo en etapas de 45°, deformando el tubo en una posición nueva a lo largo del eje longitudinal con el nuevo ángulo fijo, y repitiendo esta etapa hasta que se crea la forma deseada de hélice o espiral.

15. Método según cualquiera de las reivindicaciones 9 a 14, en donde la formación es automatizada usando una máquina dobladora configurada con radio de curvatura cero.

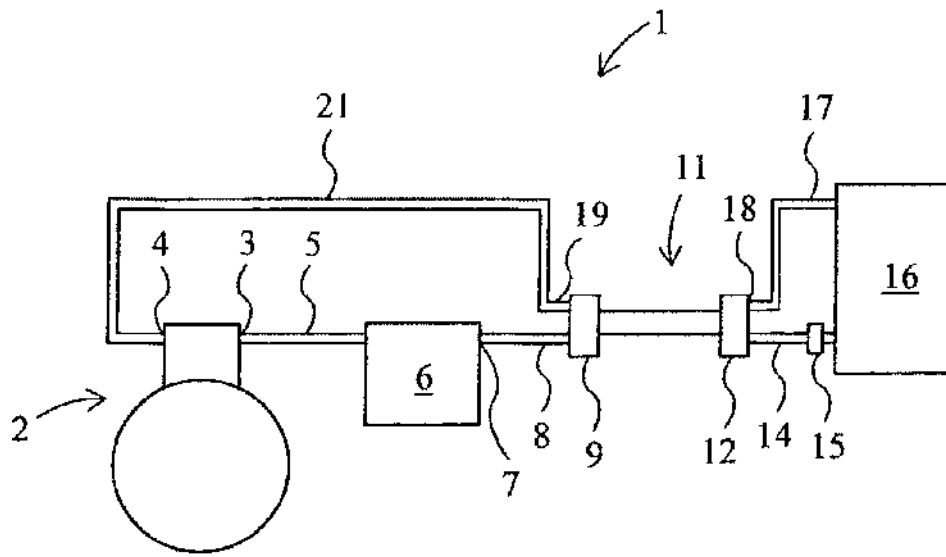


Fig. 1

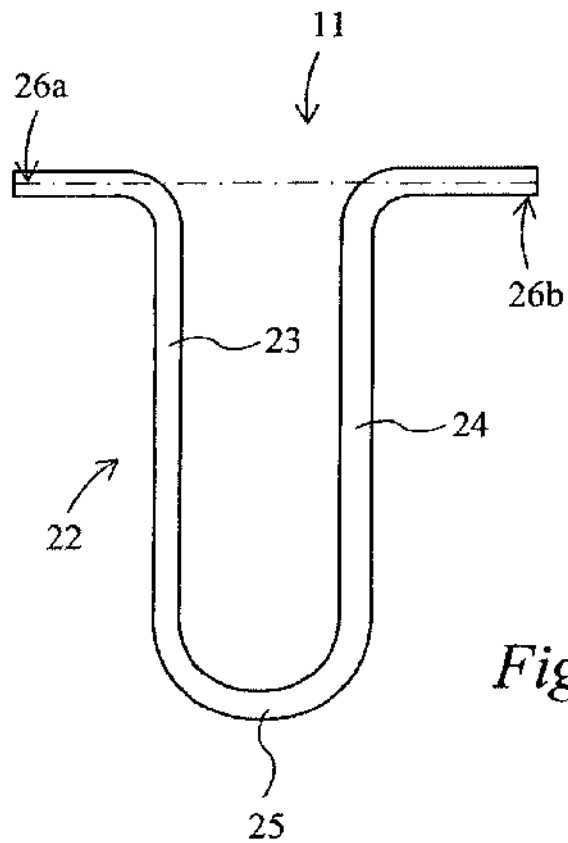
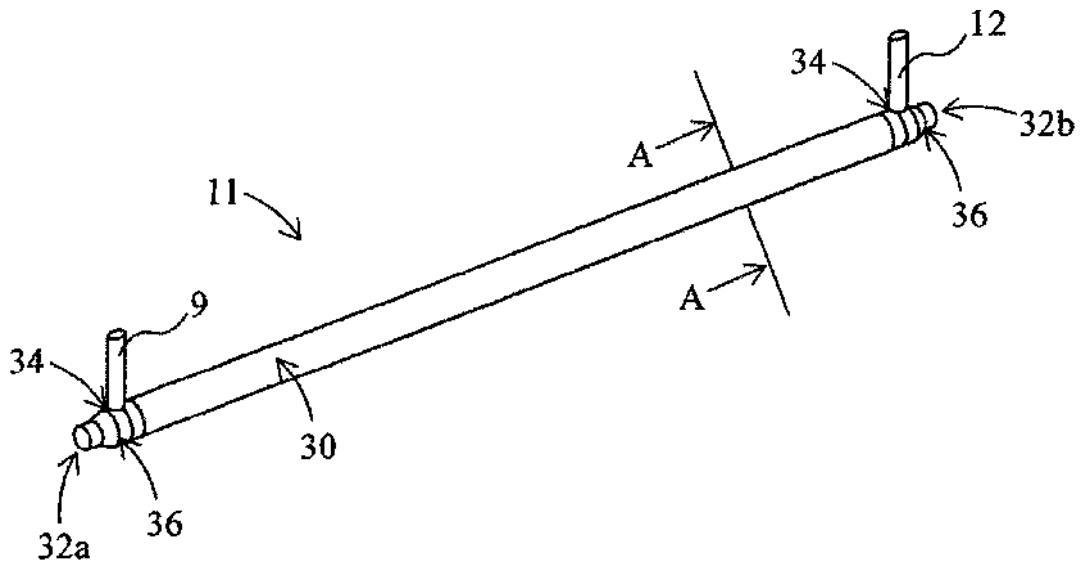
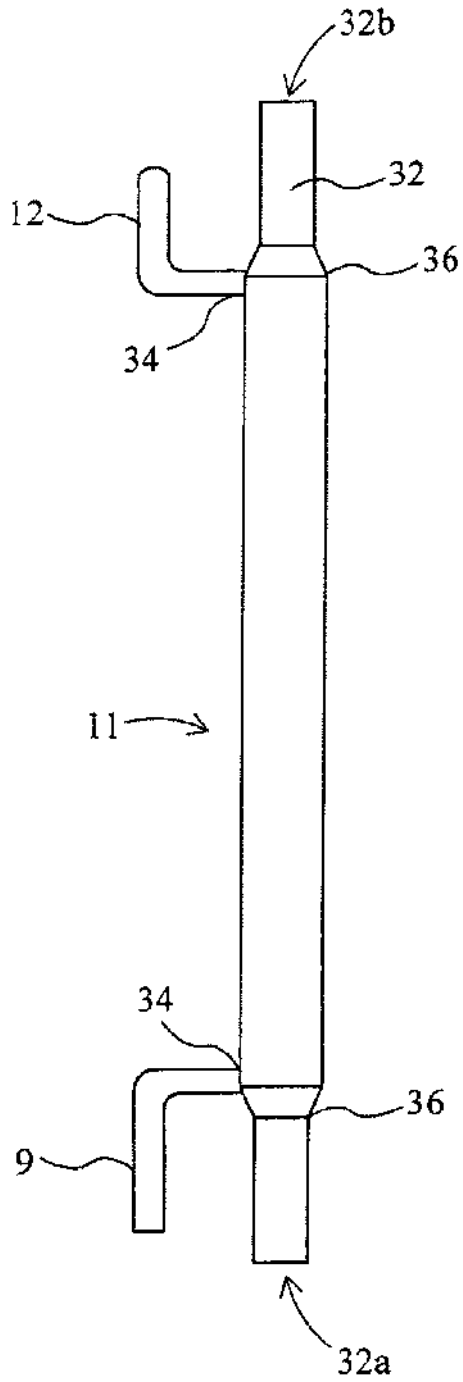


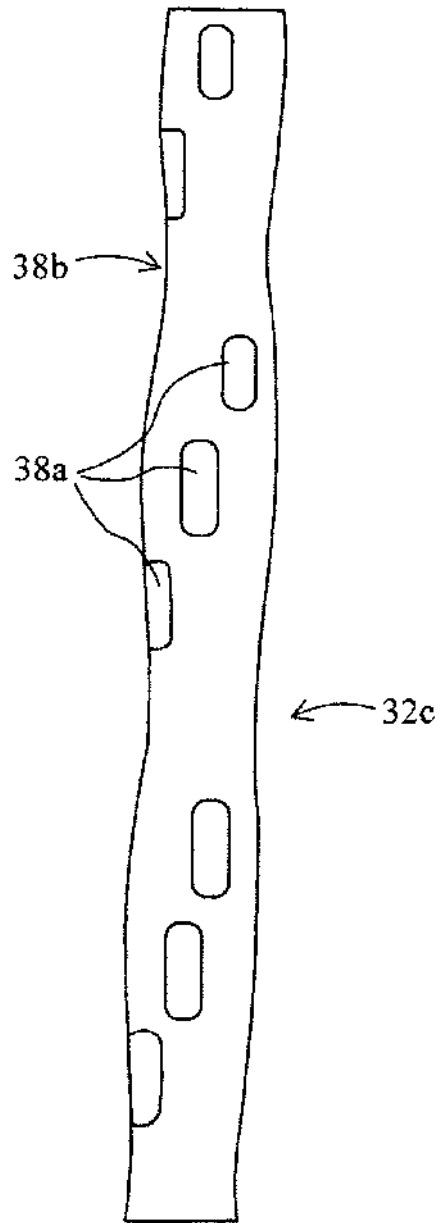
Fig. 2



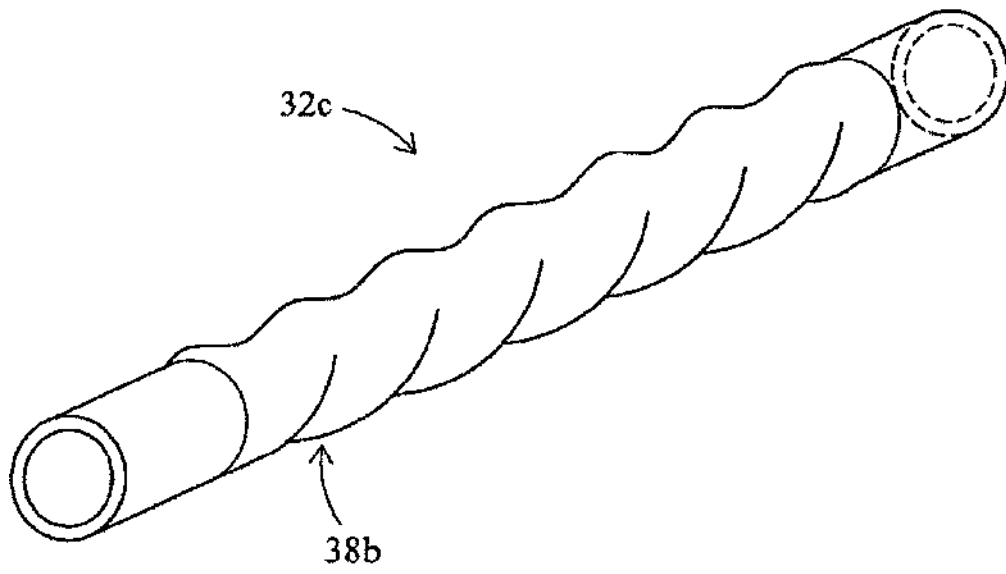
*Fig. 3a*



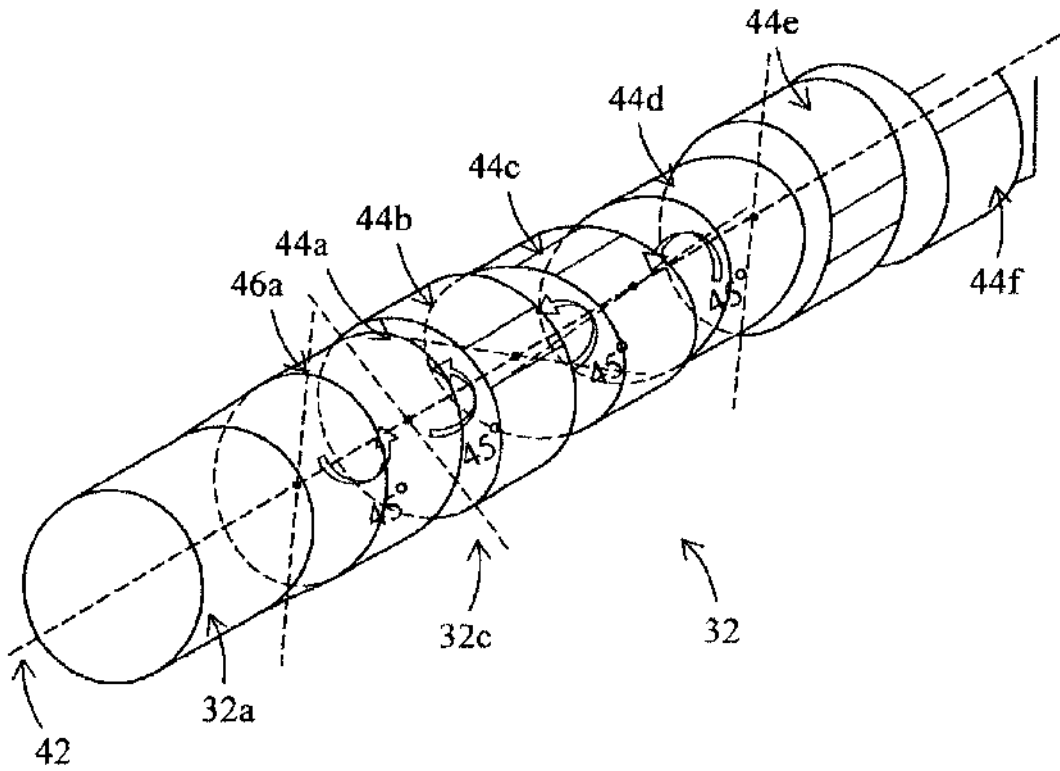
*Fig. 3b*



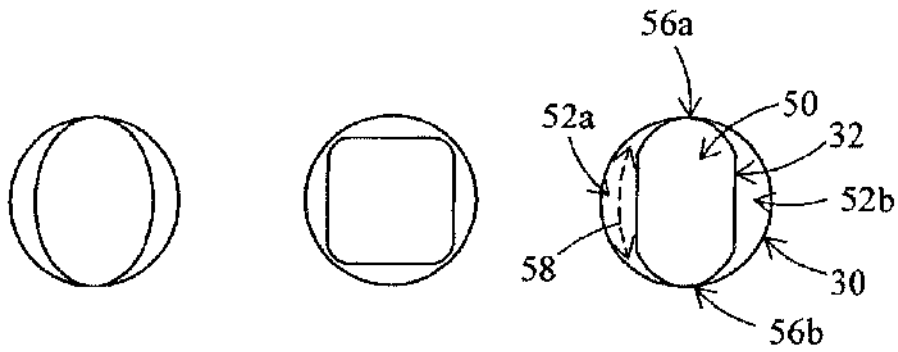
*Fig. 3c*



*Fig. 3d*



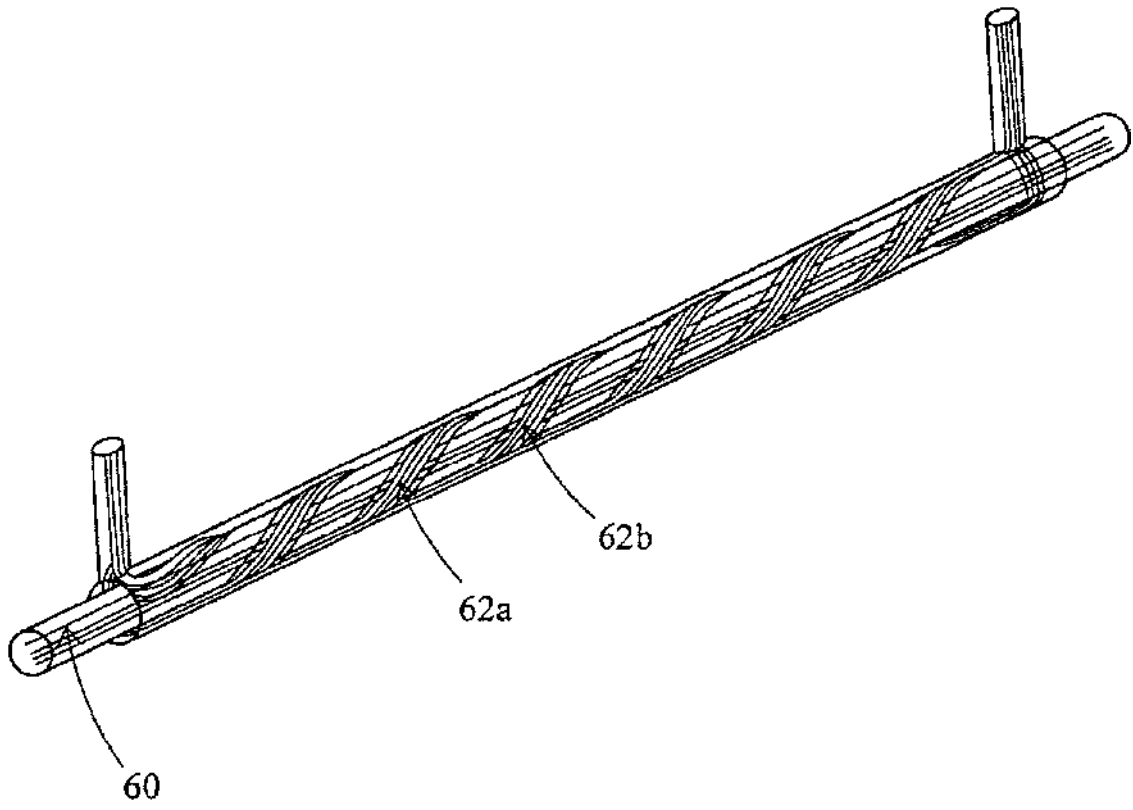
*Fig. 4*



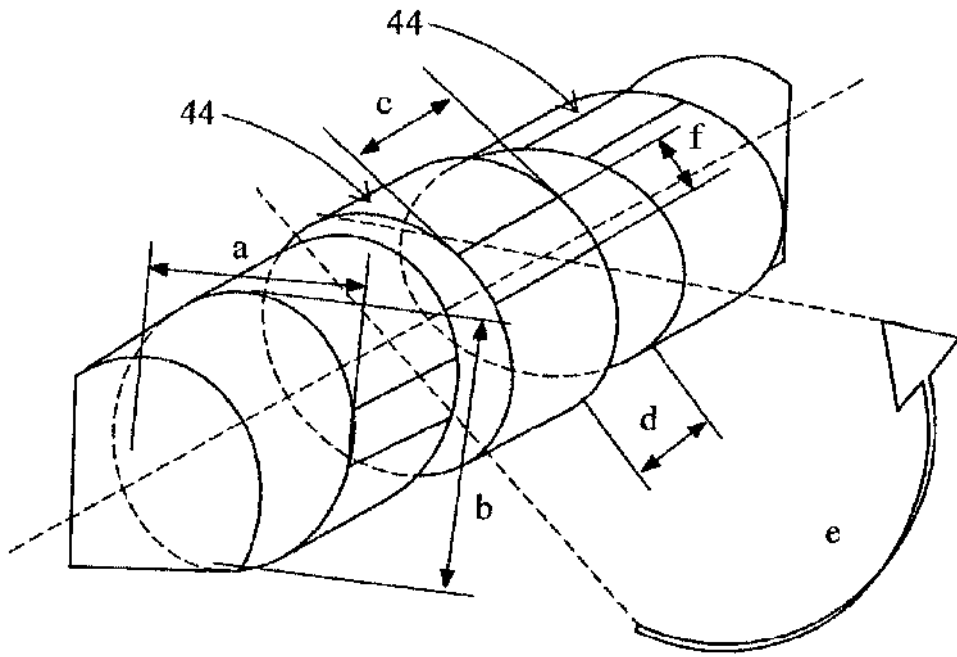
*Fig. 5a*

*Fig. 5b*

*Fig. 5c*



*Fig. 6*



*Fig. 7*